

**PROYEK AKHIR - VM231838**

**PERANCANGAN SISTEM PNEUMATIK MURNI  
DAN *VACUUM SUCTION CUP* PADA MESIN  
*AUTOMATIC FEEDING PACKAGING***

**NOVIAN MELINIAR**

**NRP. 2039201069**

Dosen Pembimbing

**Ir. Arino Anzip, MEngSc**

**NIP. 196107141988031003**

**Program Studi Teknologi Rekayasa Konversi Energi**

Departemen Teknik Mesin Industri

Fakultas Vokasi

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya





PROYEK AKHIR - VN231837

PERANCANGAN DAN PERHITUNGAN SISTEM PNEUMATIK DAN  
*VACUUM SUCTION CUP* PADA MESIN *AUTOMATIC FEEDING*  
*PACKAGING*

NOVIAN MELINIAR

NRP. 2039201069

Dosen Pembimbing

Ir. Arino Anzip, MEngSc

NIP. 196107141988031003

Program Studi Teknologi Rekayasa Konversi Energi

Departemen Teknik Mesin Industri

Fakultas Vokasi

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2024

*(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)*



FINAL PROJECT - VN231837

DESIGN OF PURE PNEUMATIC SYSTEM AND SUCTION  
VACUUM CUP ON AUTOMATIC FEEDING PACKAGING  
MACHINE

NOVIAN MELINIAR

NRP. 2039201069

Supervisor

Arino Anzip, MEngSc

NIP. 196107141988031003

Energy Conversion Engineering Technology Study Program

Department of Industrial Mechanical Engineering

Faculty of Vocational

Sepuluh Nopember Institute of Technology

Surabaya

2024

*(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)*

## PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini.

Nama Mahasiswa / NRP : Novian Meliniar / 2039201069

Departemen / Prodi : Teknik Mesin Industri / D4 Teknologi Rekayasa Konversi Energi

Dosen Pembimbing / NIP : Ir. Arino Anzip, MEngSc / 196107141988031003

Dengan ini menyatakan bahwa Proyek Akhir dengan judul “**PERANCANGAN SISTEM PNEUMATIK MURNI DAN *VACUUM SUCTION CUP* PADA MESIN *AUTOMATIC FEEDING PACKAGING*”** adalah hasil karya saya 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 2024

Mahasiswa,

Mengetahui

Dosen Pembimbing

(Ir. Arino Anzip, MEngSc)

NIP. 196107141988031003

(Novian Meliniar)

NRP. 2039201069

*(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)*



# LEMBAR PENGESAHAN

## PERANCANGAN SISTEM PNEUMATIK MURNI DAN *VACUUM SUCTION CUP* PADA MESIN *AUTOMATIC FEEDING PACKAGING*

### PROYEK AKHIR

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

Oleh: **NOVIAN MELINIAR**  
**NRP. 2039201069**

Disetujui oleh Tim Penguji Proyek Akhir:

1. Ir. Arino Anzip, MEngSc  
NIP. 196107141988031003

2. Mashuri, S.Si, MT  
NIP. 1991202011002

3. Dimitra Meidina Kusnadi, S.T, MT  
NIP. 2022199712047

4. M. Lukman Hakim, S.T, MT  
NIP. 1994201911070



*Arino*  
.....

Pembimbing

*Mashuri*  
.....

Penguji

*Dimitra*  
.....

Penguji

*M. Lukman Hakim*  
.....

Penguji

**SURABAYA,**

**JULI 2024**

*(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)*

# APPROVAL SHEET

## DESIGN OF PURE PNEUMATIC SYSTEM AND VACUUM SUCTION CUP ON AUTOMATIC FEEDING PACKAGING MACHINE

### FINAL PROJECT

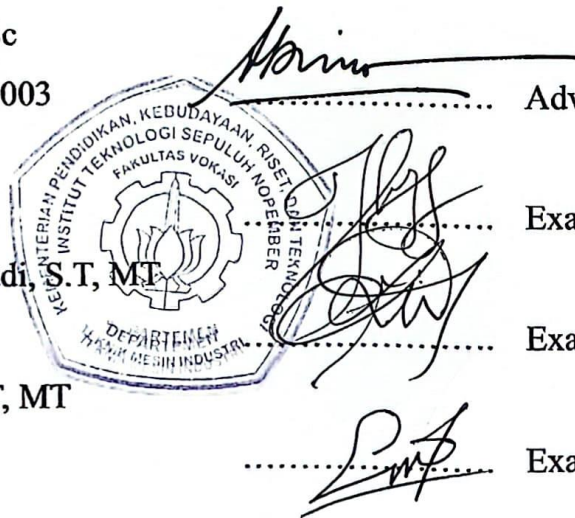
Submitted to fulfill one of the requirements  
degree of Bachelor of Applied Engineering (S.Tr.T) in the  
Energy Conversion Engineering Technology Study Program  
Department of Industrial Mechanical Engineering  
Faculty of Vocational Studies  
Sepuluh Nopember Institute of Technology

By: NOVIAN MELINIAR

**NRP. 2039201069**

Approved by the Final Project Examination Team:

1. Ir. Arino Anzip, MEngSc  
NIP. 196107141988031003  
..... Advisor
2. Mashuri, S.Si, MT  
NIP. 1991202011002  
..... Examiner
3. Dimitra Meidina Kusnadi, S.T, MT  
NIP. 2022199712047  
..... Examiner
4. M. Lukman Hakim, S.T, MT  
NIP. 1994201911070  
..... Examiner



**SURABAYA,**

**JULI 2024**

*(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)*

## KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Allah SWT berkat rahmat, hidayah, dan karunia-Nya kepada kita semua sehingga Proyek Akhir dengan judul “**Perancangan Sistem Pneumatik Murni dan Vacuum Suction Cup Pada Mesin Automatic Feeding Packaging**” dapat selesai dengan baik dan tepat waktu. Proyek Akhir 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. Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. selaku Kepala Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi ITS
2. Ir. Arino Anzip, MEngSc. selaku dosen pembimbing yang telah memberikan bimbingan dalam penyusunan proyek akhir ini.
3. Ibu Dr. Atria Pradityana, S.T., M.T. selaku koordinator Proyek Akhir Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS
4. Ir. Suhariyanto M.Sc. selaku Dosen Wali selama penulis menempuh pendidikan di Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS
5. Seluruh dosen pengajar, staff, dan karyawan Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi ITS
6. Kedua orang tua, yang selalu memberikan dukungan dan doa dalam penyelesaian penulisan Proyek Akhir ini
7. Rekan satu angkatan Departemen Teknik Mesin Industri 2020 yang telah membantu dalam banyak hal
8. Teman satu topik seperbimbingan dalam pengerjaan proyek akhir ini, Zuhdhan, Singgih, Kemal, Alfian, Wildan.

Walaupun demikian, penulis mengharapkan saran dan masukan demi kesempurnaan dan perbaikannya sehingga Proyek Akhir ini dapat memberikan manfaat bagi bidang pendidikan dan penerapan dilapangan serta bisa dikembangkan lagi lebih lanjut.

Surabaya, 10 Juli 2024

*(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)*

**PERANCANGAN SISTEM PNEUMATIK MURNI DAN *VACUUM SUCTION CUP*  
PADA MESIN *AUTOMATIC FEEDING PACKAGING***

**Nama Mahasiswa / NRP** : Novian Meliniar / 2039201069  
**Departemen** : Teknik Mesin Industri FV - ITS  
**Dosen Pembimbing** : Ir. Arino Anzip, MEngSc

**ABSTRAK**

Pada industri makanan dan minuman tidak akan terlepas dari penggunaan sistem pneumatik dalam melakukan proses produksi. Mesin pengepakan otomatis atau *automatic feeding packaging machine* merupakan alat yang digunakan untuk memindahkan kemasan dari *pack magazine* dipindahkan menuju *feeding place* dan *conveyor*. Terdapat 12 silinder dan 8 *suction cup* secara keseluruhan dengan 4 *line* pengemasan. Dalam proses nya setiap silinder memiliki masing-masing peran yaitu silinder barrier (A) yaitu sebagai pembatas pemberhentian packaging, kemudian terdapat silinder *material handling* (B) yang dilengkapi dengan *vacuum suction cup* (C), yang terakhir terdapat silinder *push packaging* (D). Pada perancangan kali ini terdapat penambahan silinder (M) untuk merepresentasikan penggantian motor sebagai perubah arah pengambilan dari horizontal ke arah pemindahan vertikal. Pada perancangan yang akan dibuat dilakukan perancangan sistem pneumatik hanya pada 1 *line* karena proses dan cara kerja yang sama. Perancangan sirkuit dilakukan dengan menggunakan metode cascade dimana sirkuit pneumatik akan berjalan sesuai dengan urutan daripembagian grup. Dari perancangan tersebut didapatkan perencanaan sirkuit pneumatik murni yang dapat digunakan yaitu dengan pembagian 9 grup metode Cascade. Dalam perancangan pada 1 *line* dengan 3 silinder dan 2 *suction cup*. Sistem pneumatik mendapatkan hasil perhitungan konsumsi udara sebesar  $0,1712 \text{ m}^3/\text{min}$  dengan tekanan operasi 6 bar. Total *pressure drop* yang terjadi pada sistem pneumatik pada perancangan didapat sebesar 0,030 bar dari keseluruhan instalasi pipa. Untuk memenuhi tekanan tersebut direncanakan menggunakan *air receiver tank* dengan tekanan minimal 10 bar menggunakan *air receiver tank* sebesar  $0,3 \text{ m}^3$  untuk kondisi *unloading*. Untuk kondisi loading *air receiver tank* dengan kondisi *air receiver tank* diisi tetapi *air receiver tank* juga mensupply udara membutuhkan volume *air receiver tank* sebesar  $3 \text{ m}^3$ . Pemilihan *air receiver tank* berdasarkan tabel rekomendasi ASME. Untuk suplai udara dengan kapasitas kompresor  $0,1712 \text{ m}^3/\text{min}$  dan dengan didapatkan daya penggerak kompresor sebesar 6,88 kW sehingga pemilihan mesin kompresor didapatkan pada daya 11 kW atau 10 HP. Untuk pemilihan kompresor menggunakan tipe *oil free* karena digunakan untuk industri makanan dan minuman.

**Kata kunci:** *Industri, Packaging, Pneumatik, Suction cup, Cascade.*

*(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)*



**DESIGN OF PURE PNEUMATIC SYSTEM AND VACUUM SUCTION CUP ON  
AUTOMATIC FEEDING PACKAGING MACHINE**

**Student Name / NRP** : Novian Meliniar / 2039201069  
**Department** : Teknik Mesin Industri FV- ITS  
**Advisor** : Ir. Arino Anzip MEngSc

**ABSTRACT**

*The food and beverage industry will not be separated from the use of pneumatic systems in the production process. Automatic feeding packaging machine is a tool used to move packaging from pack magazine to feeding place and conveyor. There are 12 cylinders and 8 suction cups in total with 4 packaging lines. In the process, each cylinder has its own role, namely the barrier cylinder (A), which is a barrier to the packaging stop, then there is a material handling cylinder (B) which is equipped with a vacuum suction cup (C), the last is a push packaging cylinder (D). In this design, there is an additional cylinder (M) to represent the replacement of the motor as a change in the direction of taking from horizontal to vertical transfer. In the design that will be made, the design of the pneumatic system is carried out only on 1 line because of the same process and way of working. The circuit design is done using the cascade method where the pneumatic circuit will run according to the order of the group division. From the design, it is obtained that pure pneumatic circuit planning can be used, namely with the division of 9 groups of the Cascade method. In the design on 1 line with 3 cylinders and 2 suction cups. The pneumatic system gets the results of the calculation of air consumption of  $0.1712 \text{ m}^3/\text{min}$  with an operating pressure of 6 bar. The total pressure drop that occurs in the pneumatic system in the design is obtained at 0.030 bar from the entire pipe installation. To meet this pressure, it is planned to use an air receiver tank with a minimum pressure of 10 bar using an air receiver tank of  $0.3 \text{ m}^3$  for unloading conditions. For the loading condition of the air receiver tank with the condition that the air receiver tank is filled but the air receiver tank also supplies air requires a volume of  $3 \text{ m}^3$ . The selection of air receiver tank is based on ASME recommendation table. For air supply with a compressor capacity of  $0.1712 \text{ m}^3/\text{min}$  and with a compressor drive power of 6.88 kW so that the compressor engine selection is obtained at 11 kW or 10 HP. For compressor selection using oil free type because it is used for the food and beverage industry.*

**Keywords:** Industry, Packaging, Pneumatic, Industri, Suction cup, Cascade.

*(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)*

# DAFTAR ISI

PERNYATAAN ORISINALITAS .....	vii
LEMBAR PENGESAHAN.....	ix
APPROVAL SHEET .....	xi
KATA PENGANTAR.....	xiii
ABSTRAK .....	xv
DAFTAR ISI .....	xix
DAFTAR GAMBAR.....	xxiii
DAFTAR TABEL.....	xxv
DAFTAR SIMBOL .....	xxvii
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	3
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan .....	3
1.5 Manfaat.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA .....	5
2.1 Penelitian Terdahulu .....	5
2.2 <i>Packaging</i> .....	6
2.3 Sistem Pneumatik .....	7
2.3.1 Persamaan Dasar Sistem Pneumatik.....	10
2.3.2 Sistem Kontrol Pneumatik Murni .....	13
2.4 Komponen Sistem Pneumatik .....	14
2.4.1 Aktuator Silinder.....	14
2.4.2 Aktuator Vakum Hisap.....	17
2.5 FRL Unit.....	20

2.5.1 Katup ( <i>Valve</i> ) .....	22
2.6 Sumber Tenaga Pneumatik .....	25
2.6.1 Kompresor .....	25
2.6.2 Motor Listrik.....	31
2.6.3 <i>Air Receiver</i> Tank .....	31
2.6.4 Kerugian Tekanan ( <i>Pressure drop</i> ) .....	32
2.7 Metode Perancangan Sistem Pneumatik .....	33
2.8 Metode Cascade.....	34
2.9 Movement Diagram.....	35
2.9.1 Perubahan langkah.....	35
2.9.2 Perubahan waktu.....	36
BAB III METODOLOGI .....	39
3.1 Diagram Alir Penelitian.....	39
3.2 Penjelasan Flowchart Penelitian.....	40
3.2.1 Studi Literatur .....	40
3.2.2 Observasi Lapangan.....	41
3.2.3 Pemilihan Komponen .....	41
3.2.4 Pembuatan Diagram Notasi .....	41
3.2.5 Pembuatan Displacment Step .....	41
3.2.6 Entri Data dan Simulasi .....	42
3.2.7 Pembuatan <i>Squencers Group Valve</i> .....	42
3.2.8 Hasil Simulasi .....	42
3.2.9 Analisa dan Pembahasan.....	42
3.2.10 Kesimpulan dan Saran .....	43
3.2.11 Pembuatan Laporan .....	43
BAB IV PEMBAHASAN .....	45
4.1 Gambaran Sistem Kerja Mesin <i>Automatic Feeding Packaging</i> .....	45

4.1.1 Alur kerja mesin.....	47
4.1.2 Cara Kerja Sistem Pneumatik Mesin <i>Automatic Feeding Packaging</i> .....	49
4.1.3 Displacment Step Diagram .....	51
4.1.4 Diagram Notasi.....	51
4.2 Perancangan Sirkuit Pneumatik.....	52
4.2.1 Diagram Blok Sistem Pneumatik.....	52
4.2.2 Perancangan Sirkuit Pneumatik Menggunakan 9 Group <i>Valve</i> .....	53
4.3 Perhitungan Sistem Pneumatik.....	76
4.3.1 Menentukan Beban Kerja Silinder Pneumatik .....	76
4.3.2 Menentukan Diameter Silinder.....	76
4.3.3 Perhitungan Gaya Pada Silinder Pneumatik .....	82
4.3.4 Perhitungan Konsumsi Udara Silinder Pneumatik .....	84
4.3.5 Menentukan Diameter <i>Suction cup</i> .....	87
4.3.6 Total Kapasitas Udara .....	88
4.4 Pressure Drop .....	89
4.4.1 Menghitung <i>Pressure Drop</i> dari Kompresor ke <i>Air Tank</i> .....	89
4.4.2 Menghitung <i>Pressure Drop</i> dari Air Tank ke <i>Manifold</i> .....	90
4.4.3 Menghitung <i>Pressure Drop</i> dari <i>Manifold</i> ke Silinder <i>Material Handling</i> ....	92
4.4.4 Menghitung <i>Pressure Drop</i> dari <i>Manifold</i> ke Silinder <i>Push Packaging</i> .....	92
4.4.5 Menghitung <i>Pressure Drop</i> dari <i>Manifold</i> ke Silinder <i>Barrier Packaging</i> ....	93
4.4.6 Menghitung <i>Pressure Drop</i> dari <i>Manifold</i> ke <i>suction cup</i> .....	94
4.4.7 Total Pressure Drop .....	95
4.5 Menentukan Air Dryer.....	95
4.6 Menentukan Air Reciever Tank.....	96
4.6.1 Menentukan Kapasitas Air Receiver Tank Pada Saat Operasi Kompresor Namun Tidak Mensuplai Sistem Pneumatik .....	97
4.6.2 Menentukan Kapasitas Air Receiver Tank Pada Saat Loading Kompresor Dan	

Mensuplai Sistem Pneumatik.....	97
4.7 Pemilihan Kompresor .....	99
4.7.1 Jenis Kompresor .....	99
4.7.2 Menentukan Kompresor .....	100
4.8 Analisa Simulasi .....	103
4.8.1 Perbandingan waktu operasi <i>existing</i> dengan simulasi <i>software fluidsim</i> ....	103
BAB V PENUTUP.....	105
5.1 Kesimpulan.....	105
5.2 Saran .....	106
DAFTAR PUSTAKA .....	107
Lampiran .....	109
Biodata Penulis.....	1

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Food packaging .....	6
Gambar 2. 2 Rangkaian Sistem Pneumatik Sederhana .....	8
Gambar 2. 3 Instalasi pipa pneumatik .....	9
Gambar 2. 4 Sistem Pneumatik .....	10
Gambar 2. 5 Usaha pada silinder .....	11
Gambar 2. 6 Skematik gaya pada silinder dan packaging.....	11
Gambar 2. 7 Ilustrasi Hukum <i>Boyle's</i> .....	13
Gambar 2. 8 Signal flow pure pneumatic.....	14
Gambar 2. 9 Silinder Pneumatik .....	15
Gambar 2. 10 Sistem Vakum.....	18
Gambar 2. 11 <i>Suction cup</i> .....	18
Gambar 2. 12 Komponen <i>Air Filter</i> .....	21
Gambar 2. 13 Komponen Air Regulator .....	21
Gambar 2. 14 Komponen air lubricator .....	22
Gambar 2. 15 <i>Directional Control Valve (DCV)</i> .....	23
Gambar 2. 16 Simbol katup pada sirkuit pneumatik .....	24
Gambar 2. 17 Klasifikasi kompresor.....	26
Gambar 2. 18 Cara Kerja Kompresor.....	27
Gambar 2. 19 PV Diagram Kompresor .....	28
Gambar 2. 20 Panjang Ekvivalen <i>Fitting</i> .....	32
Gambar 2. 21 <i>Cascade</i> Grup .....	35
Gambar 2. 22 Notasi Diagram <i>Cascade</i> .....	35
Gambar 2. 23 Diagram Dsiplacment Step.....	36
Gambar 2. 24 Diagram Step Waktu.....	37
<i>Gambar 3. 1 Flowchart Penelitian</i> .....	40
Gambar 4. 1 Skema Pneumatic Equipment Mesin Automatic Feeding Packaging .....	45
Gambar 4. 2 Pneumatic Connection Automatic Feeding Packaging .....	47
Gambar 4. 3 Pembacaan Bracket Conveyor.....	50
Gambar 4. 4 Displacment Step Diagram sistem pneumatik.....	51
Gambar 4. 5 Diagram Notasi 9 Group .....	52
Gambar 4. 6 Blok Diagram Sistem .....	52

Gambar 4. 7 Line Air Supply 9 Group .....	56
Gambar 4. 8 Notasi Diagram G1 - 9 Group Valve .....	57
Gambar 4. 9 Group Valve Pada Aliran Line 1 .....	58
Gambar 4. 10 Aliran Udara Untuk Aktuasi Aktuator Pada Line 1 .....	58
Gambar 4. 11 Notasi Diagram G2 - 9 Group Valve .....	59
Gambar 4. 12 Group Valve Pada Aliran Line 2.....	60
Gambar 4. 13 Aliran Udara Untuk Aktuasi Aktuator Pada <i>Line 2</i> .....	60
Gambar 4. 14 Notasi Diagram G3 - 9 Group Valve .....	61
Gambar 4. 15 Group Valve Pada Aliran Line 3.....	62
Gambar 4. 16 Aliran Udara Untuk Aktuasi Aktuator Pada Line 3.....	62
Gambar 4. 17 Notasi Diagram G4 - 9 Group Valve .....	63
Gambar 4. 18 Group Valve Pada Aliran Line 4.....	64
Gambar 4. 19 Aliran Udara Untuk Aktuasi Aktuator Pada Line 4.....	64
Gambar 4. 20 Notasi Diagram G5 - 9 Group Valve .....	65
Gambar 4. 21 Group Valve Pada Aliran Line 5.....	66
Gambar 4. 22 Aliran Udara Untuk Aktuasi Aktuator Pada Line 5.....	66
Gambar 4. 23 Notasi Diagram G6 - 9 Group Valve .....	67
Gambar 4. 24 Group Valve Pada Aliran Line 6.....	68
Gambar 4. 25 Aliran Udara Untuk Aktuasi Aktuator Pada Line 6.....	68
Gambar 4. 26 Notasi Diagram G7 - 9 Group Valve .....	69
Gambar 4. 27 Group Valve Pada Aliran Line 7.....	70
Gambar 4. 28 Aliran Udara Untuk Aktuasi Aktuator Pada Line 7.....	70
Gambar 4. 29 Notasi Diagram G8 – 9 Group Valve .....	71
Gambar 4. 30 Aliran Udara Untuk Aktuasi Aktuator Pada Line 8.....	72
Gambar 4. 31 Group Valve Pada Aliran Line 8.....	72
Gambar 4. 32 Notasi Diagram G9 – 9 Group Valve .....	73
Gambar 4. 33 Aliran Udara Untuk Aktuasi Aktuator Pada Line 9.....	74
Gambar 4. 34 Group Valve Pada Aliran Line 9.....	74
Gambar 4. 35 Grafik Step Diagram Simulasi Fluidsim 7 Group Valve.....	75
Gambar 4. 36 Spesifikasi Silinder FESTO-HGP .....	81
Gambar 4. 37 Spesifikasi Silinder FESTO-DFM.....	81
Gambar 4. 38. Spesifikasi Silinder FESTO-DNC .....	81
Gambar 4. 39 Kapasitas Air Tank Standar ASME .....	99



Gambar 4. 40 Diagram Pemilihan Kompresor.....	100
Gambar 4. 41 Gambar Hasil Simulasi Berdasarkan Waktu .....	103
Gambar 4. 42 Hasil Simulasi Grafik Step Diagram Berdasarkan Waktu.....	104

## DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Penelitian Terdahulu .....	5
Tabel 2. 2 Nilai a faktor cadangan motor .....	31
Tabel 2. 3 Nilai efisiensi transmisi .....	31
Tabel 4. 1 Nilai Faktor Keamanan Suction cup.....	19
Tabel 4. 2 Jenis Suction cup .....	20
Tabel 4. 3 Part List Dengan Simulasi 9 Group Valve.....	76
Tabel 4. 4 Data pemilihan spesifikasi silinder pneumatik.....	82
Tabel 4. 5 Hasil Perhitungan Gaya Pada Silinder Pneumatik .....	83
Tabel 4. 6 Waktu Silinder Bergerak.....	96
Tabel 4. 7 General compressor selection criteria .....	100

