

PROYEK AKHIR - VM191879

MODIFIKASI SISTEM UDARA BERTEKANAN PADA MESIN BAGGING DI PT PETROKIMIA GRESIK

Cris Adam Adriansyah
NRP 10211710010023

Dosen Pembimbing
Ir. Arino Anzip, MEngSc
NIP 19610714 198803 1 003

Teknologi Rekayasa Konversi Energi
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2022



PROYEK AKHIR - VM191879

MODIFIKASI SISTEM UDARA BERTEKANAN PADA MESIN BAGGING DI PT PETROKIMIA GRESIK

CRIS ADAM ADRIANSYAH

NRP 10211710010023

Dosen Pembimbing

Ir. Arino Anzip, MEngSc

NIP 19610714 198803 1 003

Teknologi Rekayasa Konversi Energi

Departemen Teknik Mesin Industri

Fakultas Vokasi

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



FINAL PROJECT - VM191879

MODIFICATION OF PRESSURED AIR SYSTEM ON BAGGING MACHINE AT PT PETROKIMIA GRESIK

CRIS ADAM ADRIANSYAH

NRP 10211710010023

Advisor

Ir. Arino Anzip, MEngSc

NIP 19610714 198803 1 003

Energy Conversion Engineering Technology

Department of Mechanical Industrial Engineering

Faculty Of Vocation

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022

LEMBAR PENGESAHAN

MODIFIKASI SISTEM UDARA BERTEKANAN PADA MESIN BAGGING DI PT. PETROKIMIA GRESIK

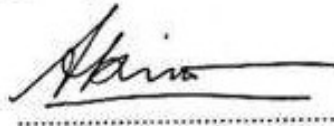
Proyek Akhir

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
Memperoleh gelar Sarjana Terapan Teknik (S.Tr.T)
Program Studi Sarjana Terapan Teknologi Rekayasa Konversi Energi
Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh: **CRIS ADAM ADRIANSYAH**
NRP: 10211710010023

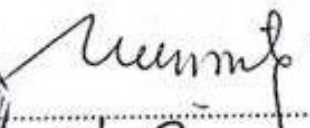
Disetujui Oleh Tim Penguji Proyek Akhir

1. **Ir. Arino Anzip, MEngSc**
NIP 19610714 198803 1 003



Pembimbing

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



Penguji

2. **Giri Nugroho, ST., M.Sc,**
NIP 19791029 201212 1 002



3. **Ir. Suhariyanto, M.Sc**
NIP 19620424 198903 1 005



SURABAYA,
Juni 2022

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : CRIS ADAM ADRIANSYAH / 10211710010023
Departemen : Teknik Mesin Industri
Dosen Pembimbing / NIP : Ir. Arino Anzip, MEngSc / 19610714 198803 1 003

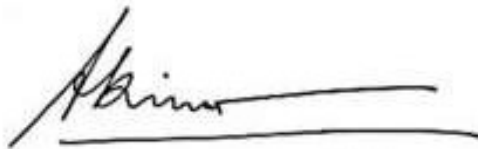
dengan ini menyatakan bahwa Proyek Akhir dengan judul "MODIFIKASI SISTEM UDARA BERTEKANAN PADA MESIN BAGGING DI PT PETROKIMIA GRESIK" adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

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

Surabaya, Juli 2022

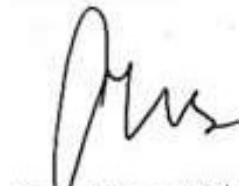
Mengetahui

Dosen Pembimbing



(Ir. Arino Anzip, MEngSc)
NIP. 19610714 198803 1 003

Mahasiswa,



(Cris Adam Adriansyah)
NRP. 10211710010023

MODIFIKASI SISTEM UDARA BERTEKANAN PADA MESIN BAGGING DI PT PETROKIMIA GRESIK

Nama Mahasiswa / NRP : Cris Adam Adriansyah / 10211710010023
Departemen : Teknik Mesin Industri FV - ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Arino Anzip, MEngSc

ABSTRAK

PT Petrokimia Gresik merupakan pabrik pupuk terlengkap di Indonesia. Dalam salah satu proses produksi terdapat pengantogan material pupuk yang menggunakan mesin bagging. Mesin bagging yang ada di PT. Petrokimia Gresik merupakan mesin atau alat yang digunakan untuk mengisikan pupuk ke dalam kantong pupuk setelah dilakukan penimbangan sesuai dengan berat yang telah ditetapkan. Pada mesin *bagging* terdapat 8 silinder pneumatik. 4 silinder pneumatik untuk membuka dan menutup *Dribble Gate* dan *Main Gate*, 2 silinder pneumatik untuk membuka dan menutup *Dump Door*, 2 silinder pneumatik untuk membuka dan menutup *clamping*. Pada sistem pneumatik 48 silinder mesin bagging ini membutuhkan kapasitas standar sebesar $0,859 \frac{m^3}{menit}$ dengan tekanan sebesar 8 Barg. Total *pressure drop* yang dialami sistem pneumatik pada mesin *bagging* sebesar 1,4 Bar. Untuk memenuhi tekanan tersebut terdapat pilihan 2 pilihan *air receiver* yaitu dengan kondisi *air receiver* diisi tetapi *air receiver* tidak mensupply udara ke sistem pneumatik sebesar $26,027 m^3$. Untuk *air receiver* dengan kondisi *air receiver* diisi tetapi *air receiver* juga mensupply udara membutuhkan volume *air receiver* sebesar $2,602 m^3$ dengan kapasitas kompresor $0,9449 \frac{m^3}{menit}$. Untuk menggerakkan kompresor dengan kapasitas $0,9449 \frac{m^3}{menit}$ membutuhkan daya motor listrik sebesar 5,6 kW / 7,5 HP.

Kata Kunci : *Pneumatik, Air Receiver, Kapasitas Standar, Kapasitas Kompresor Mesin Bagging*

**MODIFICATION OF PRESSURED AIR SYSTEM ON BAGGING MACHINE
AT PT PETROKIMIA GRESIK**

Student's Name / NRP : **Cris Adam Adriansyah / 10211710010023**
Department : **Industrial Mechanical Engineering FV - ITS**
Advisor : **Ir. Arino Anzip, MEngSc**

ABSTRACT

PT Petrokimia Gresik is the most complete fertilizer factory in Indonesia. In one of the production processes there is a bagging of fertilizer material using a bagging machine. The bagging machine at PT. Petrokimia Gresik is a machine or tool used to fill fertilizer into fertilizer bags after weighing according to a predetermined weight. The bagging machine has 8 pneumatic cylinders. 4 pneumatic cylinders to open and close the Dribble Gate and Main Gate, 2 pneumatic cylinders to open and close the Dump Door, 2 pneumatic cylinders to open and close the clamping. In a 48 cylinder pneumatic system, this bagging machine requires a standard capacity of $0,859 \frac{\text{m}^3}{\text{menit}}$ with a pressure of 8 Barg. The total pressure drop experienced by the pneumatic system on the bagging machine is 1,4 Bar. To meet this pressure, there are 2 choices of air receivers, namely with the condition that the air receiver is filled but the air receiver does not supply air to the pneumatic system of $26,027 \text{ m}^3$. For the air receiver, the air receiver is filled but the air receiver also supplies air, it requires an air receiver volume of $2,602 \text{ m}^3$ with a compressor capacity of $0,9449 \frac{\text{m}^3}{\text{menit}}$. To drive a compressor with a capacity of $0,9449 \frac{\text{m}^3}{\text{menit}}$ requires an electric motor of 5,6 kW / 7,5 HP.

Keywords: *Pneumatic, Air Receiver, Standard Capacity, Compressor Capacity of Bagging Machine*

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Allah SWT berkat rahmat, hidayah, dan karunia-Nya kepada kita semua sehingga Proyek Akhir dengan judul “**Modifikasi Sistem Udara Bertekanan Pada Mesin Bagging Di PT Petrokimia Gresik**”, dapat selesai dengan baik dan tepat waktu. Proposal ini disusun sebagai salah satu syarat untuk memenuhi syarat kelulusan dalam mata kuliah Proyek Akhir sebagai salah satu mata kuliah wajib di Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Penulis menyadari dalam penyusunan proposal ini tidak akan selesai tanpa bantuan dari berbagai pihak. Karena itu pada kesempatan kali ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada :

1. Ir. Arino Anzip, MEngSc. selaku dosen pembimbing yang telah memberikan bimbingan dalam penyusunan proyek akhir ini.
2. Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. selaku Kepala Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi ITS
3. Seluruh dosen pengajar, staff, dan karyawan Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi ITS.
4. Kedua orang tua, yang selalu memberikan dukungan dan doa dalam penyelesaian penulisan proposal proyek akhir ini.
5. Serta pihak – pihak lain yang tidak bisa penulis sebutkan satu – persatu yang telah membantu baik secara langsung maupun tidak langsung dalam penyusunan proposal tugas akhir ini.

Walaupun demikian, penulis mengharapkan saran dan kritik demi kesempurnaan dan perbaikannya sehingga proposal proyek akhir ini dapat memberikan manfaat bagi bidang pendidikan dan penerapan dilapangan serta bisa dikembangkan lagi lebih lanjut.

Surabaya, 10 Juni 2022

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	i
PERNYATAAN ORISINALITAS	ii
ABSTRAK	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI	vi
DAFTAR GAMBAR.....	viii
DAFTAR TABEL	x
DAFTAR SIMBOL	xi
BAB I.....	1
PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan	2
1.5 Manfaat	2
1.6 Sistematika Penulisan	2
BAB II	3
DASAR TEORI.....	3
2.1 Mesin Bagging.....	3
2.2 Sistem Pneumatik	5
2.3 Komponen Sistem Pneumatik.....	5
2.3.1 Kompresor Udara	5
2.3.2 Motor Kompresor	9
2.3.3 Kerugian Tekanan (Pressure Drop)	9
2.3.4 Air Receiver.....	10
2.3.5 Air Service Unit / FRL	11
2.3.5.1 Air Filter (Saringan Udara).....	11
2.3.5.2 Regulator (Pengatur Tekanan)	12
2.3.5.3 Lubrikator	13
2.3.6 Double Acting Cylinder	14
2.3.7 Valve (Katup)	15
2.3.7.1 Katup Pengarah (Directional Control Valve)	16
2.3.7.2 Katup Pengontrol Tekanan (Pressure Relief Valve).....	16
2.3.7.3 Katup Pengontrol Aliran (Flow Control Valve)	16
2.3.8 Metode Cascade.....	19
BAB III.....	22
METODOLOGI PENELITIAN	22
3.1 Diagram Alir Metodologi	22
3.2 Tahap Persiapan	23
3.3 Tahap Pengolahan Data	23
3.4 Spesifikasi Komponen Sistem Pneumatik Mesin Bagging.....	24
BAB IV.....	28
HASIL DAN PEMBAHASAN	28
4.1 Mesin Bagging di PT Petrokimia Gresik.....	28
4.1.1 Displacement Step mesin Bagging.....	28

4.2	Perancangan Sistem Pneumatik	29
4.3	Perhitungan Konsumsi Udara Silinder Pneumatik	37
4.3.1	Silinder Pneumatik A, B, C, D, E, F, G, H.....	37
4.3.2	Total Kapasitas Standar Silinder Pneumatik pada 6 Mesin Bagging	38
4.4	Perhitungan Pressure Drop	39
4.4.1	Pressure Drop dari Silinder A ke Manifold	39
4.4.2	Pressure Drop dari Silinder B ke Manifold	39
4.4.3	Pressure Drop dari Silinder C ke Manifold	40
4.4.4	Pressure Drop dari Silinder D ke Manifold	41
4.4.5	Pressure Drop dari Silinder E ke Manifold	41
4.4.6	Pressure Drop dari Silinder F ke Manifold.....	42
4.4.7	Pressure Drop dari Silinder G ke Manifold.....	43
4.4.8	Pressure Drop dari Silinder H ke Manifold.....	43
4.4.9	Pressure Drop dari Manifold A ke Air Trap.....	44
4.4.10	Pressure Drop dari Manifold B ke Air Trap.....	45
4.4.11	Pressure Drop dari Manifold C ke Air Trap.....	46
4.4.12	Pressure Drop dari Manifold D ke Air Trap.....	47
4.4.13	Pressure Drop dari Manifold E ke Air Trap	48
4.4.14	Pressure Drop dari Manifold F ke Air Trap	49
4.4.15	Pressure Drop dari Air Trap ke Kompresor.....	50
4.4.16	Total Pressure Drop	51
4.5	Perhitungan Air Receiver.....	53
4.5.1	Kondisi Air Receiver Terisi Tetapi Tidak Mensupply Udara	53
4.5.2	Kondisi Air Receiver Terisi Tetapi Air Receiver Mensupply Udara	55
4.5.3	Pemilihan Air Receiver	55
4.6	Pemilihan Kompresor	56
4.6.1	Pemilihan Jenis Kompresor.....	56
4.6.2	Perhitungan Daya Kompresor	57
BAB V		60
KESIMPULAN		60
5.1	Kesimpulan	60
DAFTAR PUSTAKA.....		62
LAMPIRAN		63
BIODATA PENULIS.....		66

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Mesin Bagging.....	1
Gambar 2.1 Proses Clamping.....	3
Gambar 2.2 Konstruksi Mesin Bagging.....	4
Gambar 2.3 Line Plant Air Area Produksi IIA.....	4
Gambar 2.4 Signal Flow Sistem Pneumatik.....	5
Gambar 2.5 Kompresor.....	6
Gambar 2.6 Hubungan antara P dan V.....	7
Gambar 2.7 Tabel Panjang Ekuivalensi Fitting.....	10
Gambar 2. 8 Air Receiver Departemen Produksi IIA.....	10
Gambar 2.9 Air Service Unit.....	11
Gambar 2.10 Air Filter.....	12
Gambar 2.11 Regulator.....	12
Gambar 2.12 Prinsip Venturi.....	13
Gambar 2.13 Lubricator.....	13
Gambar 2.14 Double Acting Cylinder.....	14
Gambar 2.15 Simbol Silinder Double Acting.....	14
Gambar 2. 16 Selenoid Valve.....	15
Gambar 2.17 Throttle Valve.....	17
Gambar 2.18 One Way Flow Control Valve.....	17
Gambar 2.19 Tipe meter in (kiri) dan meter out (kanan).....	18
Gambar 2.20 Check Valve.....	18
Gambar 2.21 Two Pressure Valve.....	19
Gambar 2.22 Shuttle Valve.....	19
Gambar 2. 23 Pembagian Kelompok langkah kerja.....	20
Gambar 2. 24 Pemberian Notasi dan Pemasangan Katup.....	21
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian Secara Umum.....	23
Gambar 3.2 Gate Valve.....	24
Gambar 3.3 Dump Door.....	25
Gambar 3.4 Clamp.....	25
Gambar 3.5 Selenoid Valve.....	26
Gambar 3.6 Kompresor.....	26
Gambar 3.8 Air Receiver.....	27
Gambar 4.1 Konstruksi Mesin Bagging di PT Petrokimia Gresik.....	28
Gambar 4.2 Displacement Step Diagram Mesin Bagging.....	29
Gambar 4.3 Diagram Notasi Mesin Bagging.....	29
Gambar 4.4 Pengelompokan Diagram Notasi.....	30
Gambar 4.5 Supply Line Udara Tiap Grup.....	31
Gambar 4.6 Diagram Notasi Grup 1.....	31
Gambar 4.7 Metode Cascade Grup 1.....	32
Gambar 4.8 Diagram Notasi Grup 2.....	32
Gambar 4.9 Metode Cascade Grup 2.....	33
Gambar 4.10 Diagram Notasi Grup 3.....	34
Gambar 4.11 Metode Cascade Grup 3.....	34
Gambar 4.12 Diagram Notasi Grup 4.....	35
Gambar 4.13 Metode Cascade Grup 4.....	35
Gambar 4.14 Diagram Notasi Grup 5.....	36
Gambar 4. 15 Metode Cascade Grup 5.....	37

Gambar 4.16 Rekomendasi Air Receiver	56
Gambar 4.17 Diagram Pemilihan Kompresor	56
Gambar 4.18 Tabel Kriteria Pemilihan Kompresor.....	57

DAFTAR TABEL

Tabel 1. 1 Faktor Cadangan Penggerak Mula	9
Tabel 1. 2 Efisiensi Transmisi	9
Tabel 4.1 Total Pressure Drop dari Kompresor ke Silinder Pneumatik Mesin Bagging A.....	51
Tabel 4.2 Total Pressure Drop dari Kompresor ke Silinder Pneumatik Mesin Bagging B.....	51
Tabel 4.3 Total Pressure Drop dari Kompresor ke Silinder Pneumatik Mesin Bagging C.....	52
Tabel 4.4 Total Pressure Drop dari Kompresor ke Silinder Pneumatik Mesin Bagging D.....	52
Tabel 4.5 Total Pressure Drop dari Kompresor ke Silinder Pneumatik Mesin Bagging E.....	52
Tabel 4.6 Total Pressure Drop dari Kompresor ke Silinder Pneumatik Mesin Bagging F	53
Tabel 4.7 Waktu Silinder Bergerak	53

DAFTAR SIMBOL

Q_a	= Konsumsi Udara Aktual ($m^3/menit$)
Q_s	= Konsumsi Udara Standar ($m^3/menit$)
S	= Panjang Stroke (m)
N	= Siklus
P	= Tekanan (Barg)
P_a	= Tekanan Absolut (Pascal)
P_s	= Tekanan Standar (Pascal)
T_a	= Temperatur keadaan Aktual ($^{\circ}C$)
T_s	= Temperatur keadaan Standart ($^{\circ}C$)
L	= Ekivalensi Panjang Pipa (m)
ΔP	= Pressure Drop (Pascal)
V_r	= Volume Receiver (m^3)
Q_c	= Kapasitas Kompresor (bar)
t	= Waktu (menit)
r_p	= rasio pressure (absolut)
P_d	= Tekanan Discharge ($^{\circ}K$)
P_s	= Tekanan Suction ($^{\circ}K$)
k	= Eksponen Adiabatik
W	= Daya (kW)
η_t	= Efisiensi Transmisi
α	= Faktor Cadangan
V	= Volume (m^3)
R	= Konstanta Udara (KJ/Kg $^{\circ}K$)
m	= Jumlah tingkat kompresi
η_{ad}	= Efisiensi Adiabatik
W_{ad}	= Daya adiabatik (kW)
W_{com}	= Daya Compressor (kW)
$\eta_{transmisi}$	= Efisiensi Transmisi

P_{\max}	= Tekanan Maksimal (kPa)
P_{\min}	= Tekanan Minimal (kPa)
C_v	= <i>Flow Capacity Constant</i>
P_1	= <i>Upstream Pressure (kPa abs)</i>
P_2	= <i>Downstream Pressure (kPa abs)</i>
T_1	= <i>Upstream Temperature (°K)</i>
P_s	= Tekanan keadaan Standar (bar)
P_a	= Tekanan keadaan aktual (bar)
W_{motor}	= Daya Motor (kW)
W_{poros}	= Daya Poros (kW)
T_d	= Temperature Discharge Kompresor (°K)
d	= diameter dalam pipa (m)
Q_t	= Kapasitas standar yang dibutuhkan sistem pneumatik ($\frac{m^3}{menit}$)
D	= Diameter Piston (m)

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

PT Petrokimia Gresik merupakan pabrik pupuk terlengkap di Indonesia yang memproduksi berbagai macam pupuk dan bahan kimia untuk solusi agroindustri. PT Petrokimia Gresik saat ini menempati areal lebih dari 450 hektar di Kabupaten Gresik, Jawa Timur. Total produksi saat ini mencapai 8,9 juta ton/tahun, terdiri produk pupuk sebesar 5 (lima) juta ton/tahun, dan produk non pupuk sebanyak 3,9 juta ton/tahun. PT Petrokimia Gresik saat ini bertransformasi menuju perusahaan Solusi Agroindustri untuk mendukung tercapainya program Ketahanan Pangan Nasional, dan kemajuan dunia pertanian.

Salah satu alat yang ada di PT Petrokimia Gresik adalah mesin bagging yang terletak di area Departemen Produksi IIA. Mesin bagging yang ada di PT Petrokimia Gresik merupakan mesin atau alat yang digunakan untuk mengisikan pupuk ke dalam kantong pupuk setelah dilakukan penimbangan sesuai dengan berat yang telah ditetapkan. Mesin ini merupakan komponen vital bagi PT Petrokimia Gresik dalam hubungannya dengan efisiensi dan efektifitas produksi. Mesin bagging mampu membungkus dalam 1 menit menghasilkan 14 - 15 kantong pupuk. Pada mesin bagging ini terdapat 8 silinder pneumatik yang dikontrol oleh PLC dengan fungsi 4 silinder pneumatik untuk membuka dan menutup gate valve, 2 silinder pneumatik untuk membuka dan menutup dump door, 2 silinder pneumatik untuk membuka dan menutup clamp yang merupakan proses clamping yaitu proses memasukan material pupuk ke dalam kantong pupuk.



Gambar 1.1 Mesin Bagging

Permasalahan kegagalan operasi pada unit pantong II PT Petrokimia Gresik dikarenakan udara tekan yang sering drop yang seharusnya tekanan pada sistem membutuhkan 6 barg kemudian hanya menjadi 3-4 barg saja, yang mengakibatkan proses produksi menjadi terhambat yang berdampak pada kerugian PT Petrokimia Gresik hingga mesin kembali beroperasi secara normal. Jika pengisian pupuk ini dilakukan dengan tenaga manusia kemudian menimbanginya maka akan membutuhkan waktu yang sangat lama dan jumlah produksi akan menurun. Oleh karena itu, dengan adanya proyek akhir ini yang memodifikasi

sistem udara bertekanan pada mesin *bagging* yang awal *supply* udara dari *utility* menjadi ditambahkan kompresor pada Area Pengantongan IIA diharapkan dapat memperbaiki fungsi komponen pneumatik sehingga tekanan yang dibutuhkan terpenuhi dengan baik yaitu 6 barg dalam proses pengantongan pupuk di PT Petrokimia Gresik.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang akan dibahas pada proyek akhir kali ini adalah:

1. Bagaimana memodifikasi dan menghitung ulang sistem udara bertekanan untuk mesin bagging?
2. Bagaimana memilih air receiver dan kompresor untuk kebutuhan mesin bagging?

1.3 Batasan Masalah

1. Tidak merancang sirkuit Elektropneumatik mesin bagging
2. Tidak merancang PLC mesin bagging
3. Tidak menghitung kekuatan frame pada mesin bagging

1.4 Tujuan

Tujuan yang ingin dicapai dalam proyek akhir ini yaitu :

1. Untuk mendapatkan rancangan sistem udara bertekanan pada mesin bagging
2. Untuk mendapatkan ukuran air receiver dan kompresor pada mesin bagging

1.5 Manfaat

Manfaat yang diharapkan oleh penulis ini nantinya adalah sebagai berikut:

1. Memperbaiki fungsi komponen sistem udara bertekanan pada mesin bagging
2. Mendapatkan rancangan sistem udara bertekanan baru untuk mesin bagging

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan yang digunakan dalam Proyek Akhir ini adalah:

1. BAB I Pendahuluan
Berisikan latar belakang, perumusan masalah, batasan masalah, tujuan penulisan, manfaat penulisan, dan sistematika penulisan.
2. BAB II Kajian Pustaka
Membahas mengenai teori, perhitungan sistem pneumatik dan pemilihan komponen-komponen system pneumatic pada mesin bagging.
3. BAB III Metologi Peneliatian
Membahas mengenai diagram alir beserta penjelasan proses pengerjaan.
4. BAB IV Hasil dan Pembahasan
Membahas mengenai perhitungan, perancangan komponen system pneumatic dan perancangan sirkuit system pneumatic.
5. BAB V Penutup
Pada bagian ini berisi kesimpulan hasil perancangan dan perhitungan serta saran-saran penulis.