*(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)*

## DAFTAR SIMBOL

$A$	=	Luas area silinder ( $m^2$ )
$A_o$	=	luas lingkaran luar bibir cangkir hisap ( $in^2, m^2$ )
$A_i$	=	luas lingkaran dalam bibir cangkir hisap ( $in^2, m^2$ )
$a$	=	percepatan ( $m/s^2$ )
$D_o$	=	diameter lingkaran luar bibir cangkir hisap (m)
$D_i$	=	diameter lingkaran dalam bibir cangkir hisap (m)
$d_p$	=	Diameter piston (m)
$d_r$	=	Diameter rod (m)
$F$	=	Gaya yang terjadi pada silinder (N)
$F_s$	=	Gaya ke atas yang diberikan oleh <i>suction cup</i> (N)
$F_{th}$	=	Gaya teoritis silinder pneumatik (N)
$F_{eff}$	=	Gaya efektif yang terjadi pada silinder pneumatik
$F_R$	=	Gaya gesek (3-20% dari $F_{th}$ )
$g$	=	9,81 ( $m/s^2$ )
$H$	=	Tebal (cm)
$L$	=	Panjang (cm)
$m$	=	massa (kg)
$n$	=	Reciprocation <i>rate</i> (siklus / menit)
$P$	=	Tekanan Udara (Pa abs, bar, atm)
$P_s$	=	Tekanan udara <i>air tank</i> (Pa abs, bar, atm)
$P_{atm}$	=	Tekanan udara atmosfer (atm)
$P_a$	=	Tekanan keadaan aktual (Bar abs)
$P_s$	=	Tekanan keadaan <i>standart</i> (Bar abs)
$Q$	=	Debit aliran udara ( $m^3/sec$ )
$Q_a$	=	Konsumsi udara aktual ( $m^3/min$ )
$Q_s$	=	Konsumsi udara standart ( $m^3/min$ )
$R$	=	Konstanta Gas (KJ/Kg. °K)
$S$	=	<i>Stroke</i> silinder (m)
$s$	=	Jarak ( $m$ )
$sf$	=	faktor keselamatan
$T$	=	Temperatur udara atmosfer (°K)

- $T_a$  = Temperatur keadaan aktual ( $^{\circ}\text{K}$ )  
 $T_s$  = Temperatur keadaan *standart* ( $^{\circ}\text{K}$ )  
 $V$  = Volume udara ( $m^3$ )  
 $W$  = Usaha (*Joule*)  
 $W$  = Lebar (cm)  
 $\mu$  = *friction factor*  
 $\rho$  = Density ( $\text{g}/\text{cm}^3$ )

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Kemasan atau *packaging* berfungsi sebagai alat yang melindungi dan sebagai penanda atau identitas produk, khususnya pada produk makanan dan minuman yang memerlukan perlindungan. Selain itu, kemasan juga dapat digunakan untuk menyampaikan informasi kepada konsumen mengenai kandungan produk makanan dan minuman tersebut. (Said, 2016)

Industri manufaktur makanan dan minuman biasa disingkat menjadi "mamin" adalah kegiatan industri yang berfokus pada produksi produk fisik dalam jumlah besar melalui proses manufaktur. Sektor tersebut memiliki peran penting dalam mendukung pertumbuhan ekonomi nasional dan bersaing di pasar global. Menurut Pusdatin, pertumbuhan industri makanan dan minuman pada kuartal III-2022 mencapai 3,57%, mengalami peningkatan dibandingkan dengan periode yang sama tahun sebelumnya yang mencapai 3,49%. Meskipun terpengaruh oleh pandemi *Covid-19*, subsektor mamin tetap mampu tumbuh dan memberikan kontribusi pada pertumbuhan industri nonmigas yang mencapai 4,88%. (Kemenperin, 2022)

Produk yang dihasilkan tersebut memiliki berbagai macam kemasan, perbedaan tersebut berada pada jenis segmen pasar, material, hingga bentuk kemasan atau *packaging*. Inovasi produk yang dilakukan setiap tahunnya akan dapat memengaruhi bentuk kemasan atau *packaging*, hal ini dikarenakan adanya penyesuaian yang dilakukan baik dari segmen pasar ataupun berkaitan dengan kebutuhan perusahaan. Jenis-jenis kemasan yang digunakan terbagi menjadi tiga antara lain kemasan *pouch*, kemasan *tray pack*, dan kemasan berbentuk *bucket*. (Garudafood, 2022)

Sektor industri manufaktur makanan dan minuman membutuhkan akselerasi dan ketahanan dalam hasil produksinya. Industri makanan dan minuman terus tumbuh dan berkembang di seluruh dunia, dan dengan itu muncul tantangan baru. Dalam lingkungan yang semakin kompetitif, produsen harus terus berinovasi untuk tetap relevan dan memenuhi permintaan konsumen yang semakin meningkat. Salah satu cara untuk mencapai hal ini adalah dengan memanfaatkan otomatisasi pada industri makanan dan minuman. (Perindustrian, 2021)

Mesin *Automatic Feeding Packaging* secara umum digunakan untuk melakukan pemindahan atau pengumpan dari tempat *feeder* ke *conveyor table top chain* untuk diproses ke tahap pengemasan berikutnya. Pada proses *feeding* yang biasanya menggunakan tenaga

manusia dan berubah menggunakan tenaga mesin. Jika dibandingkan dengan proses *feeding* manual maka akan memerlukan waktu yang cukup lama terlebih bentuk kemasan yang cukup kecil sehingga mesin tersebut baik untuk digunakan sebagai *handling packaging*. (Hambir, 2019)

Mesin *Automatic Feeding Packaging* terdiri dari pembagian 4 *line* pengemasan. Mesin ini bekerja menggunakan sistem pneumatik yang mengandalkan udara bertekanan untuk mendorong aktuator yang berjumlah 12 silinder. Untuk mendorong *packaging* dan selain itu mesin ini juga menggunakan sistem *vacuum gripper* yang berjumlah 8 *suction cup* untuk mengambil dan meletakkan *packaging* dari tempat *feeder* ke *conveyor* dan menuju tahap berikutnya. 12 silinder yang bekerja terbagi menjadi 3 bagian yang pertama untuk *Lock and Release packaging*, bagian kedua berada pada *vacuum gripper* untuk mengarahkan *suction cup* waktu menghisap atau mengambil *packaging* dan untuk waktu *blow on* atau meletakkan *packaging*, kemudian bagian ketiga untuk mendorong *packaging* ke tempat *conveyor*.

Pada mesin *Automatic Feeding Packaging* belum keseluruhan jenis kemasan yang bisa digunakan, sehingga pemanfaatan mesin *feeding* belum dapat menyeluruh. Untuk saat ini, mesin pengemas otomatis yang bisa digunakan adalah kemasan yang berbentuk *tray* terdapat beberapa jenis kemasan yang masih menggunakan proses *feeding* manual. Secara teknis proses kerja dari mesin tersebut.

Kerja dari mesin tersebut mempunyai dua input yang saling bertemu antara kemasan *tray* dan biskuit atau produk. Sistem kerja operasinya memiliki dua sistem yang berbeda dimana untuk pemindahan *tray* menggunakan sistem pneumatik dan untuk input dari produk menggunakan *belt conveyor*. Pertemuan antara kemasan dan produk tersebut dibantu dengan adanya *conveyor table top chain* sebagai pembawa *packaging*, sehingga dari *packaging* tersebut akan dimasukkan produk di dalamnya. Pemindahan kemasan dari *magazine tray* menuju ke *feeding place* menggunakan sistem pneumatik dan produk menggunakan sistem *belt conveyor* yang menggunakan motor induksi. Pada sistem pneumatik sering terjadi *pressure drop*, sehingga kerja dari mesin tidak dapat bekerja dengan maksimal. Salah satu alasan lain yaitu masih bergantungnya penggunaan mesin dari luar negeri atau import dalam melakukan proses produksi. Indonesia masih ketergantungan terhadap impor mesin, peralatan mekanis, dan bagiannya (HS 84) dari tiga negara utama asal impor, yakni China, Jepang, dan Korea selatan (Badan Pusat Statistik, 2023). Perancangan sistem pneumatik pada proses pengemasan sudah pernah dilakukan yaitu pada produksi teh tawar (Dwitama, 2018). Selain itu penelitian juga telah dilakukan dimana proses pemindahan *cup* es krim dari konveyor ke tempat pembekuan dengan berbasis sistem kontrol dan sekaligus dilakukan simulasi dengan

software fluidsim (Anggraini F. D., 2022)

Oleh karena itu latar belakang dari proyek akhir ini dilakukan perancangan pada sistem pneumatik yang merupakan bagian dari mesin *Automatic Feeding Packaging* sebagai bentuk pembelajaran lebih lanjut mengenai sistem pneumatik murni yang terdapat pada industri. Sehingga dari perancangan tersebut dapat diimplementasikan untuk dapat membantu dan mengurangi potensi ketergantungan impor mesin yang ada di Indonesia.

## 1.2 Rumusan Masalah

1. Bagaimana merancang sirkuit pneumatik murni dengan metode *Cascade* menggunakan *software fluidsim*?
2. Bagaimana melakukan simulasi sirkuit pneumatik dengan menggunakan *software Fluidsim 4.5*?
3. Bagaimana menghitung dan memilih komponen sistem pneumatik murni pada mesin *automatic feeding packaging*?

## 1.3 Batasan Masalah

1. Perancangan sistem pneumatik hanya dilakukan pada 1 *line*
2. Tidak membahas konstruksi dan gaya-gaya pada mesin *automatic feeding packaging*
3. Tidak merancang sistem elektro-pneumatik *automatic feeding packaging*
4. Tidak merancang *Programmable Logic Controller (PLC)*.

## 1.4 Tujuan

1. Mendapatkan rancangan sirkuit sistem pneumatik murni pada mesin *Automatic Feeding Packaging*.
2. Mendapatkan simulasi sirkuit pneumatik murni dengan *software fluidsim* pada mesin *Automatic Feeding Packaging*.
3. Mendapatkan spesifikasi komponen sistem pneumatik pada mesin *Automatic Feeding Packaging*.

## 1.5 Manfaat

1. Mendapatkan rancangan sirkuit pneumatik murni dengan metode *Cascade*
2. Mendapatkan pemahaman lebih mendalam tentang fungsi komponen pneumatik dan pneumatik *vacuum suction cup*.
3. Mendapatkan perancangan sistem pneumatik sebagai pembelajaran mahasiswa.

*(Halaman Ini Sengaja Dikосongkan)*



## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Penelitian Terdahulu

Pada penelitian terdahulu pernah dilaksanakan pada perancangan *press machine* yang dapat membuat rancangan 4 grup dengan menggunakan metode cascade (Anggraini H. D., 2022) masih menggunakan *software fluidsim 4.2* untuk melakukan simulasi. Serta pada penelitian mesin pemerah susu sapi (Abdurrahman, 2008) penggunaan *suction cup* digunakan untuk menempelkan *suction cup* pada sapi yang artinya tidak ada pemindahan dari tempat satu ke tempat yang lain. Sehingga pada penelitian saat ini digunakan pada objek dan analisis yang berbeda berupa objek pemindahan barang. Simulasi dan uji coba dilakukan langsung di lab pneumatik-hidrolik dan juga menggunakan *software fluidsim 4.5*.

Tabel 2. 1 Penelitian Terdahulu

No.	Judul	Metode	Hasil
1.	<b><i>Rancang Bangun Mesin Pemerah Susu Sapi Dengan Sistem Elektro Pneumatik (Sistem Vakum)</i></b> (Abdurrahman, 2008)	<i>Intuitive Based</i>	Aktuator yang digunakan yaitu <i>linear barrel</i> dengan tekanan 22 bar, dan beban total yang dijadikan beban vakum sebesar 29,4 N dan diperlukan 4 <i>linear barrel</i>
2.	<b><i>Perencanaan Dan Perhitungan Ulang Sistem Pneumatik Untuk Mesin Press Di PT. Aneka Timber Dan Furniture-Gresik (Shaper Machine)</i></b> (Hermawan, 2021)	<i>Cascade group dan Software Fluidsim 4.2</i>	Perhitungan konsumsi udara 9 silinder sebesar $0,5026 \frac{m^3}{min}$ <i>Air Receiver Tank</i> sebesar $38 m^3$ dan Kompresor Reciprocating dengan kapasitas $0,55286 \frac{m^3}{min}$

3.	<p><b>Perencanaan Dan Perhitungan Ulang Sistem Pneumatik Untuk Mesin Press Di PT. Aneka Timber Dan Furniture-Gresik (Press Machine)</b> (Anggraini H. D., 2022)</p>	<p>Cascade group dan Software Fluidsim 4.2</p>	<p>Perhitungan konsumsi udara 16 silinder sebesar <math>0,5620 \frac{m^3}{min}</math> Pressure drope sebesar 0,015 bar Air Receiver Tank sebesar <math>15,2 m^3</math> dan Kompresor dengan kapasitas <math>0,5786 \frac{m^3}{min}</math></p>
----	---	--	---

## 2.2 Packaging

(Kotler, 1999) mendefinisikan “*packaging involves designing and producing the container or wrapper for a product*” yang artinya adalah proses kemasan melibatkan kegiatan mendesain dan memproduksi, fungsi utama dari kemasan sendiri yaitu untuk melindungi produk agar produk tetap terjaga kualitasnya. Salah satu kemasan yang ada pada setiap produk makanan dan minuman adalah *cover plastic* pada gambar 2.1 yang dapat melindungi produk di dalamnya.



Gambar 2. 1 *Food packaging*

Menurut (Kotler, 1999) kemasan yang baik dapat membangun ekuitas merek dan mendorong penjualan. Dengan kemasan bagus dan menarik dapat meningkatkan produktivitas penjualan. Selain itu juga menjaga keutuhan produk yang mungkin dalam pemasarannya sangat luas bisa antar daerah atau antar negara. Beberapa faktor yang memiliki kontribusi penggunaan kemasan sebagai alat pemasaran :

1. Swalayan, kemasan yang efektif melaksanakan tugas dalam penjualan menarik

perhatian, menggambarkan fitur produk, menciptakan keyakinan konsumen, dan membuat kesan menyenangkan.

2. Kekayaan Konsumen, peningkatan kekayaan konsumen membuat mereka bersedia membayar lebih besar untuk kenyamanan, penampilan, keandalan, dan gengsi kemasan yang lebih baik.
3. Perusahaan dan Citra Merek, kemasan mempunyai peran terhadap pengakuan segera atas perusahaan atau merek.
4. Peluang Inovasi, kemasan yang inovatif dapat membawa manfaat besar bagi konsumen dan laba bagi para produsen.

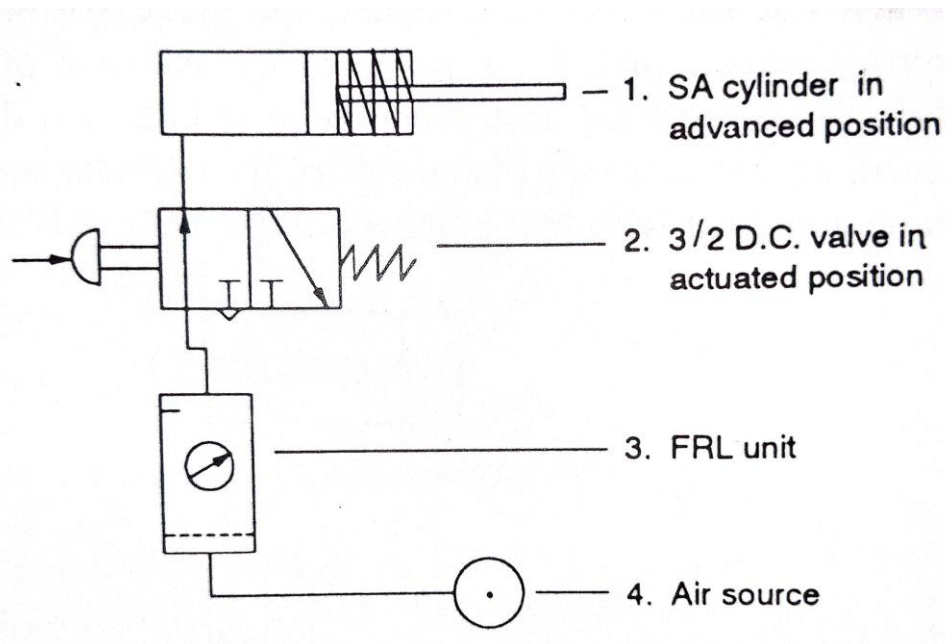
Kemasan atau *packaging* memiliki fungsi dan tujuan dalam pembuatan produk sebagai berikut:

1. Memperindah produk dengan kemasan yang sesuai kategori produk.
2. Memberikan keamanan produk agar tidak rusak saat dipajang di toko.
3. Memberikan keamanan produk pada saat pendistribusian produk.
4. Memberikan informasi pada konsumen tentang produk dalam bentuk pelabelan.
5. Merupakan hasil desain produk yang menunjukkan produk tersebut.

### **2.3 Sistem Pneumatik**

Asal usul istilah "pneumatik" berasal dari bahasa Yunani kuno, yaitu "*pneuma*" yang berarti hembusan atau tiupan. Oleh karena itu, pneumatik merujuk pada sistem yang mengandung udara atau dioperasikan oleh udara bertekanan. Dalam konteks teknik udara bertekanan di industri, pneumatik merupakan cabang ilmu yang mencakup semua proses mekanis di mana udara digunakan untuk mentransfer gaya atau menyebabkan gerakan. (Esposito, 2014)

Sistem pneumatik membutuhkan udara bertekanan untuk menggerakkan benda atau output yang akan digerakkan biasanya menggunakan silinder piston ataupun alat mekanis lainnya untuk bergerak maju dan mundur. Pada gambar 2.2 merupakan konstruksi dari silinder pneumatik secara umum.



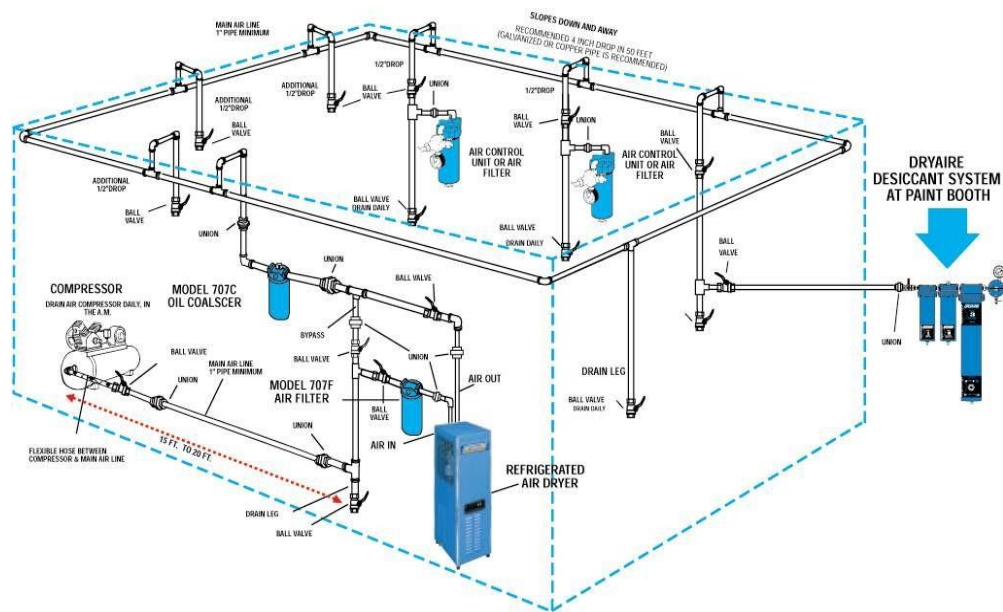
Gambar 2. 2 Rangkaian Sistem Pneumatik Sederhana

Sumber: (Majumdar, 1995)

Keterangan gambar:

1. *Actuator Cylinder*, merupakan alat yang digerakkan oleh udara bertekanan sehingga akan merubah energi kinetik dari udara menjadi energi mekanik.
2. *Katup/Valve*, merupakan komponen yang digunakan untuk membagi udara bertekanan pada aktuator pneumatik.
3. *FRL Unit*, merupakan sistem yang digunakan untuk menjaga kualitas udara yang akan masuk ke dalam sisitem pneumatik.
4. *Air Source*, sumber udara bertekanan yang digunakan untuk tenaga pada sistem pneumatik

Kesamaan dalam penggunaan konsep ini adalah bahwa semuanya melibatkan fluida kerja dimana udara bertekanan berfungsi sebagai pendukung, pengangkut, dan sumber energi. Karena itulah, pneumatik dapat didefinisikan sebagai suatu disiplin ilmu yang mendalami teknik penggunaan udara bertekanan, atau lebih dikenal sebagai udara kempa. Sistem udara bertekanan juga mencakup serangkaian upaya untuk mengontrol aktuator, seperti silinder, sehingga dapat beroperasi sesuai dengan harapan dan kebutuhan yang diinginkan. Pada gambar 2.3 merupakan instalasi dari sistem pneumatik secara penuh dari sumber tenaga kompresor hingga aktuator silinder pneumatik.



Gambar 2. 3 Instalasi pipa pneumatik

Sumber: (Majumdar, 1995)

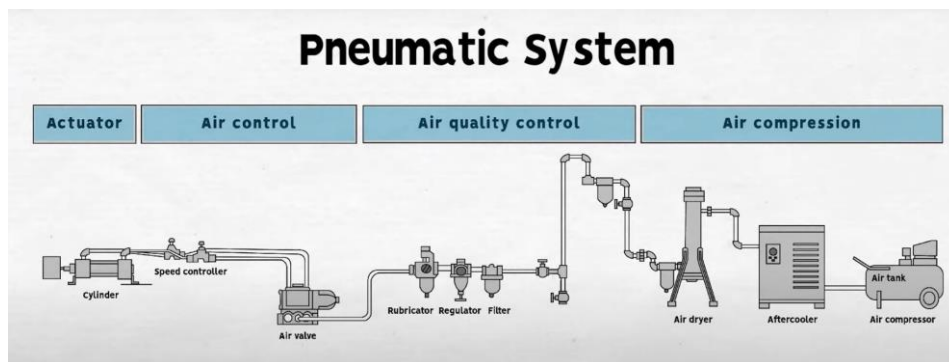
Keterangan gambar:

1. Kompresor: merupakan alat yang berfungsi sebagai penghasil tenaga yang diperlukan pada sistem pneumatik. Dengan prinsip kerja yang secara umum udara dihisap oleh kompresor dan disimpan pada reservoir air (tabung udara).
2. *After Cooler* digunakan untuk mendinginkan udara tekan dengan menggunakan air atau media lainnya untuk menurunkan temperatur udara bertekanan.
3. *Main Line Air Filter* berfungsi untuk mencegah masuknya debu dan air serta kandungan minyak pada udara bertekanan. Untuk mencegah korosi dini pada pipa udara dan aktuator pneumatik.
4. *Refrigerated Air Drayer* berfungsi untuk mengeringkan atau menurunkan kelembaban udara basah sehingga dapat menghasilkan udara bertekanan yang benar – benar kering.
5. *Air Filter* berfungsi untuk menyaring debu atau objek lainnya yang terbawa oleh udara yang masuk melalui pipa.
6. *Air Pressure Reducing Valve* berfungsi untuk mereduksi udara kempa pada batas yang diinginkan dan menjaga agar tetap stabil saat digunakan
7. *Air Lubricator* berfungsi untuk mensuplai pelumas kedalam udara kempa dengan menggunakan aliran udara sehingga peralatan dapat bekerja dengan halus dan memiliki jangka waktu yang panjang.
8. *Air Silicer* berfungsi untuk mereduksi *nozzle* yang timbul sampai pada batas

yang aman.

9. *Air Flow (change solenoid valve)* berfungsi untuk merubah aliran langsung dari kompresor dengan cara membuka atau menutup katup yang menerima sinyal elektrik
10. *Speed Control Valve* berfungsi untuk mengontrol kecepatan silinder dengan mengatur *valve* aliran dari udara kempa
11. *Air Cylinder* berfungsi untuk merubah energi udara kempa menjadi gaya gerak. Untuk menstabilkan udara biasanya dibelakang kompresor disambungkan ke dalam tangki penampung, sehingga tekanan udara yang nanti keluar menjadi stabil. Sedangkan untuk kompresor kita bisa menghemat kerja dari kompresor tersebut, karena hasil kerja dari kompresor dapat dipergunakan sewaktu – waktu tanpa menyalakan terlebih dahulu.

Sistem pneumatik merupakan salah satu bagian dari *fluid power system*. Pneumatik menggunakan fluida kerja yang berupa udara bertekanan dalam menjalankan transfer gaya yang dihasilkan. Penggunaan udara bertekanan dalam sistem pneumatik dikarenakan udara merupakan fluida yang aman, biaya untuk mendapatkan juga kecil dan udara merupakan fluida yang siap tersedia. Pada gambar 2.4 sistem pneumatik terdiri dari 3 bagian yaitu sistem tenaga, sistem pengatur dan sistem penggerak.