BAB II DASAR TEORI

2.1 Mesin Bagging

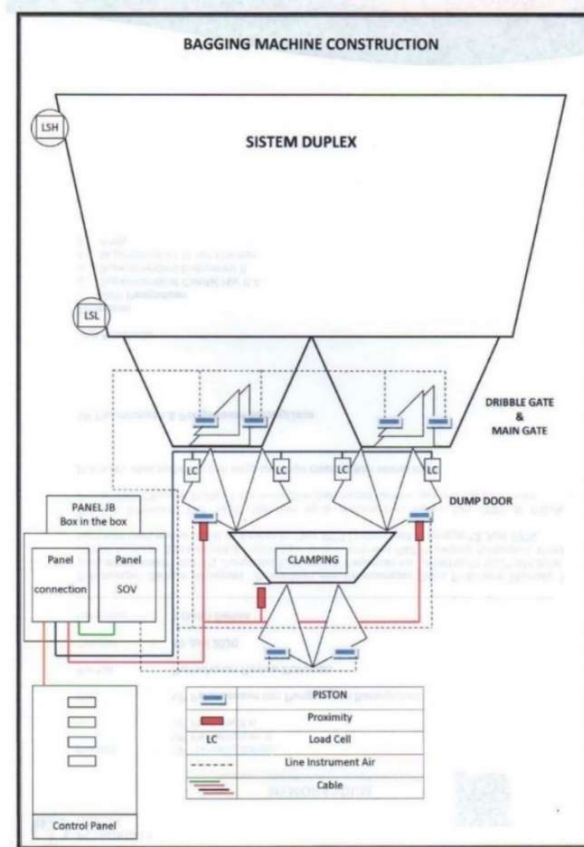
Mesin bagging adalah mesin atau alat yang digunakan untuk mengisi pupuk ke dalam kantong pupuk setelah dilakukan penimbangan sesuai dengan berat yang telah ditetapkan. Karung kosong dilekatkan pada clamp dan apabila berat material dalam timbangan sudah mencapai berat yang diinginkan maka material akan langsung masuk ke dalam kantong dan clamp terlepas.



Gambar 2.1 Proses Clamping
(Sumber: Dokumentasi Perusahaan)

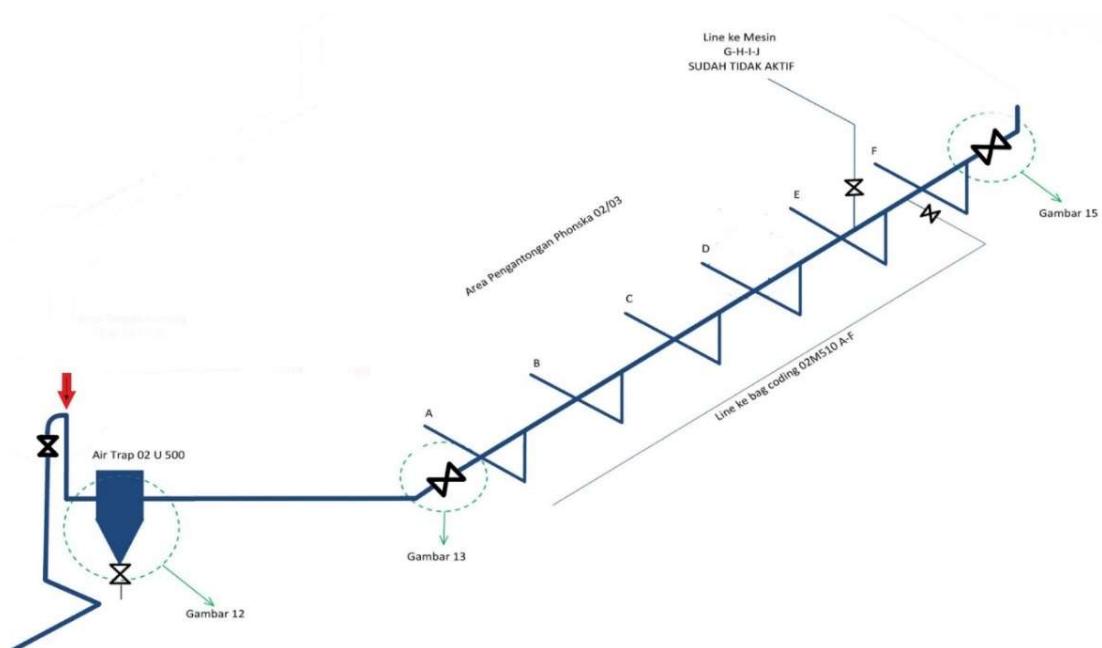
Pada gambar diatas merupakan proses clamping yaitu memasukan material pupuk ke dalam kantong. Konstruksi pada Mesin Bagging di PT Petrokimia Gresik terdapat 8 silinder pneumatik, 4 silinder pneumatik berfungsi untuk membuka dan menutup Main Gate dan Dribble Gate, 2 silinder pneumatik berfungsi untuk membuka dan menutup Dump Door, 2 silinder pneumatik berfungsi untuk membuka dan menutup clamping.

Aliran material dari Hopper nantinya akan melewati Gate Valve 1 dan Gate Valve 2 secara bergantian. Kemudian akan melewati Dump Door A dan Dump Door B juga secara bergantian. Pada saat material berada pada Dump Door, material akan ditimbang sesuai dengan berat yang telah ditentukan. Setelah itu, material akan melewati clamp dimana clamp berfungsi untuk menjepit kantong dan pada saat clamp membuka material mengisi kantong pupuk tersebut. Berikut gambar konstruksi Mesin Bagging di PT Petrokimia Gresik.



Gambar 2.2 Konstruksi Mesin Bagging
(Sumber: Dokumentasi Perusahaan)

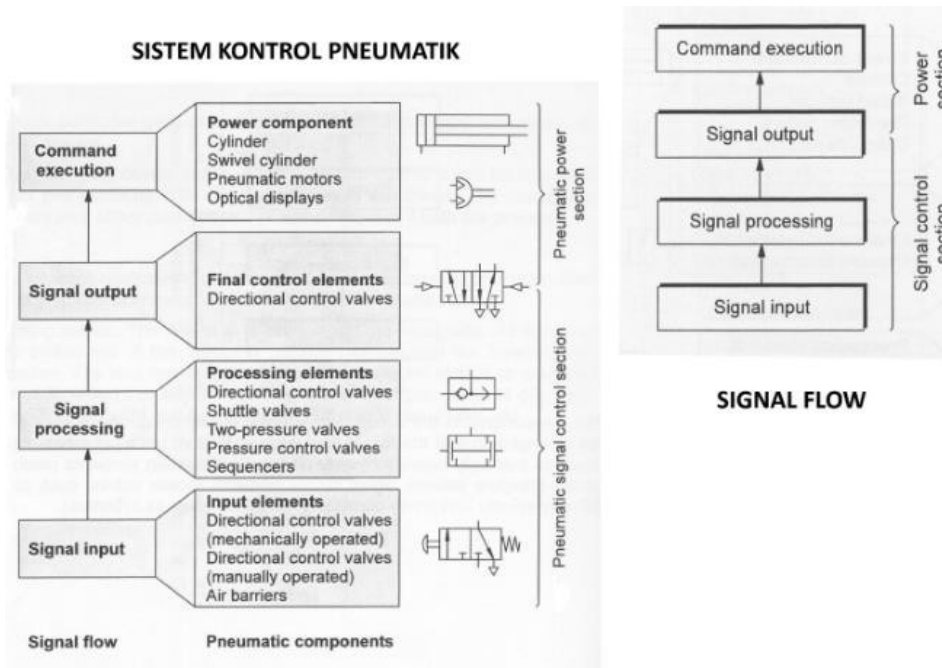
Adapun berikut merupakan Line Plant Air pada area produksi II A. Supply udara dari utility sampai ke mesin bagging di Area Pengantongan IIA PT Petrokimia Gresik.



Gambar 2.3 Line Plant Air Area Produksi IIA
(Sumber: Dokumen Perusahaan)

2.2 Sistem Pneumatik

Fluid Power system merupakan teknologi yang menangani tentang *control*, *transmisi* dari sebuah daya menggunakan fluida bertekanan. *Fluid power system* didesain khusus untuk melakukan kerja. Kerja yang dimaksud yaitu dengan fluida bertekanan menggerakkan aktuator berupa silinder maupun motor.



Gambar 2.4 Signal Flow Sistem Pneumatik

Pada gambar diatas merupakan *signal flow* dari sistem pneumatik. *Signal input*, *signal processing*, dan *signal output* merupakan signal pengontrol sistem pneumatik. Pada gambar tersebut terdapat beberapa komponen-komponen yang bertugas menjadi *signal input*, *processing*, *output* maupun *command execution*. Pada mesin bagging PT Petrokimia Gresik untuk *signal input* terdapat kompresor, *Air Receiver* dan *Air Service Unit*. Pada *Signal outputnya*, terdapat komponen *Directional Control Valve* yang metode aktuasinya menggunakan solenoid. Dan untuk *command execution*, PT Petrokimia Gresik memakai komponen silinder pneumatik.

Pada suatu system pneumatic fluida kerja yang digunakan biasanya yakni udara, namun dalam beberapa kasus lain terkadang menggunakan jenis gas lain untuk dijadikan sebagai fluida kerja seperti Hidrogen, dan sebagainya.

2.3 Komponen Sistem Pneumatik

2.3.1 Kompresor Udara

Dalam pneumatic, kompresor berfungsi mengubah tekanan udara dari tekanan atmosfer (atm) menjadi udara bertekanan tinggi yang merupakan sumber energi yang digunakan pada sistem pneumatik. Hal ini dikarenakan system pneumatic berkerja dengan memanfaatkan udara bertekanan (Compressed Air). Setelah udara dimampatkan oleh kompresor udara tersebut akan didistribusikan menuju system pneumatic sampai kapasitas sistem pneumatik yang dibutuhkan terpenuhi.



Gambar 2.5 Kompresor
(Sumber: Dokumentasi Perusahaan)

Secara garis besar kompresor dapat diklasifikasikan menjadi 2 bagian, yaitu Positive Displacement dan Dynamic compressor. Kompresor *positive displacement* terbagi menjadi 2 yaitu kompresor *reciprocating* dan kompresor *rotary* Untuk supply udara bertekanan (Compressed Air) pada Mesin Bagging di PT Petrokimia Gresik yakni menggunakan compressor type *positive displacement – reciprocating*.

Pada kompresor reciprocating memiliki beberapa proses kompresi diantaranya yaitu proses *isothermal*, proses *adiabatic* dan proses *politropik*. Untuk masing-masing dapat diuraikan sebagai berikut:

2.3.1.1 Proses Kompresi Isothermal

Suatu gas dapat diberikan energi mekanik dari luar jika gas tersebut dikompresikan. Energi yang diberikan diubah menjadi energi panas sehingga ketika tekanan pada gas semakin tinggi maka linier dengan temperatur gas yang tinggi.

Jika pada saat kompresi dibarengi dengan pendinginan untuk mengeluarkan panas yang terjadi, maka temperature gas dapat terjaga. Hal ini disebut kompresi isothermal. Hubungan antara P dan v dapat diuraikan sebagai berikut :

$$P.V = m. R. T \quad 2.1$$

Dimana :

P = Tekanan Mutlak (Pa)

V = Volume (m³)

m = Massa Udara/gas (kg)

R = Konstanta Udara (KJ/Kg °K) = 29,27 m/K. (Pada saat t = 0 dan P = 760mmHg)

T = Temperatur Mutlak (°K)

Apabila $v = V/m$ adalah Volume spesifik (m³/kg), maka persamaan diatas menjadi :

$$P.V = R.T$$

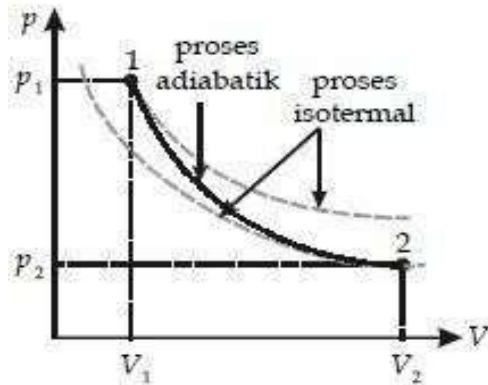
Untuk T konstan, Persamaannya menjadi :

$$P.V = \text{Konstan}$$

Persamaan diatas dapat dituliskan sebagai berikut :

$$P_1 V_1 = P_2 V_2$$

Sehingga dari kompresi isothermal, hubungan antara P dan V dapat digambarkan pada grafik berikut :



Gambar 2.6 Hubungan antara P dan V

2.3.1.2 Proses Kompresi Adiabatik

Pada gambar grafik diatas merupakan proses kompresi adiabatik dan juga proses kompresi isothermal. Pada kompresi isothermal membutuhkan pembuangan panas agar temperature konstan tetapi proses kompresi adiabatik prosesnya berbanding terbalik dengan proses kompresi isothermal. Pada kompresi adiabatik tidak ada panas yang dibuang. Ketika panas tidak ada yang terbuang sedikitpun maka kompresi adiabatik dikatakan sempurna. Agar tidak ada panas yang terbuang maka sistem harus diisolasi. Pada kenyataannya sistem tidak bisa diisolasi dengan sempurna maka proses kompresi adiabatik juga tidak dapat sempurna. Panas yang tertahan pada kompresi ini menyebabkan tekanan gas yang naik lebih tinggi pada volume yang sama daripada kompresi isothermal. Tekanan gas ini meningkat karena temperatur pada gas juga meningkat. Energi kompresi ini akan tersimpan dalam sistem sebagai internal energi atau energi dalam. Kenaikan temperatur ini akan linier dengan kenaikan internal energi yang juga linier dengan kerja yang diberikan pada sistem dengan persamaan :

$$P.V^k = \text{Konstan}$$

Pada persamaan diatas, k merupakan perbandingan antara kapasitas panas pada tekanan (C_p) dengan kapasitas panas pada volume (C_v) tetap atau dapat ditulis, $k = \frac{C_p}{C_v}$. Jika pada persamaan diatas, $k = 1$, maka persamaan diatas menjadi proses isothermal yaitu $P.V = \text{Konstan}$. Sehingga persamaan tersebut dapat dituliskan sebagai berikut :

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k$$

2.3.1.3 Proses Kompresi Politropik

Pada kompresi isothermal dan juga adiabatik merupakan proses kompresi yang ideal dan pada kenyataannya sulit untuk dicapai. Proses kompresi yang sesungguhnya terjadi yaitu proses diantara proses kompresi isothermal dan juga proses kompresi adiabatik. Jadi proses ini terjadi kenaikan temperatur dan juga ada panas yang keluar yang disebut kompresi politropik. Pada proses ini menggunakan persamaan seperti adiabatik tetapi harga k diganti dengan harga

n sebagai berikut

$$P \cdot V^n = \text{Konstan}$$

Untuk indeks politropik (n) pada proses kompresi politropik memiliki harga terletak antara 1 (Proses Isothermal) dan k (Proses adiabatik) sehingga $1 < n < k$. Untuk kompresor biasanya $n = 1,25 - 1,4$.

2.3.1.4 Perubahan Temperature

Pada saat kompresi, temperatur gas dapat berubah tergantung pada proses kompresi yang terjadi. Hubungan antara tekanan dan temperatur hanya terjadi perubahan pada proses adiabatik. Pada kompresi adiabatik tidak ada panas yang dikeluarkan sehingga kerja yang dilakukan untuk menaikkan temperature dan juga tekanan. Temperatur yang dicapai oleh gas yang keluar dari kompresor dalam proses adiabatik dapat diperoleh secara teoritis dengan rumus berikut :

$$T_d = T_s \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{(k-1)/m \cdot k} \quad 2.2$$

Dimana :

T_d = Temperatur gas keluaran kompresor

T_s = Temperatur isap kompresor

P_d = Tekanan keluaran kompresor

P_s = Tekanan isap kompresor

m = Jumlah tingkat kompresi : 1,2,3,4,.. dan seterusnya

k = Perbandingan panas jenis gas = 1,4 (Untuk Udara)

2.3.1.5 Efisiensi Adiabatik

Efisiensi adiabatik merupakan daya yang dibutuhkan untuk memampatkan gas pada saat silus adiabatik. Perhitungan menggunakan siklus adiabatik merupakan perhitungan teoritis. Untuk perhitungan efisiensi adiabatik dapat menggunakan rumus berikut :

$$\eta_{ad} = \frac{W_{ad}}{W_s} \quad 2.3$$

Dimana :

η_{ad} = Efisiensi Adiabatik keseluruhan (%)

W_{ad} = Daya adiabatik teoritis (kW)

W_s = Daya yang masuk pada poros (kW)

Untuk perhitungan besarnya daya adiabatik teoritis dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$W_{com} = \frac{m \times k}{k - 1} \times P_s \times Q_{suction} \times \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{m \times k}} - 1 \right] \quad 2.4$$

Untuk perhitungan efisiensi adiabatik, efisiensi pada kompresor dapat diambil 65%-70% untuk kompresor kecil, 70%-80% untuk kompresor sedang, dan 80%-85% untuk kompresor besar.

2.3.2 Motor Kompresor

Motor yang digunakan untuk menggerakkan kompresor adalah motor listrik. Pada PT Petrokimia Gresik, motor listrik dan kompresor dihubungkan oleh belt. Daya dari motor listrik harus bisa memenuhi kebutuhan kompresor yang akan mensupli udara bertekanan. Daya motor listrik dapat dicari dengan rumus berikut:

$$W_{motor} = \frac{W_{poros}}{\eta_{transmisi}} \times (1 + \alpha) \quad 2.5$$

Pada pemilihan motor listrik jenis penggerak mula dan jenis transmisi berpengaruh pada daya motor. Jenis-jenis penggerak mula dan transmisi dapat dilihat pada table berikut:

Tabel 1. 1 Faktor Cadangan Penggerak Mula

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 1. 2 Efisiensi Transmisi

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 Hidrolik		0,95 – 0,97

(Sumber: Sularso, Pompa & Kompresor, Pemilihan, pemakaian dan pemeliharaan)

Dimana:

η_t = Efisiensi Transmisi

α = Faktor Cadangan

2.3.3 Kerugian Tekanan (Pressure Drop)

Pada saat udara tekanan pada sistem pneumatik mengalir pada instalasi, terdapat gesekan-gesekan yang terjadi. Gesekan ini menyebabkan adanya kerugian tekanan yang dialami oleh sistem pneumatik. Kerugian-kerugian tekanan ini dapat dicari dengan rumus sebagai berikut :

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P}$$

2.6

Dimana:

ΔP = Kerugian Tekanan (Pa)

Q = Konsumsi Udara Standart (m³/s)

L = Panjang Instalasi Perpipaan (m)

d = Diameter dalam pipa (m)

P = Tekanan Absolut udara yang masuk instalasi (Pa)

Rumus diatas merupakan rumus untuk mencari kerugian tekanan pada pipa lurus. Jika dalam instalasi pneumatik terdapat fitting- fitting maka pada panjang perpipaan ditambahkan dengan panjang ekuivalen dari fitting- fitting. Panjang ekuivalen dari fitting- fitting dapat dilihat pada gambar berikut :

Tube dia in mm	25	50	80	100	125	150	200	250	300	400	500
Fitting											
On-off valve (Two way)	6	15	25	35	50	60	85	110	140	200	260
Corner Radius	3	7	11	15	20	25	35	50	60	85	110
Slide valve	0.3	0.7	1	1.5	2	2.5	3.5	5	6	8.5	11
Elbows	0.2	0.4	0.7	1	1.4	1.7	2.4	3.2	4	6	7
Tees	2	4	7	10	14	17	24	32	40	60	70
Reducers	0.5	1	2	2.5	3.5	4	6	8	10	15	18

Gambar 2.7 Tabel Panjang Ekuivalensi Fitting

(Sumber: Pneumatic System, Principles and Maintenance, S.J Majumdar)

2.3.4 Air Receiver



Gambar 2. 8 Air Receiver Departemen Produksi IIA

Komponen ini merupakan tangki penyimpanan udara bertekanan dari kompresor di Departemen Produksi IIA - PT. Petrokimia Gresik. Tangki ini tidak hanya sebagai penyimpanan

udara tetapi juga menstabilkan tekanan udara dalam pipa. Dalam perencanaan sistem pneumatik, untuk menentukan volume air receiver dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$V_r = \frac{101 \text{ kPa } t (Q_r - Q_c)}{P_{max} - P_{min}} \quad 2.7$$

Dimana:

V_r = Volume Air Receiver (m^3)

t = Waktu air receiver membagikan udara (menit)

Q_r = Kapasitas standart yang dibutuhkan sistem pneumatik ($\frac{m^3}{menit}$)

Q_c = Kapasitas kompresor ($\frac{m^3}{menit}$)

P_{max} = Tekanan maksimal pada air receiver (kPa)

P_{min} = Tekanan minimal pada air receiver (kPa)

2.3.5 Air Service Unit / FRL



Gambar 2.9 Air Service Unit
(Sumber: perawatanmesinterpadu.com)

2.3.5.1 Air Filter (Saringan Udara)

Udara diatmosfir yang telah dimampatkan oleh kompresor masih banyak mengandung kotoran seperti debu, oli residu, uap basah, dan butiran-butiran halus lainnya. Kandungan kotoran yang masih banyak tersebut tidak dibiarkan begitu saja masuk kedalam system pneumatic, karena jika kotoran tersebut dibiarkan masuk ke dalam system maka lambat laun akan merusak sistem pneumatik.

Oleh karena itu perlu adanya komponen Saringan Udara (Air Filter) dalam perancangan system pneumatic. Air Filter ini berfungsi menyaring kotoran kotoran yang terkandung dalam udara bertekanan yang akan didistribusikan menuju system pneumatic. Dengan adanya alat ini maka udara bertekanan yang digunakan memeperpanjang pemasangan dari Air Filter ini dapat dipasang secara tunggal maupun dipasang sebagai unit gabungan dengan pelumasan dan pengatur tekanan yang sering disebut dengan Filter Regulator and Lubricator (FRL).

Adapun syarat-syarat dari saringan udara adalah sebagai berikut:

1. Mempunyai tempat penampungan cairan yang besar
2. Tembus pandang dan tahan pecah.
3. Dapat dicuci dan bagian bagian saringannya dapat diganti.
4. Dapat membuat putaran angina dengan baik.
5. Memungkinkan untuk mengeluarkan cairan otomatis.
6. Memungkinkan untuk pembersihan tanpa penggantian saringan.



Gambar 2.10 Air Filter
(Sumber: perawatanmesinterpadu.com)

Untuk cara kerja dari komponen ini yakni udara yang telah dimampatkan harus mengalir melalui lubang putaran angin, hal tersebut akan membuat udara bergerak segera setrifungal dan menyebabkan butiran-butiran air dan benda-benda padat lainnya terlempar melawan dinding dalam mangkok saringan. Selanjutnya kotoran akan terkumpul dibagian bawah mangkok saringan.