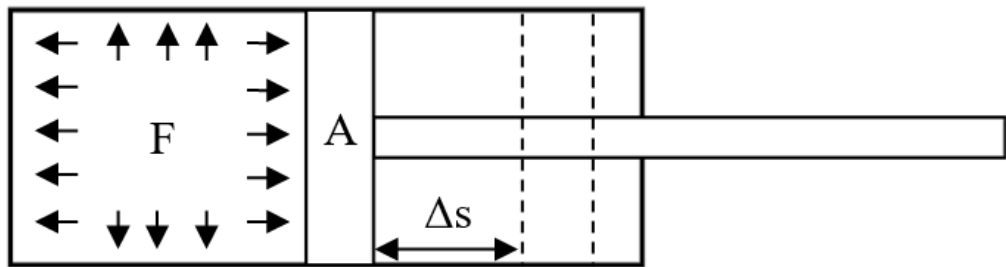
Gambar 2. 4 Sistem Pneumatik

Sumber: (MsPneumatic, 2020)

### 2.3.1 Persamaan Dasar Sistem Pneumatik

Usaha gas merupakan kerja dari sistem yang mampu memindahkan silinder bergerak maju dan atau mundur. Usaha ( $W$ ) dipengaruhi dari sebuah gaya ( $F$ ), gaya yang dihasilkan dipengaruhi oleh tekanan ( $P$ ) dan volume ( $V$ ) yang masuk pada *chamber* silinder. Tekanan dan

volume udara yang dihasilkan dari pemampatan udara pada *air receiver tank* yang dihasilkan dari kerja kompresor udara sehingga mempunyai debit untuk menyuplai udara bertekanan ke sistem pneumatik. Ketika aliran udara masuk ke dalam silinder pneumatik maka tekanan udara akan mendorong ke segala arah sehingga mampu melakukan ekspansi dan mendorong piston rod untuk maju dan mundur. Usaha yang terjadi dapat dilihat pada gambar 2.5 berikut di bawah ini.

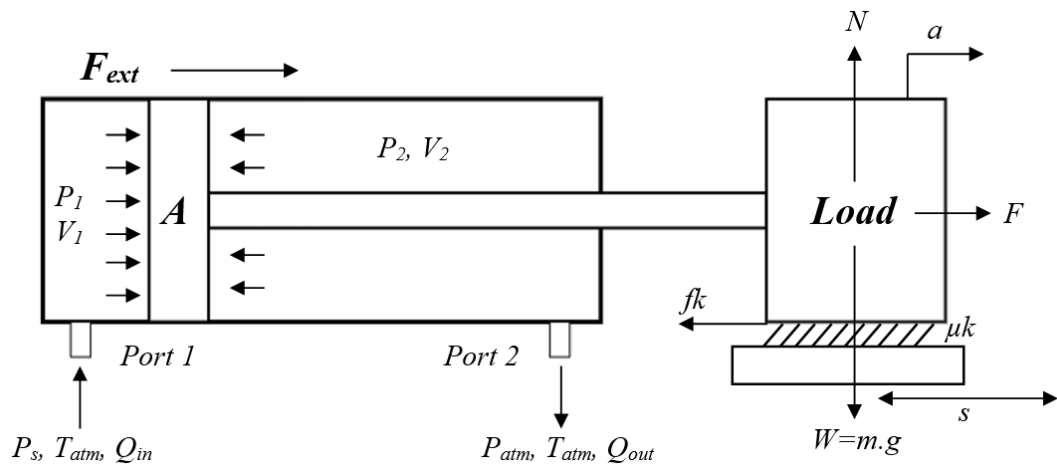


Gambar 2. 5 Usaha pada silinder

$$\begin{aligned}
 W &= F \cdot \Delta s && \text{(Persamaan 2.1)} \\
 &= P \cdot A \cdot s \\
 &= P \cdot V
 \end{aligned}$$

Dimana:

- $W$  = Usaha (*Joule*)
- $P$  = Tekanan Udara (Pa abs, bar, atm)
- $V$  = Volume Udara ( $m^3$ )
- $A$  = Luas penampang silinder ( $m^2$ )
- $s$  = Jarak ( $m$ )



Gambar 2. 6 Skematik gaya pada silinder dan *packaging*

Keterangan:

$P_s$  = Tekanan udara *air tank* (Pa abs, bar, atm)

$P_{atm}$  = Tekanan udara atmosfer (Pa abs, bar, atm)

$T$  = Temperatur udara atmosfer ( $^{\circ}\text{K}$ )

$V$  = Volume udara ( $m^3$ )

$A$  = Luas penampang silinder ( $m^2$ )

$F$  = Gaya yang terjadi pada silinder (N)

$Q$  = Debit aliran udara ( $m^3/\text{sec}$ )

$a$  = Percepatan operasi ( $m/s^2$ )

$\mu_k$  = Gaya gesek kinetis

Hukum gas umum berisi ketiga parameter gas (tekanan, suhu, dan volume), karena tidak ada yang dipertahankan konstan selama proses dari keadaan 1 ke keadaan 2. Dengan mempertahankan konstanta  $T$ ,  $p$ , atau  $V$ , hukum gas umum berkurang menjadi konstanta *Boyle*, *Charles*, atau Hukum *Gay-lussac* masing-masing. Misalnya jika  $T_1 = T_2$  hukum gas umum berkurang. Sebagaimana telah disebutkan meskipun udara merupakan campuran beberapa gas namun berperilaku seperti gas sempurna atau gas ideal dengan penyimpangan yang sangat kecil dari gas ideal. Oleh karena itu kedua hukum gas yaitu hukum *Boyle* dan hukum *Charles* berlaku sama untuk udara. Pernyataan singkat mengenai kedua hukum gas tersebut diberikan di bawah ini:

$$P V = m R T \quad (\text{Persamaan 2.2})$$

Dimana:

$P$  = Tekanan udara mutlak (Pa)

$V$  = Volume udara ( $m^3$ )

$T$  = Temperature mutlak ( $^{\circ}\text{K}$ )

$m$  = Massa gas (kg)

$R$  = Konstanta Gas (KJ/Kg.  $^{\circ}\text{K}$ )

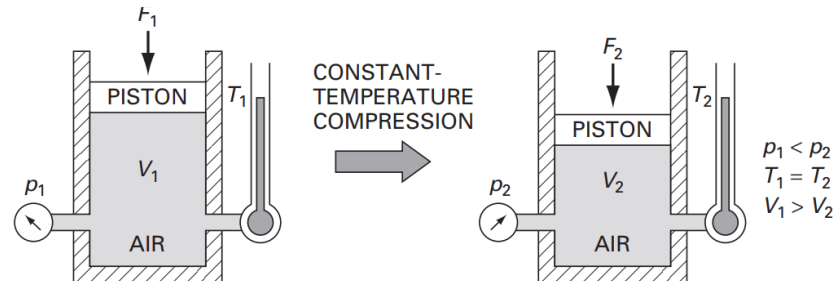
Dalam penerapan sistem pneumatik, prinsip dasar yang digunakan adalah hukum dasar udara bertekanan. Berikut adalah prinsip dasar perhitungan yang diterapkan dalam sistem



pneumatik, yaitu:

### 1. Hukum Boyle

Hukum Boyle – Mariotte menyatakan bahwa "pada temperatur konstan, volume (V) gas berbanding terbalik dengan tekanan (P). Ketika piston silinder didorong, volume gas berkurang karena tekanan gas meningkat." (Esposito, 2014).



Gambar 2. 7 Ilustrasi Hukum Boyle's

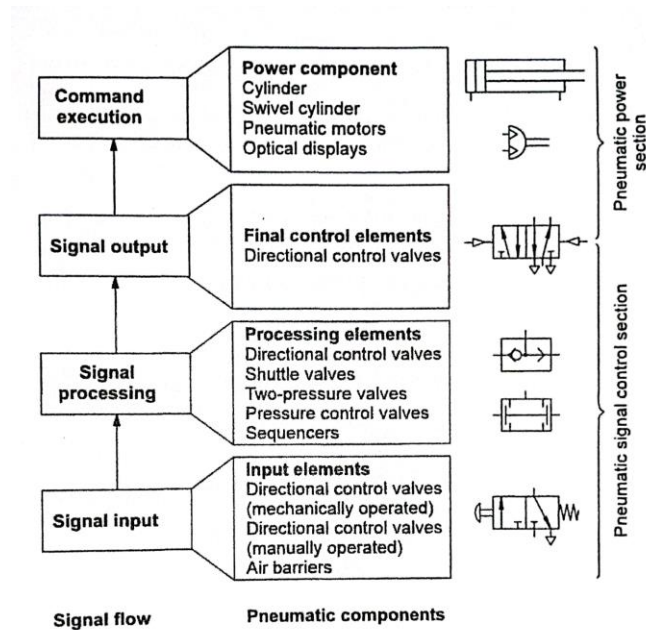
Sumber: (Esposito, 2014)

Hukum Boyle menyatakan bahwa jika suhu sejumlah gas tertentu dipertahankan konstan, Volume gas akan berubah berbanding terbalik dengan tekanan absolut gas. (Esposito, 2014) Oleh karena itu, tekanan yang terjadi dapat dijelaskan melalui persamaan berikut:

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2 = \text{konstan} \quad (\text{Persamaan 2.3})$$

#### 2.3.2 Sistem Kontrol Pneumatik Murni

Pneumatik murni merupakan rangkain sirkuit pneumatik yang mengandalkan aliran udara sebagai sistem kontrolnya atau *piloted signal*. Pada gambar 2.9 merupakan alur dari signal sistem pneumatik murni dari *input elements* hingga *command execution*. *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* ataupun *command execution*. Untuk *signal input* terdapat kompresor, *air receiver* dan *air service unit*. Untuk *signal outputnya* terdapat komponen *Directional Control Valve* yang metode aktuasinya bisa menggunakan manual, piloted, dan solenoid (elektrik) sedangkan untuk *command execution* memakai silinder pneumatik. Bentuk sistem *control* pneumatik berupa katup (*valve*) yang bermacam – macam jenis aktuasinya.



Gambar 2. 8 *Signal flow pure pneumatic*

Sumber: (Majumdar, 1995)

Keterangan gambar:

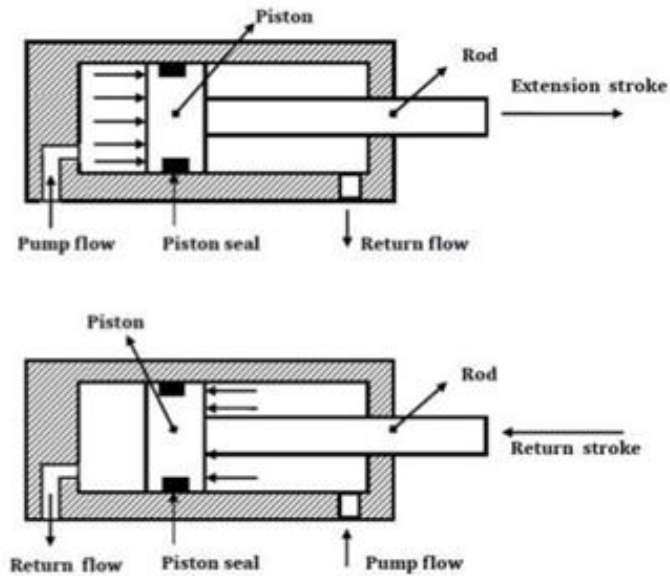
1. *Signal input*, merupakan komponen yang dapat memulai dan mengakhiri sistem operasi pneumatik dan juga sebagai sumber utama suplai udara
2. *Signal Processing*, merupakan komponen yang mempunyai fungsi untuk membagi atau mengatur *sequence* dari sirkuit pneumatik murni. Sehingga aliran udara akan bergantian untuk menyuplai udara
3. *Signal Output*, merupakan komponen yang berfungsi mengarahkan aliran udara yang akan masuk ke dalam aktuator
4. *Command Execution*, merupakan komponen akhir dari sistem pneumatik murni yang bergerak bisa berupa *linear* aktuator, pneumatik motor, dan swivel silinder.

## 2.4 Komponen Sistem Pneumatik

### 2.4.1 Aktuator Silinder

Silinder pneumatik merupakan komponen yang merubah energi kerja udara bertekanan menjadi energi gerak mekanik. Silinder dapat menghasilkan sebuah gaya dan kecepatan sehingga dapat digunakan untuk mendorong beban sebuah benda. Silinder kerja atau aktuator secara umum terbagi menjadi dua yaitu silinder kerja ganda (*double acting*) dan kerja tunggal (*single acting*). Pada silinder *double acting* terutama digunakan saat piston tidak

hanya diminta untuk bergerak maju tetapi juga mundur dengan menggunakan dua *port* udara. Dorongan yang dihasilkan oleh udara tekan menyebabkan rod dapat bergerak dua arah pada silinder penggerak ganda. Sejumlah gaya dorong digunakan dalam dua arah (maju dan mundur).



Gambar 2. 9 Silinder Pneumatik

Sumber: (Barber, 1997)

Prinsip kerja dari silinder pneumatik adalah dengan memberikan udara bertekanan pada salah satu sisi permukaan piston. Ketika udara bertekanan masuk pada sisi *blank end* maka silinder pneumatik akan bergerak maju dan pada sisi *rod end* udara akan keluar terbuka menuju atmosfer. Maka gaya yang diberikan dapat mendorong piston untuk keluar maju sampai batas maksimum *stroke* hingga berhenti. Efisiensi silinder yang digunakan sebesar 85% yang dapat diketahui dengan menggunakan persamaan efisiensi silinder sebagai berikut.

$$\eta = \frac{F \cdot v}{P \cdot Q} = 0,85 \quad (\text{Persamaan 2.4})$$

Dalam pergerakan silinder pneumatik, terdapat gaya teoritis yang dihasilkan oleh silinder pneumatik. Gaya teoritis tersebut dapat diformulasikan sebagai berikut (Majumdar, 1995).

$$F_{th} = P \times A \quad (\text{Persamaan 2.5})$$

Dimana :

$F_{th}$  = Gaya teoritis silinder pneumatik (N)

P = Tekanan udara absolut (Pa, bar, atm, psi)

A = Luas area silinder ( $m^2$ )

Pada aktualnya, gaya yang terjadi pada silinder terdapat gaya gesek yang terjadi pada silinder pneumatik. Pada buku majumdar berjudul *Pneumatic Systems, Principles and Maintenance* (Majumdar, 1995) menyatakan bahwa untuk gaya gesek yang terjadi sebesar 3-20% dari gaya teoritis ( $F_{th}$ ) sehingga pengurangan antara gaya teoritis dan gaya gesek disebut gaya efektif. Gaya efektif pada silinder pneumatik dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$F_{eff} = A \times P - F_R \quad (\text{Persamaan 2.6})$$

Dimana :

$F_{eff}$  = Gaya efektif yang terjadi pada silinder pneumatik

$F_R$  = Gaya gesek (3-20% dari  $F_{th}$ )

P = Tekanan udara absolut (Pa, bar, atm, psi)

A = Luas area silinder ( $m^2$ )

Silinder memiliki kecepatan, Waktu operasi silinder tergantung pada beban dan ukuran dari beban masuk. Persamaan antara kebutuhan udara dengan kecepatan silinder adalah sebagai berikut.

$$Q = A \cdot v \quad (\text{Persamaan 2.7})$$

Dimana :

Q = Kebutuhan udara ( $m^3/min$ )

v = Kecepatan Silinder ( $m/sec$ )

A = Luas area silinder ( $m^2$ )

Konsumsi udara pada silinder pneumatik perlu diketahui sehingga kebutuhan udara bertekanan yang digunakan terpenuhi sehingga gerak silinder pneumatik stabil. Konsumsi udara aktual yang digunakan untuk menggerakkan silinder *double acting* dapat dituliskan sebagai berikut:

$$Q_a = \frac{\pi}{4} d_p^2 \times S \times n \times 2 \quad (\text{Persamaan 2.8})$$

Dimana:

- $Q_a$  = Konsumsi udara aktual ( $m^3/\text{min}$ )
- $d_p$  = Diameter piston (m)
- $S$  = *Stroke* silinder (m)
- $n$  = *Reciprocation rate* (siklus / menit)

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

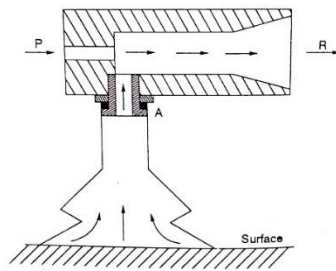
$$Q_s = Q_a \frac{(T_s T_a)}{(P_a P_s)} \quad (\text{Persamaan 2.9})$$

Dimana:

- $Q_a$  = Konsumsi udara aktual ( $m^3/\text{min}$ )
- $Q_s$  = Konsumsi udara standart ( $m^3/\text{min}$ )
- $T_a$  = Temperatur keadaan aktual ( $^{\circ}\text{K}$ )
- $T_s$  = Temperatur keadaan *standart* ( $^{\circ}\text{K}$ )
- $P_a$  = Tekanan keadaan aktual (Bar abs)
- $P_s$  = Tekanan keadaan *standart* (Bar abs)

#### 2.4.2 Aktuator Vakum Hisap

Penerapan mangkuk pengisap secara luas digunakan dalam sistem penanganan material di industri modern. Cangkir pengisap adalah alat pengambil fleksibel yang dirancang untuk dipasangkan dengan *vacuum generator*. Mereka tersedia dalam berbagai ukuran dan bentuk, dan diterapkan dalam berbagai aplikasi penanganan seperti industri kaca, penanganan tabung gambar halus di industri elektronik, industri *furniture*, makanan, pencetakan, penjilidan, pembalikan lembaran, pengemasan, dan sebagainya. Karena menggunakan prinsip vakum, perangkat ini dikenal sebagai sistem penanganan vakum. (Majumdar, 1995)

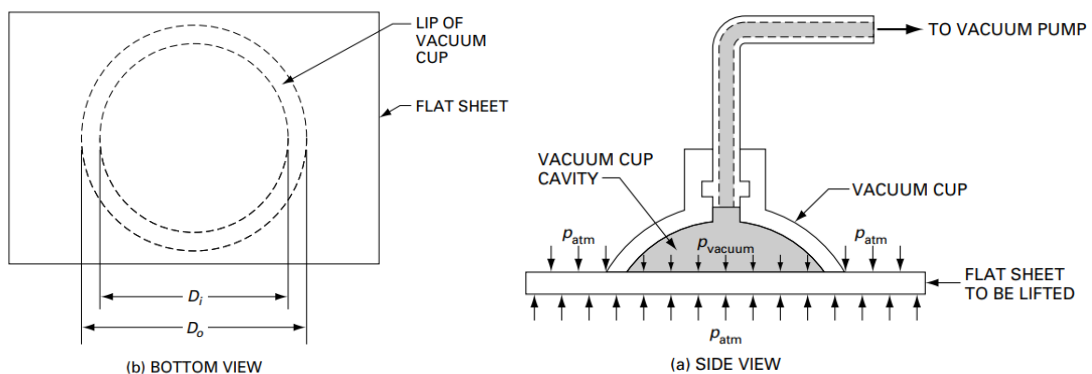


Gambar 2. 10 Sistem Vakum

Sumber: (Majumdar, 1995)

Prinsip operasinya melibatkan penciptaan ruang hampa oleh generator vakum atau penggunaan ejektor udara yang disebut venturi. Untuk memudahkan pengendalian dan operasional, digunakan teknik berdasarkan efek venturi. Ini terdiri dari ejector udara dan cangkir hisap. Prinsip pengoperasiannya sangat sederhana. Seperti diilustrasikan pada Gambar 2.11 pembatasan di dalam ejektor menyebabkan percepatan aliran udara menuju *port* R yang menarik udara sekitar melalui *port* A. Hal ini menyebabkan ruang hampa. Perangkat yang dibuat dengan efek venturi, memungkinkan vakum 85% hingga 90% menggunakan udara bertekanan 4-5 bar.

Pada sebuah gaya yang disebabkan oleh tekanan fluida yang bekerja pada luas permukaan suatu benda, kita biasanya membayangkan tekanannya lebih besar dari tekanan atmosfer. Namun, ada sejumlah penerapan di mana tekanan udara vakum digunakan untuk melakukan fungsi yang berguna. Aplikasi industri dimana tekanan vakum digunakan meliputi penanganan material, penjepitan, penyegelan, dan pembentukan vakum. (Esposito, 2014)



Gambar 2. 11 Suction cup

Sumber: (Esposito, 2014)

$$F = P_{atm} \cdot A_o - P_{suction} A_i \quad \text{(Persamaan 2.10)}$$

Dimana:

$P_{atm}$  = Tekanan udara satuan absolut (Pa, bar, atm)

$F$  = Gaya ke atas yang diberikan oleh *suction cup* (N)

$A_o$  = luas lingkaran luar bibir cangkir hisap ( $m^2$ )

$A_i$  = luas lingkaran dalam bibir cangkir hisap ( $m^2$ )

$D_o$  = diameter lingkaran luar bibir cangkir hisap (m)

$D_i$  = diameter lingkaran dalam bibir cangkir hisap (m)

Perhitungan juga dapat dilakukan dengan menggunakan teori yang terdapat pada katalog Festo yang berjudul *Basic Vacuum Technology Principle*. Cara kerja *suction cup* adalah ketika menyentuh permukaan benda kerja (*workpieces*) dengan tekanan udara yang sama, yaitu tekanan atmosfer, berlaku di atas dan di bawah cangkir hisap. Saat generator vakum diaktifkan, udara ditarik ke bagian bawah cangkir hisap, menciptakan ruang hampa udara. Karena tekanan udara di dalam vakum lebih rendah daripada di luar cangkir hisap, tekanan atmosfer membuat benda kerja terjepit di cangkir hisap. Semakin besar ruang hampa udara, semakin besar gaya penahan yang mendorong cangkir hisap menempel pada benda kerja.

Komponen-komponen rumus yang diuraikan di bawah ini merupakan variabel fisik yang diperlukan dalam menghitung kriteria utama. Kriteria tersebut merupakan koefisien gesek antara *suction cup* terhadap benda kerja, dan faktor keselamatan.


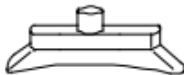

Tabel 4. 1 Nilai Faktor Keamanan *Suction cup*

Jenis Surface	Koefisien Gesek ( $\mu$ )	Safety Factor
Oily	0,1	1,5
Wet	0,2 – 0,3	1,5
Metal	0,5	1,5
Glass	0,5	1,5
Stone	0,5	2
Rough	0,6	2
Wood	0,6	2

Pada pemilihan jenis *suction cup* dapat menggunakan pendekatan fungsi benda apa yang akan diangkat maka selanjutnya dapat menentukan memilih jenis *suction cup* yang

direkomendasikan pada katalog Festo. Berikut ini terdapat 3 jenis *suction cup* yang dengan masing-masing fungsi kegunaannya.

Tabel 4. 2 Jenis Suction cup

<i>Standard Suction cup</i>	<i>Oval Suction cup</i>	<i>Bellows Suction cup</i>
		
Untuk permukaan yang datar dan sedikit bergelombang permukaan, misalnya lembaran logam atau karton.	Untuk benda kerja yang sempit dan lonjong seperti seperti profil dan pipa	Untuk permukaan miring, dari 5 hingga 30° tergantung pada cangkir hisap diameter

Persamaan untuk menghitung kapasitas udara dalam melakukan proses vakum dapat digunakan persamaan berikut ini berdasarkan (Esposito, 2014)

$$Q = \frac{V}{t} \ln \left( \frac{P_{atm}}{P_{vac}} \right) \quad \text{(Persamaan 2.11)}$$

Q = Kapasitas Udara Standar (m<sup>3</sup>/min)

V = Volume *Suction cup* (m<sup>3</sup>)

$P_{atm}$  = Tekanan atmosfer pa

$P_{vac}$  = Tekanan vakum pa abs

t = Waktu evakuasi

## 2.5 FRL Unit

### 1. Filter

Udara di atmosfer yang dikempa oleh kompresor mengandung benda-benda pengotor seperti debu, oli residu, uap basah, dan butiran-butiran halus lainnya. Apabila udara ditekan dengan kompresor, udara kompresi tersebut akan mengandung sejumlah pengotor atau cemaran.





Gambar 2. 12 Komponen *Air Filter*

Sumber: (Festo, 2022)

Jika udara yang berisi cemaran tersebut masuk kedalam peralatan pneumatik, dia akan merusak peralatan seperti kedudukan katub, keausan *packing* dan bagian penggerak lainnya. Penyaring udara kempaam digunakan untuk menghasilkan semua bentuk pengotor yang terkandung dalam udara, sehingga didapatkan yang bersih sebelum didistribusikan keperalatan pneumatik. Pada gambar di bawah 2.8 digambarkan bagian-bagian dari *air filter* yang terdapat pada sistem pneumatik yang berfungsi untuk membersihkan udara sebelum masuk ke dalam sistem.

## 2. Regulator

Tekanan udara yang keluar dari kompresor masih mempunyai tekanan yang lebih tinggi dari pada tekanan yang didapat pada bagian-bagian kontrol atau bagian kerjanya.



Gambar 2. 13 Komponen *Air Regulator*

Sumber: (Festo, 2022)

Untuk mengatur tekanan udara yang didistribusikan kebagian kontrol dan kerja digunakan regulator (pengatur tekanan) yang biasanya dipasang secara bersatu dengan penyaring udara. Setelah udara keluar dari saringan kemudian masuk pada regulator untuk diatur tekanannya sampai pada batas.

Jadi tujuan daripada regulator adalah untuk menjaga dan mengatur tekanan

operasi sistem pneumatik sebenarnya tanpa melihat perubahan tekanan dalam saluran (tekanan primer). Pengaturan tersebut dilakukan untuk menghindari *low pressure* hingga *over pressure* pada sistem pneumatik.

### 3. *Lubricator*

Bagian-bagian yang bergerak dan menimbulkan gesekan memerlukan pelumas. Bagian yang bergerak meluncur termasuk didalamnya peralatan pneumatik (silinder atau katub). Untuk menjamin supaya bagian-bagian yang bergesekan pada perlengkapan tersebut dapat bekerja dan dipakai secara terus menerus, maka harus memberikan pelumas yang cukup. Jumlah tertentu dari minyak pelumas ditambahkan kedalam udara bertekanan dengan menggunakan perangkat pelumasan.



Gambar 2. 14 Komponen *air lubricator*

Sumber: (Festo, 2022)

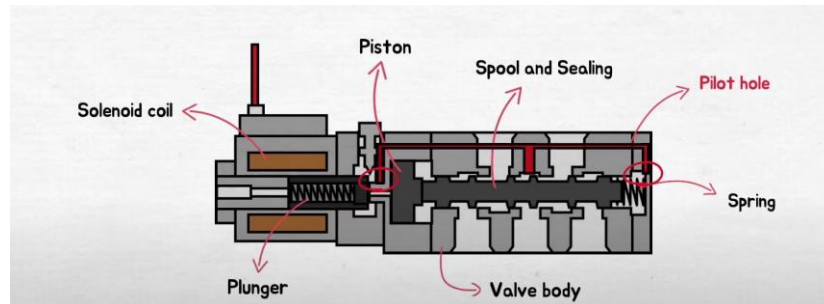
Perangkat pelumas udara bertekanan dapat bekerja hanya ketika ada aliran udara yang cukup. Jika terlalu kecil alirannya, kecepatan aliran pada *nozzle* tidak dapat menimbulkan perbedaan tekanan (*pressure drop*). Apabila tekanan pada lubang tersempit. Dari pipa venturi lebih kecil dari pada tekanan bejana, maka oli dalam bejana akan tersedot dan akan keluar bersama-sama udara dan bercampur berupa kabu oli.

#### 2.5.1 Katup (*Valve*)

Pengatur aliran udara dari *air tank* menuju silinder diarahkan dengan menggunkan mekanisme katup. Dari pengaturan aliran udara tersebut dapat menentukan kapan *actuator* baik silinder ataupun lainnya dapat bergerak *extend* atau *retract*.

Katup merupakan komponen yang digunakan sebagai pengontrolan atau pengatur baik untuk memulai (*start*) ataupun berhenti (*stop*). Fungsi utama dari katup adalah untuk merubah, membangkitkan dan membatalkan signal untuk tujuan penyensoran,

pemrosesan, pengendalian dan untuk menyuplai udara bertekanan ke silinder (*actuator*). Di dalam silinder terdapat berbagai komponen seperti ditunjukkan pada gambar di bawah ini.



Gambar 2. 15 *Directional Control Valve (DCV)*

Sumber: (MsPneumatic, 2020)

Sebagai fungsi pengatur *actuator*, katup atau *valve* memiliki beberapa jenis dalam menjalankan tugasnya. Jenis *valve* pada sistem pneumatik terdapat 3 yaitu untuk mengontrol arah udara, mengontrol tekanan udara dan mengontrol kapasitas aliran. Jenis-jenis katup atau *valve* sebagai berikut:

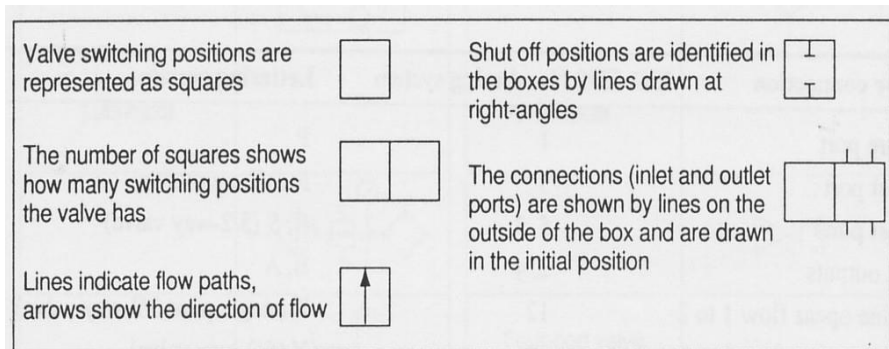
1. *Directional Control Valve (DCV)*

Katup atau *valve* ini adalah katup pengarah aliran fluida menuju ke sistem pneumatik yang berfungsi untuk mengatur *actuator* silinder bergerak *extend* maupun *retract*. Selain itu DCV juga digunakan sebagai *signaling elements* (sensor), *processing elements* dan *power elements*. Pada konstruksinya DCV terdapat 2 jenis yaitu *poppet valve* dan *slide* atau *spool valve*. Fungsi DCV dapat dideskripsikan sebagai berikut:

- a) Sebagai *signalling element* katup ini berfungsi mendeteksi posisi piston rod dari silinder ( katup *roller lever*).
- b) Sebagai *processing element* katup ini *redirect*, *generate* dan *cancel signal* yang tergantung *input signal* yang diterima
- c) Sebagai *power element* katup ini harus memberikan kapasitas udara yang cukup untuk menggerakkan aktuator.

Pada konstruksi DCV Posisi perpindahan katup direpresentasikan sebagai kotak. Posisi membatasi aliran udara diidentifikasi di dalam kotak dengan garis yang digambar pada sudut kanan. Jumlah kotak menunjukkan berapa banyak posisi peralihan yang dimiliki katup. Sambungan (port masuk dan

keluar) ditunjukkan dengan garis di luar kotak dan digambar pada posisi awal. Dapat dilihat pada gambar 2.



Gambar 2. 16 Simbol katup pada sirkuit pneumatik

Ssumber: (Majumdar, 1995)

Secara pengoperasian pada katup atau *valve* terdapat beberapa macam jenis *Directional Control Valve* yang diklasifikasikan menjadi 2 berdasarkan jenis konstruksinya:

a) *Solenoid valve*

*Valve* yang digerakkan oleh *solenoid* (magnet) *valve* ini dibuka dan ditutup dengan gaya tarik *solenoid*. *Valve* jenis ini biasa digunakan dalam alat kontrol otomatis dengan sistem elektrik pneumatik. *Solenoid valve* digunakan secara luas untuk otomatisasi mesin industri. Menurut jumlah *solenoid* yang dipakai katub, terdapat 2 tipe:

- *Single Solenoid Valve* (Katub *Solenoid* Tunggal)

Tipe *single solenoid* mempunyai satu elektro magnet seperti gambar di bawah ini dan dengan gaya tarik magnet *valve* diganti posisinya (*change over*). Kemudian dengan mematikan listrik (demagnetising) *valve* kembali kedudukan semula dengan gaya spiral atau tekanan udara.

- *Double Solenoid Valve* (Katub *Solenoid* Ganda)

Tipe *double solenoid valve* mempunyai dua elektro magnet, seperti pada gambar, dan dibagi menjadi tipe *continuous magnetizing* yang mempertahankan penggantian *valve* diposisinya dengan memagnet *solenoid* A atau B terus-menerus, dan tipe magnetisasi sekejap (*instananeous magnetizing*) yang mempertahankan penggantian posisi

*valve* dengan memagnet salah satu *solenoid* dan mematikan magnetnya setelah itu.

b) *Manual Valve*

*Valve* ini di buka dan ditutup secara manual. Cara kerja dari *valve* ini adalah udara dapat berubah dengan operasi manual tergantung dari operator, seperti berupa pedal (pijakan kaki), tuas dan tombol tekan.

2. *Pressure Control valve*

*Pressure Control Valve* merupakan katup/*valve* yang mengatur tekanan pada sistem pneumatik. Katup ini cocok untuk aplikasi dimana konsistensi tekanan sangat penting, seperti pada sistem hidrolis atau pneumatik. Kelemahan utama dari *pressure relief valves* adalah bahwa alat tersebut tidak dapat digunakan untuk mengatur aliran fluida, sehingga hanya cocok pada aplikasi sistem tertentu.

3. *Flow Control Valve*

Katup ini berfungsi untuk mengatur kapasitas udara yang masuk ke sistem pneumatik sehingga berpengaruh kepada kecepatan silinder saat bergerak *extend* maupun *retract*. Ketika kapasitas udara bertekanan yang masuk ke sistem sedikit, maka silinder bergerak dengan pelan. Begitu pun sebaliknya. Ketika kapasitas udara bertekanan yang masuk ke sistem banyak, maka silinder bergerak dengan cepat.

4. *Non-Return Valve*

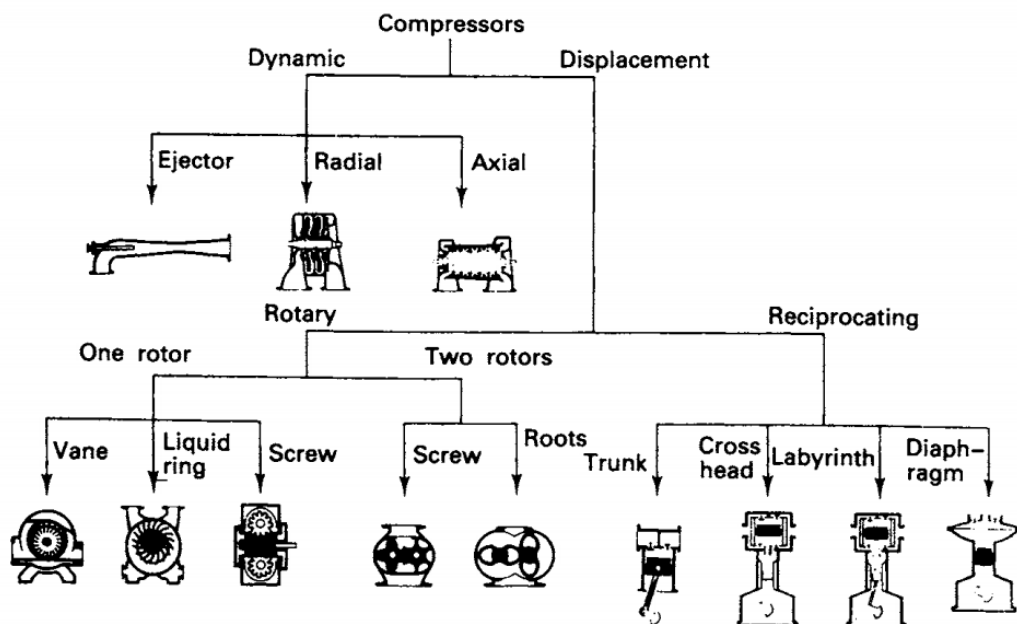
*Non-return valve* merupakan katup yang berfungsi untuk menyearahkan aliran udara. Katup ini juga berguna agar tidak adanya aliran udara yang berbalik arah. *Directional control valve* ini dipakai dalam sistem kontrol pneumatik dan berfungsi untuk mengubah arah aliran udara atau menghentikan aliran, sehingga mengontrol kinerja silinder.

## **2.6 Sumber Tenaga Pneumatik**

### **2.6.1 Kompresor**

Kompresor adalah komponen mekanik yang berfungsi untuk memberikan energi yang berasal dari udara atau fluida gas, sehingga udara atau fluida gas dapat mengalir secara kontinyu dari satu tempat ke tempat yang lain. Kompresor mengubah energi mekanik menjadi energi tekanan. Perubahan ini dapat terjadi karena adanya gerakan mekanik dari kompresor.

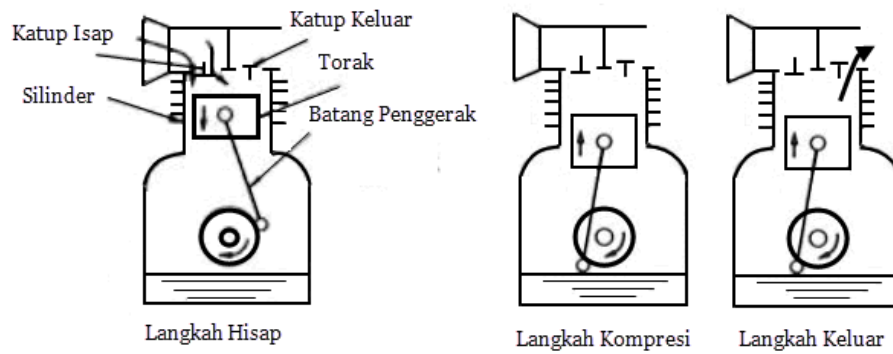
Kompresor berfungsi untuk menghasilkan udara bertekanan dengan cara menghisap dan memampatkan udara tersebut kemudian disimpan di dalam tangki udara kempa untuk disuplai pada sistem operasi yang memerlukan udara bertekanan (sistem pneumatik). Kompresor dilengkapi dengan tabung untuk menyimpan udara bertekanan (*air receiver tank*) sehingga udara dapat mencapai jumlah dan tekanan yang diperlukan. Pemilihan jenis kompresor yang digunakan tergantung dari syarat - syarat pemakaian yang harus dipenuhi misalnya dengan tekanan kerja dan volume udara yang akan diperlukan dalam sistem peralatan (katup dan silinder pneumatik).



Gambar 2. 17 Klasifikasi kompresor

Sumber: (Barber, 1997)

Kompresor udara pada sistem pneumatik pada umumnya menggunakan kompresor tipe *positive displacement*. Pada kompresor dengan tipe *positive displacement*, sejumlah udara dikompresi pada ruang kompresi sehingga volume udara menurun. Ketika volume udara menurun menyebabkan peningkatan tekanan pada udara sehingga keluaran dari kompresor yaitu udara bertekanan. Kompresor *positive displacement* terbagi menjadi 2 yaitu kompresor *reciprocating* dan kompresor *rotary*. Pada perusahaan makan dan minuman menggunakan kompresor dengan jenis *Screw Compressor* dengan *oil free* atau tanpa adanya pelumasan untuk produk makanan dan minuman. Proses distribusi udara bertekanan digunakan sistem terpusat atau *central compressed air supply*.



Gambar 2. 18 Cara Kerja Kompresor

Sumber: (Barber, 1997)

Pada siklus kerja kompresor mempunyai beberapa proses kompresi yaitu proses *isothermal*, proses *adiabatic* dan proses politropik. Untuk masing-masing dapat diuraikan sebagai berikut:

1. Proses *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:

$$P V = nRT \quad \text{(Persamaan 2.12)}$$

Dimana :

P = Tekanan udara (Pa abs, bar, atm)

V = Volume udara ( $m^3$ )

n = Jumlah moles gas

R = Konstanta gas

T = Temperature ( $^{\circ}K$ )

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

$$P \cdot v = R \cdot T \quad \text{(Persamaan 2.13)}$$

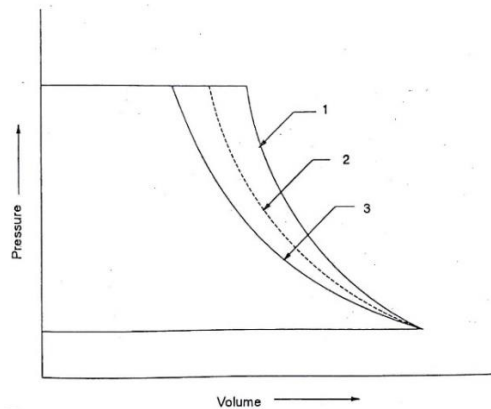
Untuk T konstan, Persamaannya menjadi :

$$P \cdot v = \text{Konstan} \quad \text{(Persamaan 2.14)}$$

Persamaan diatas dapat dituliskan sebagai berikut :

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2 \quad (\text{Persamaan 2.15})$$

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



Gambar 2. 19 PV Diagram Kompressor

Sumber: (Majumdar, 1995)

## 2. Proses Kompresi Adiabatik

Pada gambar grafik di atas merupakan proses kompresi adiabatik dan juga proses kompresi *isothermal*. Pada kompresi *isothermal* memerlukan pembuangan panas agar temperatur 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 :

$$P \cdot V^k = \text{Konstan} \quad (\text{Persamaan 2.16})$$

Pada persamaan di atas,  $k$  merupakan perbandingan antara kapasitas panas pada tekanan tetap ( $C_p$ ) dengan kapasitas panas pada volume ( $C_v$ ) tetap atau dapat ditulis,  $k = C_p / C_v$ .



Jika pada persamaan di atas,  $k = 1,4$  maka persamaan di atas menjadi proses *isothermal* yaitu  $P \cdot V = \text{Konstan}$ . Sehingga persamaan tersebut dapat dituliskan sebagai berikut :

$$P_1 \cdot V_1^k = P_2 \cdot V_2^k \quad (\text{Persamaan 2.17})$$

### 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. Kompresi pada kompresor yang sesungguhnya bukan merupakan proses *isothermal*, karena ada kenaikan temperatur, namun juga bukan proses adiabatik karena ada panas yang dipancarkan keluar. Jadi proses kompresi yang sesungguhnya, ada diantara keduanya yang disebut kompresi politropik. Pada proses ini menggunakan persamaan seperti adiabatik tetapi harga  $k$  diganti dengan harga  $n$  sebagai berikut :

$$P \cdot V^n = \text{Konstan} \quad (\text{Persamaan 2.18})$$

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

### 4. Perubahan Temperatur

Pada saat kompresi, temperatur gas dapat berubah tergantung pada proses kompresi yang terjadi. Perubahan suhu gas dapat bervariasi bergantung pada jenis proses kompresi yang sedang berlangsung. Keterkaitan antara tekanan dan suhu hanya terjadi pada proses adiabatik, dimana tidak ada pelepasan panas selama kompresi, sehingga pekerjaan dilakukan untuk meningkatkan suhu dan tekanan. 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 :

$$T_d = T_s \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{(k-1)}{m \times k}} \quad (\text{Persamaan 2.19})$$

Dimana:

$T_d$  = *Temperature discharge* (°K)

$T_s$  = *Temperature suction* (°K)

$P_d$  = Tekanan *discharge* (bar)

$P_s$  = Tekanan *suction* (bar, atm)

$m$  = Jumlah tingkatan kompresi kompresor (1,2,3,4...)

$k$  = Perbandingan panas jenis gas (1,4) untuk udara

## 5. Efisiensi adiabatik

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

$$\eta_{ad} = \frac{W_{com}}{W_t} \quad \text{(Persamaan 2.20)}$$

Untuk menghitung besarnya daya adiabatik teoritis dapat menggunakan rumus sebagai berikut:

$$W_{com} = \frac{m \times k}{k - 1} \times P_s \times Q_{suction} \times \left[ (rp)^{\frac{k-1}{m \times k}} - 1 \right] \quad \text{(Persamaan 2.21)}$$

Untuk perhitungan efisiensi adiabatik, efisiensi pada kompresor dapat diambil 65%-70% untuk kompresor kecil, 75%-80% untuk kompresor sedang, dan 80%-85% untuk kompresor besar.

Dimana:

$\eta_{ad}$  = Efisiensi adiabatik keseluruhan (%)

$W_{ad}$  = Daya adiabatik (kW)

$W_t$  = Daya masuk poros (kW)

$rp$  = Rasio tekanan  $p_d/p_s$

$m$  = Jumlah tingkatan kompresi kompresor

$k$  = Perbandingan panas jenis gas = 1,4 (udara)

### 2.6.2 Motor Listrik

Motor listrik digunakan untuk menggerakkan kompresor. Daya dari motor listrik itu sendiri harus bisa memenuhi kebutuhan dari kompresor yang akan digunakan untuk mensuplai udara bertekanan. Motor listrik dan kompresor dihungkan dengan transmisi belt. Daya motor listrik dapat dicaridengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$W_{motor} = \frac{W_{poros}}{\eta_{transmisi}} \times (1 + \alpha) \quad (\text{Persamaan 2.22})$$

Dimana:

$\eta_t$  = Efisiensi Transmisi

$\alpha$  = Faktor Cadangan

Tabel 2. 2 Nilai a faktor cadangan motor

Jenis Penggerak Mula	$\alpha$
Motor Induksi	0,1 - 0,2
Motor Bakar Kecil	0,15 - 0,025
Motor Bakar Besar	0,1 - 0,2

Tabel 2. 3 Nilai efisisensi transmisi

Jenis Transmisi		$\eta_t$
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

### 2.6.3 Air Receiver Tank

Komponen ini merupakan tangki penyimpanan udara bertekanan dari kompresor. 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 :

$$V_r = \frac{101 \cdot t \cdot (Q_r - Q_c)}{P_{max} - P_{min}} \quad (\text{Persamaan 2.23})$$

Dimana :

- $V_r$  = Volume *Air Receiver* Tank ( $m^3$ )
- $Q_r$  = Kapasitas standar yang dibutuhkan sistem pneumatik ( $m^3/min$ )
- $Q_c$  = Kapasitas Kompresor ( $m^3/min$ )
- $P_{max}$  = Tekanan maksimal (Pa abs, bar, atm)
- $P_{min}$  = Tekanan minimal (Pa abs, bar, atm)
- $t$  = Waktu (menit)
- 101 = Metris unit ( $kPa$ )

#### 2.6.4 Kerugian Tekanan (*Pressure drop*)

Rugi-rugi dalam instalasi pipa dapat terjadi karena adanya panjangnya pipa dan aksesoris pipa. Tabel kerugian tekanan digunakan untuk mengetahui panjang ekuivalen dari aksesoris pipa sistem udara bertakan dan sistem pneumatik. Pada instalasi pipa aksesoris berupa *fitting*, *valve*, dan *tees* ataupun yang lainnya memengaruhi kerugian tekanan. Nilai panjang ekuivalen aksesoris dapat ditentukan dalam tabel di bawah ini:

Tube dia in mm	25	50	80	100	125	150	200	250	300	400	500
<b>Fitting</b>											
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. 20 Panjang Ekivalen *Fitting*

Sumber: (Majumdar, 1995)

Pada saat udara bertekanan 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 persamaan pada buku majumdar hal. 15 sebagai berikut:

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1} \quad (\text{Persamaan 2.24})$$

Dimana :

$\Delta P$  = *Pressure drop (Pa)*

Q = *Konsumsi Udara Standart (m<sup>3</sup>/s)*

P<sub>1</sub> = *Tekanan Absolut udara yang masuk instalasi (Pa)*

L = *Panjang Instalasi Perpipaan (m)*

d = *Diameter dalam pipa (m)*

= *Faktor Konversi 1,6 x 10<sup>3</sup>*

Persamaan di atas dapat digunakan untuk mencari kerugian tekanan yang terjadi pada pipa lurus. Jika dalam instalasi pneumatik terdapat aksesoris pada pipa maka pada panjang perpipaan ditambahkan dengan panjang ekuivalen dari aksesoris pipa.

## 2.7 Metode Perancangan Sistem Pneumatik

Pada perancangan sistem pneumatik terdapat beberapa cara atau metode yang dapat digunakan. Secara umum terdapat 5 jenis metode dalam melakukan perancangan pada sistem pneumatik yang masing-masing memiliki cara yang berbeda dalam membuat desain sirkuit pneumatik. Adapun 5 jenis tersebut adalah sebagai berikut:

1. *Trial and Errors method*
2. *Intusi based on knowledge method*
3. *Intuisi based on logic (algebra boolean) method*
4. *Karnaugh Veitch method*
5. *Cascade method*

Dalam perancangan kali ini dilakukan dengan menggunakan metode cascade. Metode cascade sendiri memiliki keunggulan yaitu untuk menghindari *overlapping signal* atau sinyal bentrok pada sirkuit. Kelebihan lain dari metode cascade sendiri yaitu kemudahan dalam perancangan dan pembuatan langkah kerja sistem pneumatik dibandingkan dengan metode lainnya seperti *Intuisi based on logic* dan *Karnaugh Vietch* yang lebih rumit dalam perancangannya dan membutuhkan pendalaman lebih lanjut.