Untuk perawatan dari komponen ini yakni mangkok saringan harus dibersihkan secara rutin dan berkala agar lubang-lubang laluan tidak salurannya berkurang. Selain itu jika cairan yang terkumpul sudah mencapai batas maksimum maka harus segera dibuang dengan cara membuka pada bagian drain. lebar tersumbat maupun lebar salurannya berkurang. Selain itu jika cairan yang terkumpul sudah mencapai batas maksimum maka harus segera dibuang dengan cara membuka pada bagian drain.

2.3.5.2 Regulator (Pengatur Tekanan)

Tekanan udara yang keluar dari kompresor tidak selalu sesuai dengan kebutuhan dari system pneumatic. Untuk mengatur tekanan udara yang didistribusikan kebagian control dan kerja maka memerlukan regulator (pengatur tekanan). Biasanya alat ini dipasang bersamaan dengan penyaring udara, Setelah udara bertekanan disaring melalui filter selanjutnya udara masuk pada regulator untuk diatur tekanannya sesuai dengan kebutuhan distribusi valve atau actuator dari sistem pneumatik.

Jadi fungsi utama dari regulator yakni untuk menjaga tekanan operasi (Tekanan Sekunder) sebenarnya tanpa melihat perubahan tekanan yang terjadi dalam saluran (Tekanan Primer) dan pemakaian udara.



Gambar 2.11 Regulator
(Sumber: perawatanmesinterpadu.com)

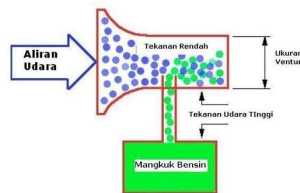
2.3.5.3 Lubrikator

Didalam sistem pneumatik terdapat beberapa bagian peralatan yang bergerak dan menimbulkan gesekan. Peralatan yang dimaksud yakni seperti pada silinder, dan katup. Jika gesekan yang terjadi ketika peralatan beroperasi dibiarkan begitu saja, maka lambat laun peralatan tersebut dapat mengalami keausan dan dapat memperpendek umur dari peralatan tersebut. Untuk menjamin supaya bagian-bagian yang bergesekan tersebut dapat berkerja dan dapat memiliki umur yang lebih panjang, maka perlu adanya pelumasan yang cukup.

Pelumasan tersebut didistribusikan melalui udara bertekanan yang dijadikan sebagai alat transmisi dari energi sistem pneumatik. Pemberian pelumasan pada udara bertekanan ini dilakukan oleh Lubricator. Adapun keuntungan menggunakan pelumasan yakni penurunan angka gesekan, perlindungan terhadap korosi, dan umur pemakaian lebih lama.

Syarat yang harus dipenuhi oleh perangkat pelumas:

1. Pengoperasian pemeliharaan perlengkapan sederhana
2. Kerja perangkat lumas dengan penuh otomatis.
3. Banyaknya oli untuk control pneumatic harus dapat disesuaikan untuk kesesuaian ukurannya.
4. mampu membuat campuran udara dengan oli dengan halus.
5. Perangkat pelumas harus dapat berfungsi sekalipun udara bertekanan yang diperlukan hanya sesaat.



Gambar 2.12 Prinsip Venturi
(sumber: fluidsिम handbook)

Hampir semua perangkat pelumas udara bertekanan berkerja menggunakan prinsip venturi (pengabutan). Perbedaan tekanan Δp (pressure drop) antara tekanan didepan lubang penyemprot udara dengan tekanan pada bagian paling sempit dari lubang penyemprot (nozzle) digunakan agar dapat menyedot cairan (oli) dari bejana dan mencampurnya dengan udara.

Perangkat lumas udara bertekanan dapat berkerja hanya ketika ada aliran udara yang cukup. Jika terlalu kecil alirannya, kecepatan aliran pada nozzle tidak dapat menimbulkan perbedaan tekanan (pressure drop). Akibatnya oli dalam bejana tidak dapat tersedot dan tidak bisa bercampur dengan udara.



Gambar 2.13 Lubricator
(Sumber: perawatanmesinterpadu.com)

Perangkat lumas (lubricator) yang digambarkan diatas berkerja menurut prinsip ventur. Udara bertekanan mengalir melewati saluran air inlet menuju saluran air outlet. Bagian poppet assembly akan terbuka jika ada aliran udara yang mengalir. Ketika ada aliran udara mengalir maka disaluran antara inlet dan outlet akan terjadi penurunan tekanan.

Sedangkan pada bejana oli tekanan dikondisikan dalam keadaan atmosfer. Karena adanya perbedaan tekanan maka oli yang ada oda bejana akan tersedot naik keatas yang selanjutnya akan terjadi pengabutan akibat aliran udara yang mengalir.

2.3.6 Double Acting Cylinder

Silinder pergerakan ganda digunakan terutama apabila piston diperlukan untuk melakukan kerja bukan hanya pada gerakan maju tetapi juga pada gerakan mundur. Namun gaya yang diberikan ketika langkah kerja maju pada silinder aksi ganda (double acting) ini akan lebih besar dibanding dengan ketika silinder melakukan langkah kerja mundur. Hal demikian disebabkan kapasistas udara yang dibutuhkan silinder ketika langkah kerja mundur lebih kecil karena volume dari sisi bagian depan piston lebih kecil akibat adanya batang rod silinder.

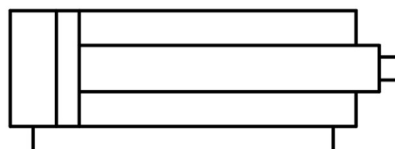


Gambar 2.14 Double Acting Cylinder

Departemen Produksi IIA - PT Petrokimia Gresik menggunakan produk Festo untuk silinder pneumatik.

Cara kerja dari *double acting* sendiri yaitu ketika udara masuk melalui port A, udara bertekanan akan mendorong rod bergerak *extend*. Dan udara yang ditekan oleh *cylinder* akan keluar melalui port B. Begitupun sebaliknya, ketika udara masuk melalui port B, udara akan mendorong rod bergerak *retract*. Dan udara yang ditekan oleh *cylinder* akan keluar melalui port A.

Simbol dari Silinder Double Acting adalah sebagai berikut:



Gambar 2.15 Simbol Silinder Double Acting
(Sumber: festo fluidsims)

Konsumsi udara aktual yang digunakan untuk menggerakkan silinder dapat dituliskan sebagai berikut :

$$Q_a = \frac{\pi}{4} d^2 x S x N x 2 \quad 2.8$$

Dimana :

Q_a = Konsumsi udara aktual ($\frac{m^3}{menit}$)

D = Diameter piston (m)

S = Stroke Silinder (m)

N = siklus ($\frac{cycle}{min}$)

Dari konsumsi udara aktual dapat ditemukan konsumsi udara standart dengan rumus :

$$Q_s = Q_a \left(\frac{T_s}{T_a} \right) \left(\frac{P_a}{P_s} \right) \quad 2.9$$

Dimana:

Q_s = Konsumsi udara keadaan standart (m^3/min)

Q_a = Konsumsi udara keadaan aktual (m^3/min)

T_s = Temperatur keadaan standart ($^{\circ}C$)

T_a = Temperatur keadaan aktual ($^{\circ}C$)

P_s = Tekanan keadaan standart (Bar(a))

P_a = Tekanan keadaan aktual (Bar(a))

2.3.7 Valve (Katup)



Gambar 2. 16 Selenoid Valve

Sistem kontrol pneumatik terdiri komponen sinyal dan bagian kerja. Komponen menggunakan rangkaian atau urutan operasi dari bagian kerja yang disebut "katup".

Katup adalah salah satu komponen sistem pneumatik yang digunakan untuk mengontrol tekanan, kecepatan aliran, dan untuk mengatur arah aliran udara didalam sistem - komponen sinyal dan bagian kerja pneumatik.

Pemilihan katup didasarkan pada kebutuhan sistem pneumatik dan nilai *flow capacity constant* (C_v). C_v merupakan *flow coefficient* yang nilainya sesuai dengan opening dari valve. Perhitungan nilai *flow capacity constant* dapat dituliskan sebagai berikut :

$$C_v = \frac{Q}{0,0698} \sqrt{\frac{T_1}{(P_1 - P_2)(P_2)}}$$

Dimana:

C_v = *Flow capacity constant*

$Q_{standart}$ = *Volume Flow Rate* (m^3/min)

P_1 = *Upstream Pressure* (kPa abs)

P_2 = *Downstream Pressure* (kPa abs)

T_1 = *Upstream Temperature* ($^{\circ} K$)

Berdasarkan fungsinya, katup dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

2.3.7.1 Katup Pengarah (*Directional Control Valve*)

Directional Control Valve adalah katup pengarah aliran fluida menuju ke sistem pneumatik yang berfungsi untuk mengatur *actuator* silinder bergerak *extend* maupun *retract*.

2.3.7.2 Katup Pengontrol Tekanan (*Pressure Relief Valve*)

Katup pengontrol tekanan adalah katup yang system kerjanya dapat diatur atau dijalankan oleh besarnya tekanan yang mengalir melalui katup. Untuk jenis penggunaannya biasanya katup tipe ini dikategorikan menjadi 3 jenis yaitu:

1. *Pressure Regulating Valve* (Katup Pengatur Tekanan)

Sesuai dengan namanya katup pengatur tekanan ini digunakan untuk menjaga tekanan yang stabil untuk disuplai menuju system meskipun dengan inputan udara tekanan yang berbeda-beda. Guna dari katup ini yakni menjaga kebutuhan udara bertekanan yang dibutuhkan oleh system agar kegiatan produksi yang dijalankan oleh system pneumatik dapat berjalan sesuai dengan planning.

2. *Pressure Limiting Valve* (Katup Pembatas Tekanan)

Sesuai dengan namanya, katup pengatur tekanan ini digunakan sebagai pembatas tekanan yang dapat ditolerir oleh system pneumatik. Katup ini digunakan sebagai pengaman dari system pneumatik. Apabila tekanan maksimal tercapai pada saluran input, maka lubang output pada katup langsung dibuang menuju atmosfer. Lubang output akan terus terbuka sampai batas tekanan yang berada pada saluran input minimal sama dengan batas katup yang telah disetting.

3. *Sequence Valve* (Katup Saklar Tekan)

Pada dasarnya prinsip kerja dari katup ini sama dengan katup pembatas tekanan. Jadi udara akan terus mengalir melalui inlet menuju ke bagian internal pilot, pada bagian internal pilot tekanan udara akan terus bertambah sampai menggerakkan pegas ke arah atas. Setelah pegas terbuka sampai batas tertentu baru udara akan bisa mengalir menuju saluran outlet.

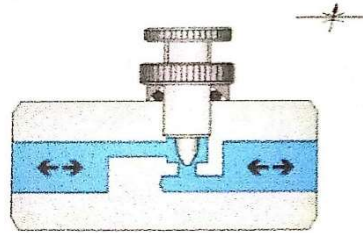
2.3.7.3 Katup Pengontrol Aliran (*Flow Control Valve*)

Flow Control Valve digunakan untuk control speed sebuah silinder atau sebuah aktuator dengan cara mengatur aliran (flow) udara yang masuk ke sistem pneumatik. Pada umumnya katup jenis ini dipakai sebagai *throttle valve* atau kombinasi dengan *check valve* yang biasa disebut *speed control valve*.

Untuk aplikasi dari *flow control valve* ini dapat dikategorikan sebagai berikut:

1. *Throttle Valve*

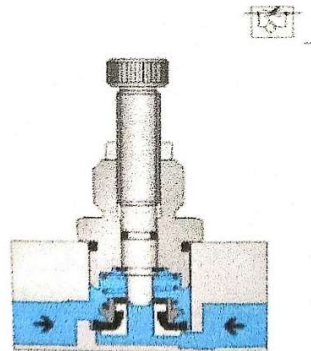
Pada throttle valve (katup cekik) pengecilan bisa diatur dan penempatannya dua arah bisa dikunci pada posisi Karena diinginkan. sifat udara yang compressible karakteristik gerakan bervariasi dengan beban dan tekanan udara, sehingga katup pengontrol aliran yang digunakan untuk bervariasi. Prinsip pengoprasian katup ini adalah dengan menyetel sekrup pada pengatur alirannya penampang lubang lalunya dapat disetting membesar ataupun mengecil. Sehingga udara yang melewati akan terpenuhi.



Gambar 2.17 *Throttle Valve*
(Sumber: fluidsims handbook)

2. *Speed Control Valve*

Speed control valve adalah gabungan antara throttle valve dan check valve yang disusun secara parallel. Katup ini juga biasa disebut dengan One Way Flow Control Valve. Dengan katup jenis ini, aliran udara dicekik hanya pada satu arah. Sebuah katup satu arah menutup aliran udara dan udara hanya mengalir melalui penampang yang telah diatur. Pada arah yang berlawanan udara bisa mengalir secara bebas melalui arah lain yang terbuka. Katup ini digunakan untuk mengatur kecepatan actuator, jika memungkinkan bisa dipasang langsung pada silinder.



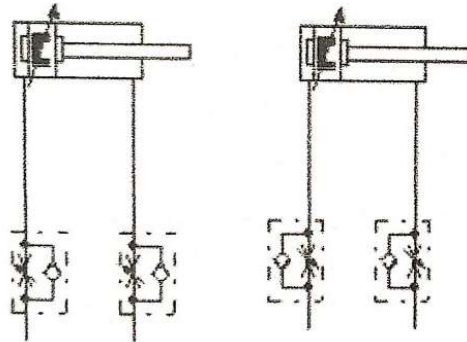
Gambar 2.18 *One Way Flow Control Valve*
(Sumber: fluidsims handbook)

Cara kerja dari katup ini yakni, apabila udara mengalir, check valve terbuka dan udara dengan sendirinya akan mengalir melalui throttle valve maupun check valve. Aliran seperti ini dinamakan dengan free flow. Apabila udara mengalir dengan arah yang terbalik, maka check valve akan secara otomatis tertutup lalu udara hanya akan mengalir melalui throttle valve.

Umumnya speed control valve diletakkan diantara directional control valve dengan actuator (silinder). Penggunaan katup ini biasa dipakai dengan dua cara yaitu Meter In dan Meter Out. Dalam tipe Meter In, udara masuk yang dikontrol sehingga tekanan akan naik secara perlahan-lahan, lalu udara exhaust akan dikeluarkan secara free flow menuju

atmosfer. Sedangkan pada tipe Meter Out udara masuk mengalir secara free flow tanpa ada halangan apapun sehingga tekanan udara E dalam silinder akan naik dengan cepat. Udara exhaust dari silinder dikontrol oleh throttle valve sehingga speed dapat dikontrol dengan stabil.

Oleh karena itu piston tidak bergerak dengan kecepatan konstan karena adanya gesekan internal dalam silinder dan sifat dari udara yang compressible. Jika piston bergerak sedikit, tekanan dalam silinder tidak dapat mengikuti gerakan piston dan speed piston menurun kemudian akan naik lagi ketika tekanan didalam naik. Karena proses yang seperti itu akan terjadi fenomena jogging (tersendat – sendat).



Gambar 2.19 Tipe meter in (kiri) dan meter out (kanan)
(Sumber: festo fluidsims)

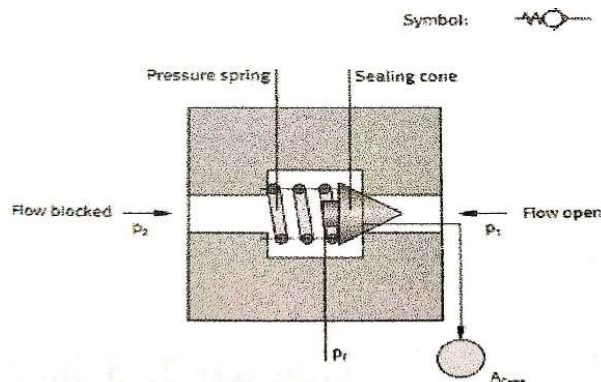
3. Non Return Valve

Non-Return Valve (katup non balik) adalah katup yang berfungsi untuk menyetop aliran udara dalam satu arah dan memberikan aliran pada arah yang berlawanan. Tekanan pada sisi aliran membebani bagian yang menutup dan dengan demikian akan meningkatkan daya perapatan katup.

Adapun katup jenis ini dapat diklasifikasikan lagi menjadi beberapa kategori sebagai berikut:

a. Check Valve (Katup Pengecek)

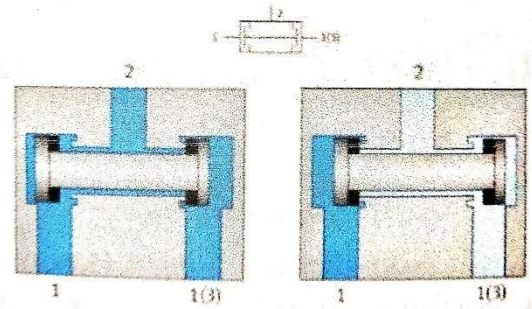
Katup pengecek dapat mengatur arah aliran pada satu arah secara sempurna. Dan pada arah yang berlawanan, udara mengalir dengan kerugian tekanan seminimal mungkin. Untuk menutup satu arah aliran dapat dilakukan dengan kerucut, bola, plat atau diaphragm.



Gambar 2.20 Check Valve
(Sumber: fluidsims handbook)

b. *Two Pressure Valve* (Katup Dua Tekan)

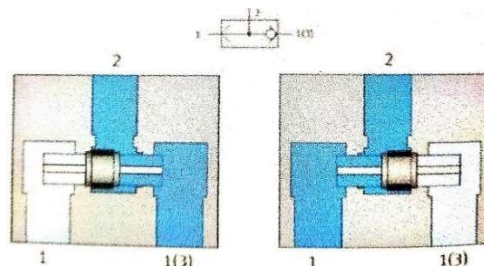
Katup dua tekan ini mempunyai dua saluran masuk dan satu saluran keluar, Udara bertekanan dapat mengalir menuju saluran keluar jika ada udara yang dialirkan dalam dua saluran input secara bersamaan. Jika udara yang masuk pada saluran input tidak dialirkan secara bersamaan maka udara tidak akan bisa dialirkan menuju saluran output. Katup ini juga dikenal sebagai katup fungsi logika AND.



Gambar 2.21 Two Pressure Valve
(Sumber: fluidsims handbook)

c. Katup OR

Katup ini juga disebut katup fungsi logika OR. Katup ini mempunyai dua saluran masuk dan satu saluran keluar. Jika udara bertekanan diberikan pada salah satu saluran masukan, maka kedudukan seal katup menutup saluran masuk yang lainnya sehingga udara bertekanan dapat mengalir menuju saluran keluaran (output). Ketika arah aliran udara dibalik, katup terhubung ke saluran pembuangan. Kedudukan seal tetap dalam posisi sebelumnya.



Gambar 2.22 Shuttle Valve
(Sumber: fluidsims handbook)

2.3.8 Metode Cascade

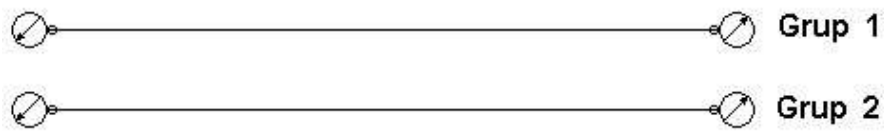
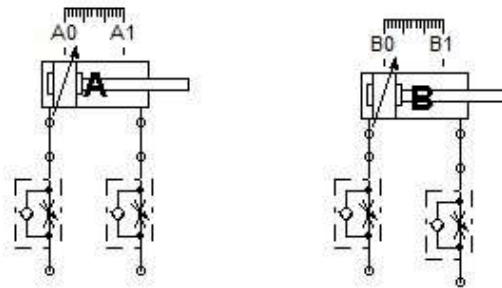
Metode cascade merupakan salah satu metode dalam perancangan sistem pneumatik yang terstruktur berdasarkan proses kerja. Pada metode ini, prinsip metodenya yaitu membagi urutan kepada setiap grup bus bar untuk diberikan udara bertekanan oleh kompresor. Dalam metode cascade terdapat beberapa notasi yaitu untuk tanda (+) dan tanda (-) menandakan pergerakan langkah silinder pneumatik. Untuk tanda A0, B0 merupakan signaling element. Pada penggunaan metode cascade beberapa step yang dilakukan yaitu:

1. Menjelaskan langkah kerja atau urutan kerja menggunakan notasi sesuai dengan permasalahannya. Menjelaskan urutan kerja dapat dicontohkan sebagai berikut :

$$A^+ B^+ A^- B^-$$

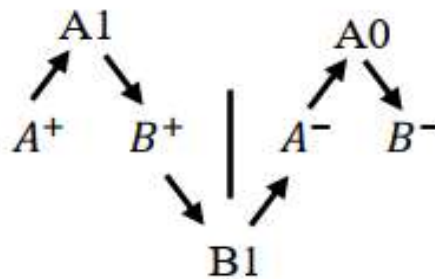
- Membagi kelompok pada urutan kerja. Pada pembagian kelompok, huruf yang sama tidak diperbolehkan berada pada satu kelompok. Pada pembagian kelompok, diberi garis pemisah. Garis pemisah ini menjelaskan bahwa supply udara grup 1 dan grup 2 akan berbeda. Untuk grup 1 berada pada base bar 1 dan untuk grup 2 berada pada base bar 2.

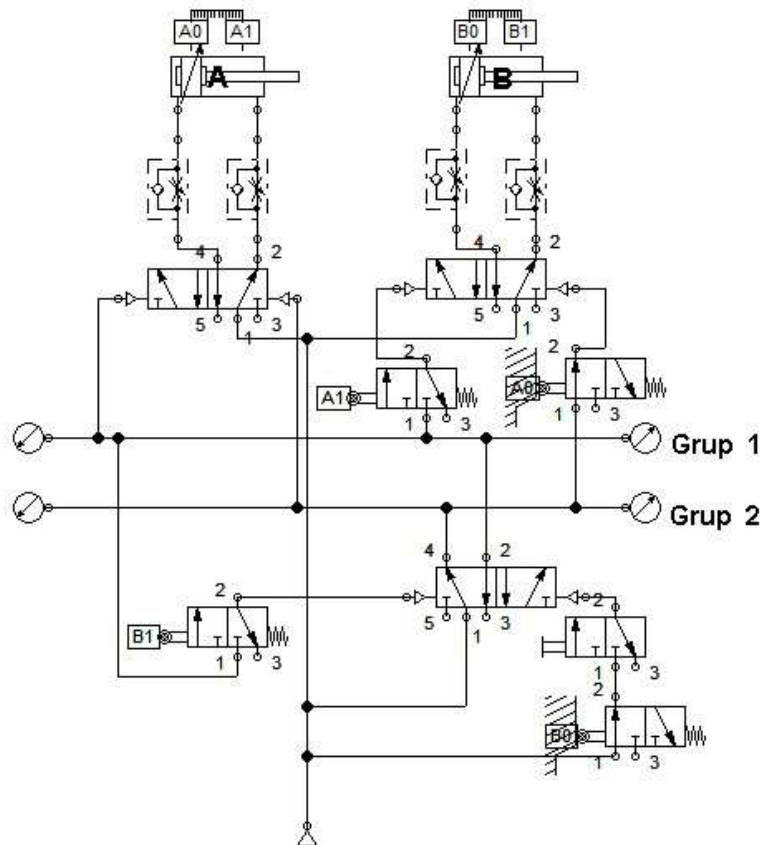
$$\begin{array}{c}
 A^+ B^+ \quad | \quad A^- B^- \\
 \text{Grup 1} \quad \text{Grup 2}
 \end{array}$$



Gambar 2. 23 Pembagian Kelompok langkah kerja

- Memberikan notasi kerja pada masing-masing grup





Gambar 2. 24 Pemberian Notasi dan Pemasangan Katup

Pada pemberian notasi A1, A0 berfungsi sebagai *signalling element* untuk memindahkan langkah kerja atau mengontrol langkah kerja. A1 untuk menggerakkan langkah kerja B1 dan A0 untuk memindahkan langkah kerja B0.