## 2.8 Metode Cascade

Cascade dalam bahasa Indonesia jika diartikan adalah bertingkat, maksud bertingkat disini adalah suatu sistem yang strukturnya jelas atau berurut tanpa terjadi tabrakan atau trouble. Sedangkan Metode Cascade pneumatik adalah suatu metode dalam perancangan sistem pneumatik yang terstruktur atau berurutan. Metode ini biasanya digunakan untuk menyelesaikan persoalan yang tidak dapat diselesaikan dengan mode intuitif.

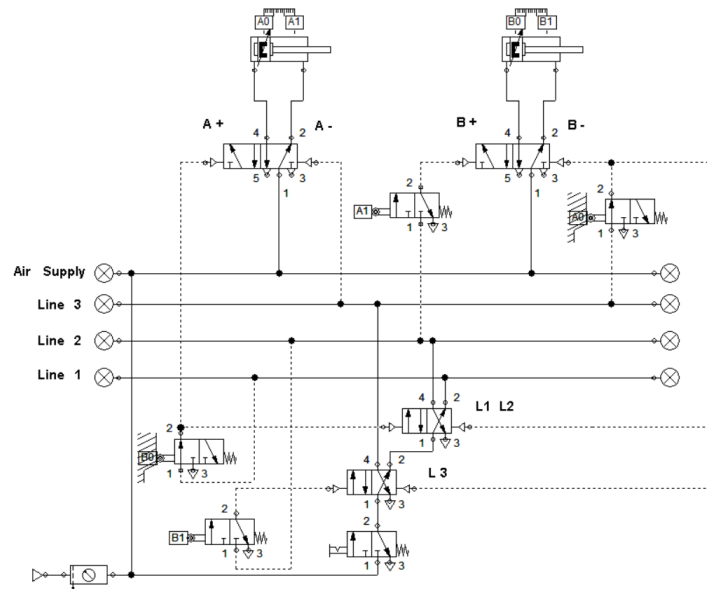
Jadi dengan adanya metode ini kita dapat menyelesaikan masalah sinyal bentrok atau biasa disebut dengan (*Over Lapping Signal*). Biasanya metode Cascade pneumatik menggunakan banyak DCV untuk mengontrol pergerakan aktuator. Oleh karena itu peran DCV dalam metode Cascade sangat penting.

Untuk berhasil mendesain sirkuit pneumatik perlu diperhatikan syarat dan batasan dalam menerapkan metode cascade.

1. Penentuan notasi diagram kerja yang dibuat
2. Pisahkan konflik yang ada pada sistematis rangkaian
3. Tidak ada notasi diagram yang sama dalam satu grup.
4. Ruas kanan dan kiri harus sama rata.

Metode *cascade* merupakan suatu metode dalam perancangan sistem pneumatik yang terstruktur berdasarkan proses kerja dengan mengandalkan sistem kontrol udara (*piloted*). 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 seperti A0, B0 merupakan *signaling element*. Pada penggunaan metode *cascade*, beberapa *step* yang dilakukan yaitu:

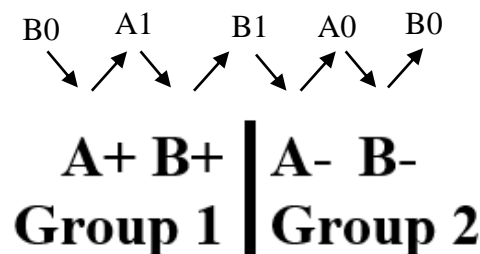
1. Menjelaskan langkah kerja atau urutan kerja menggunakan notasi sesuai dengan permasalahannya. Menjelaskan urutan kerja dapat dicontohkan sebagai berikut.
2. Membagi kelompok pada urutan kerja. Pada pembagian kelompok, huruf yang sama tidak diperbolehkan berada pada satu kelompok. Pada pembagian kelompok, 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.



Gambar 2. 21 Cascade Grup

3. Memberi notasi kerja pada masing-masing grup

Pada gambar 2.23 merupakan notasi kerja diagram sirkuit pneumatik dibuat untuk memudahkan dalam pembuatan dan pembacaan sirkuit diagram sistem pneumatik. Sehingga baik pembuat dan pembaca akan lebih mudah memahami proses kerja sistem sebelum melihat sirkuit diagram pneumatik secara langsung.



Gambar 2. 22 Notasi Diagram Cascade

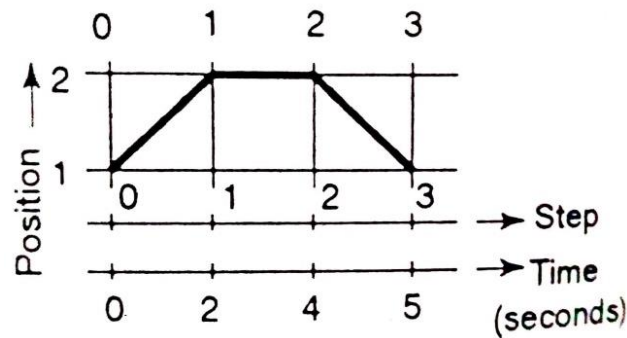
**2.9 Movement Diagram**

Varietas diagram gerakan digunakan dalam sistem kontrol rekayasa. Diagram gerakan dapat diilustrasikan dalam satu sistem koordinat, meskipun lebih disarankan untuk digambar dalam dua sistem koordinat. Gerakan sistem pneumatik dalam dua sistem koordinat dapat berupa:

**2.9.1 Perubahan langkah**

Pada diagram perubahan langkah kerja, dicatat semua perubahan posisi silinder dari langkah awal hingga akhir. Jika terdapat lebih dari satu silinder, semua kegiatan atau langkah kerja dari setiap silinder ditunjukkan atau digambarkan secara bertingkat, dengan hubungan

antara satu silinder dan silinder lainnya diperlihatkan pada setiap perubahan langkah kerja. Rangkaian langkah kerja dapat diilustrasikan dalam gambar berikut.



Gambar 2. 23 Diagram Displacement Step

Sumber: (Majumdar, 1995)

Dari gambar di atas, dapat diamati perubahan posisi suatu silinder dalam diagram langkah kerja. Perubahan langkah kerja dapat diuraikan sebagai berikut:

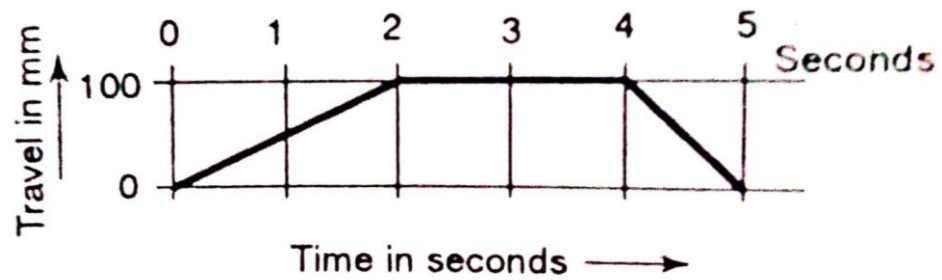
1. Pada sumbu vertikal ( $Y$ ), posisi silinder dijelaskan, sementara langkah kerja ( $step$ ) ditunjukkan pada garis sumbu horizontal ( $X$ ).
2. Dalam diagram langkah kerja, urutan operasi dibagi menjadi beberapa langkah yang diwakili oleh angka 0, 1, 2, dst. Posisi direpresentasikan sebagai 1, 2.
3. Garis fungsional digambarkan dalam garis tebal.
4. Setiap perubahan posisi harus dimulai atau dihentikan pada sudut kotak.
5. Jika terdapat lebih dari satu silinder, penggambaran satu dengan yang lain harus dijaga agar tidak terlalu dekat.
6. Jika terjadi perubahan dalam sistem selama operasional, misalnya dengan menggunakan saklar batas (*limit switch*) yang terpasang pada posisi silinder yang sedang beroperasi di tengah perjalanan atau ada perubahan selama proses penekanan, langkah tambahan harus disertakan.
7. Kondisi atau posisi silinder dapat ditentukan secara manual, dengan (+) menunjukkan silinder maju dan (-) menunjukkan silinder mundur.
8. Posisi dari silinder dapat ditunjukkan atau ditempatkan di sebelah kiri dari diagram.

### 2.9.2 Perubahan waktu

Saat menggambar diagram perubahan waktu, terlihat hubungan antara perubahan langkah dan waktu yang dibutuhkan. Berbeda dengan diagram perubahan langkah, pada diagram ini perlu memiliki skala yang akurat. Ini disebabkan oleh penempatan skala waktu pada posisi garis sumbu *horizontal* ( $X$ ). Serangkaian perubahan waktu dapat diilustrasikan



dalam gambar di bawah ini.



Gambar 2. 24 Diagram *Step* Waktu

Sumber: (Majumdar, 1995)

Dari ilustrasi di atas, dapat diperoleh pemahaman bahwa aturan penggambaran diagram perubahan waktu serupa dengan aturan diagram perubahan langkah. Keterkaitan antara diagram perubahan waktu dan perubahan langkah adalah jika diagram perubahan waktu memiliki panjang yang lebih besar, maka untuk menjaga keseimbangan, diagram perubahan langkah harus dipotong. Oleh karena itu, terdapat garis kerja pada diagram perubahan waktu yang telah dipotong.

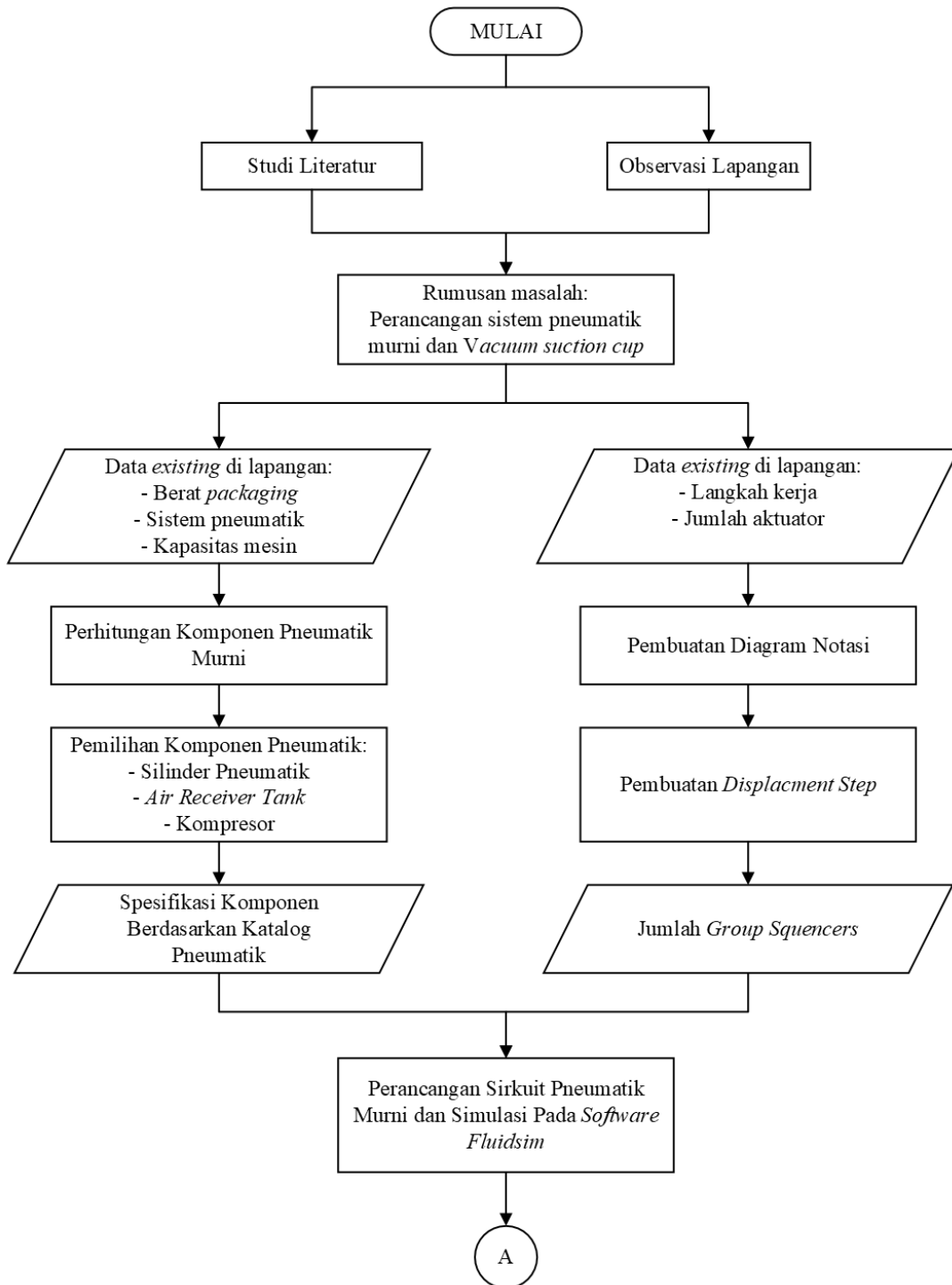
*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

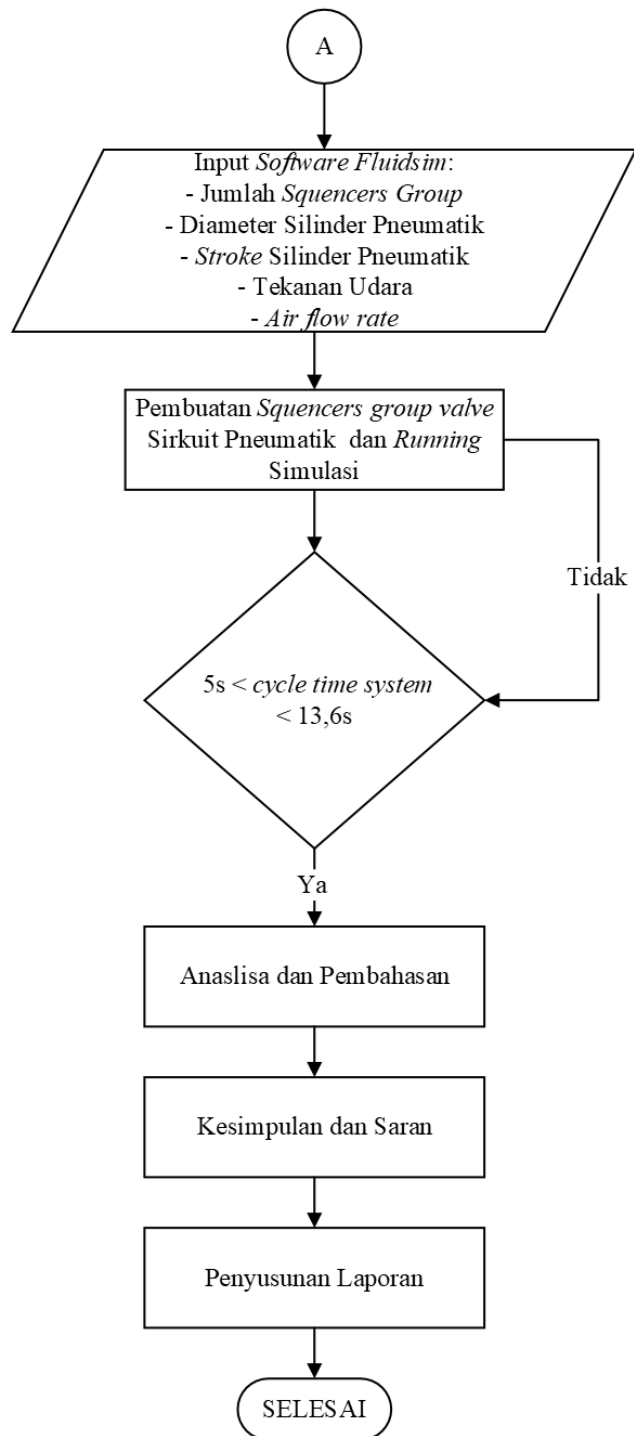
# BAB III

## METODOLOGI

Metodologi merupakan kerangka yang dibuat untuk memudahkan dalam suatu pengerjaan proses analisis dan juga sebagai acuan dalam pengerjaan proses analisis. Dalam proyek akhir ini metodologi mencakup langkah kerja sistematis.

### 3.1 Diagram Alir Penelitian





Gambar 3. 1 Flowchart Penelitian

## 3.2 Penjelasan Flowchart Penelitian

### 3.2.1 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.

Selain itu dilakukan peninjauan dengan berkunjung ke perpustakaan untuk mencari referensi lain dari penelitian yang akan dilakukan.

### **3.2.2 Observasi Lapangan**

Observasi dilakukan pada perusahaan XYZ yang merupakan salah satu perusahaan yang memproduksi makanan dan minuman. Penulis melakukan observasi untuk melihat dan memperoleh gambaran produksi pada proses pengemasan. Hasil observasi didapatkan data meliputi data gambar mesin sesungguhnya, spesifikasi mesin dan cara kerja mesin. Dari beberapa data tersebut maka dirumuskan permasalahan-permasalahan yang akan diselesaikan dalam penelitian ini. Adapun data-data yang akan dilakukan pengambilan diantaranya sebagai berikut.

1. Data spesifikasi mesin
2. Waktu pergerakan sistem pneumatik
3. *Pipeline* sistem pneumatik
4. Sistem operasi udara bertekanan

### **3.2.3 Pemilihan Komponen**

Dalam melakukan perancangan perlu dilakukan pemilihan komponen pada sistem pneumatik. Penentuan tersebut mencakup kebutuhan yang diperlukan serta spesifikasi yang sesuai dengan apa yang diperlukan untuk mendukung proses kerja sistem pneumatik. Berikut ini merupakan komponen utama yang akan dilakukan pemilihan diantaranya.

1. Silinder Pneumatik
2. Air Receiver Tank
3. Kompresor

### **3.2.4 Pembuatan Diagram Notasi**

Diagram notasi merupakan langkah awal dalam melakukan perencanaan atau pemodelan sirkuit sistem pneumatik. Dengan melakukan analisa langkah langkah kerja setiap aktuator yang akan direncanakan. Selain itu dengan melakukan pembuatan notasi diagram dapat memudahkan dalam pembagian grup pada metode cascade. Pembagian grup berdasarkan pada urutan kerja dari mesin yang akan direncanakan.

### **3.2.5 Pembuatan Displacement Step**

*Displacement Step* merupakan langkah atau tahapan berikutnya setelah mendapatkan gambaran diagram notasi. Dimana pada tahap ini skema kerja sistem pneumatik dapat dilihat dalam bentuk visualisasi dari pergerakan aktuator pneumatik. Step tersebut meliputi kapan saja silinder maju dan mundur. Kemudian juga dapat

diketahui sensor apa saja yang dapat menyebabkan silinder bergerak maju dan mundur.

### **3.2.6 Entri Data dan Simulasi**

Mamsukan parameter yang diperlukan ke *software fluidsimsim 4.5*. Dalam *software* tersebut dapat melakukan perubahan *properties* pada aktuator dan sensor. Data yang di masukan tersebut dipergunakan untuk mendapatkan hasil simulasi yang diinginkan.

Tahapan ini yaitu memasukkan data-data komponen yang sudah dihitung sebelumnya. Pemasukkan data ini dilakukan di *software fluidsimsim 4.5* proses memasukan data dilakukan bertujuan untuk mensimulasikan kondisi real sirkuit sistem pneumatik dengan beban kerja yang telah dihitung. Data yang dimasukkan adalah parameter silinder berupa dimensi dan ukuran silinder, beban yang didorong silinder pneumatik dan koefisien gesek.

### **3.2.7 Pembuatan *Squencers Group Valve***

Perancangan dilakukan menggunakan bantuan *software fluidsimsim 4.5*. Pada proses perancangan dilakukan untuk pengamatan visual dari apa yang telah dibuat pada diagram notasi dan *displacement step*. Metode yang digunakan dalam simulasi adalah *Cascade* Sirkuit. Dimana metode tersebut adalah perancangan sirkuit yang saling berurutan. Proses urutan tersebut karena adanya *squencers valve* yang telah dibuat sehingga urutan proses kerja dapat ditentukan sesuai dengan cara kerja.

Pada tahapan ini perancangan sirkuit sistem pneumatik berdasarkan proses kerja dari mesin *automatic feeding packaging*. Komponen-komponen yang sudah direncanakan dengan menggunakan *software fluidsimsim 4.5* dapat mempermudah proses instalasi hingga penentuan dan pemilihan komponen sistem pneumatik yang tepat.

### **3.2.8 Hasil 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 analisa dan pembahasan.

### **3.2.9 Analisa dan Pembahasan**

Analisis simulasi adalah proses pengolahan data yang dihasilkan oleh suatu simulasi dan evaluasi. Simulasi merupakan pendekatan untuk menjalankan eksperimen dengan menggunakan model dari suatu sistem fisik yang sebenarnya. Melalui simulasi, kita dapat menggambarkan, menjelaskan, dan memperkirakan perilaku sistem dengan memanfaatkan komputer dan perangkat lunak khusus. Simulasi

memberikan sejumlah keunggulan dalam berbagai sektor, termasuk otomatisasi industri, manufaktur, dan perakitan.

### **3.2.10 Kesimpulan dan Saran**

Kesimpulan ini merupakan jawaban dari rumusan masalah dan tujuan penelitian yang dilakukan dengan harapan pada perancangan sistem pneumatik dengan penggunaan *software* sebagai proses simulasi atau eksperimen pada sistem pneumatik ini telah sesuai dengan rencana yang dibuat.

### **3.2.11 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 perancangan mesin *automatic feeding packaging* ini.

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

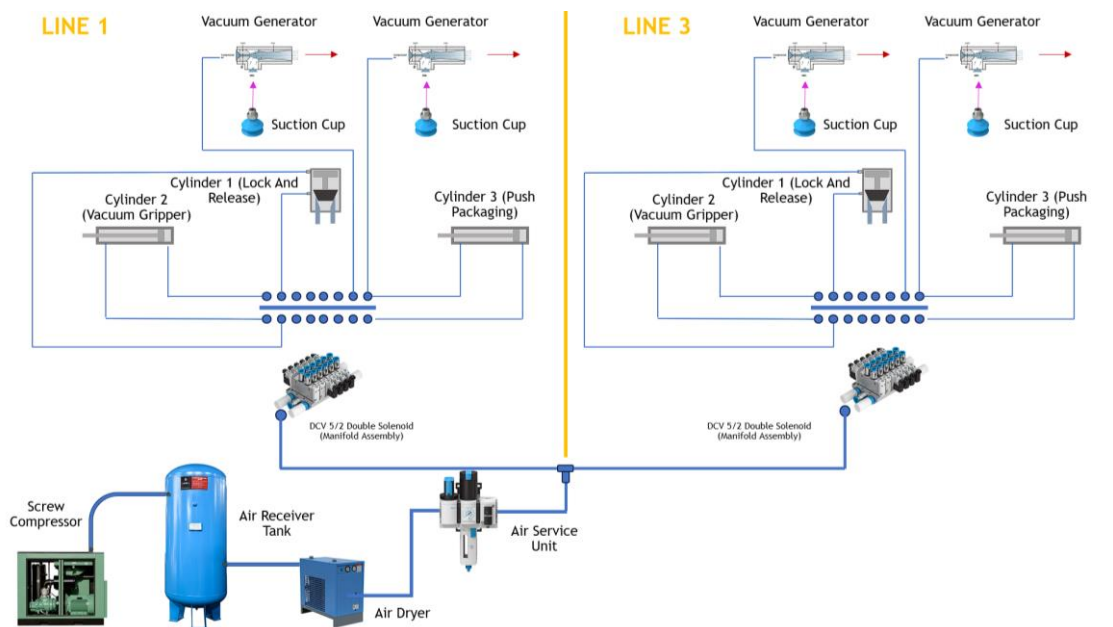


## BAB IV

### PEMBAHASAN

#### 4.1 Gambaran Sistem Kerja Mesin *Automatic Feeding Packaging*

Mesin *automatic feeding packaging* digunakan untuk membantu proses pengemasan dari tahap pengambilan packaging hingga penempatan. Proses tersebut dilakukan dengan memasukan biskuit ke dalam *tray* dengan masing-masing *tray* berisi 10 pcs biskuit. Mesin ini beroperasi menggunakan sistem pneumatik dan dibantu dengan sistem mekanis gerak motor. Terdapat 4 *line* dalam mesin tersebut dan dalam tiap *line* terdapat 3 silinder pneumatik dan 2 *suction cup*. Total dalam satu mesin mempunyai keseluruhan 12 silinder pneumatik dan 8 *suction cup* sebagai alat *handling packaging* diantaranya sebagai berikut:



Gambar 4. 1 Skema *Pneumatic Equipment* Mesin *Automatic Feeding Packaging*

##### 1. *Line 1*

- Silinder *Barrier* : Penahan dan pembuka tray packaging pada *line 1*
- Silinder *Vacuum Handling* : Penggerak sistem vacuum yang digunakan untuk pemindahan tray packaging pada *line 1*
- Silinder *Push Packaging* : Untuk mengarahkan atau memasukan

tray ke dalam *table top chain conveyor* pada *line 1*

## 2. *Line 2*

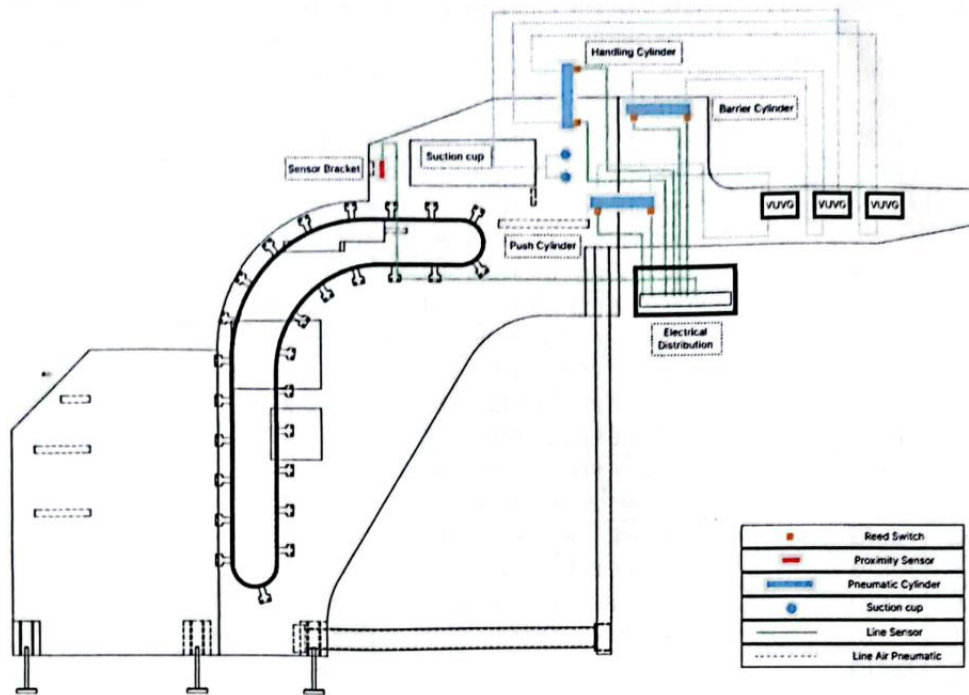
- Silinder Barrier : Penahan dan pembuka tray packaging pada *line 2*
- Silinder Vacuum Handling : Penggerak sistem vacuum yang digunakan untuk pemindahan tray packaging pada *line 2*
- Silinder Push Packaging : Untuk mengarahkan atau memasukan tray ke dalam *table top chain conveyor* pada *line 2*

## 3. *Line 3*

- Silinder Barrier : Penahan dan pembuka *tray packaging* pada *line 3*
- Silinder Vacuum Handling : Penggerak sistem vacuum yang digunakan untuk pemindahan tray packaging pada *line 3*
- Silinder Push Packaging : Untuk mengarahkan atau memasukan tray ke dalam *table top chain conveyor* pada *line 3*

## 4. *Line 4*


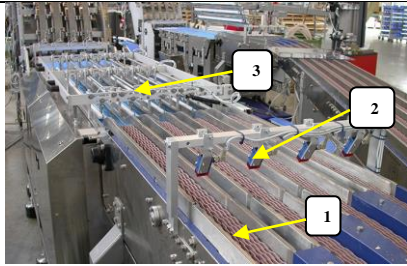
- Silinder Barrier : Penahan dan pembuka tray packaging pada *line 4*
- Silinder Vacuum Handling : Penggerak sistem vacuum yang digunakan untuk pemindahan tray packaging pada *line 4*
- Silinder Push Packaging : Untuk mengarahkan atau memasukan tray ke dalam *table top chain conveyor* pada *line 4*

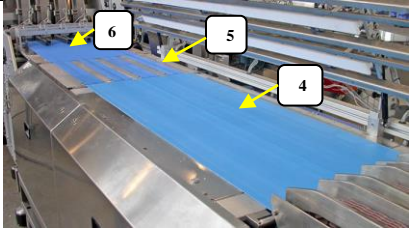

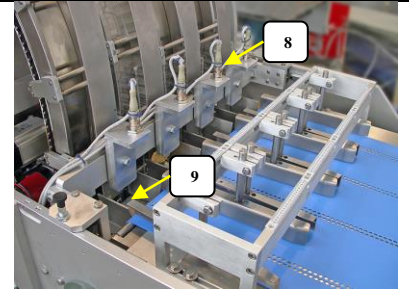
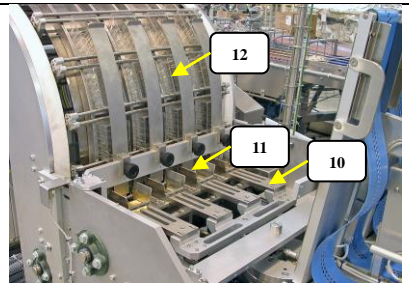
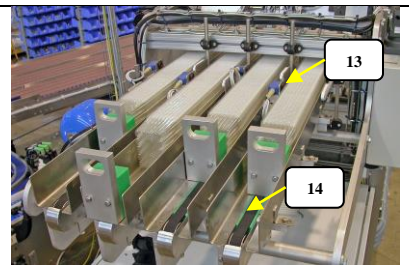


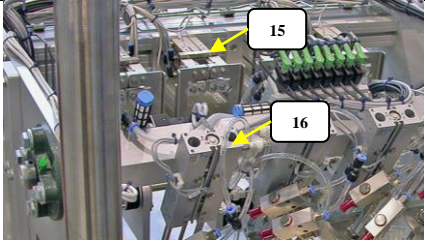
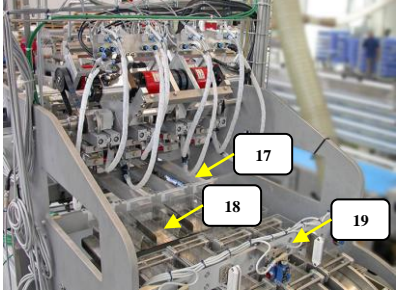
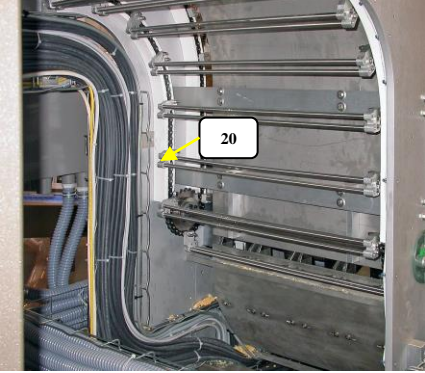
Gambar 4. 2 *Pneumatic Connection Automatic Feeding Packaging*

Sumber: (Perusahaan XYZ, 2023)

#### 4.1.1 Alur kerja mesin

NO.	Nama	Gambar	Deskripsi
1.	Tray berisi produk		Tujuan akhir dari rangkaian produksi adalah pengemasan atau proses <i>packing</i> daripada sebuah produk
2.	<i>Inserting</i> produk		<p>[1] Inserting produk menuju proses pengemasan</p> <p>[2] Photosensor berfungsi sebagai pendeteksi dari laju biskuit.</p> <p>[3] Photosensor yang mempunyai fungsi yang pertama mendeteksi arah gerak produk jika tidak mendeteksi (none) maka conveyor berhenti.</p>

3.	<i>Conveyor belt transfer</i>		<p>[4] Belt conveyor insert produk</p> <p>[5] Melakukan akumulasi produk</p> <p>[6] Conveyor dengan lubang penghisap untuk produk</p>
4.	<i>Guide belt</i>		<p>[7] Sebagai pengarah datangnya produk</p>
5.	<i>Inserting place</i>		<p>[8] Sensor <i>proximity</i> untuk menghitung jumlah produk yang masuk</p> <p>[9] <i>Insert place</i> untuk memberhentikan produk sebelum dimasukkan ke dalam kemasan</p>
6.	<i>Proses feeding</i>		<p>[10] mekanisme untuk mendorong produk dengan menggunakan motor</p> <p>[11] inserting place untuk melakukan pemberhentian produk sebelum dimasukkan ke dalam kemasan</p> <p>[12] tray atau kemasan yang akan dimasuki oleh sebuah produk yang ada pada <i>conveyor table top chain</i></p>
7.	<i>Tray magazine</i>		<p>[13] sensor jumlah minimal tray atau kemasan</p> <p>[14] motor drive belt conveyor untuk mendorong tray atau kemasan</p>

	Sistem pneumatik handling		<p>[15] Barrier gate silinder untuk menahan dan melepas tray atau kemasan</p> <p>[16] Silinder pneumatik yang berfungsi untuk mengambil dan meletakkan tray atau kemasan</p>
8.	<i>Feeding place</i>		<p>[17] Silinder pneumatik yang berfungsi untuk mendorong tray atau kemasan untuk masuk ke dalam <i>conveyor feeding</i></p> <p>[18] feeding place adalah tempat untuk meletakkan tray sebelum di dorong menuju conveyor</p> <p>[19] sensor barcket conveyor untuk mendeteksi bracket dan untuk mengaktifkan sistem pneumatik</p>
9.	<i>Conveyor tabel top chain</i>		[20] bracket conveyor

#### 4.1.2 Cara Kerja Sistem Pneumatik Mesin *Automatic Feeding Packaging*

Cara kerja mesin diambil pada sistem pneumatik pada mesin 1 yang terdapat 4 *line* karena pada dasarnya mesin tersebut sistem kerjanya adalah sama. Untuk penjelasan mesin tersebut akan dijelaskan di bawah ini:

1. Ketika tombol *selector switch* pada kontrol panel pada posisi ON, sistem pendukung seperti *conveyor* beserta motor akan bergerak untuk proses *feeding*. Pada yang bersamaan terdapat *bracket conveyor* pada gambar 4.2 yang mengenai sensor *proximity* yang akan membuat beroperasinya sistem pneumatik dala satu siklus setiap *line*. Pembacaan bracket tersebut sekaligus

sebagai *strat and stop* sistem pneumatik.



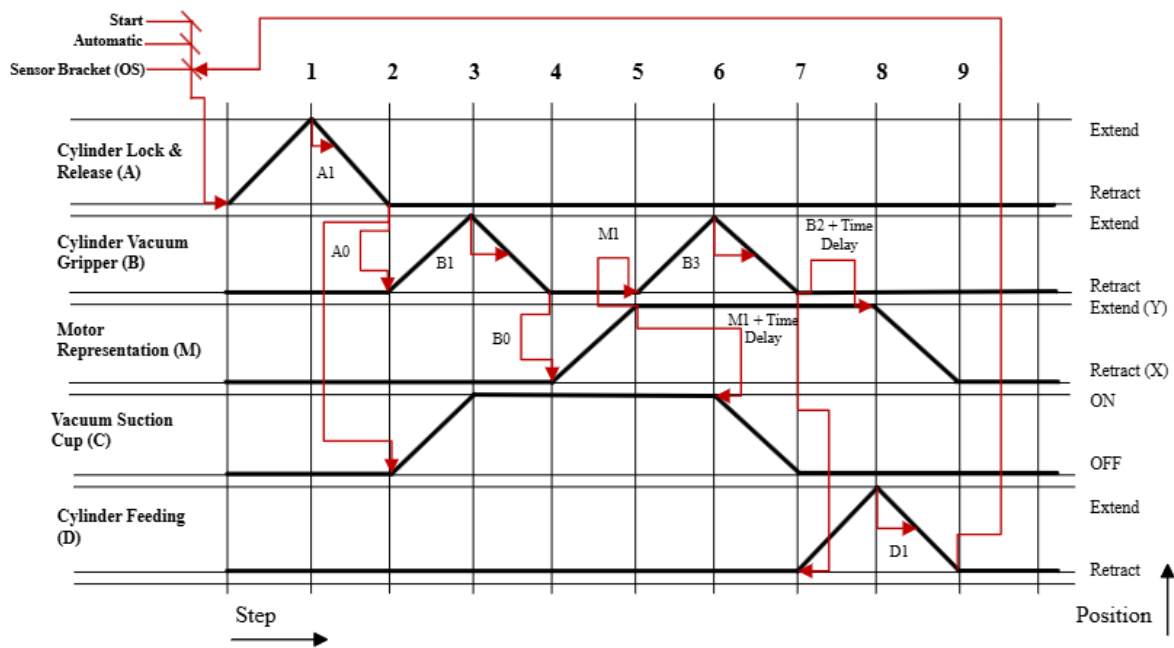
Gambar 4. 3 Pembacaan *Bracket Conveyor*

2. Ketika *bracket conveyor* terbaca oleh sensor *proximity* maka silinder yang pertama bergerak adalah silinder *lock and release*. Silinder tersebut mempunyai sepasang sensor magnetik (*reed switch*). Pada saat silinder A bergerak maju atau *extend* dan membuka *barrier*. Pada waktu yang bersamaan dengan silinder maju maka juga mengaktifkan sensor *reed switch* A1 pada sisi *extend*. Pada saat sensor aktif maka silinder B juga akan bergerak *extend* ke depan.
3. Pada saat silinder B aktif maka akan maju *extend* dan diikuti dengan sistem vakum yang aktif untuk menghisap *packaging*. Pada silinder terdapat sensor *reed switch* B1 yang akan aktif secara bersamaan kemudian akan membuat silinder A kembali atau *retract* sehingga menutup atau *lock packaging*.
4. Sistem vakum berguna untuk menghisap *packaging* selama proses pemindahan yang terdapat pada komponen yang bernama *suction cup*. pada proses pemindahan diawali dengan aktifnya sensor reed switch silinder B dan sensor *reed switch* B1 untuk mengaktifkan *solenoid valve* pada sistem vakum. Sistem vakum aktif mengikuti silinder B yang ada pada posisi *extend* pada saat setelah motor BLDC berotasi 90 derajat. Pada posisi tersebut sistem vakum akan off sehingga udara yang awal menghisap kemudian tidak menghisap sehingga *packaging* akan diletakkan pada *feeding place*.
5. Ketika *packaging* telah diletakkan pada *feeding place* maka silinder D akan

mendorong ke dalam conveyor untuk melakukan proses pengemasan selanjutnya.

#### 4.1.3 Displacment Step Diagram

Step diagram digunakan sebagai penentuan step langkah dari silinder pneumatik yang akan *extend* atau *retract*. Oleh karena itu dengan pembuatan *step diagram* dapat dilihat keterkaitan antara silinder satu dan silinder lainnya serta sensor yang bekerja pada tiap silindernya. Berikut merupakan *Displacment step diagram* dari mesin *automatic feeding packaging* yang terbagi menjadi beberapa *line* dengan masing masing silinder terdapat *reed sensor* (*magnetic sensor*). Perancangan mesin tersebut dilakukan pada 1 *line* dimana tiap *line* terdiri dari 3 silinder pneumatik dan 2 buah *suction cup*.

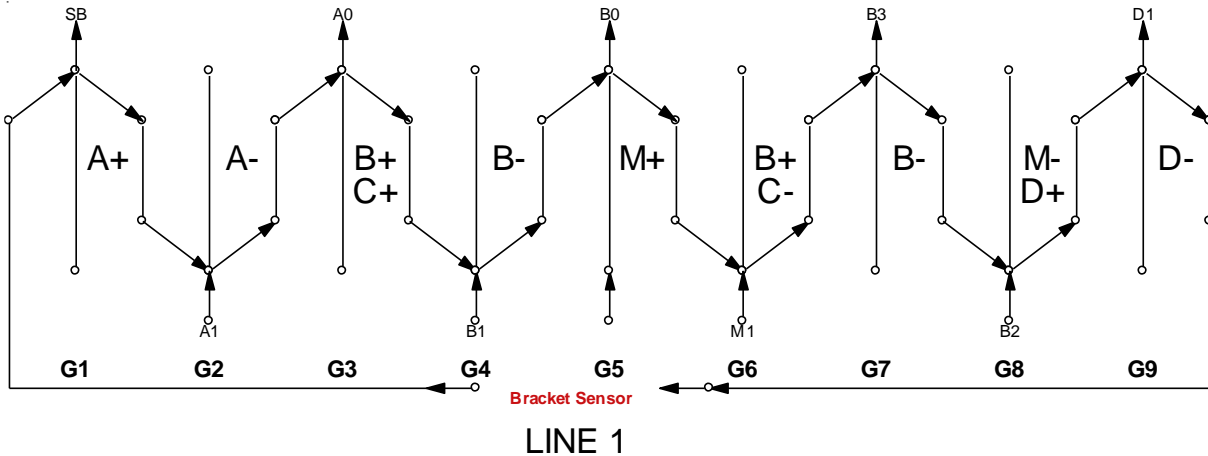


Gambar 4. 4 *Displacment Step Diagram* sistem pneumatik

#### 4.1.4 Diagram Notasi

Perancangan diagram notasi adalah langkah berikutnya dalam membuat suatu sirkuit pneumatik murni. Diagram notasi perlu dibuat untuk memudahkan pemahaman langkah-langkah pergerakan silinder baik untuk silinder maju dan silinder mundur. Selain itu diagram notasi juga dapat membantu untuk dapat menganalisa tahap awal pembuatan langkah kerja sirkuit pneumatik sehingga dapat mengurangi terjadinya kesalahan saat melakukan perancangan pada *software fluidsims*. Dalam perancangan diagram notasi *group valve* yang dapat direncanakan menggunakan 9 *group valve*. Semakin banyaknya grup pada membuat diagram notasi maka tingkat kerumitan akan lebih sulit. Perbedaan *group valve* mempunyai keunggulan pada masing-masing *group valve*. Berikut ini merupakan diagram notasi yang

telah dibuat sebelum melakukan perancangan sirkuit pneumatik pada mesin.



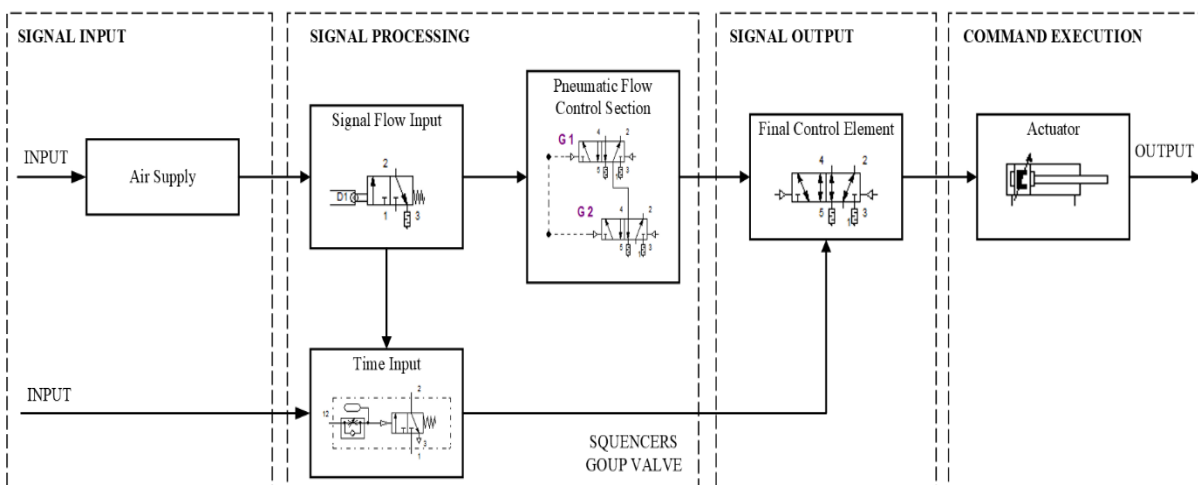
Gambar 4. 5 Diagram Notasi 9 Group

## 4.2 Perancangan Sirkuit Pneumatik

Perancangan pada mesin *automatic feeding packaging* menggunakan metode perancangan yang sering digunakan yaitu metode *cascade*. Metode *cascade* memerlukan sebuah diagram notasi dalam pembuatannya, dengan adanya diagram notasi maka perancangan akan lebih mudah. Langkah awal dalam pembuatan diagram notasi adalah dengan memetakan bagian sensor dan aktuator. Selanjutnya dilakukan pembagian grup, dalam pembagian grup perlu digaris bawahi setiap grup tidak boleh ada silinder yang sama. Berikut merupakan diagram notasi dari mesin *automatic feeding packaging* yang akan dirancang sirkuitnya.

### 4.2.1 Diagram Blok Sistem Pneumatik

Berikut merupakan diagram kerja sistem pneumatik yang terdiri dari empat bagian utama yaitu *signal input*, *signal processing*, *signal output* dan *command execution*.



Gambar 4. 6 Blok Diagram Sistem



#### 4.2.2 Perancangan Sirkuit Pneumatik Menggunakan 9 Group Valve

Pada diagram notasi yang telah dibuat telah didapat 9 grup yang telah dinotasikan, untuk lebih memudahkan dalam pembacaan notasi maka terdapat istilah yang perlu diperhatikan:

- A, B, C, D, M (+): Merupakan notasi silinder bergerak maju/*extend*
- A, B, C, D, M (-) : Merupakan notasi silinder bergerak mundur/*retract*
- A0, A1, B0, B1, B2, B3, M0, M1, D0, D1 (*Mechanical Roller*): *Signaling element (trip valve)*
- G1, G2, G3, G4, G5, G6, G7, G8, G9: merupakan *group valve* aliran udara
- OS: Objek deteksi sensor (*bracket*)
- *Counter*: Penghitung jumlah pembacaan sensor

Sehingga dapat dijelaskan untuk *signaling element* atau perpindahan *group valve* sebagai berikut:

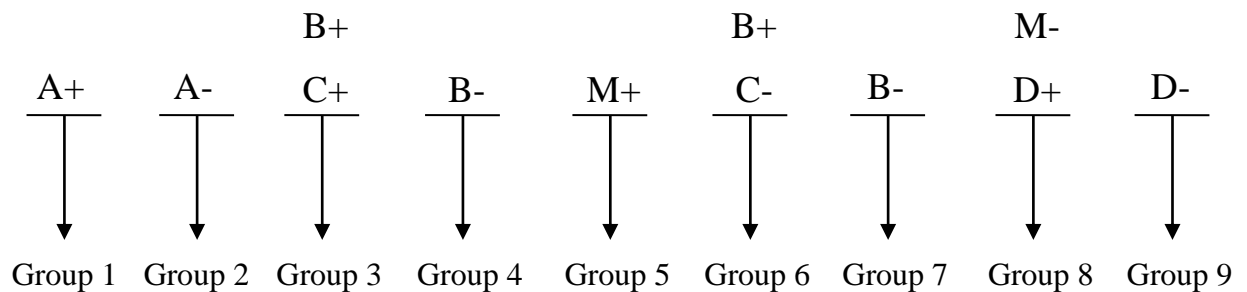
1. OS (objek sensor) sebagai langkah awal dimana sistem akan beroperasi untuk mengambil hingga memindahkan *packaging*. Sehingga pada saat sensor mendeteksi *bracket* maka sistem pneumatik juga akan mulai beroperasi diawali dengan *group valve* 1 (G1).
2. Pada saat G1 menerima *signaling element* maka aliran udara akan terdistribusi pada *line* 1 yang kemudian mengaktuiasi silinder A maju/*extend* (notasi A+)
3. Pada saat silinder A maju/*extend* terdapat sensor A1 (*mechanical roller*) yang kemudian akan mengaktuiasi silinder A mundur/*retract* (notasi A-). Sehingga pada saat sensor A1 aktif akan menggerakkan DCV 5/2 dengan operasi *piloted*. Kemudian akan membuat *signaling element* berpindah dari G1 ke G2. Aliran udara akan terdistribusi pada *line* 2.
4. Pada saat silinder A bergerak mundur/*retract* terdapat sensor A0 (*mechanical roller*) dilengkapi dengan *pneumatic counter* 2 kali. Jika sensor A0 mendeteksi 2 kali silinder A mundur maka sensor akan mengaktuiasi DCV 5/2 dengan operasi *piloted*. Sehingga akan membuat *signaling element* berpindah dari G2 ke G3. Aliran udara akan terdistribusi pada *line* 3.
5. Pada G3 *signaling element* akan mengaktuiasi silinder B maju/*extend* (notasi B+) dan bersamaan dengan sistem vakum (notasi C+) akan aktif dan mulai menghisap *packaging*.