Pada notasi B1 atau bisa disebut katup pembalik berfungsi untuk memindahkan jalur supply udara. Pada contoh permasalahan diatas, jalur supply udara dipindahkan dari busbar 1 ke busbar 2 agar grup dapat berjalan. Pada katup pembalik, keperluan katup dapat dihitung dengan cara:

$$\text{Katup Pembalik} = \text{Jumlah kelompok 1}$$

Sehingga dari contoh permasalahan langkah kerja diatas, katup pembalik yang dibutuhkan yaitu:

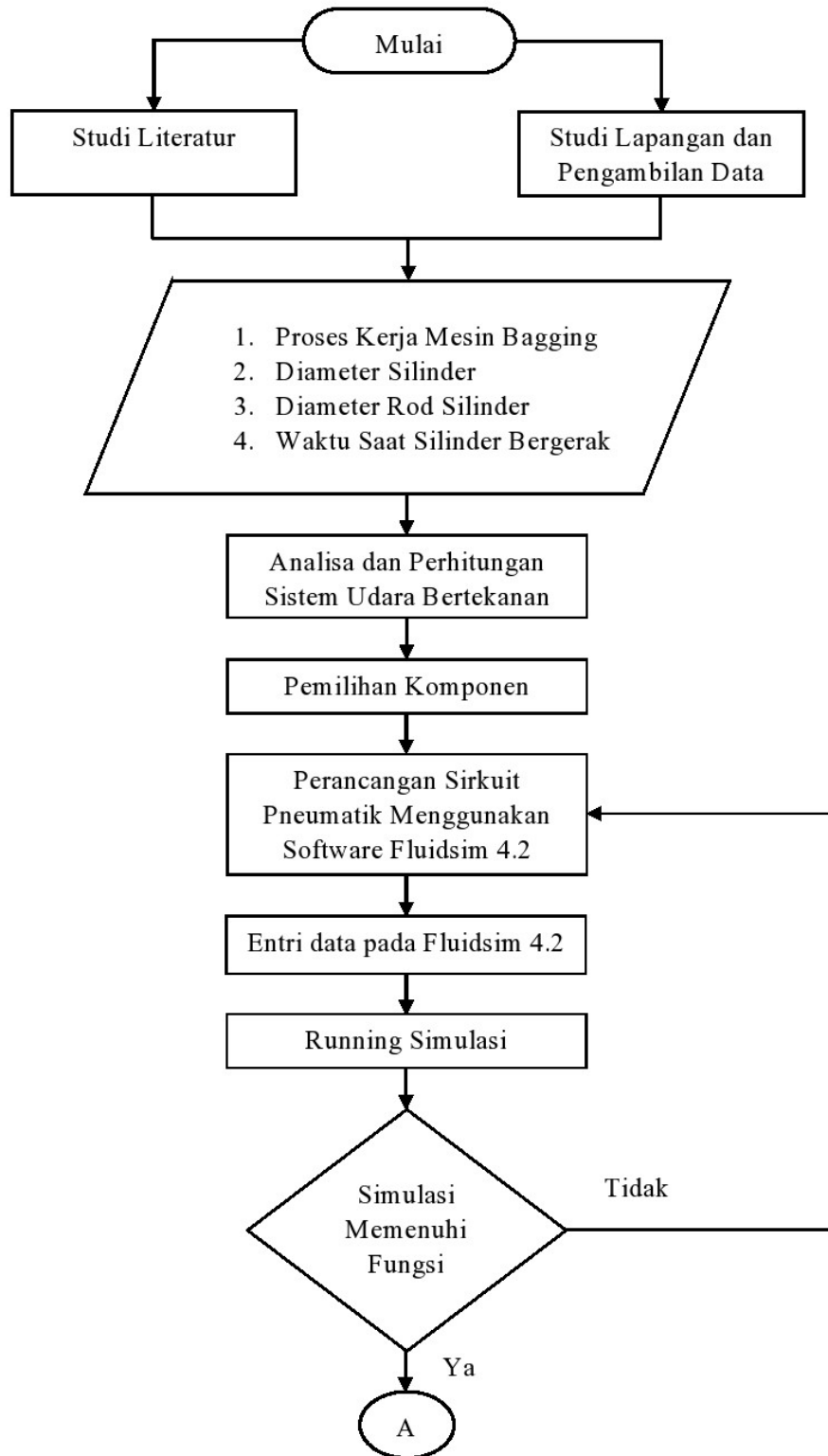
$$\text{Katup Pembalik} = 2 - 1$$

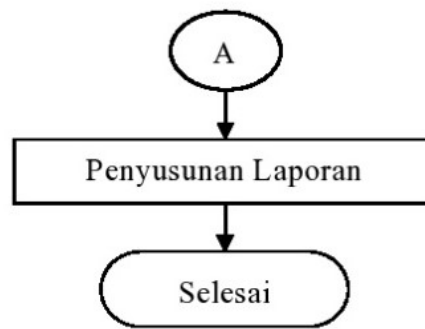
$$\text{Katup Pembalik} = 1$$

Katup pembalik biasanya menggunakan katup dengan tipe (3/2, 5/2)

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Metodologi





Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian Secara Umum

3.2 Tahap Persiapan

3.2.1 Identifikasi awal

Tahap identifikasi awal merupakan tahapan awal dalam pembuatan proyek akhir. Pada tahap ini mencari latar belakang pengerjaan proyek akhir. Pencarian latar belakang dilakukan dengan cara kegiatan pengamatan, mengidentifikasi dan merumuskan permasalahan yang akan dibahas dalam proyek akhir.

3.2.2 Studi Literatur

Tahapan ini dilakukan untuk memperoleh referensi teori yang berkaitan dengan proyek akhir. Untuk memperoleh referensi teori yang berkaitan dengan proyek akhir dapat dilakukan dengan membaca melalui buku, artikel, jurnal dan referensi lainnya.

3.2.3 Studi Lapangan dan Pengambilan Data Proses Kerja

Studi lapangan merupakan metode yang dilakukan untuk mendapatkan data primer dan juga mengetahui kondisi *existing* dari topik yang akan diangkat. Pada saat studi lapangan, dilakukan juga pengambilan data proses kerja dari mesin Bagging. Data proses kerja ini digunakan untuk tahapan perhitungan sistem pneumatik.

3.2.4 Hasil Pengambilan Data

Dari data-data mesin bagging yang diambil antara lain:

- a. Proses kerja mesin bagging
- b. Diameter silinder pneumatik
- c. Diameter rod
- d. Waktu saat silinder pneumatik bergerak

3.3 Tahap Pengolahan Data

3.3.1 Analisis dan Perhitungan Sistem Udara Bertekanan

Tahapan ini dilakukan untuk mengetahui kebutuhan dari sistem pneumatik. Kebutuhan yang dimaksud yaitu seperti kapasitas dari kompresor, kapasitas air receiver dan lain-lain yang berhubungan dengan sistem pneumatik. Sehingga dari perhitungan dapat direncanakan spesifikasi komponen yang tepat sesuai hasil perhitungan dan proses kerja yang diinginkan.

3.3.2 Pemilihan Komponen

Setelah mendapatkan perhitungan ideal sistem pneumatik, dapat dilakukan pemilihan komponen sesuai perhitungan. Pemilihan komponen ini dapat dilakukan dengan mencari di katalog Festo, SMC, Haniffin. Pemilihan komponen yang tepat akan memperpanjang usia komponen dan juga sistem pneumatiknya dapat bekerja dengan baik.

3.3.3 Perancangan Sirkuit Sistem Pneumatik menggunakan Fluidsim 4.2

Pada tahapan ini perancangan sirkuit sistem pneumatik berdasarkan proses kerja dari mesin bagging. Perancangan sirkuit sistem pneumatik dapat dilakukan dengan menggunakan software fluidsim 4.2 dengan komponen-komponen yang sudah direncanakan.

3.3.4 Entri Data Pada Fluidsim 4.2

Tahapan ini yaitu memasukkan data-data komponen yang sudah dihitung sebelumnya. Pemasukkan data ini dilakukan di software fluidsim 4.2. Pemasukkan data dilakukan bertujuan untuk mensimulasikan kondisi real sirkuit sistem pneumatik dengan beban kerja yang telah dihitung.

3.3.5 Running Simulasi

Apabila setelah dilakukan proses running simulasi, rancangan sirkuit pneumatik tersebut tidak berjalan dengan baik maka perlu dilakukan peninjauan ulang pada tahap perancangan sirkuit pneumatik tersebut. Jika simulasi berjalan dengan baik maka tahap selanjutnya yaitu pembuatan laporan

3.3.6 Pembuatan Laporan

Tahap selanjutnya yaitu pembuatan laporan, pembuatan laporan ini berisikan tentang apa yang penulis dapat guna untuk menyelesaikan proyek akhir. Didalam laporan ini terdapat semua data dan juga pengerjaan penulis tentang modifikasi sistem udara bertekanan pada mesin bagging ini.

3.3.7 Selesai

Modifikasi sistem udara bertekanan pada mesin bagging selesai ketika semua proses diatas telah dijalankan dan memiliki hasil yang tidak jauh berbeda dengan kondisi asli di lapangan atau bahkan lebih baik dari kondisi yang ada di lapangan.

3.4 Spesifikasi Komponen Sistem Pneumatik Mesin Bagging

3.4.1 Spesifikasi Silinder Pneumatik



Gambar 3.2 Gate Valve
(Sumber: Dokumentasi Perusahaan)

Silinder pneumatik pada Gate Valve (Pengisi Pupuk)

- | | |
|--------------------|----------------------|
| a. Brand | : Festo |
| b. Diameter piston | : 50 mm |
| c. Work pressure | : 6 bar |
| d. Stroke | : 50mm |
| e. Type | : DSBC-50-50-PPVA-N3 |
| f. Work Temperatur | : 45° C |
| g. Cycle | : 14 siklus / menit |



Gambar 3.3 Dump Door
(Sumber: Dokumentasi Perusahaan)

Silinder pneumatik pada Dump Door (Penampung pupuk)

- a. Brand : Festo
- b. Diameter piston : 50 mm
- c. Work Pressure : 6 bar
- d. Stroke : 50 mm
- e. Type : DSBC-50-50-PPVA-N3
- f. Work Temperatur : 45° C
- g. Cycle : 14 siklus / menit



Gambar 3.4 Clamp
(Sumber: Dokumentasi Perusahaan)

Silinder pneumatik pada clamping

- a. Brand : Festo
- b. Diameter piston : 50 mm
- c. Work Pressure : 6 barg
- d. Stroke : 50 mm
- e. Type : DSBC-50-50-PPVA-N3

- f. Work Temperatur : 45° C
- g. Cycle : 14 siklus / menit

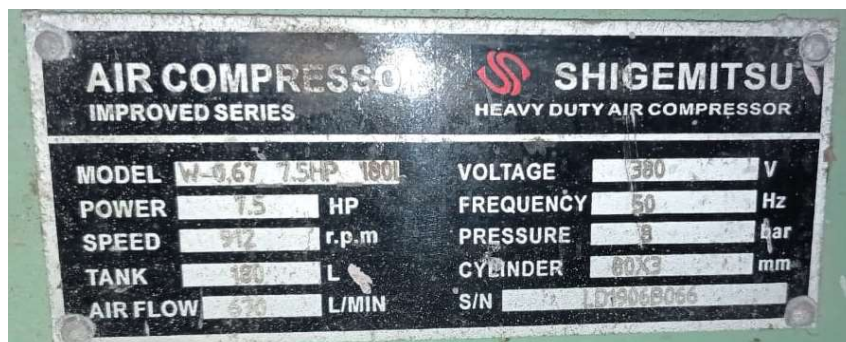
3.4.2 Selenoid valve



Gambar 3.5 Selenoid Valve
(Sumber: Dokumentasi Perusahaan)

- a. Brand : NUMATICS
- b. Volt : 220Vac
- c. Max Press : 1 Mpa

3.4.3 Kompresor



Gambar 3.6 Kompresor
(Sumber: Dokumentasi Perusahaan)

- a. Brand : Shigemitsu
- b. Tipe : LD1906B066
- c. Tekanan : 8 bar

- d. Power : 7,5 HP
- e. *Speed* : 912 r.p.m
- f. *Air Flow* : 670 L/menit
- g. Volume Tabung : 180 L
- h. Voltage : 380 V
- i. Jenis Transmisi : Belt

3.4.4 Air Receiver

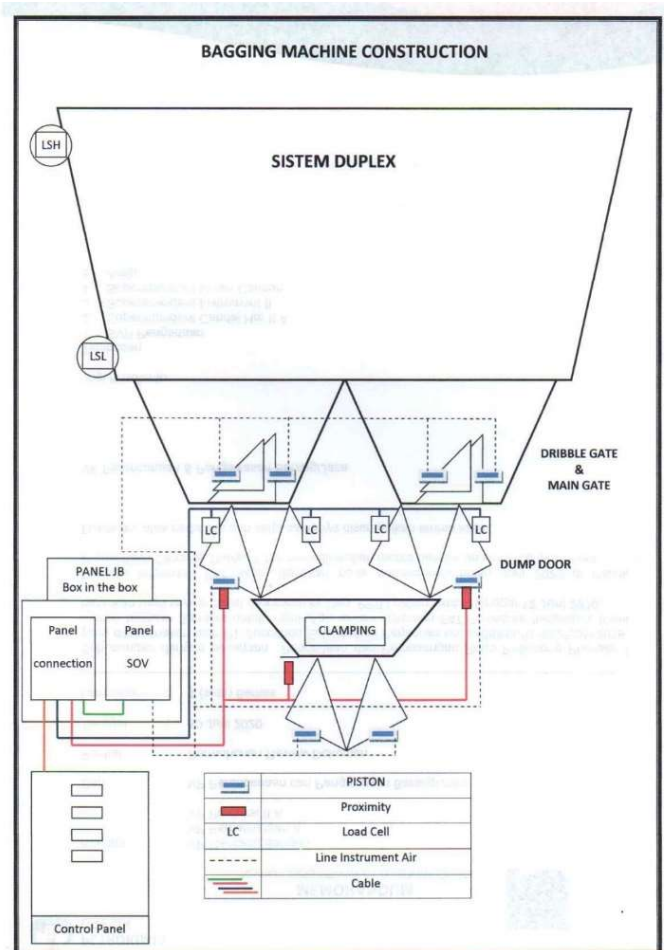


Gambar 3.7 Air Receiver
(Sumber: Dokumentasi Perusahaan)

- a. Kapasitas Tangki : 180 L

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Mesin Bagging di PT Petrokimia Gresik



Gambar 4.1 Konstruksi Mesin Bagging di PT Petrokimia Gresik
(Sumber: Dokumentasi Perusahaan)

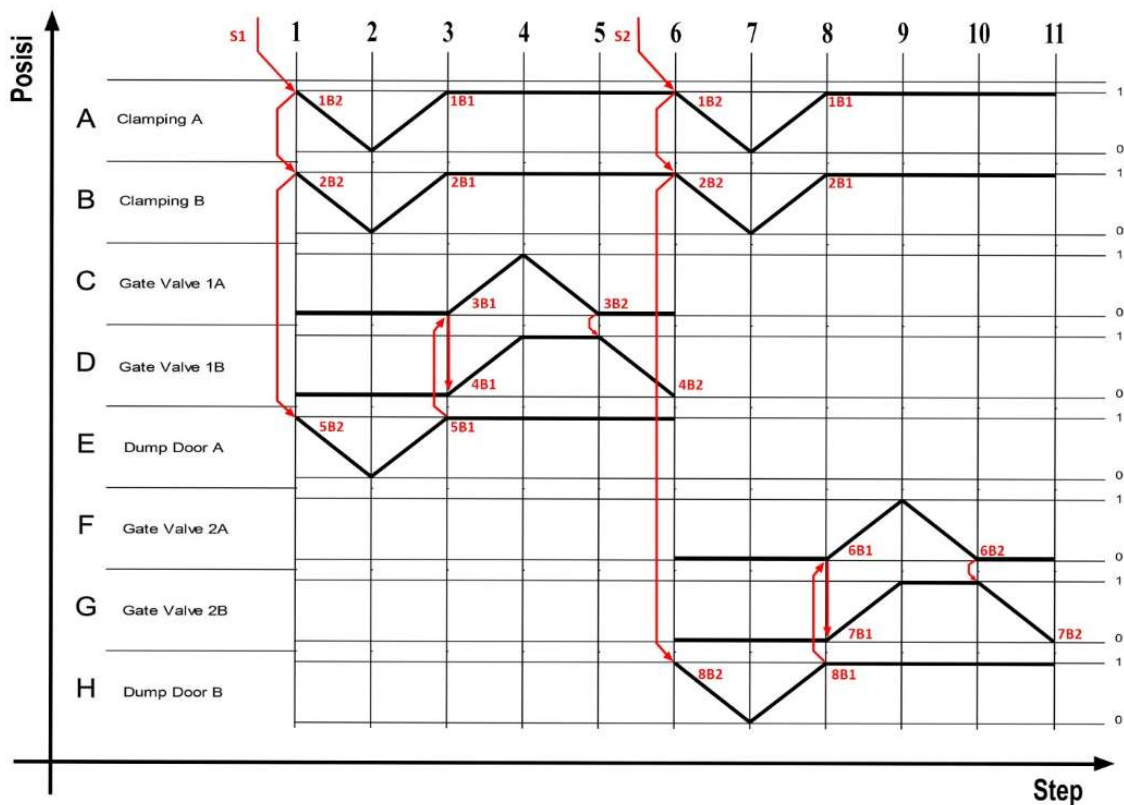
Pada gambar 4.1 diatas merupakan konstruksi mesin *Bagging* PT Petrokimia Gresik yang berfungsi sebagai pengantongan pupuk di Departemen Produksi 2A.

Pada proses kerjanya, mesin ini menggunakan sistem duplex yang artinya terdapat dua Gate Valve (Dribble Gate & Main Gate) dan dua Dump Door yang membuka dan menutup secara bergantian, mesin ini dibantu oleh 8 silinder pneumatik diantaranya yaitu:

1. Silinder A, B yang berfungsi sebagai clamping, penjepit kantung pupuk
2. Silinder C, D, F, H yang berfungsi sebagai Dribble Gate dan Main Gate
3. Silinder E, H yang berfungsi sebagai Dump Door atau penampung pupuk

4.1.1 Displacement Step mesin Bagging

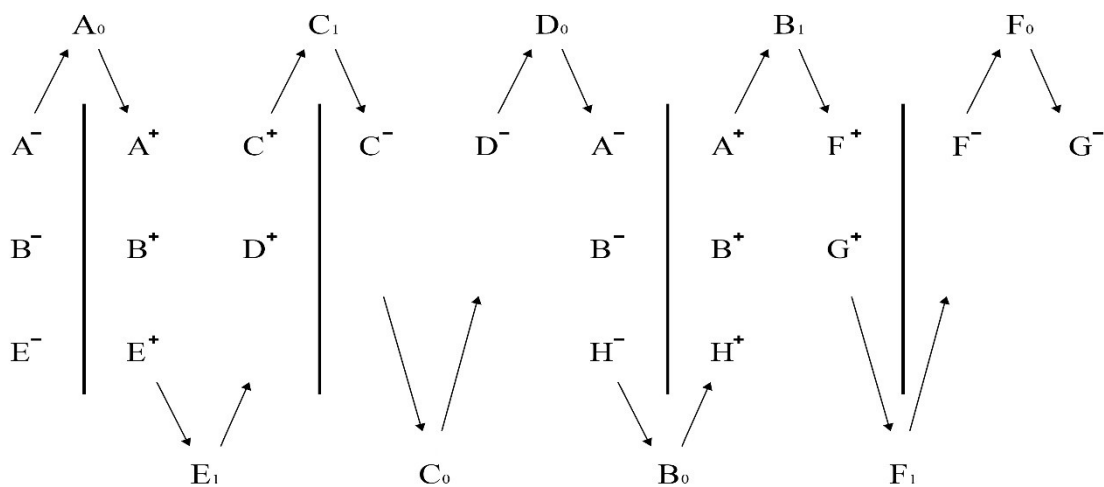
Pada perencanaan sebuah sirkuit pneumatik, maka salah satu hal yang penting yaitu *displacement step*. Pada mesin *Bagging* PT Petrokimia Gresik memiliki 8 silinder pneumatik dengan *displacement step* sebagai berikut:



Gambar 4.2 Displacement Step Diagram Mesin Bagging

4.2 Perancangan Sistem Pneumatik

Pada perancangan sirkuit pneumatik mesin *bagging*, metode perancangan yang digunakan yaitu metode cascade. Pada metode cascade, dibutuhkan sebuah diagram notasi dalam pembuatannya. Berikut merupakan diagram notasi dari mesin *bagging* yang akan dirancang sirkuitnya.