6. Pada saat silinder B bergerak maju/*extend* (notasi B+) maka terdapat sensor B1 (*mechanical roller*) sehingga *signaling element* akan berpindah dari G3 ke G4. Aliran udara akan terdistribusi pada *line 4*.
7. Pada G4 *signaling element* akan mengaktuasi silinder B untuk mundur/*retract* (notasi B-).
8. Pada saat silinder B mundur/*retract* terdapat sensor B0 (*mechanical roller*) dilengkapi dengan *pneumatic counter* 2 kali. Sehingga ketika silinder B mundur 2 kali maka sensor B0 akan aktif. Ketika sensor B0 aktif maka *signaling element* akan berpindah dari G4 ke G5. Aliran udara akan terdistribusi pada *line 5*.
9. Pada G5 *signaling element* akan mengaktuasi silinder M sebagai Representasi Motor (Notasi M+) untuk maju/*extend* untuk merubah dari sumbu x ke sumbu y atau dari arah horizontal ke vertikal. Ketika silinder M sebagai Representasi Motor maju terdapat sensor M1 sehingga akan membuat *signaling element* berpindah dari G5 ke G6.
10. Pada G6 *signaling element* akan mengaktuasi silinder B untuk maju/*extend* (notasi B+) dan juga sistem vakum akan non aktif atau OFF dan tidak menghisap *packaging* (notasi C-). Pada saat di G6 terdapat sensor B3 dengan *counter* 2 kali untuk aktif. Sehingga ketika sensor B3 aktif akan membuat *signaling element* berpindah dari G6 ke G7.
11. Pada G7 *signaling element* akan mengaktuasi silinder B untuk mundur/*retract* (notasi B-). Ketika silinder B mundur terdapat sensor B2 dengan *counter* 3 kali untuk aktif. Ketika sensor B2 bekerja maka *signaling element* akan berpindah dari G7 ke G8.
12. Pada G8 *signaling element* akan mengaktuasikan silinder M representasi motor untuk mundur/*retract* dan silinder D untuk maju/*extend*.
13. Pada saat silinder D maju/*extend* (notasi D+) terdapat sensor D1 (*mechanical roller*). Ketika sensor D1 aktif maka akan menggerakkan DCV 5/2 dengan operasi *piloted* untuk berpindah arah aliran dari G8 ke G9. Sehingga aliran udara terdistribusi pada *line 9*.
14. Pada G9 *signaling element* terdapat *pneumatic counter* yang menghitung sensor D1 untuk membatasi siklus sistem pneumatik. Sehingga sistem pneumatik dapat OFF dan ON ketika terdapat reset.
15. *Pneumatic counter* yang menghitung sensor A0 akan mendapat sinyal reset

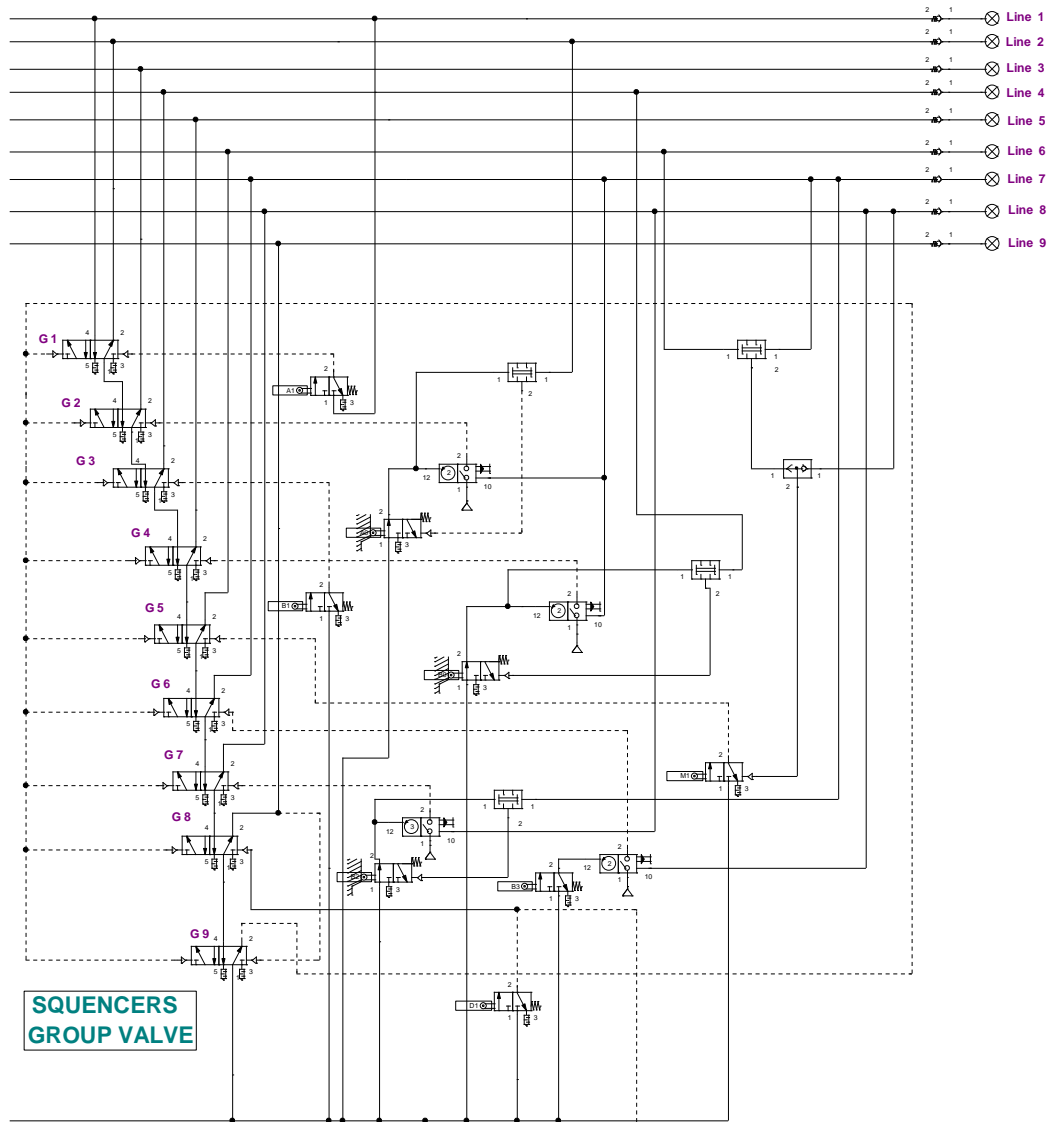
pada *line* 7.

16. Pneumatic counter yang menghitung sensor B0 akan mendapat sinyal reset pada *line* 7.
17. Pneumatic counter yang menghitung sensor B3 akan mendapat sinyal reset pada *line* 8.
18. Pneumatic counter yang menghitung sensor B2 akan mendapat sinyal reset pada *line* 8.

Pengelompokan pergerakan silinder dapat dibagi berdasarkan *group valve*, sehingga aliran udara dapat bergantian untuk mensuplai udara sesuai dengan yang direncanakan. Untuk pembagian dapat dilihat sebagai berikut:



Ketika telah didapat pembagian grup yang telah direncanakan selanjutnya dapat melakukan perancangan sirkuit pneumatik dengan *software fluidsim 4.5*. Pada *software* tersebut dapat dilakukan simulasi bagaimana jalannya sirkuit sehingga pada simulasi dapat sesuai dengan pembagian grup yang telah dibuat sebelumnya. Berikut ini merupakan rangkaian sirkuit pneumatik yang sesuai dengan pembagian grup sebelumnya.



Gambar 4. 7 Line Air Supply 9 Group

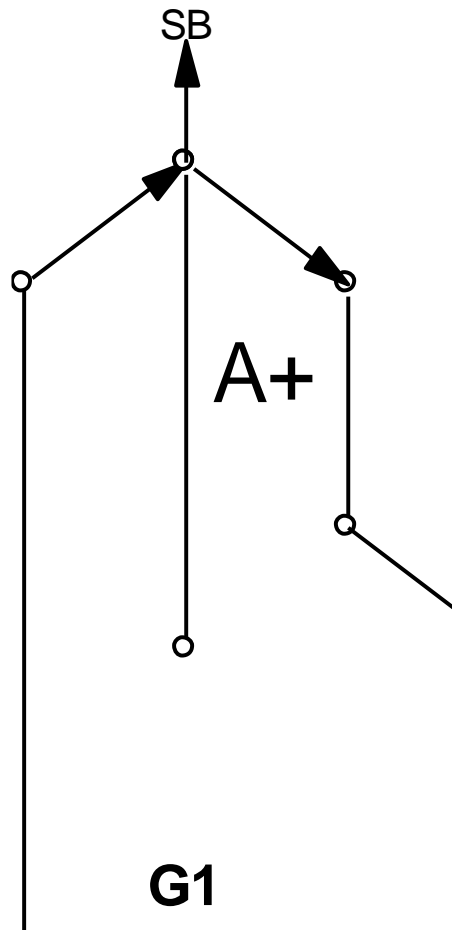
Pada gambar 4.7 merupakan rancangan sirkuit yang berfungsi sebagai pemindah aliran (*shift register*) sehingga aliran udara dari kompresor akan bergantian diarahkan dari *line* 1 sampai ke *line* 9. Arah aliran udara dilakukan oleh *Directional Control Valve* (DCV) 5/2 *double piloted* yang artinya menggunakan sistem operasi dengan cara aktuasi fluida (*piloted*). Pada aktuasi *piloted* dilakukan dengan DCV 3/2 *mechanical roller with spring return* sebagai sensor yang akan mengarahkan pergerakan aliran udara yang akan masuk melalui *line* yang telah ditentukan. Setiap *line* akan melakukan kontrol pada *final control element* yaitu DCV 5/2 *double piloted*.

*Group valve* sendiri merupakan *valve* yang difungsikan untuk mengontrol dan membagi arah aliran udara. Pada setiap grup memiliki jalur atau *line* udara masing-masing,

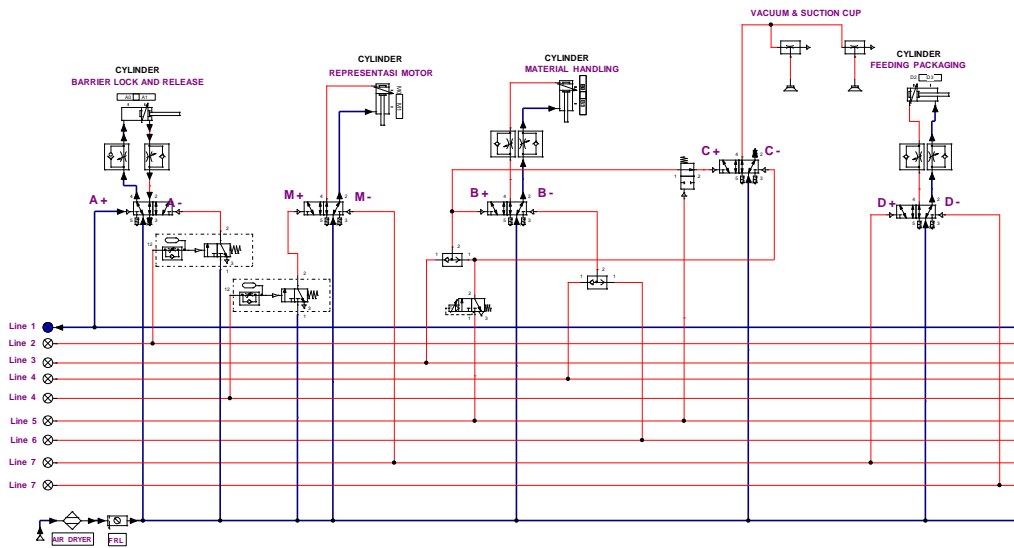
sehingga setiap *group valve* akan mensuplai satu kali dan bergantian dari grup 1 ke grup 2 hingga seterusnya sampai grup terakhir.

- *Group Valve (G1)*

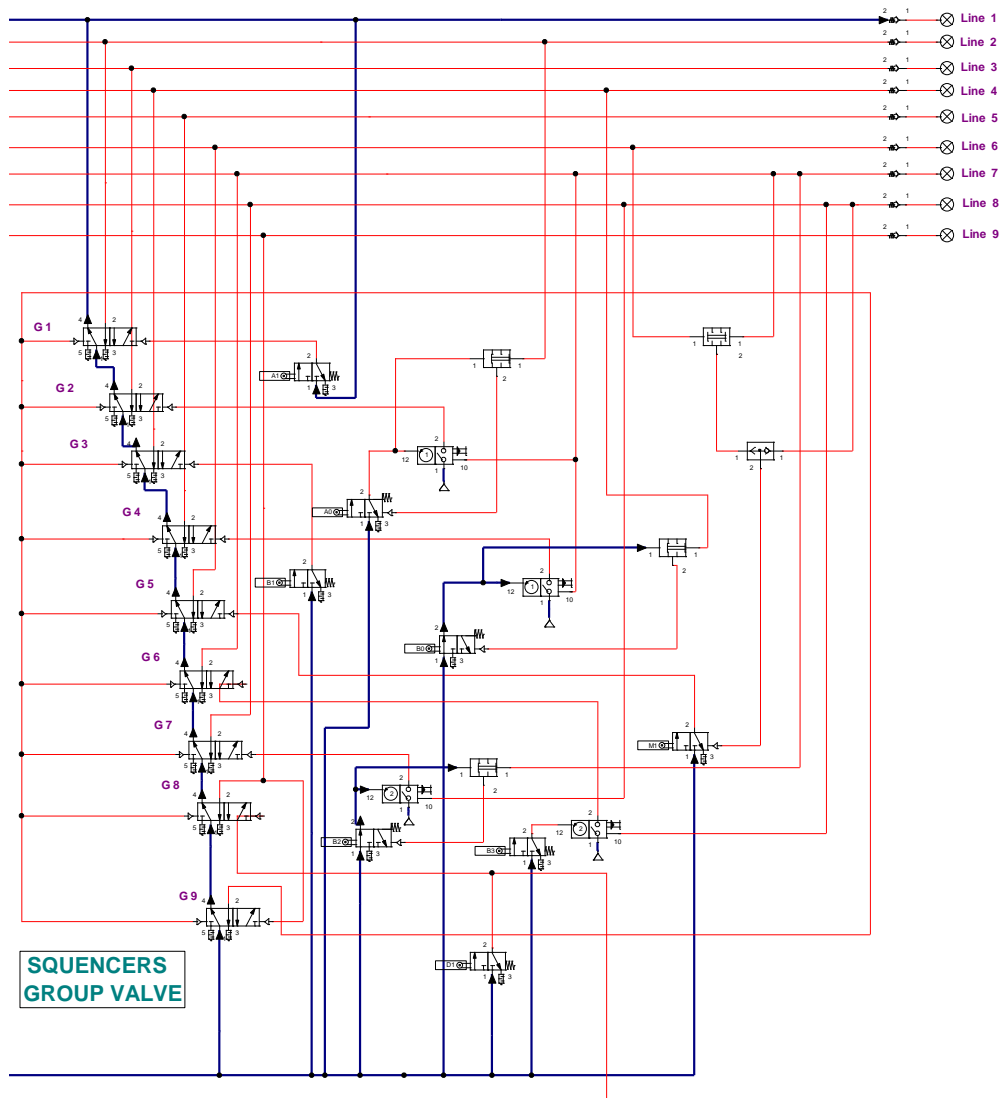
Untuk memberikan aliran udara pada *line 1* maka *group valve* memerlukan *mechanical sensor* untuk mendeteksi *bracket* dalam memindahkan arah aliran pada DCV 5/2 dengan operasi *piloted*. Untuk memulai maka DCV 3/2 dengan operasi *piloted* maka aliran udara akan mulai masuk pada *line main supply*. Ketika *main supply* sudah terdistribusi selanjutnya DCV 3/2 dengan operasi (*mechanical roller*) aktif maka akan memberikan *signaling element* pada DCV 2/2 dengan operasi *double piloted* akan menjadi *normaly open*/aktif. Aliran udara dari *main supply* akan terdistribusi ke DCV 5/2 *double piloted* pada aktuator dan DCV 3/2 *double piloted* pada *group valve*.



Gambar 4. 8 Notasi Diagram G1 - 9 Group Valve



Gambar 4. 9 Group Valve Pada Aliran Line 1

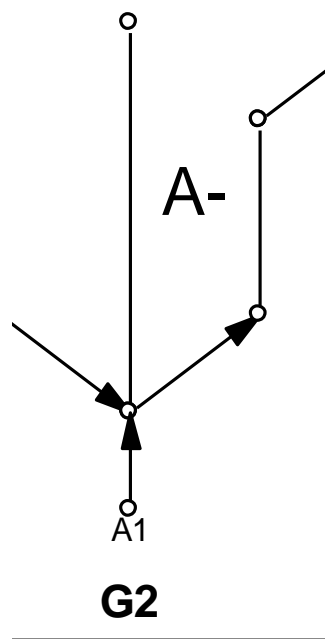


Gambar 4. 10 Aliran Udara Untuk Aktuasi Aktuator Pada Line 1

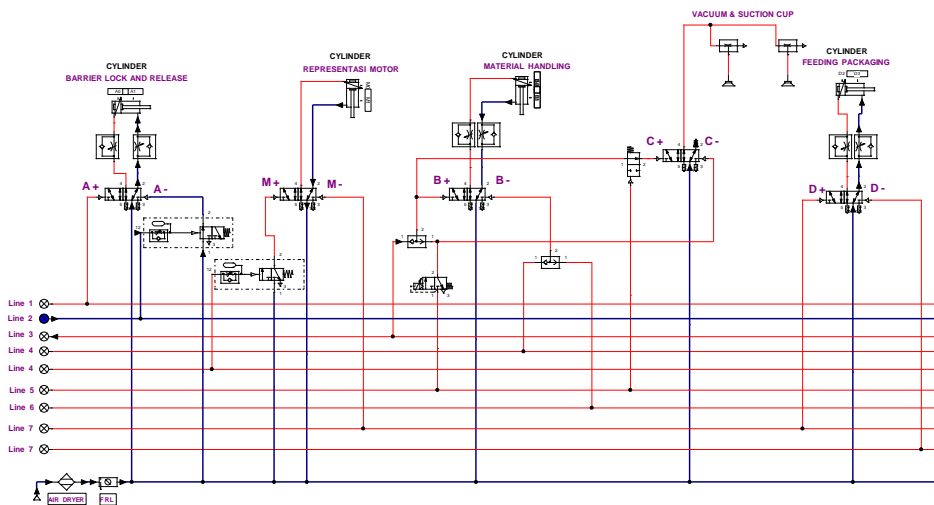
Pada gambar 4.9 merupakan arah aliran udara yang berada pada *line 1* yang terdapat langkah silinder A maju/*extend* (notasi A+). *Line 1* mendapatkan distribusi udara ketika DCV 3/2 *with mechanical roller* bekerja dan membuka *line* pada *main supply*, sehingga keseluruhan *group valve* akan teraktuasi dan mengarahkan aliran udara pada *line 1*. Pada *line 1* terdapat aktuator silinder A yang akan diaktusikan. Pada saat aliran udara masuk *line 1* maka aliran udara mengubah arah DCV 5/2 Silinder A dari bergerak posisi aliran mundur/*retract* untuk bergerak maju/*extend*. Sehingga silinder A bergerak maju/*extend*, dan terdapat sensor A1 (*mechanical roller*) yang akan memberikan *signaling element* untuk memindahkan aliran udara dari *line 1* ke *line 2*.

- *Group Valve (G2)*

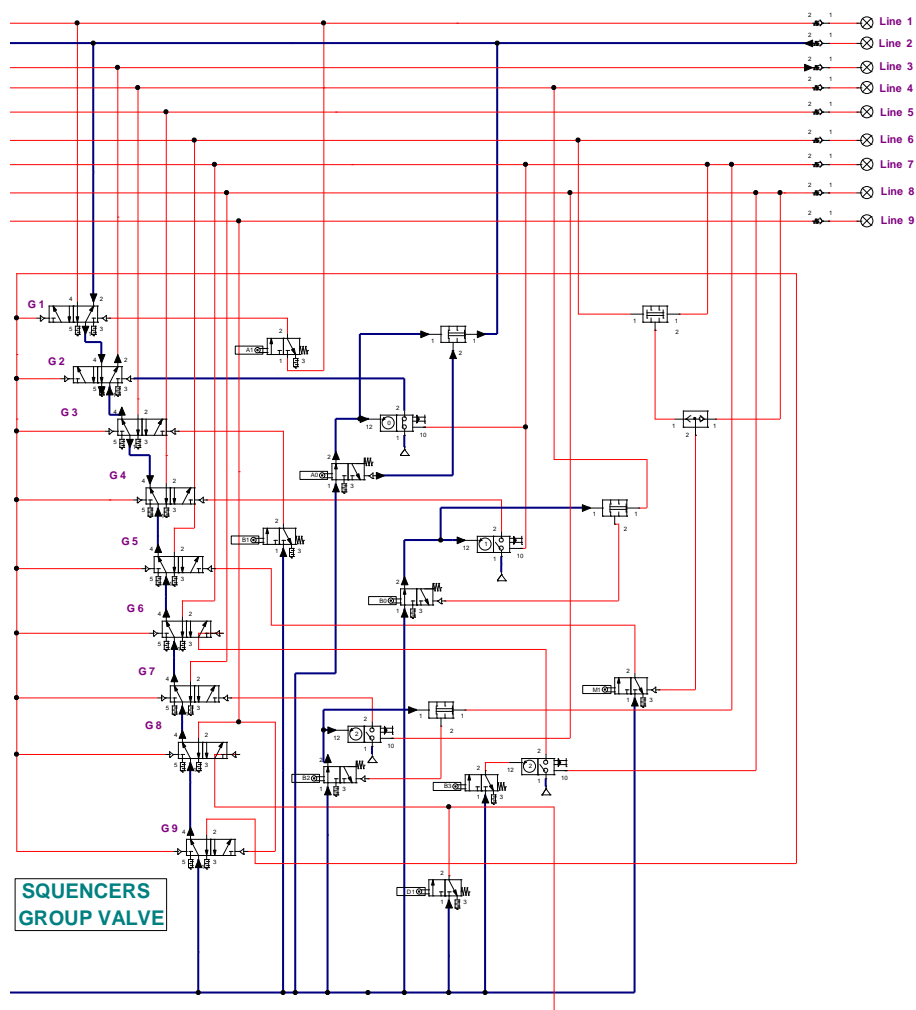
Untuk memberikan aliran udara pada *line 2* maka *group valve* memerlukan *mechanical sensor* untuk memindahkan aliran udara dari *line 1* ke *line 2*. Pada saat silinder A bergerak maju/*extend* terdapat sensor A1 (*mechanical roller*). Ketika sensor A1 aktif maka akan mengaktusai DCV 5/2 *with double piloted* dan mengubah arah aliran udara dari *line 1* ke *line 2*.



Gambar 4. 11 Notasi Diagram G2 - 9 Group Valve



Gambar 4. 12 Group Valve Pada Aliran Line 2



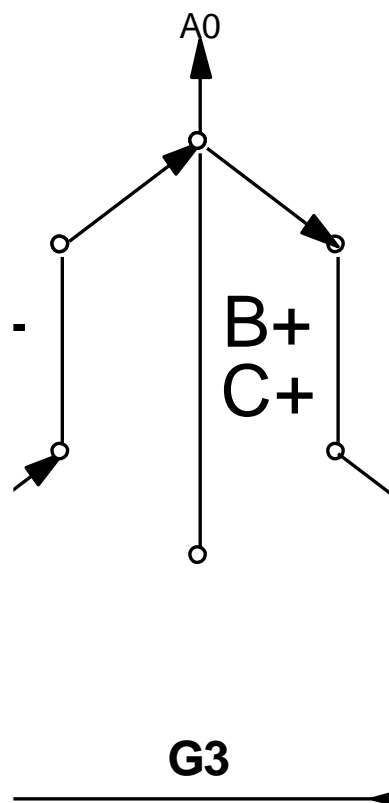
Gambar 4. 13 Aliran Udara Untuk Aktuasi Aktuator Pada Line 2



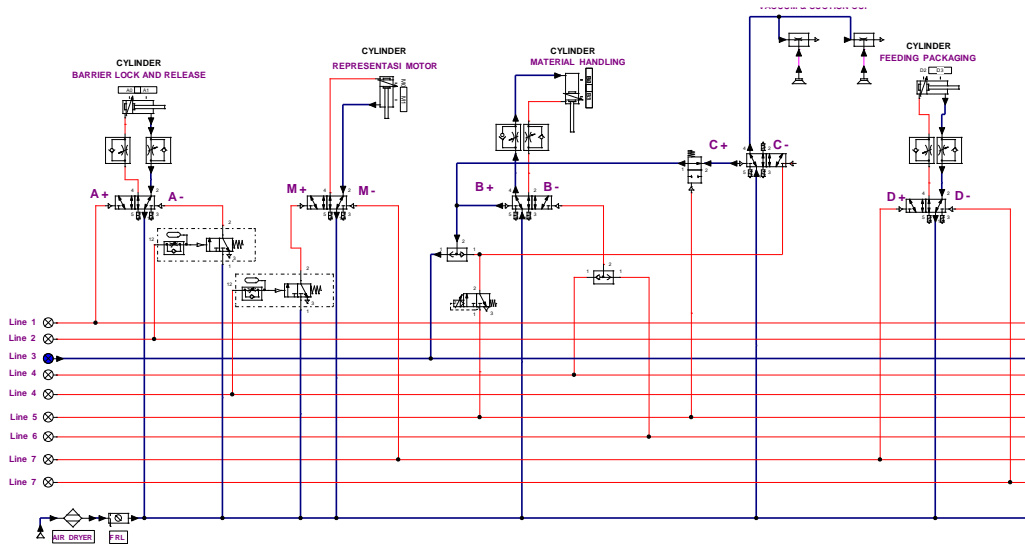
Pada gambar 4.12 merupakan arah aliran udara yang berada pada *line 2* yang terdapat langkah silinder A mundur/*retract* (notasi A-). *Line 1* mendapatkan distribusi udara ketika DCV 3/2 *with mechanical roller* bekerja dan membuka *line* pada *main supply*, sehingga keseluruhan *group valve* akan teraktusai dan mengarahkan aliran udara pada *line 2*. Pada *line 2* terdapat aktuator silinder A yang akan diaktusai. Pada saat aliran udara masuk *line 2* maka aliran udara mengubah arah DCV 5/2 Silinder A dari bergerak pada posisi maju/*extend* untuk bergerak mundur/*retract*. Sehingga silinder A bergerak mundur (notasi A-).