Gambar 4.3 Diagram Notasi Mesin Bagging

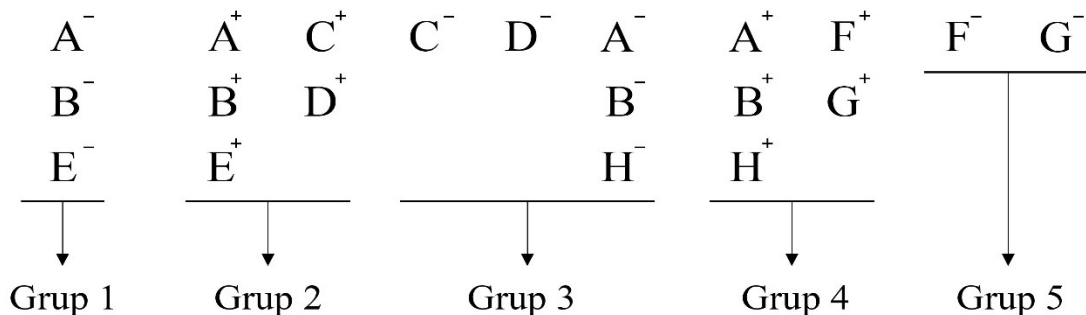
Pada diagram notasi diatas, sesuai pada buku majumdar terdapat penamaan dalam notasi sebagai berikut:

- $A^+, B^+, C^+, D^+, E^+, F^+, G^+, H^+$: Silinder bergerak maju/*extend*
- $A^-, B^-, C^-, D^-, E^-, F^-, G^-, H^-$: Silinder bergerak mundur/*retract*
- $A0, B0, B1, C0, C1, D0, E1, F0, F1$: Trip Valve (signalling element)

Sehingga dari diagram notasi diatas untuk signalling element dapat dijelaskan sebagai berikut:

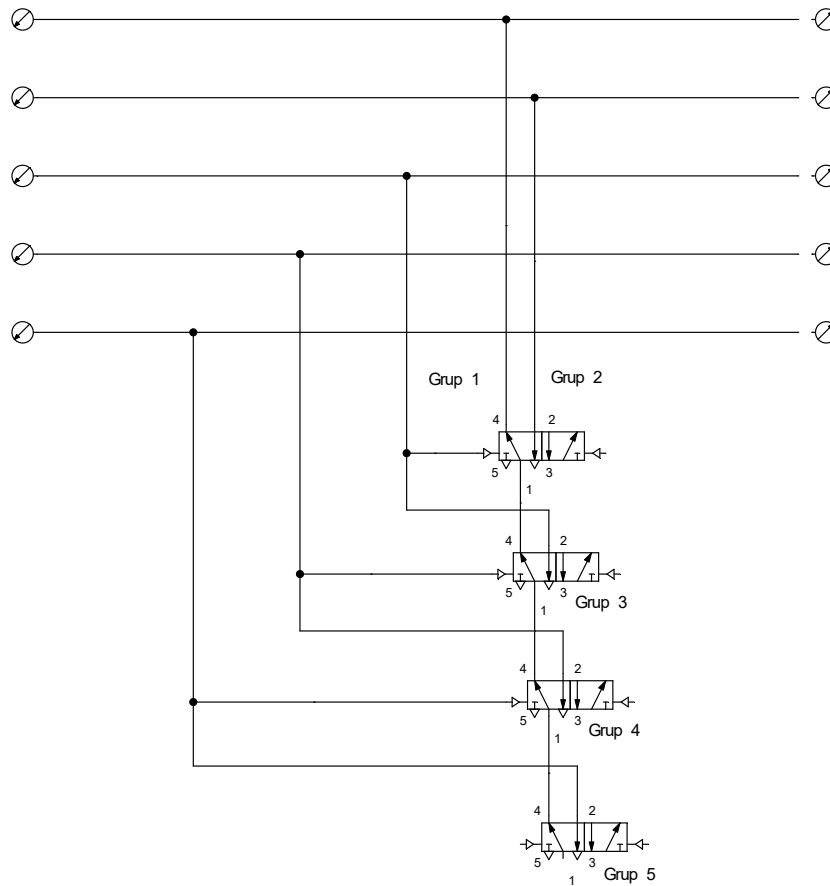
- A0 berfungsi untuk memberikan sinyal memindahkan supply udara dari busbar 1 ke busbar 2 agar silinder A, B, E bergerak maju/*extend*
- E1 berfungsi untuk memberikan sinyal ke silinder C, D untuk bergerak maju/ *extend*
- C1 berfungsi untuk memindahkan supply udara dari busbar 2 ke busbar 3 agar silinder C bergerak mundur/*retract*
- C0 berfungsi untuk memberikan sinyal ke silinder D untuk bergerak mundur/*retract*
- D0 berfungsi untuk memberikan sinyal ke silinder A, B, H untuk bergerak mundur/*retract*
- B0 berfungsi untuk memindahkan supply udara dari busbar 3 ke busbar 4 agar silinder A, B, H bergerak maju/*extend*
- B1 berfungsi untuk memberikan sinyal ke silinder F, G untuk bergerak maju/*extend*
- F1 berfungsi memindahkan supply udara dari busbar 4 ke busbar 5 agar silinder F bergerak mundur/*retract*
- F0 berfungsi untuk memberikan sinyal ke silinder G untuk bergerak mundur/*retract*

Pada pembuatan sirkuit pneumatik menggunakan metode cascade yang membutuhkan pengelompokan pergerakan silinder untuk diberi supply udara. Pada diagram notasi diatas, dapat dikelompokkan sebagai berikut :



Gambar 4.4 Pengelompokan Diagram Notasi

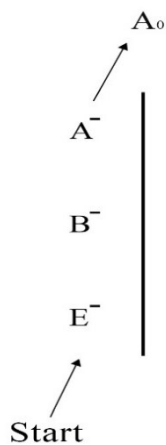
Dari pengelompokan diatas, untuk supply line udara pada masing-masing grup dapat digambarkan pada software fluidsim 4.2 berikut :



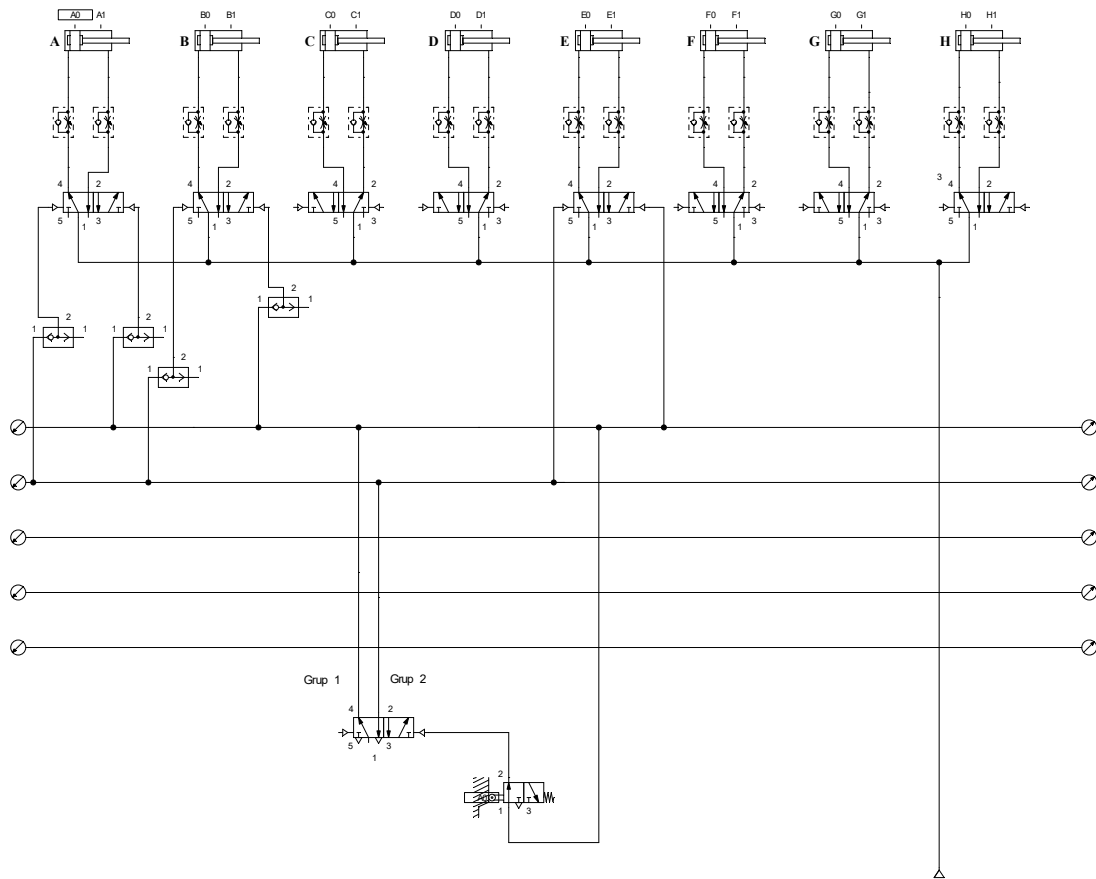
Gambar 4.5 Supply Line Udara Tiap Grup

Pada gambar diatas, untuk signalling element merubah supply udara dari busbar 1 ke busbar 2 dan seterusnya. Pada sirkuit pneumatic tersebut memerlukan 4 signalling element yang berfungsi memindahkan supply udara dalam sistem pneumatiknya. Untuk tiap penjelasan masing-masing grup adalah sebagai berikut :

- Grup 1



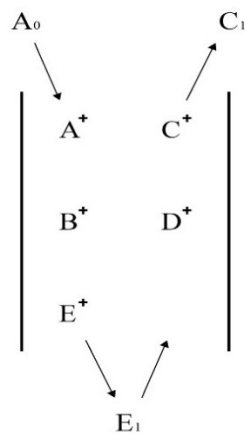
Gambar 4.6 Diagram Notasi Grup 1



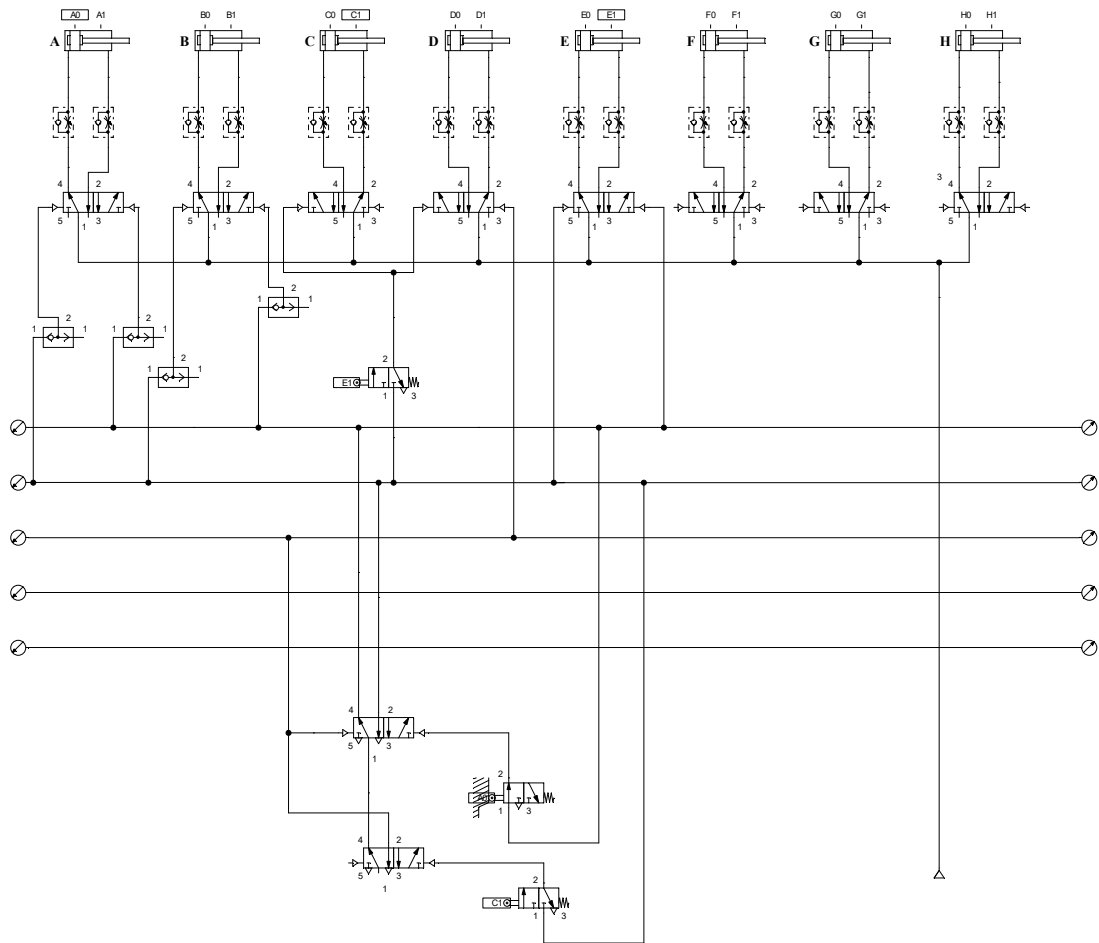
Gambar 4.7 Metode Cascade Grup 1

Pada grup 1, terdapat silinder A, B, E yang bergerak mundur/*retract* secara bersamaan atau dapat dinotasikan A^- , B^- , E^- . Ketika tombol start ditekan, supply udara akan langsung mendorong silinder A, B, E bergerak mundur/*retract*. Saat silinder berada di posisi *blank end*, silinder A akan membuat element A0 memindahkan supply udara dari busbar 1 menuju busbar 2 agar grup bisa berjalan. Pada saat merancang sirkuit pneumatic di software fluidsims 4.2, peletakkan A0 pemindah supply udara dibawah busbar.

- Grup 2



Gambar 4.8 Diagram Notasi Grup 2

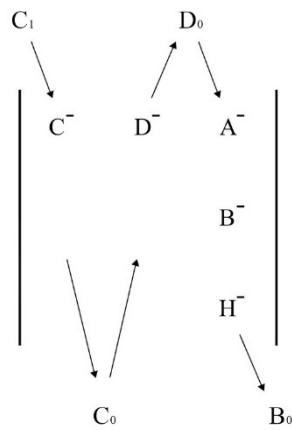


Gambar 4.9 Metode Cascade Grup 2

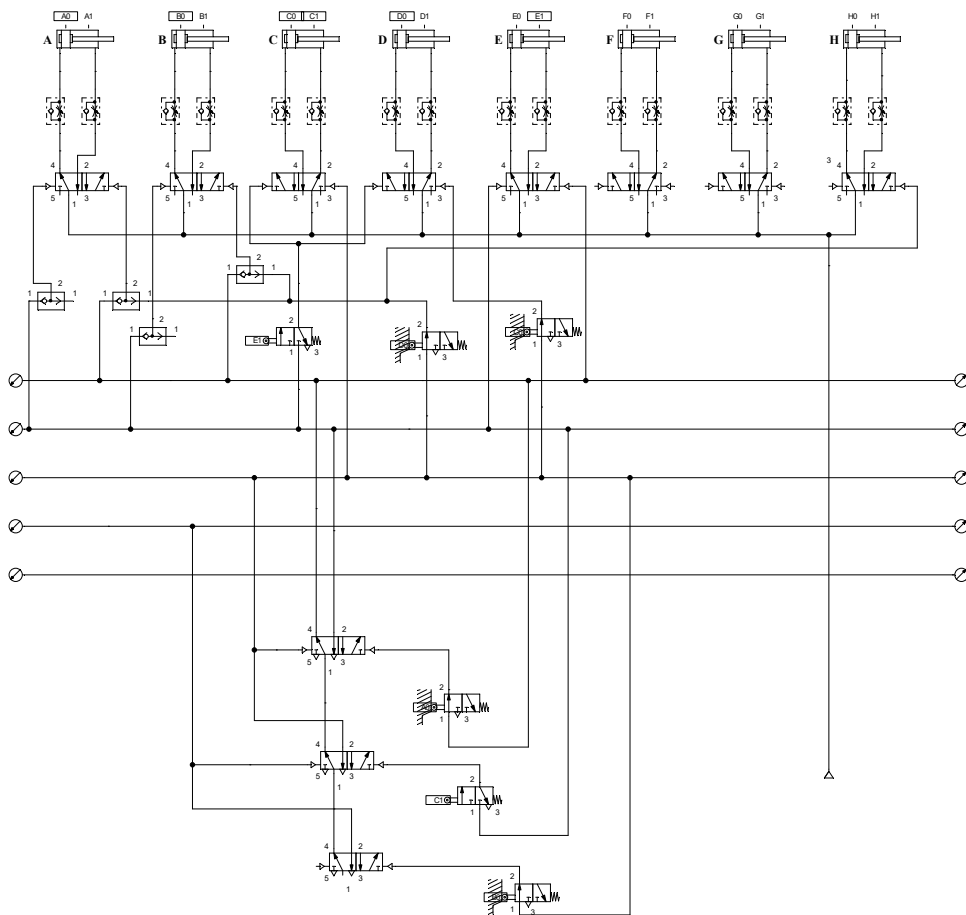
Pada grup 2, silinder yang akan bergerak yaitu silinder A, B, C, D, E. Untuk silinder A, B, E bergerak secara bersamaan. Ketika element A0 memindahkan supply udara dari busbar 1 ke busbar 2 maka silinder A, B, E langsung teraliri udara. Silinder A, B, E akan bergerak maju/*extend*. Setelah silinder A, B, E bergerak maju/*extend*, dan telah mencapai posisi *top end*, maka silinder E akan membuat element E1 memberikan sinyal kepada silinder C dan D untuk bergerak maju/*enxtentd*, Ketika silinder C dan D bergerak maju dan telah mencapai posisi *top end*, silinder C akan membuat element sinyal C1 memindahkan supply udara dari busbar 2 ke busbar 3 untuk menjalankan grup 3.

Pada perancangan sirkuit pneumatic grup 2 menggunakan software FluidSim 4.2, peletakkan element E1 diatas busbar dan diletakkan sesuai fungsi notasi. Untuk output dari element E1diletakkan pada input sebelah kiri valve silinder pneumatic C dan D karena tujuannya untuk memberikan sinyal kepada silinder C dan D bergerak maju/*extend*. Dan element C1 berfungsi sebagai pemindah supply udara dari busbar 2 ke busbar 3 sehingga pelatakan element C1 dibawah element A0.

- Grup 3



Gambar 4.10 Diagram Notasi Grup 3

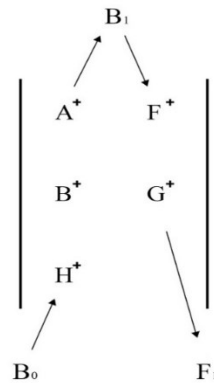


Gambar 4.11 Metode Cascade Grup 3

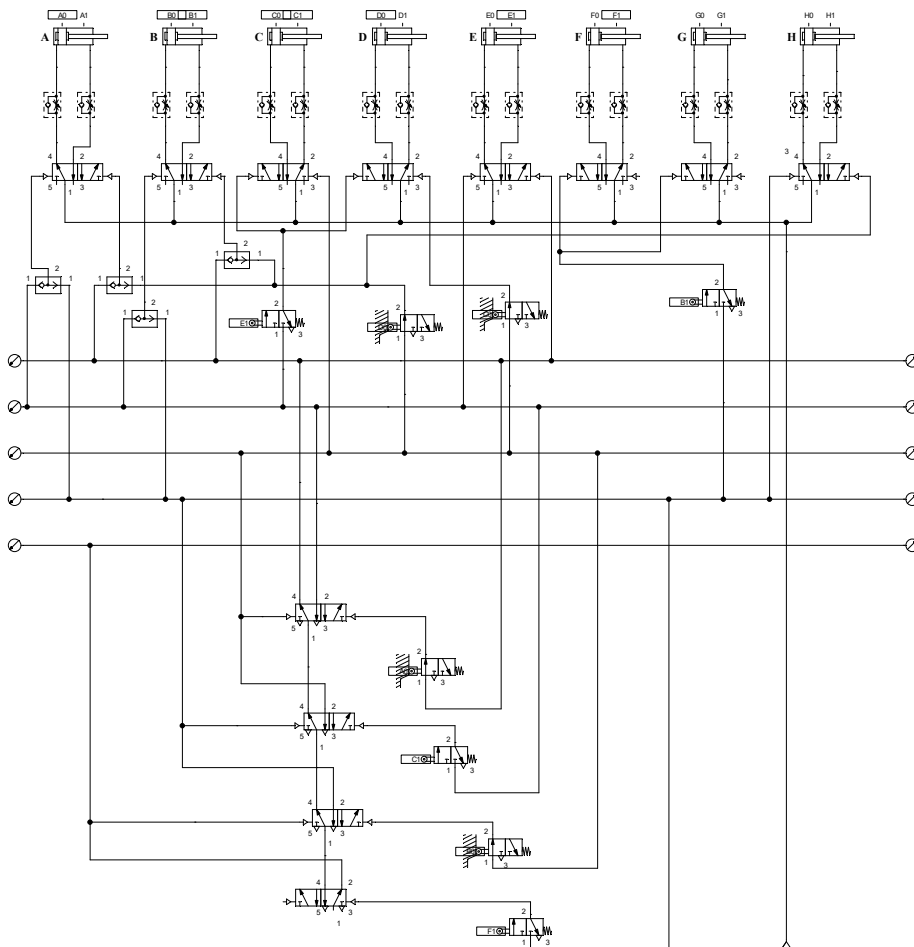
Pada grup 3, silinder yang akan bergerak yaitu silinder C, D, A, B, H. Ketika element C₁ memindahkan supply udara dari busbar 2 ke busbar 3 maka silinder C akan langsung bergerak mundur/retract dan ketika telah mencapai posisi *blank end* membuat element C₀ memberikan sinyal ke silinder D untuk bergerak mundur/retract. Setelah silinder D mencapai posisi *blank end*, silinder D akan membuat element D₀ memberikan sinyal ke silinder A, B, H untuk bergerak mundur/retract, setelah silinder A, B, H pada posisi *blank end* membuat element B₀ memindahkan supply udara dari busbar 3 ke busbar 4 agar silinder pada grup 4 dapat bekerja.

Peletakkan *signalling element* grup 3 di FluidSim 4.2, untuk output element C0 diarahkan ke input sebelah kanan valve silinder D karena tujuan dari element C0 agar silinder D bergerak mundur/*retract*. Pada output element D0 diarahkan ke input sebelah kanan valve silinder pneumatic A, B, H agar silinder A, B, H dapat bergerak mundur/*retract*. Untuk peletakkan element B0 sebagai pemindah supply udara dibawah element C1 sehingga element B0 akan memindahkan supply udara dari busbar 3 ke busbar 4.

- Grup 4



Gambar 4.12 Diagram Notasi Grup 4

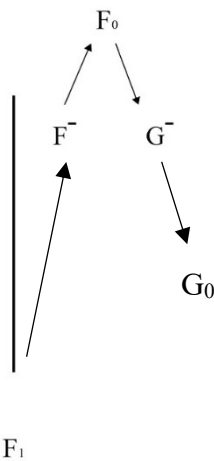


Gambar 4.13 Metode Cascade Grup 4

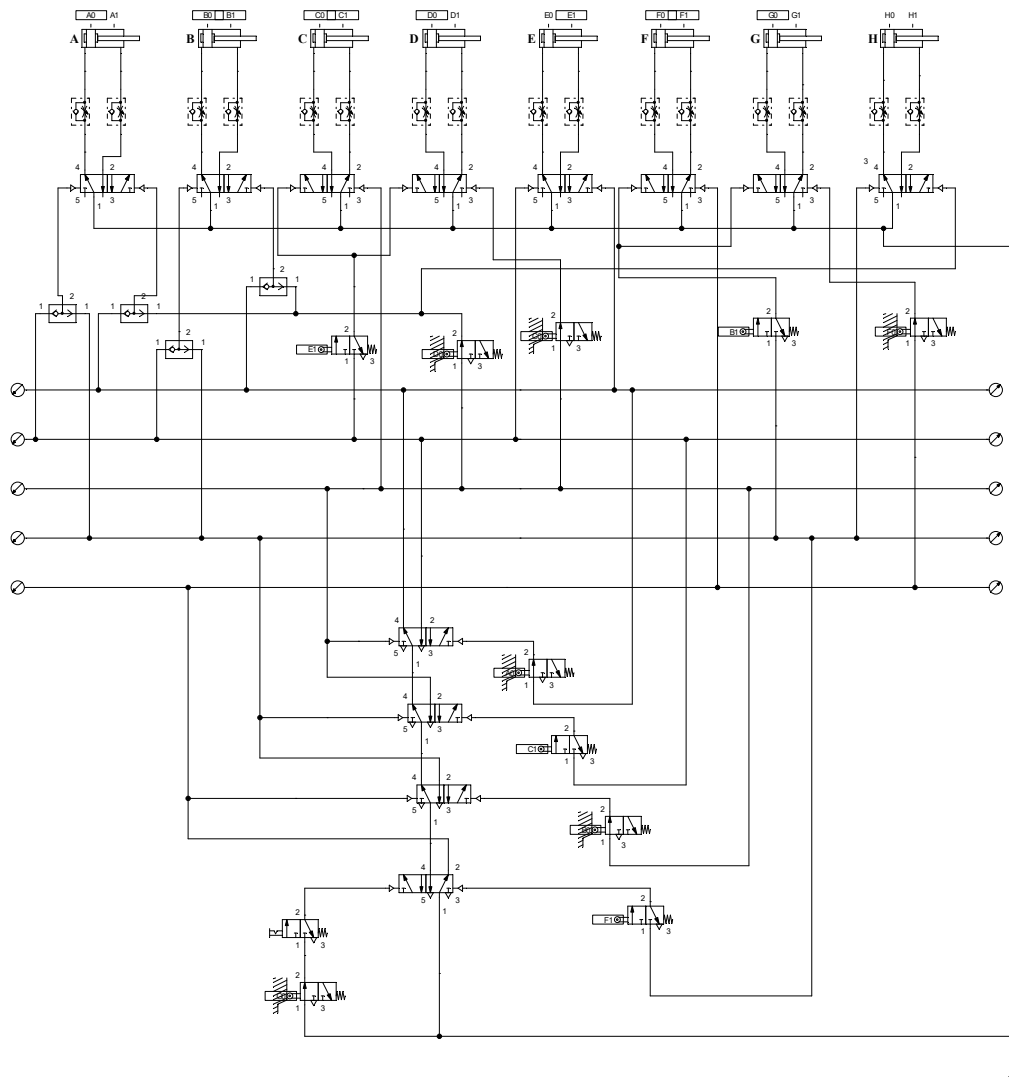
Pada grup 4, silinder yang akan bergerak yaitu silinder A, B, H, F, G. Untuk silinder A, B, H akan bergerak maju/*extend* secara bersamaan. Ketika element B0 memindahkan supply udara dari busbar 3 ke busbar 4, silinder A, B, H otomatis mendapatkan supply udara dan akan bergerak maju/*extend*. Ketika silinder A, B, H bergerak maju dan telah mencapai posisi *top end*, silinder B akan membuat element B1 memberikan sinyal kepada silinder F dan G untuk bergerak maju/*extend*, ketika silinder F dan H pada posisi *top end*, silinder F akan membuat element F1 memindahkan supply udara dari busbar 4 ke busbar 5 sehingga silinder pada grup 5 dapat bergerak.

Pada peletakkan *signalling element* grup 4 menggunakan software FluidSim 4.2 yaitu element B1 yang peletakannya diatas busbar dan element F1 dibawah busbar. Untuk menggerakkan silinder A, B, H bergerak maju/*extend*, input valve sebelah kiri silinder A, B, H diletakkan pada busbar 4 agar silinder A, B, H dapat bergerak secara bersamaan. Output element B1 diletakkan pada input sebelah kiri dari valve silinder F dan G agar dapat bergerak maju/*extend*. Dan peletakkan element F1 berada dibawah B0 karena element F1 berfungsi sebagai pemindah supply udara dari busbar 4 ke busbar 5.

- Grup 5



Gambar 4.14 Diagram Notasi Grup 5



Gambar 4. 15 Metode Cascade Grup 5

Pada grup 6, silinder yang akan bergerak yaitu silinder F dan G. Ketika element F1 memindahkan supply udara dari busbar 4 ke busbar 5, maka silinder F akan langsung bergerak mundur/*retract*. Saat silinder F pada posisi *blank end*, maka silinder F akan membuat element F0 memberikan sinyal kepada silinder G, silinder G akan bergerak mundur/*retract*. Saat silinder G pada posisi *blank end* maka silinder G akan membuat element G0 memindahkan supply udara dari busbar 5 ke busbar 1.

Untuk membuat silinder F bergerak mundur/*retract*, input valve sebelah kanan dari silinder F diletakkan pada busbar 5, untuk output element F0 diletakkan pada input sebelah kanan dari valve silinder G agar dapat bergerak mundur/*retract*. Untuk output dari element G0 diletakkan pada input tombol push button sehingga ketika tombol push button ditekan maka seluruh sirkuit akan aktif.

4.3 Perhitungan Konsumsi Udara Silinder Pneumatik

4.3.1 Silinder Pneumatik A, B, C, D, E, F, G, H

Pada silinder pneumatik A, B, C, D, E, F, G, H memiliki fungsi yang sama yaitu membuka dan menutup Gate pada mesin Bagging. Pada kondisi aktual di PT Petrokimia Gresik, panjang stroke yang dibutuhkan yaitu 5 cm untuk membuka dan menutup gate dan tekanan kerja sebesar 6 barg dan dengan diameter piston 50 mm.

Data yang diketahui:

Panjang stroke (S)	= 50 mm
	= 0,05 m
Temperature kerja	= 45 °C (Informasi dari pabrik)
	= 45 ° + 273,15 °
	= 318,15 °K
Siklus (N)	= 14 siklus/menit
Tekanan (P)	= 6 Barg
Tekanan absolut	= 600000 Pa + 1 atm
	= 600000 Pa + 101325 Pa
	= 701325 Pa
Diameter Piston	= 50 mm
	= 50 x 10 ⁻³ m

a. Konsumsi Udara Aktual

$$\begin{aligned}Q_a &= \frac{\pi}{4} Dp^2 \times S \times N \times 2 \\&= \frac{\pi}{4} (50 \times 10^{-3} m)^2 \times 0.05 m \times \frac{14}{menit} \times 2 \\&= 0,0027 \frac{m^3}{menit} \text{ (Untuk 1 Silinder Pneumatik)}\end{aligned}$$

Karena pada 1 mesin Bagging terdapat 8 silinder pneumatik dan memiliki karakter yang sama, maka konsumsi udara aktual yaitu:

$$\begin{aligned}Q_a &= \left(0,0027 \frac{m^3}{menit}\right) \times 8 \text{ silinder pneumatik} \\Q_a &= 0,0216 \frac{m^3}{menit}\end{aligned}$$

Pada Departemen Produksi 2A terdapat 6 mesin bagging, maka konsumsi udara aktual pada 6 mesin bagging yaitu:

$$\begin{aligned}Q_a &= \left(0,0216 \frac{m^3}{menit}\right) \times 6 \text{ mesin bagging} \\Q_a &= 0,129 \frac{m^3}{menit}\end{aligned}$$

b. Konsumsi Udara Standar

$$\begin{aligned}Q_s &= Q_a \left(\frac{T_s}{T_a}\right) \left(\frac{P_a}{P_s}\right) \\&= 0,129 \frac{m^3}{menit} \left(\frac{306,15 \text{ }^\circ K}{318,15 \text{ }^\circ K}\right) \left(\frac{701325 Pa}{101325 Pa}\right) \\&= 0,859 \frac{m^3}{menit}\end{aligned}$$

4.3.2 Total Kapasitas Standar Silinder Pneumatik pada 6 Mesin Bagging

Departemen Produksi 2A PT Petrokimia Gresik terdapat 6 mesin bagging, pada 1 mesin bagging terdapat 8 silinder pneumatik, maka total kapasitas standar silinder pneumatik pada Departemen Produksi 2A yaitu:

$$Q_{total} = 0,859 \frac{m^3}{menit}$$

4.4 Perhitungan Pressure Drop

Pada perhitungan pressure drop, instalasi pipa dari kompresor sampai masing-masing silinder pneumatik dapat dilihat pada lampiran. Untuk perhitungan masing-masing silinder dapat dijabarkan sebagai berikut :

4.4.1 Pressure Drop dari Silinder A ke Manifold

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

Data Silinder A ke Manifold. Diketahui sebagai berikut:

- $Q_s = 0,017 \frac{m^3}{menit}$
 $Q_s = 0,0002 \frac{m^3}{s}$
- Diameter outer *tubing* Nylon : 10 mm
- Diameter inner *tubing* Nylon : 8 mm
(Sumber : SMC Katalog Produk)

Fitting-fitting dari Silinder A ke Manifold yaitu:

- 1 Selenoid Valve
Panjang 1 Selenoid Valve = 0,3 m (Sumber : Majumdar, Hal 18)
- 1 *Branch tee*
- 3 *Connection*
- Panjang *tubing* = 2 m

Dari data-data fitting diatas, panjang ekuivalen pipeline yaitu:

$$L = (2 + 0,3) \text{ m}$$
$$L = 2,3 \text{ m}$$

Untuk tekanan kerja absolute pada pipa yaitu :

$$P_1 = 6 \text{ barg} + 1 \text{ atm}$$
$$P_1 = 701325 \text{ Pa}$$

Maka dari data-data diatas, pressure drop dari Silinder A ke Manifold yaitu:

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times (0,0002 \frac{m^3}{s})^{1,85} \times 2,3 \text{ m}}{(0,008 \text{ m})^5 \times 701325 \text{ Pa}}$$
$$\Delta P = 22,981 \text{ Pa}$$

4.4.2 Pressure Drop dari Silinder B ke Manifold

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

Data Silinder B ke Manifold. Diketahui sebagai berikut:

- $Q_s = 0,017 \frac{m^3}{menit}$
 $Q_s = 0,0002 \frac{m^3}{s}$

- Diameter outter *tubing* Nylon : 10 mm
- Diameter inner *tubing* Nylon : 8 mm
(Sumber : SMC Katalog Produk)

Fitting-*fitting* dari Silinder B ke Manifold yaitu:

- 1 Selenoid Valve
Panjang 1 Selenoid Valve = 0,3 m (Sumber : Majumdar, Hal 18)
- 1 *Branch tee*
- 3 *Connection*
- Panjang *tubing* = 2 m

Dari data-data fitting diatas, panjang ekuivalen pipeline yaitu:

$$L = (2 + 0,3) \text{ m}$$

$$L = 2,3 \text{ m}$$

Untuk tekanan kerja absolute pada pipa yaitu :

$$P_1 = 6 \text{ barg} + 1 \text{ atm}$$

$$P_1 = 701325 \text{ Pa}$$

Maka dari data-data diatas, pressure drop dari Silinder B ke Manifold yaitu:

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times (0,0002 \frac{m^3}{s})^{1,85} \times 2,3 \text{ m}}{(0,008 \text{ m})^5 \times 701325 \text{ Pa}}$$

$$\Delta P = 22,981 \text{ Pa}$$

4.4.3 Pressure Drop dari Silinder C ke Manifold

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

Data Silinder C ke Manifold. Diketahui sebagai berikut:

- $Q_s = 0,017 \frac{m^3}{\text{menit}}$
- $Q_s = 0,0002 \frac{m^3}{s}$
- Diameter outter *tubing* Nylon : 10 mm
- Diameter inner *tubing* Nylon : 8 mm
(Sumber : SMC Katalog Produk)

Fitting-*fitting* dari Silinder C ke Manifold yaitu:

- 1 Selenoid Valve
Panjang 1 Selenoid Valve = 0,3 m (Sumber : Majumdar, Hal 18)
- 3 *Connection*
- Panjang *tubing* = 2 m

Dari data-data fitting diatas, panjang ekuivalen pipeline yaitu:

$$L = (2 + 0,3) \text{ m}$$

$$L = 2,3 \text{ m}$$

Untuk tekanan kerja absolute pada pipa yaitu :

$$P_1 = 6 \text{ barg} + 1 \text{ atm}$$

$$P_1 = 701325 \text{ Pa}$$

Maka dari data-data diatas, pressure drop dari Silinder C ke Manifold yaitu:

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times (0,0002 \frac{m^3}{s})^{1,85} \times 2,3 \text{ m}}{(0,008 \text{ m})^5 \times 701325 \text{ Pa}}$$

$$\Delta P = 22.981 \text{ Pa}$$

4.4.4 Pressure Drop dari Silinder D ke Manifold

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

Data Silinder D ke Manifold. Diketahui sebagai berikut:

- $Q_s = 0,017 \frac{m^3}{menit}$
 $Q_s = 0,0002 \frac{m^3}{s}$
- Diameter outter *tubing* Nylon : 10 mm
- Diameter inner *tubing* Nylon : 8 mm
(Sumber : SMC Katalog Produk)

Fitting-fitting dari Silinder D ke Manifold yaitu:

- 1 Selenoid Valve
Panjang 1 Selenoid Valve = 0,3 m (Sumber : Majumdar, Hal 18)
- 3 Connection
- Panjang *tubing* = 2 m

Dari data-data fitting diatas, panjang ekuivalen pipeline yaitu:

$$L = (2 + 0,3) \text{ m}$$

$$L = 2,3 \text{ m}$$

Untuk tekanan kerja absolute pada pipa yaitu :

$$P_1 = 6 \text{ barg} + 1 \text{ atm}$$

$$P_1 = 701325 \text{ Pa}$$

Maka dari data-data diatas, pressure drop dari Silinder D ke Manifold yaitu:

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times (0,0002 \frac{m^3}{s})^{1,85} \times 2,3 \text{ m}}{(0,008 \text{ m})^5 \times 701325 \text{ Pa}}$$

$$\Delta P = 22.981 \text{ Pa}$$

4.4.5 Pressure Drop dari Silinder E ke Manifold

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

Data Silinder E ke Manifold. Diketahui sebagai berikut:

- $Q_s = 0,017 \frac{m^3}{menit}$
 $Q_s = 0,0002 \frac{m^3}{s}$
- Diameter outter *tubing* Nylon : 10 mm
- Diameter inner *tubing* Nylon : 8 mm
(Sumber : SMC Katalog Produk)

Fitting-fitting dari Silinder E ke Manifold yaitu:

- 1 Selenoid Valve
 Panjang 1 Selenoid Valve = 0,3 m *(Sumber : Majumdar, Hal 18)*
- 3 *Connection*
- Panjang *tubing* = 2 m

Dari data-data fitting diatas, panjang ekuivalen pipeline yaitu:

$$L = (2 + 0,3) \text{ m}$$

$$L = 2,3 \text{ m}$$

Untuk tekanan kerja absolute pada pipa yaitu :

$$P_1 = 6 \text{ barg} + 1 \text{ atm}$$

$$P_1 = 701325 \text{ Pa}$$

Maka dari data-data diatas, pressure drop dari Silinder E ke Manifold yaitu:

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times (0,0002 \frac{m^3}{s})^{1,85} \times 2,3 \text{ m}}{(0,008 \text{ m})^5 \times 701325 \text{ Pa}}$$

$$\Delta P = 22,981 \text{ Pa}$$

4.4.6 Pressure Drop dari Silinder F ke Manifold

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

Data Silinder F ke Manifold. Diketahui sebagai berikut:

- $Q_s = 0,017 \frac{m^3}{menit}$
 $Q_s = 0,0002 \frac{m^3}{s}$
- Diameter outter *tubing* Nylon : 10 mm
- Diameter inner *tubing* Nylon : 8 mm
(Sumber : SMC Katalog Produk)

Fitting-fitting dari Silinder F ke Manifold yaitu:

- 1 Selenoid Valve
 Panjang 1 Selenoid Valve = 0,3 m *(Sumber : Majumdar, Hal 18)*
- 3 *Connection*
- Panjang *tubing* = 2 m

Dari data-data fitting diatas, panjang ekuivalen pipeline yaitu:

$$L = (2 + 0,3) \text{ m}$$

$$L = 2,3 \text{ m}$$

Untuk tekanan kerja absolute pada pipa yaitu :

$$P_1 = 6 \text{ barg} + 1 \text{ atm}$$

$$P_1 = 701325 \text{ Pa}$$

Maka dari data-data diatas, pressure drop dari Silinder F ke Manifold yaitu:

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times (0,0002 \frac{m^3}{s})^{1,85} \times 2,3 \text{ m}}{(0,008 \text{ m})^5 \times 701325 \text{ Pa}}$$

$$\Delta P = 22,981 \text{ Pa}$$

4.4.7 Pressure Drop dari Silinder G ke Manifold

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

Data Silinder G ke Manifold. Diketahui sebagai berikut:

- $Q_s = 0,017 \frac{m^3}{\text{menit}}$
- $Q_s = 0,0002 \frac{m^3}{s}$
- Diameter outter *tubing* Nylon : 10 mm
- Diameter inner *tubing* Nylon : 8 mm
(Sumber : SMC Katalog Produk)

Fitting-fitting dari Silinder G ke Manifold yaitu:

- 1 Selenoid Valve
Panjang 1 Selenoid Valve = 0,3 m (Sumber : Majumdar, Hal 18)
- 3 Connection
- Panjang *tubing* = 2 m

Dari data-data fitting diatas, panjang ekuivalen pipeline yaitu:

$$L = (2 + 0,3) \text{ m}$$

$$L = 2,3 \text{ m}$$

Untuk tekanan kerja absolute pada pipa yaitu :

$$P_1 = 6 \text{ barg} + 1 \text{ atm}$$

$$P_1 = 701325 \text{ Pa}$$

Maka dari data-data diatas, pressure drop dari Silinder G ke Manifold yaitu:

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times (0,0002 \frac{m^3}{s})^{1,85} \times 2,3 \text{ m}}{(0,008 \text{ m})^5 \times 701325 \text{ Pa}}$$

$$\Delta P = 22,981 \text{ Pa}$$

4.4.8 Pressure Drop dari Silinder H ke Manifold

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

Data Silinder H ke Manifold. Diketahui sebagai berikut:

- $Q_s = 0,017 \frac{m^3}{menit}$
 $Q_s = 0,0002 \frac{m^3}{s}$
- Diameter outter *tubing* Nylon : 10 mm
- Diameter inner *tubing* Nylon : 8 mm
 (Sumber : SMC Katalog Produk)

Fitting-fitting dari Silinder H ke Manifold yaitu:

- 1 Selenoid Valve
 Panjang 1 Selenoid Valve = 0,3 m (Sumber : Majumdar, Hal 18)
- 3 Connection
- Panjang *tubing* = 2 m

Dari data-data fitting diatas, panjang ekuivalen pipeline yaitu:

$$L = (2 + 0,3) \text{ m}$$

$$L = 2,3 \text{ m}$$

Untuk tekanan kerja absolute pada pipa yaitu :

$$P_1 = 6 \text{ barg} + 1 \text{ atm}$$

$$P_1 = 701325 \text{ Pa}$$

Maka dari data-data diatas, pressure drop dari Silinder H ke Manifold yaitu:

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times (0,0002 \frac{m^3}{s})^{1,85} \times 2,3 \text{ m}}{(0,008 \text{ m})^5 \times 701325 \text{ Pa}}$$

$$\Delta P = 22,981 \text{ Pa}$$

4.4.9 Pressure Drop dari Manifold A ke Air Trap

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

Data Manifold A ke Air Trap. Diketahui sebagai berikut:

- $Q_s = 0,859 \frac{m^3}{menit}$
 $Q_s = 0,0143 \frac{m^3}{s}$
- Diameter outter *pipeline* : 1 inch
 Diameter inner *pipeline* : 30,02 mm
- Diameter outter *pipeline* : ½ inch
 Diameter inner *pipeline* : 18,53 mm

Fitting-fitting dari Manifold A ke Air Trap yaitu:

- 8 Elbow 90°
 Panjang 1 Elbow 90° = 0,2 m (Sumber : Majumdar, Hal 18)
- 1 Tees
 Panjang 1 Tees = 2 m (Sumber : Majumdar, Hal 18)
- 1 on-off valve

Panjang 1 on-off valve = 6 m (*Sumber : Majumdar, Hal 18*)

- 1 Gate Valve
- Panjang *tubing* = 7,95 m

Dari data-data fitting diatas, panjang ekuivalen pipeline yaitu:

- L 1 inch = (3,75 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 2) m
L = 4,75 m
- L ½ inch = (4.2 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 6) m
L = 5,6 m

Untuk tekanan kerja absolute pada pipa yaitu :

$$P_1 = 6 \text{ barg} + 1 \text{ atm}$$

$$P_1 = 701325 \text{ Pa}$$

Maka dari data-data diatas, pressure drop dari Manifold A ke Air Trap yaitu:

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

$$\Delta P \text{ pipa } 1 \text{ inch} = \frac{1,6 \times 10^3 \times \left(0,0143 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)^{1,85} \times 4,75 \text{ m}}{(0,03002 \text{ m})^5 \times 701325 \text{ Pa}}$$

$$\Delta P \text{ pipa } 1 \text{ inch} = 171,874 \text{ Pa}$$

$$\Delta P \text{ pipa } \frac{1}{2} \text{ inch} = \frac{1,6 \times 10^3 \times \left(0,0143 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)^{1,85} \times 5,6 \text{ m}}{(0,01853 \text{ m})^5 \times 701325 \text{ Pa}}$$

$$\Delta P \text{ pipa } \frac{1}{2} \text{ inch} = 2261,430 \text{ Pa}$$

Total pressure drop dari Manifold A ke Air Trap yaitu:

$$\begin{aligned} \text{Total Pressure Drop} &= (\Delta P \text{ pipa } 1 \text{ inch} + \Delta P \text{ pipa } \frac{1}{2} \text{ inch}) \\ &= 171,874 \text{ Pa} + 2261,430 \text{ Pa} \\ &= 2433,304 \text{ Pa} \end{aligned}$$

4.4.10 Pressure Drop dari Manifold B ke Air Trap

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

Data Manifold B ke Air Trap. Diketahui sebagai berikut:

- $Q_s = 0,859 \frac{\text{m}^3}{\text{menit}}$
 $Q_s = 0,0143 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
- Diameter outter *pipeline* : 1 inch
Diameter inner *pipeline* : 30,02 mm
- Diameter outter *pipeline* : ½ inch
Diameter inner *pipeline* : 18,53 mm

Fitting-fitting dari Manifold B ke Air Trap yaitu:

- 8 Elbow 90°
Panjang 1 Elbow 90° = 0,2 m (*Sumber : Majumdar, Hal 18*)
- 2 Tees

Panjang 1 Tees = 2 m (Sumber : Majumdar, Hal 18)

- 1 on-off valve
Panjang 1 on-off valve = 6 m (Sumber : Majumdar, Hal 18)
- Panjang *tubing* = 11,76 m

Dari data-data fitting diatas, panjang ekuivalen pipeline yaitu:

- L 1 inch = (6,75 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 2 + 2) m
L = 7,95 m
- L ½ inch = (4.2 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 6) m
L = 5,6 m

Untuk tekanan kerja absolute pada pipa yaitu :

$$P_1 = 6 \text{ barg} + 1 \text{ atm}$$

$$P_1 = 701325 \text{ Pa}$$

Maka dari data-data diatas, pressure drop dari Manifold B ke Air Trap yaitu:

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

$$\Delta P \text{ pipa 1 inch} = \frac{1,6 \times 10^3 \times \left(0,0143 \frac{m^3}{s}\right)^{1,85} \times 7,95 \text{ m}}{(0,03002 \text{ m})^5 \times 701325 \text{ Pa}}$$

$$\Delta P \text{ pipa 1 inch} = 287,664 \text{ Pa}$$

$$\Delta P \text{ pipa } \frac{1}{2} \text{ inch} = \frac{1,6 \times 10^3 \times \left(0,0143 \frac{m^3}{s}\right)^{1,85} \times 5,6 \text{ m}}{(0,01853 \text{ m})^5 \times 701325 \text{ Pa}}$$

$$\Delta P \text{ pipa } \frac{1}{2} \text{ inch} = 2261,430 \text{ Pa}$$

Total pressure drop dari Manifold B ke Air Trap yaitu:

$$\text{Total Pressure Drop} = (\Delta P \text{ pipa 1 inch} + \Delta P \text{ pipa } \frac{1}{2} \text{ inch})$$

$$= 287,664 \text{ Pa} + 2261,430 \text{ Pa}$$

$$= 2549,094 \text{ Pa}$$

4.4.11 Pressure Drop dari Manifold C ke Air Trap

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

Data Manifold C ke Air Trap. Diketahui sebagai berikut:

- $Q_s = 0,859 \frac{m^3}{\text{menit}}$
 $Q_s = 0,0143 \frac{m^3}{s}$

- Diameter outter *pipeline* : 1 inch
Diameter inner *pipeline* : 30,02 mm
- Diameter outter *pipeline* : ½ inch
Diameter inner *pipeline* : 18,53 mm

Fitting-fitting dari Manifold C ke Air Trap yaitu:

- 8 Elbow 90°
Panjang 1 Elbow 90° = 0,2 m (Sumber : Majumdar, Hal 18)

- 3 Tees
Panjang 1 Tees = 2 m (*Sumber : Majumdar, Hal 18*)
- 1 on-off valve
Panjang 1 on-off valve = 6 m (*Sumber : Majumdar, Hal 18*)
- Panjang *tubing* = 14,76 m

Dari data-data fitting diatas, panjang ekuivalen pipeline yaitu:

- L 1 inch = (9,75 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 2 + 2 + 2) m
L = 11,15 m
- L ½ inch = (4,2 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 6) m
L = 5,6 m

Untuk tekanan kerja absolute pada pipa yaitu :

$$P_1 = 6 \text{ barg} + 1 \text{ atm}$$

$$P_1 = 701325 \text{ Pa}$$

Maka dari data-data diatas, pressure drop dari Manifold C ke Air Trap yaitu:

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

$$\Delta P \text{ pipa } 1 \text{ inch} = \frac{1,6 \times 10^3 \times \left(0,0143 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)^{1,85} \times 11,15 \text{ m}}{(0,03002 \text{ m})^5 \times 701325 \text{ Pa}}$$

$$\Delta P \text{ pipa } 1 \text{ inch} = 403,453 \text{ Pa}$$

$$\Delta P \text{ pipa } \frac{1}{2} \text{ inch} = \frac{1,6 \times 10^3 \times \left(0,0143 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)^{1,85} \times 5,6 \text{ m}}{(0,01853 \text{ m})^5 \times 701325 \text{ Pa}}$$

$$\Delta P \text{ pipa } \frac{1}{2} \text{ inch} = 2261,430 \text{ Pa}$$

Total pressure drop dari Manifold C ke Air Trap yaitu:

$$\begin{aligned} \text{Total Pressure Drop} &= (\Delta P \text{ pipa } 1 \text{ inch} + \Delta P \text{ pipa } \frac{1}{2} \text{ inch}) \\ &= 403,453 \text{ Pa} + 2261,430 \text{ Pa} \\ &= 2664,883 \text{ Pa} \end{aligned}$$

4.4.12 Pressure Drop dari Manifold D ke Air Trap

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

Data Manifold D ke Air Trap. Diketahui sebagai berikut:

- $Q_s = 0,859 \frac{\text{m}^3}{\text{menit}}$
 $Q_s = 0,0143 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$

- Diameter outter *pipeline* : 1 inch
Diameter inner *pipeline* : 30,02 mm
- Diameter outter *pipeline* : ½ inch
Diameter inner *pipeline* : 18,53 mm

Fitting-fitting dari Manifold D ke Air Trap yaitu:

- 8 Elbow 90°
Panjang 1 Elbow 90° = 0,2 m (*Sumber : Majumdar, Hal 18*)

- 4 Tees
Panjang 1 Tees = 2 m (*Sumber : Majumdar, Hal 18*)
- 1 on-off valve
Panjang 1 on-off valve = 6 m (*Sumber : Majumdar, Hal 18*)
- Panjang *tubing* = 17,76 m

Dari data-data fitting diatas, panjang ekuivalen pipeline yaitu:

- L 1 inch = (12,75 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 2 + 2 + 2 + 2) m
L = 14,35 m
- L ½ inch = (4,2 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 6) m
L = 5,6 m

Untuk tekanan kerja absolute pada pipa yaitu :

$$P_1 = 6 \text{ barg} + 1 \text{ atm}$$

$$P_1 = 701325 \text{ Pa}$$

Maka dari data-data diatas, pressure drop dari Manifold D ke Air Trap yaitu:

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

$$\Delta P \text{ pipa } 1 \text{ inch} = \frac{1,6 \times 10^3 \times \left(0,0143 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)^{1,85} \times 14,35 \text{ m}}{(0,03002 \text{ m})^5 \times 701325 \text{ Pa}}$$

$$\Delta P \text{ pipa } 1 \text{ inch} = 519,243 \text{ Pa}$$

$$\Delta P \text{ pipa } \frac{1}{2} \text{ inch} = \frac{1,6 \times 10^3 \times \left(0,0143 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)^{1,85} \times 10,95 \text{ m}}{(0,01853 \text{ m})^5 \times 701325 \text{ Pa}}$$

$$\Delta P \text{ pipa } \frac{1}{2} \text{ inch} = 2261,430 \text{ Pa}$$

Total pressure drop dari Manifold D ke Air Trap yaitu:

$$\begin{aligned} \text{Total Pressure Drop} &= (\Delta P \text{ pipa } 1 \text{ inch} + \Delta P \text{ pipa } \frac{1}{2} \text{ inch}) \\ &= 519,243 \text{ Pa} + 2261,430 \text{ Pa} \\ &= 2780,673 \text{ Pa} \end{aligned}$$

4.4.13 Pressure Drop dari Manifold E ke Air Trap

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

Data Manifold E Air Trap. Diketahui sebagai berikut:

- $Q_s = 0,859 \frac{\text{m}^3}{\text{menit}}$
 $Q_s = 0,0143 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$

- Diameter outter *pipeline* : 1 inch
Diameter inner *pipeline* : 30,02 mm
- Diameter outter *pipeline* : ½ inch
Diameter inner *pipeline* : 18,53 mm

Fitting-fitting dari Manifold E ke Air Trap yaitu:

- 8 Elbow 90°
Panjang 1 Elbow 90° = 0,2 m (*Sumber : Majumdar, Hal 18*)

- 5 Tees
Panjang 1 Tees = 2 m (*Sumber : Majumdar, Hal 18*)
- 1 on-off valve
Panjang 1 on-off valve = 6 m (*Sumber : Majumdar, Hal 18*)
- Panjang *tubing* = 20,76 m

Dari data-data fitting diatas, panjang ekuivalen pipeline yaitu:

- L 1 inch = (15,75 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 2 + 2 + 2 + 2 + 2) m
L = 17,55 m
- L ½ inch = (4,2 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 6) m
L = 5,6 m

Untuk tekanan kerja absolute pada pipa yaitu :

$$P_1 = 6 \text{ barg} + 1 \text{ atm}$$

$$P_1 = 701325 \text{ Pa}$$

Maka dari data-data diatas, pressure drop dari Manifold E ke Air Trap yaitu:

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

$$\Delta P \text{ pipa } 1 \text{ inch} = \frac{1,6 \times 10^3 \times \left(0,0143 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)^{1,85} \times 17,55 \text{ m}}{(0,03002 \text{ m})^5 \times 701325 \text{ Pa}}$$

$$\Delta P \text{ pipa } 1 \text{ inch} = 627,795 \text{ Pa}$$

$$\Delta P \text{ pipa } \frac{1}{2} \text{ inch} = \frac{1,6 \times 10^3 \times \left(0,0143 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)^{1,85} \times 5,56 \text{ m}}{(0,01853 \text{ m})^5 \times 701325 \text{ Pa}}$$

$$\Delta P \text{ pipa } \frac{1}{2} \text{ inch} = 2261,430 \text{ Pa}$$

Total pressure drop dari Manifold E ke Air Trap yaitu:

$$\begin{aligned} \text{Total Pressure Drop} &= (\Delta P \text{ pipa } 1 \text{ inch} + \Delta P \text{ pipa } \frac{1}{2} \text{ inch}) \\ &= 627,795 \text{ Pa} + 2261,430 \text{ Pa} \\ &= 2889,225 \text{ Pa} \end{aligned}$$

4.4.14 Pressure Drop dari Manifold F ke Air Trap

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

Data Manifold F ke Air Trap. Diketahui sebagai berikut:

- $Q_s = 0,859 \frac{\text{m}^3}{\text{menit}}$
- $Q_s = 0,0143 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
- Diameter outter *pipeline* : 1 inch
Diameter inner *pipeline* : 30,02 mm
- Diameter outter *pipeline* : ½ inch
Diameter inner *pipeline* : 18,53 mm

Fitting-fitting dari Manifold F ke Air Trap yaitu:

- 8 Elbow 90°

Panjang 1 Elbow 90° = 0,2 m (Sumber : Majumdar, Hal 18)

- 6 Tees
Panjang 1 Tees = 2 m (Sumber : Majumdar, Hal 18)
- 1 on-off valve
Panjang 1 on-off valve = 6 m (Sumber : Majumdar, Hal 18)
- Panjang *tubing* = 34,36 m

Dari data-data fitting diatas, panjang ekuivalen pipeline yaitu:

- L 1 inch = (18,75 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 2 + 2 + 2 + 2 + 2 + 2) m
L = 19,95 m
- L ½ inch = (4,2 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 6) m
L = 5,6 m

Untuk tekanan kerja absolute pada pipa yaitu :

$$P_1 = 6 \text{ barg} + 1 \text{ atm}$$

$$P_1 = 701325 \text{ Pa}$$

Maka dari data-data diatas, pressure drop dari Manifold F ke Air Trap yaitu:

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

$$\Delta P \text{ pipa 1 inch} = \frac{1,6 \times 10^3 \times \left(0,0143 \frac{m^3}{s}\right)^{1,85} \times 19,95 \text{ m}}{(0,03002 \text{ m})^5 \times 701325 \text{ Pa}}$$

$$\Delta P \text{ pipa 1 inch} = 721,874 \text{ Pa}$$

$$\Delta P \text{ pipa } \frac{1}{2} \text{ inch} = \frac{1,6 \times 10^3 \times \left(0,0143 \frac{m^3}{s}\right)^{1,85} \times 5,6 \text{ m}}{(0,01853 \text{ m})^5 \times 701325 \text{ Pa}}$$

$$\Delta P \text{ pipa } \frac{1}{2} \text{ inch} = 2261,430 \text{ Pa}$$

Total pressure drop dari Manifold F ke Air Trap yaitu:

$$\text{Total Pressure Drop} = (\Delta P \text{ pipa 1 inch} + \Delta P \text{ pipa } \frac{1}{2} \text{ inch})$$

$$= 721,874 \text{ Pa} + 2261,430 \text{ Pa}$$

$$= 2983,304 \text{ Pa}$$

4.4.15 Pressure Drop dari Air Trap ke Kompresor

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

Data Air Trap ke Kompresor. Diketahui sebagai berikut:

- $Q_s = 0,859 \frac{m^3}{\text{menit}}$
 $Q_s = 0,0143 \frac{m^3}{s}$

- Diameter outter *pipeline* : 1 inch
- Diameter inner *pipeline* : 30,02 mm

Fitting-fitting dari Air Trap ke Kompresor yaitu:

- 2 Elbow 90°
Panjang 1 Elbow 90° = 0,2 m (Sumber : Majumdar, Hal 18)

- 2 Tees
Panjang 1 Tees = 2 m (*Sumber : Majumdar, Hal 18*)
- 1 Check Valve
- 3 Gate Valve
- Panjang *tubing* = 2,4 m

Dari data-data fitting diatas, panjang ekuivalen pipeline yaitu:

$$L = (2,4 + 0,2 + 0,2 + 2 + 2) \text{ m}$$

$$L = 5,2 \text{ m}$$

Untuk tekanan kerja absolute pada pipa yaitu :

$$P_1 = 6 \text{ barg} + 1 \text{ atm}$$

$$P_1 = 701325 \text{ Pa}$$

Maka dari data-data diatas, pressure drop dari Air Trap ke Kompresor yaitu:

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1}$$

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times (0,0143 \frac{\text{m}^3}{\text{s}})^{1,85} \times 5,2 \text{ m}}{(0,03002 \text{ m})^5 \times 701325 \text{ Pa}}$$

$$\Delta P = 188,157 \text{ Pa}$$

4.4.16 Total Pressure Drop

Dari data yang telah didapat dan hasil perhitungan yang sudah dilakukan, maka total pressure drop yang terjadi dari kompresor ke silinder mesin bagging yaitu :

Tabel 4.1 Total Pressure Drop dari Kompresor ke Silinder Pneumatik Mesin Bagging A

Pressure Drop dari Silinder ke Manifold A		Pressure Drop dari Manifold A ke Air Trap	Pressure Drop dari Air Trap ke Kompresor	Jumlah Total Pressure Drop
Silinder A	22.981 Pa	2433.304 Pa	188.157 Pa	2644.442 Pa
Silinder B	22.981 Pa	2433.304 Pa	188.157 Pa	2644.442 Pa
Silinder C	22.981 Pa	2433.304 Pa	188.157 Pa	2644.442 Pa
Silinder D	22.981 Pa	2433.304 Pa	188.157 Pa	2644.442 Pa
Silinder E	22.981 Pa	2433.304 Pa	188.157 Pa	2644.442 Pa
Silinder F	22.981 Pa	2433.304 Pa	188.157 Pa	2644.442 Pa
Silinder G	22.981 Pa	2433.304 Pa	188.157 Pa	2644.442 Pa
Silinder H	22.981 Pa	2433.304 Pa	188.157 Pa	2644.442 Pa
Total Pressure Drop				21155.536 Pa

Tabel 4.2 Total Pressure Drop dari Kompresor ke Silinder Pneumatik Mesin Bagging B

Pressure Drop dari Silinder ke Manifold B		Pressure Drop dari Manifold B ke Air Trap	Pressure Drop dari Air Trap ke Kompresor	Jumlah Total Pressure Drop
Silinder A	22.981 Pa	2549.094 Pa	188.157 Pa	2760.232 Pa
Silinder B	22.981 Pa	2549.094 Pa	188.157 Pa	2760.232 Pa
Silinder C	22.981 Pa	2549.094 Pa	188.157 Pa	2760.232 Pa
Silinder D	22.981 Pa	2549.094 Pa	188.157 Pa	2760.232 Pa
Silinder E	22.981 Pa	2549.094 Pa	188.157 Pa	2760.232 Pa

Silinder F	22.981 Pa	2549.094 Pa	188.157 Pa	2760.232 Pa
Silinder G	22.981 Pa	2549.094 Pa	188.157 Pa	2760.232 Pa
Silinder H	22.981 Pa	2549.094 Pa	188.157 Pa	2760.232 Pa
Total Pressure Drop				22081.856 Pa

Tabel 4.3 Total Pressure Drop dari Kompresor ke Silinder Pneumatik Mesin Bagging C

Pressure Drop dari Silinder ke Manifold C		Pressure Drop dari Manifold C ke Air Trap	Pressure Drop dari Air Trap ke Kompresor	Jumlah Total Pressure Drop
Silinder A	22.981 Pa	2664.883 Pa	188.157 Pa	2876.021 Pa
Silinder B	22.981 Pa	2664.883 Pa	188.157 Pa	2876.021 Pa
Silinder C	22.981 Pa	2664.883 Pa	188.157 Pa	2876.021 Pa
Silinder D	22.981 Pa	2664.883 Pa	188.157 Pa	2876.021 Pa
Silinder E	22.981 Pa	2664.883 Pa	188.157 Pa	2876.021 Pa
Silinder F	22.981 Pa	2664.883 Pa	188.157 Pa	2876.021 Pa
Silinder G	22.981 Pa	2664.883 Pa	188.157 Pa	2876.021 Pa
Silinder H	22.981 Pa	2664.883 Pa	188.157 Pa	2876.021 Pa
Total Pressure Drop				23008.168 Pa

Tabel 4.4 Total Pressure Drop dari Kompresor ke Silinder Pneumatik Mesin Bagging D

Pressure Drop dari Silinder ke Manifold D		Pressure Drop dari Manifold D ke Air Trap	Pressure Drop dari Air Trap ke Kompresor	Jumlah Total Pressure Drop
Silinder A	22.981 Pa	2780.673 Pa	188.157 Pa	2991.811 Pa
Silinder B	22.981 Pa	2780.673 Pa	188.157 Pa	2991.811 Pa
Silinder C	22.981 Pa	2780.673 Pa	188.157 Pa	2991.811 Pa
Silinder D	22.981 Pa	2780.673 Pa	188.157 Pa	2991.811 Pa
Silinder E	22.981 Pa	2780.673 Pa	188.157 Pa	2991.811 Pa
Silinder F	22.981 Pa	2780.673 Pa	188.157 Pa	2991.811 Pa
Silinder G	22.981 Pa	2780.673 Pa	188.157 Pa	2991.811 Pa
Silinder H	22.981 Pa	2780.673 Pa	188.157 Pa	2991.811 Pa
Total Pressure Drop				23934.488 Pa

Tabel 4.5 Total Pressure Drop dari Kompresor ke Silinder Pneumatik Mesin Bagging E

Pressure Drop dari Silinder ke Manifold E		Pressure Drop dari Manifold E ke Air Trap	Pressure Drop dari Air Trap ke Kompresor	Jumlah Total Pressure Drop
Silinder A	22.981 Pa	2889.225 Pa	188.157 Pa	3100.363 Pa
Silinder B	22.981 Pa	2889.225 Pa	188.157 Pa	3100.363 Pa
Silinder C	22.981 Pa	2889.225 Pa	188.157 Pa	3100.363 Pa

Silinder D	22.981 Pa	2889.225 Pa	188.157 Pa	3100.363 Pa
Silinder E	22.981 Pa	2889.225 Pa	188.157 Pa	3100.363 Pa
Silinder F	22.981 Pa	2889.225 Pa	188.157 Pa	3100.363 Pa
Silinder G	22.981 Pa	2889.225 Pa	188.157 Pa	3100.363 Pa
Silinder H	22.981 Pa	2889.225 Pa	188.157 Pa	3100.363 Pa
Total Pressure Drop				24802.904 Pa

Tabel 4.6 Total Pressure Drop dari Kompresor ke Silinder Pneumatik Mesin Bagging F

Pressure Drop dari Silinder ke Manifold F	Pressure Drop dari Manifold F ke Air Trap	Pressure Drop dari Air Trap ke Kompresor	Jumlah Total Pressure Drop
Silinder A	22.981 Pa	2983.304 Pa	3194.442 Pa
Silinder B	22.981 Pa	2983.304 Pa	3194.442 Pa
Silinder C	22.981 Pa	2983.304 Pa	3194.442 Pa
Silinder D	22.981 Pa	2983.304 Pa	3194.442 Pa
Silinder E	22.981 Pa	2983.304 Pa	3194.442 Pa
Silinder F	22.981 Pa	2983.304 Pa	3194.442 Pa
Silinder G	22.981 Pa	2983.304 Pa	3194.442 Pa
Silinder H	22.981 Pa	2983.304 Pa	3194.442 Pa
Total Pressure Drop			25555.536 Pa

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{mesin A} + \Delta P_{mesin B} + \Delta P_{mesin C} + \Delta P_{mesin D} + \Delta P_{mesin E} + \Delta P_{mesin F}$$

$$\Delta P_{total} = 21155,536 Pa + 22081,856 Pa + 23008,168 Pa + 23934,488 Pa$$

$$+ 24802,904 Pa + 25555,536 Pa$$

$$\Delta P_{total} = 140538,488 Pa \times \frac{Bar}{10^5 Pa}$$

$$\Delta P_{total} = 1,4 Bar$$

Pada perhitungan diatas, untuk setiap pressure drop dari kompresor ke masing-masing silinder pneumatik tidak melebihi 0,05 Bar. Dengan demikian sistem pneumatik dapat dikatakan aman (Majumdar, 1992). Untuk total pressure drop dari total 6 mesin bagging didapat sebesar 140538 Pa atau sebesar 1,4 Bar.

4.5 Perhitungan Air Receiver

4.5.1 Kondisi Air Receiver Terisi Tetapi Tidak Mensupply Udara

Pada perhitungan air receiver perlu diketahui waktu yang digunakan silinder pneumatik bergerak *extend* maupun *retract*. Data waktu silinder bergerak *extend* dan *retract* dapat dilihat pada table berikut :

Tabel 4.7 Waktu Silinder Bergerak

Silinder	Waktu <i>extend</i> (detik)	Waktu <i>retract</i> (detik)	Total Waktu Satu Siklus (detik)
A	0.27	0.28	0.55

B	0.27	0.28	0.55
C	0.24	0.18	0.42
D	0.24	0.18	0.42
E	0.25	0.28	0.53
F	0.22	0.16	0.38
G	0.22	0.16	0.38
H	0.25	0.28	0.53
Total			3.76

Pada tabel diatas, untuk total 8 silinder pneumatik bergerak dengan 1 siklus sebesar 3,76 detik atau 0,062 menit. Pada PT Petrokimia Gresik, penggunaan *air receiver* selama 1 jam kerja sehingga untuk volume *air receiver* dapat dihitung sebagai berikut :

$$V_r = \frac{101 \text{ kPa} \times t (Q_r - Q_c)}{P_{max} - P_{min}}$$

Perhitungan *air receiver* pada kondisi mengisi *air receiver*, tetapi *air receiver* tidak membagikan udara ke silinder pneumatik, maka :

- Data sebagai berikut :
 $Q_c = 0$ (Kondisi hanya satu kali pengisian)
 $Q_r = 0,859 \frac{m^3}{menit}$

Pada tekanan maksimal dan minimal *air receiver* diambil tekanan maksimal sebesar 10 bar dengan alasan agar kompresor tidak sering bekerja, karena ketika kompresor sering bekerja maka motor penggerak akan cepat rusak.

Pada tekanan minimal *air receiver* diambil tekanan sebesar 8 bar. Pengambilan tekanan 8 bar dengan alasan agar tekanan minimum *air receiver* tidak berdekatan dengan tekanan sistem pneumatik mesin bagging (6 bar), sehingga ketika tekanan minimum *air receiver* 8 bar maka tekanan sistem pneumatik mesin bagging akan dapat terpenuhi dengan baik.

$$\begin{aligned} P_{max} &= 10 \text{ bar} \\ P_{max} &= 1000 \text{ kPa} \\ P_{min} &= 8 \text{ bar} \\ P_{min} &= 800 \text{ Kpa} \\ t &= 60 \text{ menit (1 jam)} \end{aligned}$$

Dari data-data tersebut, volume dari *air receiver* sebesar :

$$\begin{aligned} V_r &= \frac{101 \text{ kPa} \times t (Q_r - Q_c)}{P_{max} - P_{min}} \\ V_r &= \frac{101 \text{ kPa} \times 60 \text{ menit} \left(0,859 \frac{m^3}{menit} - 0 \right)}{1000 \text{ kPa} - 800 \text{ kPa}} \\ V_r &= 26,027 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Dari hasil diatas, untuk sizing *air receiver* pada kondisi *air receiver* terisi tetapi tidak membagikan udara sebesar $26,027 \text{ m}^3$

4.5.2 Kondisi Air Receiver Terisi Tetapi Air Receiver Menyupply Udara

Pada *sizing air receiver* kondisi ini, harus mengetahui konsumsi udara standart yang dibutuhkan oleh silinder pneumatik dan kapasitas dari kompresor yang akan mengisi. Pada konsumsi udara standart yang dibutuhkan oleh sistem pneumatik mesin bagging ini yaitu sebesar $0,859 \frac{m^3}{menit}$ sehingga kapasitas kompresor yang dibutuhkan yaitu :

$$\begin{aligned} \text{Safety Factor} &= 10\% \times Q_s \\ &= 10\% \times 0,859 \frac{m^3}{menit} \\ &= 0,0859 \frac{m^3}{menit} \end{aligned}$$

Maka dari *safety factor* diatas, kapasitas kompresor yang harus dipenuhi yaitu sebesar :

$$\begin{aligned} Q_c &= Q_s + \text{Safety Factor} \\ Q_c &= 0,859 \frac{m^3}{menit} + 0,0859 \frac{m^3}{menit} \\ Q_c &= 0,9449 \frac{m^3}{menit} \end{aligned}$$

Jadi kapasitas kompresor yang harus memenuhi untuk membagikan udara yaitu sebesar $0,9493 \frac{m^3}{menit}$. Dari kapasitas kompresor maka *sizing air receiver* dapat dihitung sebagai berikut:

$$V_r = \frac{101 \text{ kPa} \times t (Q_r - Q_c)}{P_{max} - P_{min}}$$

- Data sebagai berikut

$$Q_c = 0,9449 \frac{m^3}{menit}$$

$$Q_r = 0,859 \frac{m^3}{menit}$$

$$\begin{aligned} P_{max} &= 10 \text{ bar} \\ &= 1000 \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{min} &= 8 \text{ bar} \\ &= 800 \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$t = 60 \text{ menit (Air Receiver mampu membagikan udara selama 60 menit lalu terisi kembali)}$$

sehingga dari data diatas, *sizing air receiver* dapat dihitung sebagai berikut:

$$V_r = \frac{101 \text{ kPa} \times t (Q_r - Q_c)}{P_{max} - P_{min}}$$

$$V_r = \frac{101 \text{ kPa} \times 60 \text{ menit} \left(0,9449 \frac{m^3}{menit} - 0,859 \frac{m^3}{menit} \right)}{1000 \text{ kPa} - 800 \text{ kPa}}$$

$$V_r = 2,602 \text{ m}^3$$

Dari hasil perhitungan diatas, *sizing air receiver* pada kondisi *air receiver* terisi dengan membagikan udara juga sebesar $2,602 \text{ m}^3$

4.5.3 Pemilihan Air Receiver

Pada pemilihan *air receiver* berdasarkan standart ASME (*American Society of Mechanical Engineering*). Pemilihan *air receiver* yang direkomendasikan oleh ASME dapat dilihat pada gambar berikut :

Airflow Capacity		Recommended Receiver Volume		
CFM	m ³ /hr.	ft. ³	Gallons	m ³
100	170	13	100	0.4
200	340	27	200	0.8
300	510	40	300	1.1
400	680	54	400	1.5
500	850	67	500	1.9
750	1,275	101	750	2.9
1,000	1,700	134	1,000	3.8
1,500	2,550	201	1,500	5.7
2,000	3,400	268	2,000	7.6
3,000	5,100	402	3,000	11.4
4,000	6,800	536	4,000	15.2
5,000	8,500	670	5,000	19.0
7,500	12,750	1,005	7,500	28.5
10,000	17,000	1,340	10,000	38.0

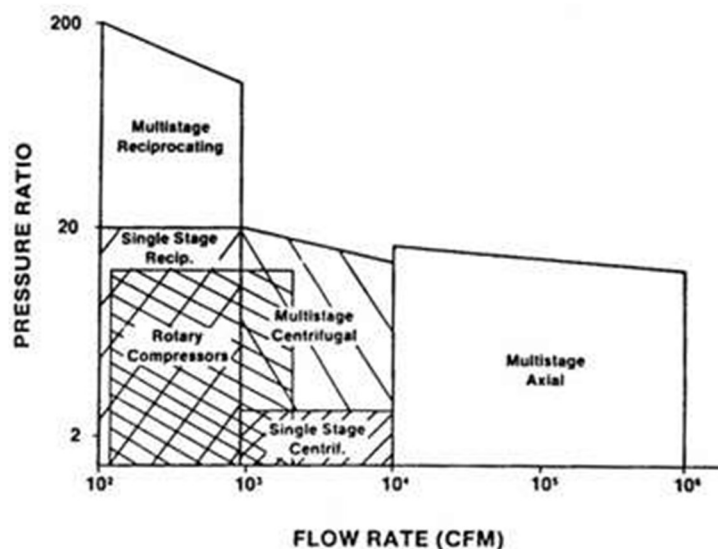
Gambar 4.16 Rekomendasi Air Receiver

Pada gambar diatas, untuk *air receiver* dengan kondisi 4.5.1, ASME merekomendasikan *air receiver* dengan volume 28,5 m³ dan airflow capacity 12,750 $\frac{m^3}{jam}$ (dipilih yang mendekati 26,027 m³). Pada kondisi 4.5.2, ASME memberikan rekomendasi *air receiver* dengan volume 2,9 m³ dengan air flow capacity 1,275 $\frac{m^3}{jam}$ (dipilih yang mendekati 2,602 m³).

4.6 Pemilihan Kompresor

4.6.1 Pemilihan Jenis Kompresor

Untuk perancangan kompresor, kapasitas yang dibutuhkan yaitu sebesar 0,9449 $\frac{m^3}{menit}$ dengan mensupply tekanan minimal 8 barg sehingga untuk jenis dari kompresor dapat dilihat pada gambar berikut :



Gambar 4.17 Diagram Pemilihan Kompresor

$$r_p = \frac{800000 Pa + 101325 Pa}{101325 Pa}$$

$$r_p = 8,895$$

Pada gambar diatas, untuk memenuhi kapasitas sebesar $0,9449 \frac{m^3}{menit}$ dan rasio pressure (absolute) sebesar 8,895 yaitu kompresor berjenis reciprocating. Untuk pemilihan jenis kompresor selain diagram diaas dapat dilihat pada tabel berikut :

GENERAL SELECTION CRITERIA FOR COMPRESSORS				
Type of Compressor	Capacity (m ³ /h)		Pressure (bar)	
	From	To	From	To
Roots blower compressor single stage	100	30000	0.1	1
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

Gambar 4.18 Tabel Kriteria Pemilihan Kompresor

Pada table klasifikasi pemilihan kompresor, untuk tekanan minimal 8 barg dan kapasitas $0,9449 \frac{m^3}{menit}$ yang dapat memenuhi kebutuhan yaitu kompresor reciprocating dengan tipe single/two stage.

4.6.2 Perhitungan Daya Kompresor

a. Temperature Discharge Kompresor

Pada besar dari temperature discharge kompresor dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut :

$$T_d = T_s \cdot r_p^{\frac{k-1}{2 \times k}}$$

Dimana :

T_d = Temperature discharge kompresor (°K)

T_s = Temperature suction kompresor (°K)

r_p = Pressure Ratio

k = eksponen adiabetic

Pada perhitungan temperature discharge diatas, data yang diketahui yaitu :

$$T_d = 306,15 \text{ °K (1 atm)}$$

$$r_p = \frac{P_d}{P_s}$$

$$r_p = \frac{800000 \text{ Pa} + 101325 \text{ Pa}}{101325 \text{ Pa}}$$

$$r_p = 8,895$$

$$k = 1,4$$

Dari data-data diatas maka temperature discharge dari kompresor dapat dihitung sebagai berikut :

$$T_d = T_s \cdot r_p^{\frac{1,4-1}{2 \times 1,4}}$$

$$T_d = 306,15 \text{ }^\circ\text{K} \times 8,895^{\frac{1,4-1}{2 \times 1,4}}$$

$$T_d = 418,33 \text{ }^\circ\text{K}$$

b. Daya Adiabatis Kompresor

Dari data perhitungan diatas telah memenuhi untuk perhitungan daya adiabatis kompresor. Daya yang dibutuhkan kompresor untuk menjalankan sistem pneumatik dapat dihitung menggunakan rumus berikut :

$$W_{com} = \frac{m \times k}{k - 1} \times P_s \times Q_{suction} \times \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{m \times k}} - 1 \right]$$

Dimana :

m = Tingkat Kompresi

k = Eksponen Adiabatis

P_s = Tekanan suction (Pa)

Q_s = Kapasitas Suction Kompresor $\left(\frac{m^3}{s} \right)$

Untuk tingkat kompresi yaitu 2 stage sehingga dari rumus daya adiabatis kompresor diatas, maka daya adiabatis kompresor dapat dicari sebagai berikut :

$$W_{com} = \frac{2 \times 1,4}{1,4 - 1} \times 101325 \text{ Pa} \times 0,0143 \frac{m^3}{s} \times \left[(8,895)^{\frac{1,4-1}{2 \times 1,4}} - 1 \right]$$

$$W_{com} = 3712,2 \text{ Watt}$$

$$W_{com} = 3,712 \text{ kW}$$

c. Daya Poros

Setelah diketahui daya kompresor maka langkah selanjutnya yaitu mencari daya dari poros. Data yang dibutuhkan untuk mencari daya poros yaitu efisiensi kompresor dan juga daya adiabatis kompresor.

$$\eta_{adiabatis} = \frac{W_{compressor}}{W_{poros}}$$

$$W_{poros} = \frac{W_{compressor}}{\eta_{adiabatis}}$$

Pada efisiensi adiabatis kompresor diambil sebesar 80%, maka daya poros besarnya yaitu :

$$W_{poros} = \frac{3,712 \text{ kW}}{0,8}$$

$$W_{poros} = 4,64 \text{ kW}$$

d. Daya Motor Penggerak

Untuk perhitungan daya motor penggerak kompresor, perlu diketahui terlebih dahulu motor penggerak memakai jenis transmisi dan motor penggerak mulanya. Untuk jenis transmisi dan jenis motor penggerak mula dapat dilihat pada table berikut :

Jenis Penggerak Mula	α
Motor Induksi	0,1 - 0,2

Motor Bakar Kecil	0,15 - 0,025
Motor Bakar Besar	0,1 - 0,2

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 Hidrolik		0,95 - 0,97

Dimana :

η_t = Efisiensi Transmisi

α = Faktor Cadangan

Pada perhitungan motor penggerak kompresor, transmisi yang direncanakan yaitu menggunakan V dan motor penggerak jenis motor induksi. Sehingga untuk nilai motor induksi diambil faktor cadangan dengan nilai 0,1 dan efisiensi transmisi sabuk V sebesar 0,9. Dari data tersebut, dapat dihitung sebagai berikut :

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

$$W_{motor} = \frac{4,64 \text{ kW}}{0,9} \times (1 + 0,1)$$

$$W_{motor} = 5,6 \text{ kW}$$

$$W_{motor} = 7,5 \text{ HP}$$

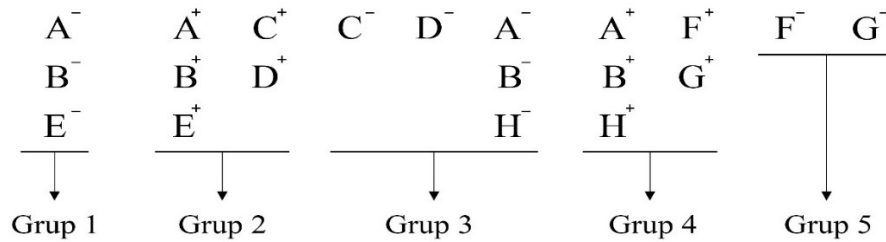
Dari perhitungan diatas bahwa pada sistem pneumatik dibutuhkan kompresor kapasitas $0,9449 \frac{m^3}{menit}$, tekanan 8 Barg, daya motor 5,6 kW / 7,5 HP dan *Air Receiver* sebesar $2,9 m^3$ sehingga dipilih kompresor tipe Ingersoll Rand 2475N7.5 Two-Stage Electric-Powered (Dilihat pada lampiran 2)

BAB V KESIMPULAN

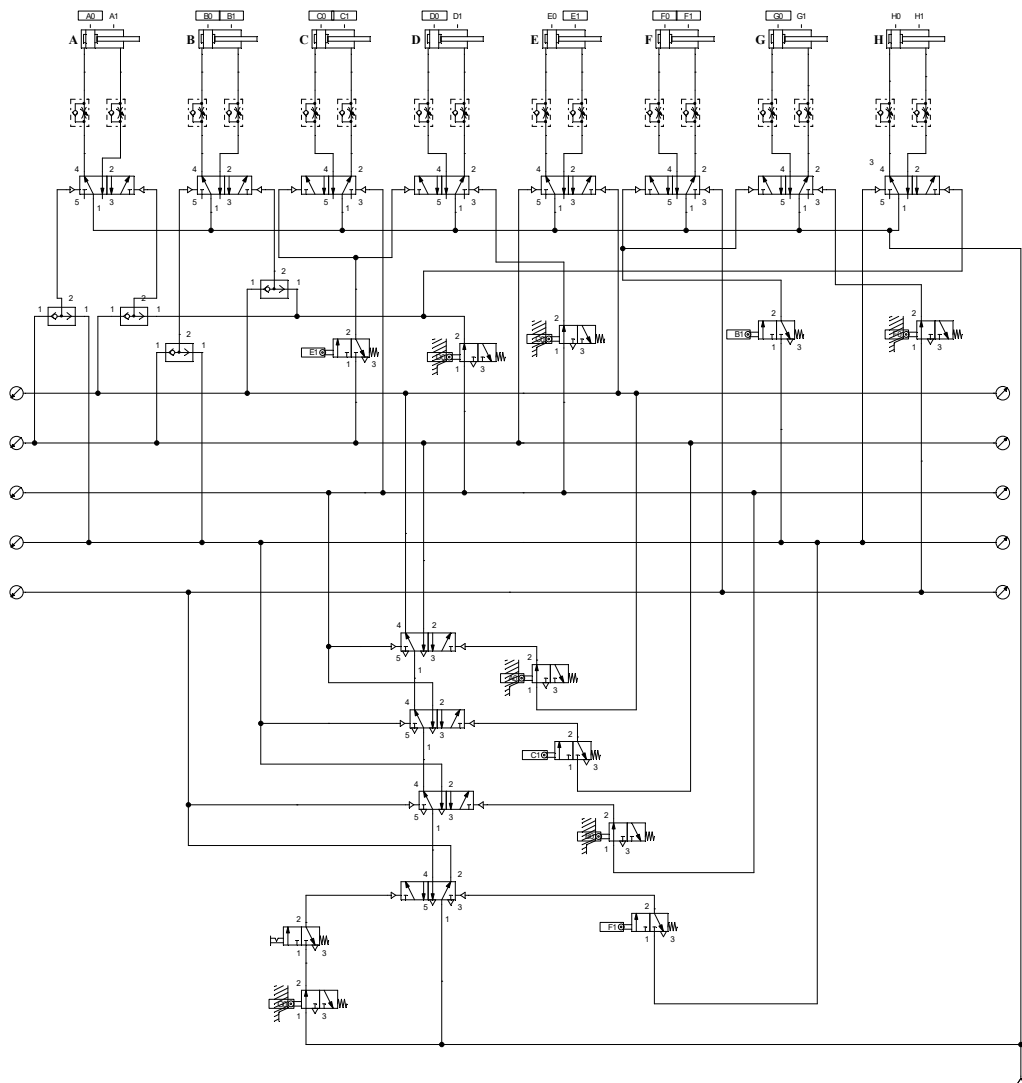
5.1 Kesimpulan

Berdasarkan perhitungan analisis terhadap sistem pneumatik pada mesin *bagging* PT Petrokimia Gresik, didapatkan hasil-hasil sebagai berikut:

1. Pada perancangan sirkuit pneumatik dengan menggunakan software FluidSim 4.2 melalui metode cascade. Dalam metode cascade menghasilkan 5 grup berupa :



Sehingga dari diagram notasi grup tersebut dapat dirancang sirkuit pneumatik mesin *Bagging* dengan 8 silinder pneumatik sebagai berikut :



2. Pada perhitungan konsumsi udara standart pada 48 silinder pneumatik mesin *Bagging* didapatkan sebesar $0,859 \frac{m^3}{menit}$ dengan tekanan absolute sebesar 701325 Pa.
- Pada perhitungan pressure drop dari kompresor sampai silinder pneumatik didapatkan 140538 Pa atau sebesar 1,4 Bar
 - Untuk perhitungan *sizing volume air receiver* didapatkan untuk kondisi air receiver tidak mensupply udara saat diisi sebesar $28,5 m^3$ dengan tekanan maksimal *air receiver* 10 Barg dan tekanan minimal *air receiver* sebesar 8 Barg.
 - Untuk *sizing volume air receiver* kondisi *air receiver* mensupply udara saat *air receiver* diisi sebesar $2,9 m^3$ dengan tekanan maksimal *air receiver* 10 Barg dan tekanan minimal *air receiver* 8 Barg.
 - Kompresor yang cocok untuk mensupply udara sistem pneumatik mesin *Bagging* ini yaitu kompreor bertipe reciprocating two stage berkapasitas $0,9449 \frac{m^3}{menit}$ dengan tekanan sebesar 8 Barg dan daya motor listrik sebesar 5,6 kW / 7,5 HP sehingga dipilih kompresor bertipe Ingersoll Rand 2475N7.5 Two-Stage Electric-Powered.

DAFTAR PUSTAKA

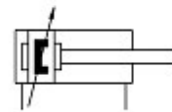
1. Esposito, Anthony. Fluid Power with Application sixth edition. New Jersey: PrenticeHall International Inc, 2003.
2. Majumdar, S.J. Pneumatic Systems - Principles and Maintenance. New York: Mc Graw- Hill, 1995.
3. Sularso., dan Tahara, Haruo. 2000. Pompa dan Kompresor, Pemilihan, Pemakaian dan Pemeliharaan. PT. Pradnya Paramita.

LAMPIRAN

Lampiran 1 Data Sheet Cylinder Pneumatic

ISO cylinder
DSBC-50-50-PPVA-N3
 Part number: 1366950

FESTO



Data sheet

Feature	Value
Piston seal material	TPE-U(PIU)
Piston rod wiper seal material	TPE-U(PIU)
Cushion piston material	POM
Buffer seal material	TPE-U(PIU)
Material of piston	Wrought aluminum alloy
Nut material	Steel, galvanized
Flange screws material	Steel, galvanized
Material of bearing	POM
Stroke	50 mm
Piston diameter	50 mm
Piston rod thread	M16x1.5
Type code	DSBC
Cushioning	Pneumatic cushioning, adjustable at both ends
Mounting position	Any
Conforms to standard	ISO 15552
Piston rod end	External thread
Design	Piston Piston rod Profile barrel
Position sensing	For proximity sensor
Symbol	00991235
Variants	Piston rod at one end
Operating pressure	0.4 bar ... 12 bar
Operating pressure	0.04 MPa ... 1.2 MPa
Mode of operation	Double-acting
Operating medium	Compressed air as per ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Information on operating and pilot media	Operation with oil lubrication possible (required for further use)
Corrosion resistance class (CRC)	2 - Moderate corrosion stress
Ambient temperature	-20 °C ... 80 °C
Impact energy in the end positions	1 J
Cushioning length	22 mm
Theoretical force at 6 bar, retracting	990 N
Theoretical force at 6 bar, advancing	1178 N
Moving mass at 0 mm stroke	365 g
Additional weight per 10 mm stroke	56 g
Basic weight with 0 mm stroke	1190 g

Lampiran 2 Kompresor Ingersoll Rand



Reciprocating Compressor Performance									
Electric Model	Capacity @ 90 psi cfm	Max Pressure psig	Nominal Power hp	Dimensions l x w x h	NPT Outlet in	Voltage	Tank Size/ Configuration	Weight lb	Package Options
Two-Stage Electric-Powered									
2340N2	7.0	175	2	28 x 36 x 69	1/2	230/1/60 200, 230, 460, 575/3/60	80 Gallon Vertical	430	n/a
2340N3	9.2	175	3	28 x 36 x 69	1/2	230/1/60 200, 230, 460, 575/3/60	80 Gallon Vertical	430	n/a
2340N5	14.4	175	5	28 x 37 x 69	1/2	230/1/60 200, 230, 460, 575/3/60	80 Gallon Vertical	505	Value
2340L5	14.3	175	5	24 x 33 x 69	1/2	230/1/60 200, 230, 460, 575/3/60	60 Gallon Vertical	435	Value
2475N5	17.2	175	5	28 x 38 x 69	3/4	230/1/60 200, 230, 460, 575/3/60	80 Gallon Vertical	597	Value, Premium
2475N7.5	24.3	175	7.5	28 x 38 x 69	3/4	230/1/60 200, 230, 460, 575/3/60	80 Gallon Vertical	611	Value, Premium
2545N7.5	27.2	175	7.5	31 x 44 x 79	3/4	230/1/60 200, 230, 460, 575/3/60	80 Gallon Vertical	750	n/a
2545K10	35.6	175	10	31 x 44 x 79	1	200, 230, 460, 575/3/60	120 Gallon Vertical	800	Value, Value Plus, Premium
2545E10	35.6	175	10	71 x 31 x 50	3/4	200, 230, 460, 575/3/60	120 Gallon Horizontal	900	Value, Value Plus, Premium
7100E10	38.0	175	10	72 x 27 x 56	1	200, 230, 460, 575/3/60	120 Gallon Horizontal	1,035	n/a
7100E15	51.0	175	15	72 x 27x 57	3/4	200, 230, 460, 575/3/60	120 Gallon Horizontal	1,105	Value, Value Plus, Premium
15TE15	55.0	175	15	73 x 36 x 61	1	200, 230, 460, 575/3/60	120 Gallon horizontal	1,597	Premium
15TE20	74.0	175	20	73 x 36 x 61	1	200, 230, 460, 575/3/60	120 Gallon horizontal	1,597	Premium
2000E20	73.0	175	20	75 x 45 x 61	1	200, 230, 460, 575/3/60	120 Gallon Horizontal	2,050	n/a
2000E25	83.0	175	25	75 x 45 x 61	1	200, 230, 460, 575/3/60	120 Gallon Horizontal	2,050	n/a

BIODATA PENULIS



Penulis, yang memiliki nama lengkap Cris Adam Adriansyah, anak kedua dari tiga bersaudara yang dilahirkan pada tanggal 2 Nopember 1998 di Gresik. Penulis memulai Pendidikan formal di SDN Indro Gresik, SMP Negeri 4 Gresik, dan SMK Angkasa Malang. Setelah menyelesaikan Pendidikan SMK pada tahun 2017, penulis melanjutkan Pendidikan ke jenjang perkuliahan yakni Prodi Teknologi Rekayasa Konversi Energi, Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.

Selama masa perkuliahan, penulis mengikuti organisasi dan kepanitiaan yang diadakan oleh institut maupun departemen. Penulis aktif bergabung dalam organisasi kemahasiswaan Himpunan Mahasiswa Departemen Teknik Mesin Industri (HMDM) ITS. Pengalaman berorganisasi penulis yaitu sebagai Staff Operational Badan Semi Otonom (BSO) Bengkel HMDM ITS pada periode 2018/2019 dan berlanjut sebagai Kepala Divisi Manajemen Badan Semi Otonom (BSO) Bengkel HMDM ITS pada periode 2019/2020. Selain aktif di organisasi, penulis juga aktif di beberapa kepanitiaan di *event* yang diadakan oleh Badan Semi Otonom (BSO) Bengkel HMDM ITS, penulis menjadi anggota Sponsorship *event* Service Gratis 2018. Dan juga sebagai Kepala Divisi Sponsorship *event* Service Gratis 2019.

Pelatihan yang penulis ikuti selama masa perkuliahan yaitu, Latihan Keterampilan Manajemen Mahasiswa (LKMM) Pra TD BEM FV-ITS 2017, LKMM TD HMDM 2018, Pelatihan Karya Tulis Ilmiah (PKTI) TD HMDM 2019. Selain pelatihan, penulis juga mengikuti kegiatan Kerja Praktik (KP) tahun 2019 di PT PGAS Solution selama 1 bulan dan mengikuti kegiatan Magang Industri selama 4 bulan di PT Multi Terminal Indonesia (IPC Logistic) pada tahun 2020.

Email : crisadamadriansyah07@gmail.com