- *Group Valve (G3)*

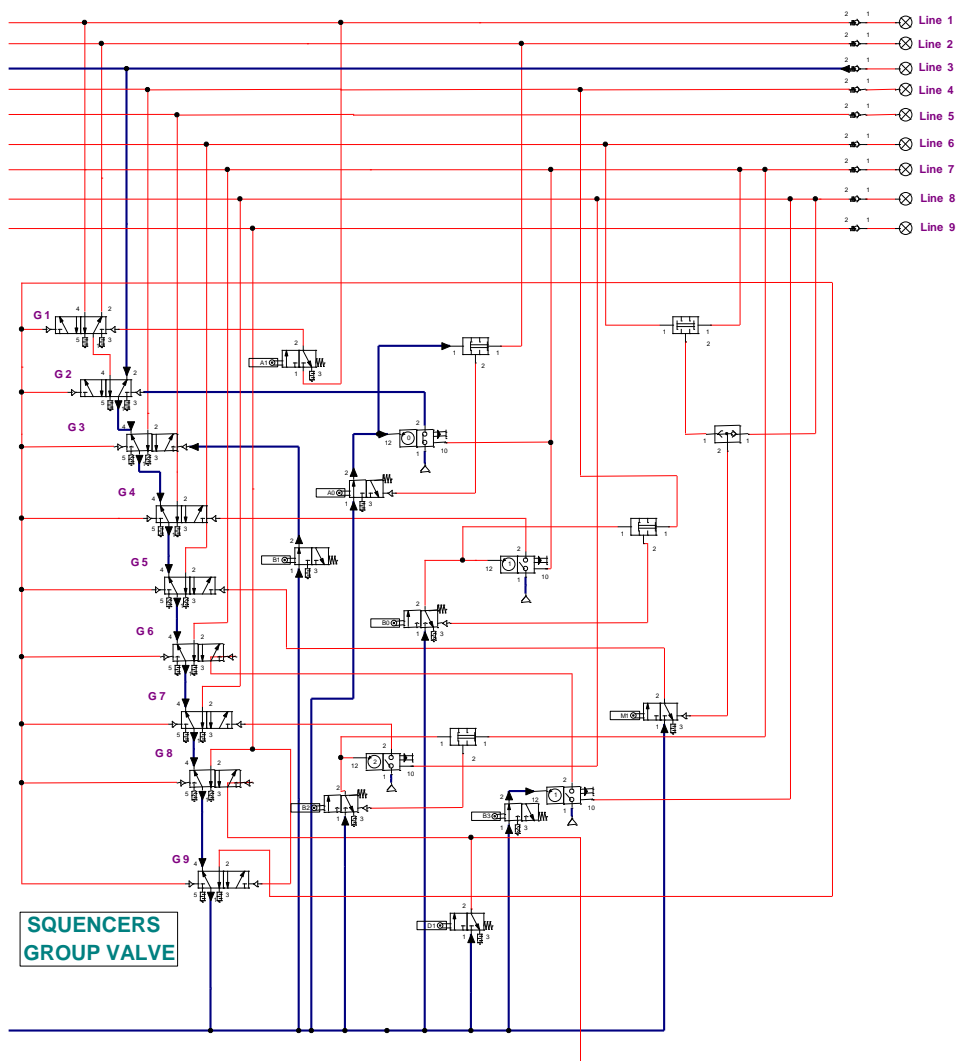
Untuk memberikan aliran udara pada *line 3* maka *group valve* memerlukan *mechanical sensor* untuk memindahkan aliran udara dari *line 2* ke *line 3*. Pada saat silinder A bergerak mundur/*retract* terdapat sensor A0 (*mechanical roller*) dengan dilengkapi *pneumatic counter* 2 kali. Ketika sensor A0 terbaca 2 kali maka sensor akan aktif. Ketika sensor aktif maka akan mengaktusai DCV 5/2 *with double piloted* dan mengubah arah aliran udara dari *line 2* ke *line 3*.



Gambar 4. 14 Notasi Diagram G3 - 9 Group Valve



Gambar 4. 15 Group Valve Pada Aliran Line 3

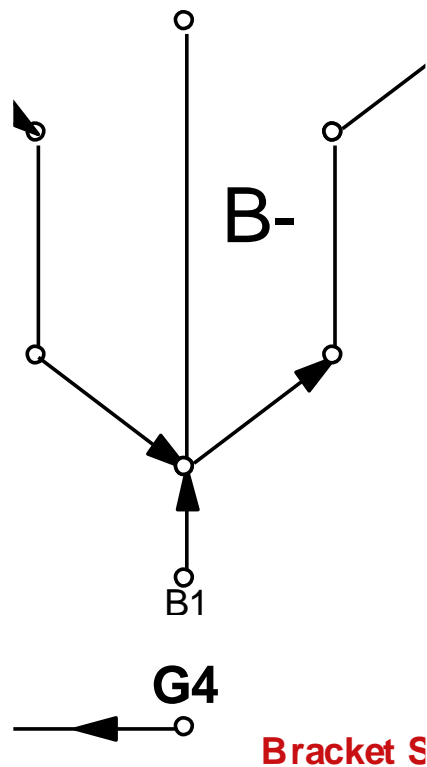


Gambar 4. 16 Aliran Udara Untuk Aktuasi Aktuator Pada Line 3

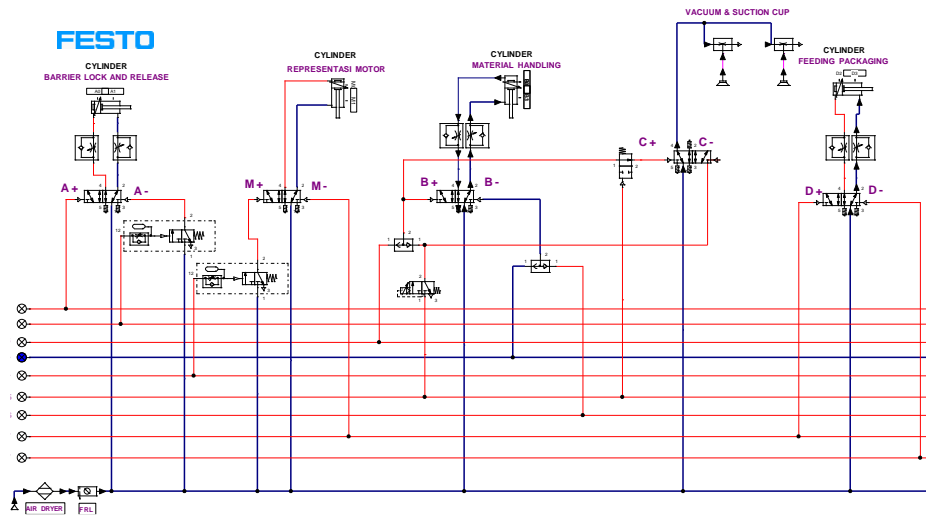
Pada gambar 4.15 merupakan arah aliran udara yang berada pada *line 3* yang terdapat 2 aktuator silinder pneumatik dan *suction cup*. Pada *line 3* terdapat langkah silinder B maju/*extend* (notasi B+) dan sistem vakum menghisap atau ON (notasi C+). *Line 3* mendapatkan distribusi udara ketika DCV 3/2 *with mechanical roller* bekerja dan membuka *line* pada *main supply*, sehingga *group valve* G2 akan teraktuator dan mengarahkan aliran udara pada *line 3*. Pada saat aliran udara masuk *line 3* maka aliran udara mengubah arah DCV 5/2 Silinder dari bergerak pada posisi mundur/*retract* untuk bergerak maju/*extend*. Dan juga mengubah arah DCV 2/2 dari posisi *normally close* menjadi *normally open*.

- *Group Valve* (G4)

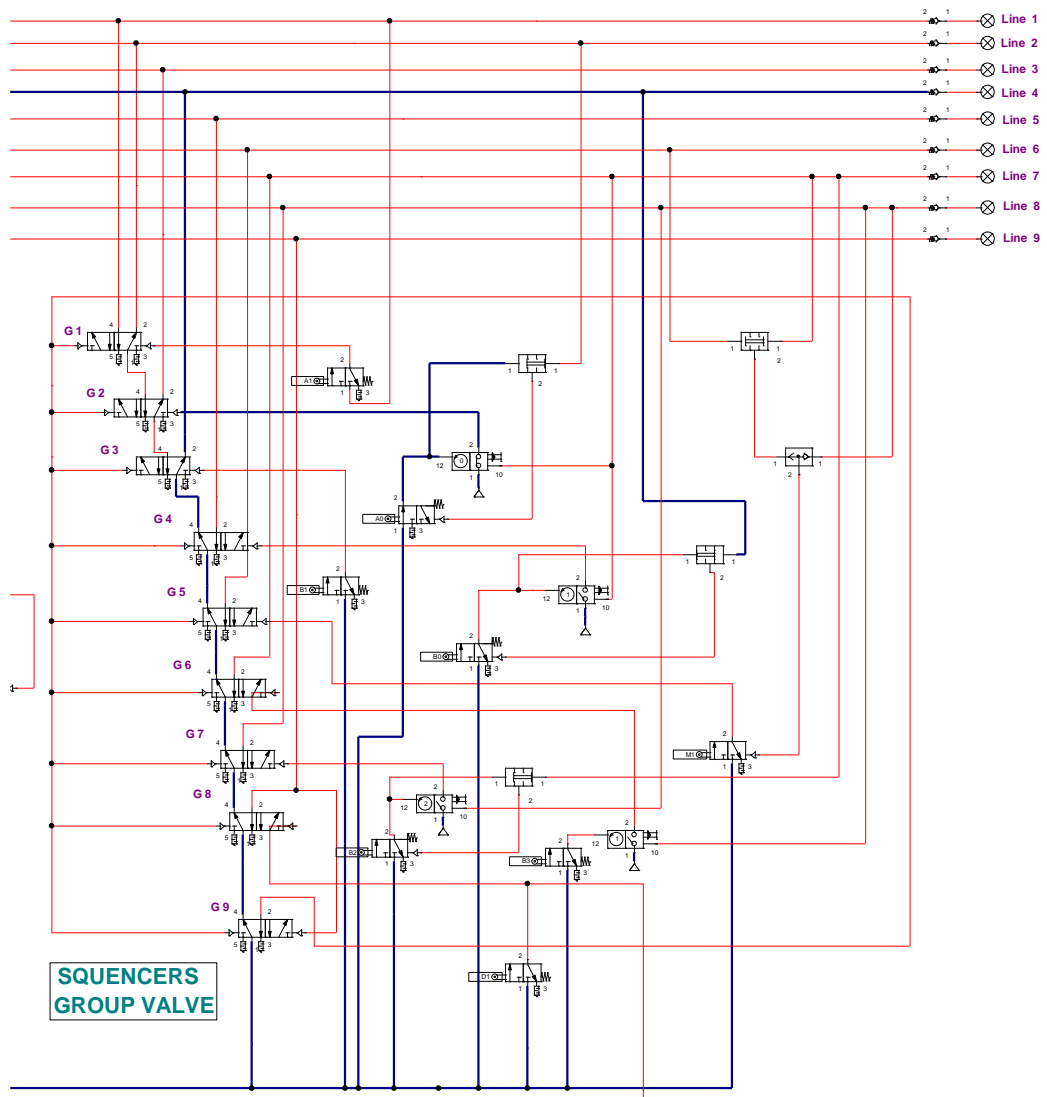
Untuk memberikan aliran udara pada *line 4* maka *group valve* memerlukan *mechanical sensor* untuk memindahkan aliran udara dari *line 3* ke *line 4*. Pada saat silinder B bergerak maju/*retract* terdapat sensor B1 *with mechanical roller*. Ketika sensor B1 maka sensor akan aktif dan mengaktuator DCV 3/2 dengan operasi *piloted* dan mengubah arah aliran udara dari *line 3* ke *line 4*.



Gambar 4. 17 Notasi Diagram G4 - 9 *Group Valve*



Gambar 4. 18 Group Valve Pada Aliran Line 4

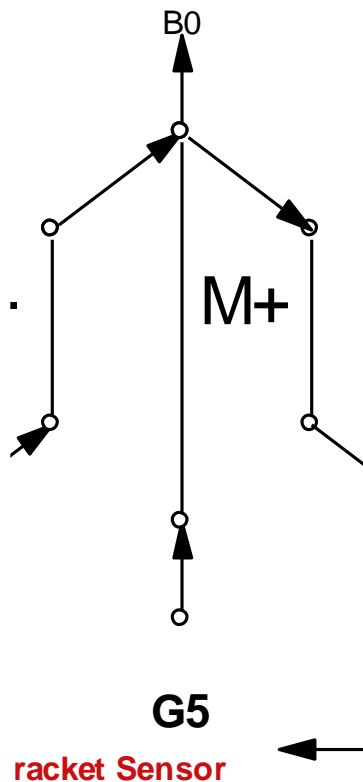


Gambar 4. 19 Aliran Udara Untuk Aktuasi Aktuator Pada Line 4

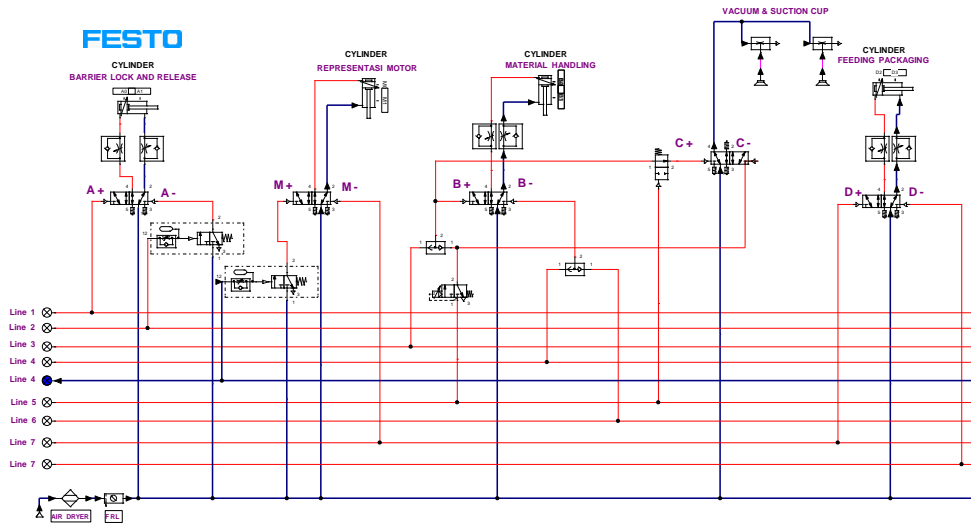
Pada gambar 4.18 merupakan arah aliran udara yang berada pada *line 4* yang terdapat 2 aktuator silinder pneumatik dan *suction cup*. Dapat dilihat pada *line 4* terdapat langkah silinder B mundur/*retract* (notasi B-). *Line 4* mendapatkan distribusi udara ketika DCV 3/2 *with double piloted* bekerja dan membuka *line* pada *main supply*, sehingga *group valve* G4 akan teraktuasi dan mengarahkan aliran udara pada *line 5*. Pada saat aliran udara masuk *line 5* maka aliran udara mengubah arah DCV 5/2 Silinder dari bergerak pada posisi maju/*extend* untuk bergerak mundur/*retract*.

- *Group Valve* (G5)

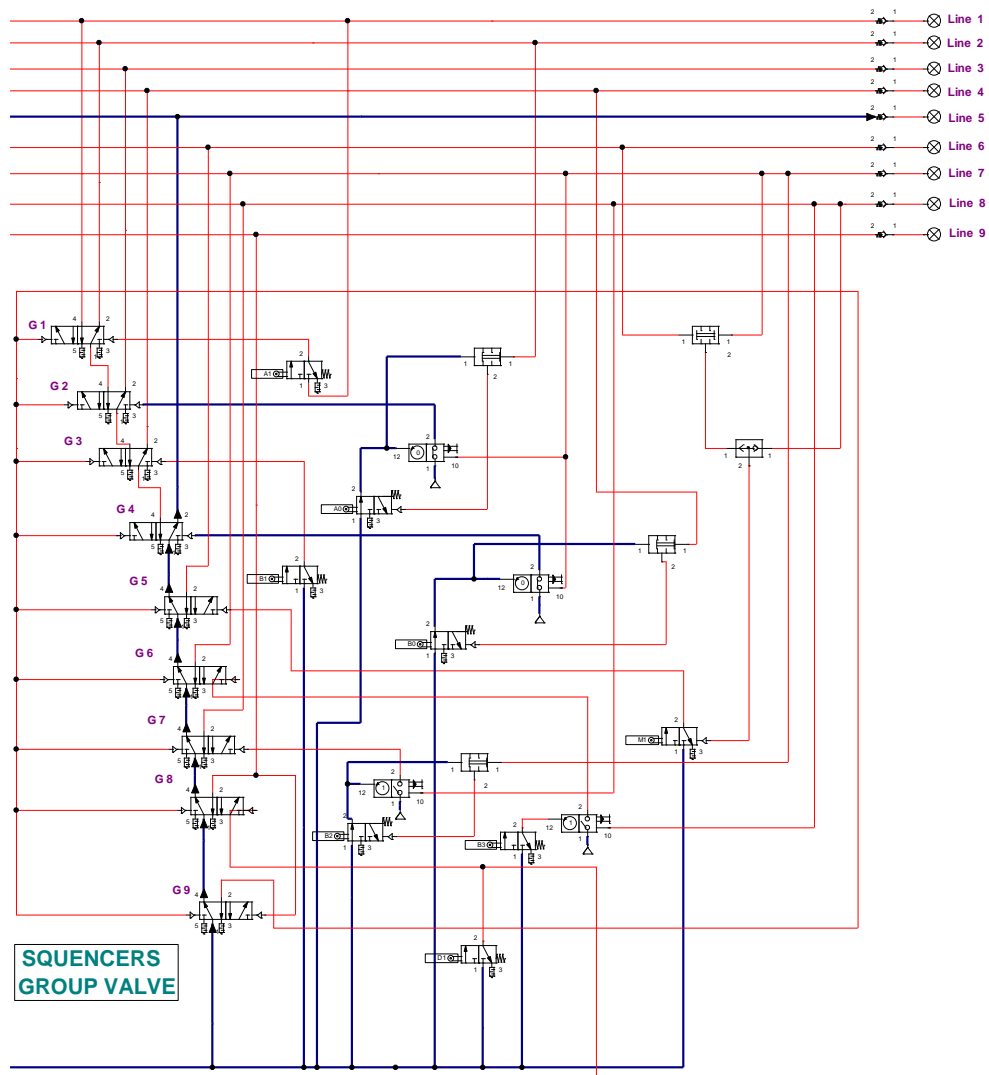
Untuk memberikan aliran udara pada *line 5* maka *group valve* memerlukan *mechanical sensor* untuk memindahkan aliran udara dari *line 4* ke *line 5*. Pada saat silinder B bergerak mundur/*retract* terdapat sensor B0 *with mechanical roller* dengan dilengkapi *pneumatic counter* 2 kali. Ketika sensor B0 terbaca 2 kali maka sensor akan aktif. Ketika sensor aktif maka akan mengaktusai DCV 5/2 *with double piloted* dan mengubah arah aliran udara dari *line 4* ke *line 5*.



Gambar 4. 20 Notasi Diagram G5 - 9 *Group Valve*



Gambar 4. 21 Group Valve Pada Aliran Line 5

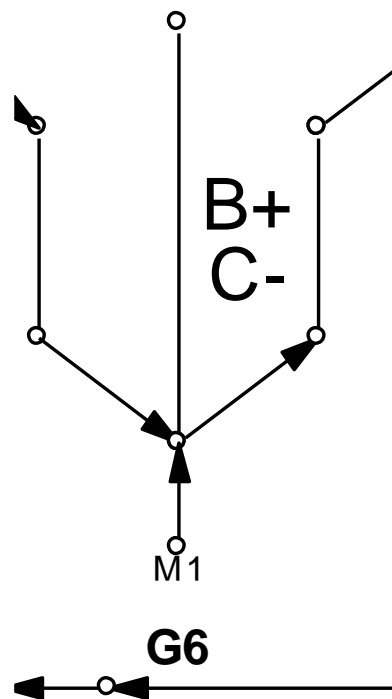


Gambar 4. 22 Aliran Udara Untuk Aktuasi Aktuator Pada Line 5

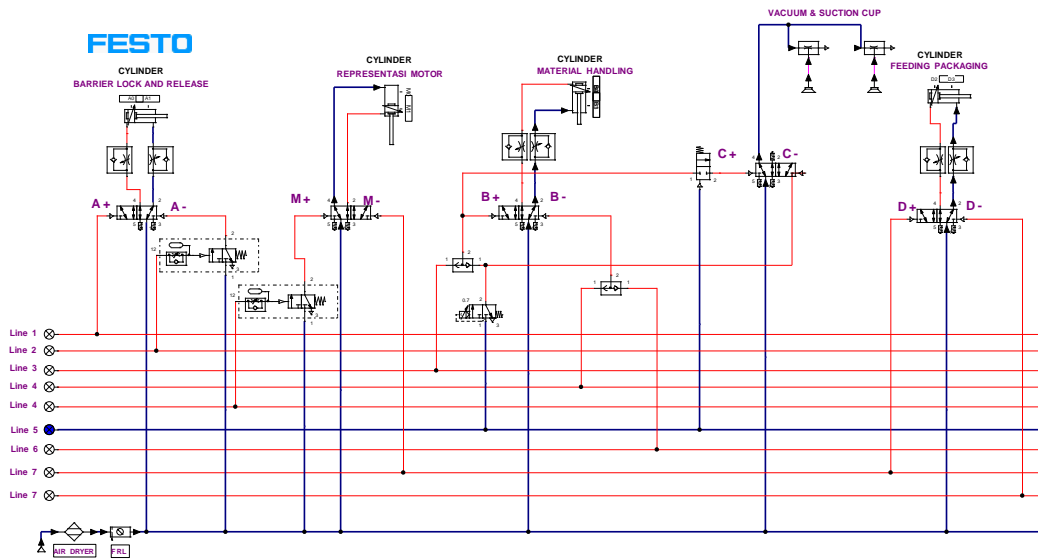
Pada gambar 4.21 merupakan arah aliran udara yang berada pada *line 5* yang terdapat 2 aktuator silinder pneumatik dan *suction cup*. Pada *line 5* terdapat langkah silinder B maju/*extend* (notasi B+) dan sistem vakum menghisap atau ON (notasi C+). *Line 5* mendapatkan distribusi udara ketika DCV 3/2 *with mechanical roller* bekerja dan membuka *line* pada *main supply*, sehingga *group valve* G5 akan teraktusai dan mengarahkan aliran udara pada *line 5*. Pada saat aliran udara masuk *line 5* maka aliran udara mengubah arah DCV 5/2 Silinder dari bergerak pada posisi mundur/*retract* untuk bergerak maju/*extend*. Dan juga mengubah arah DCV 2/2 dari posisi normally close menjadi normally open.

- *Group Valve* (G6)

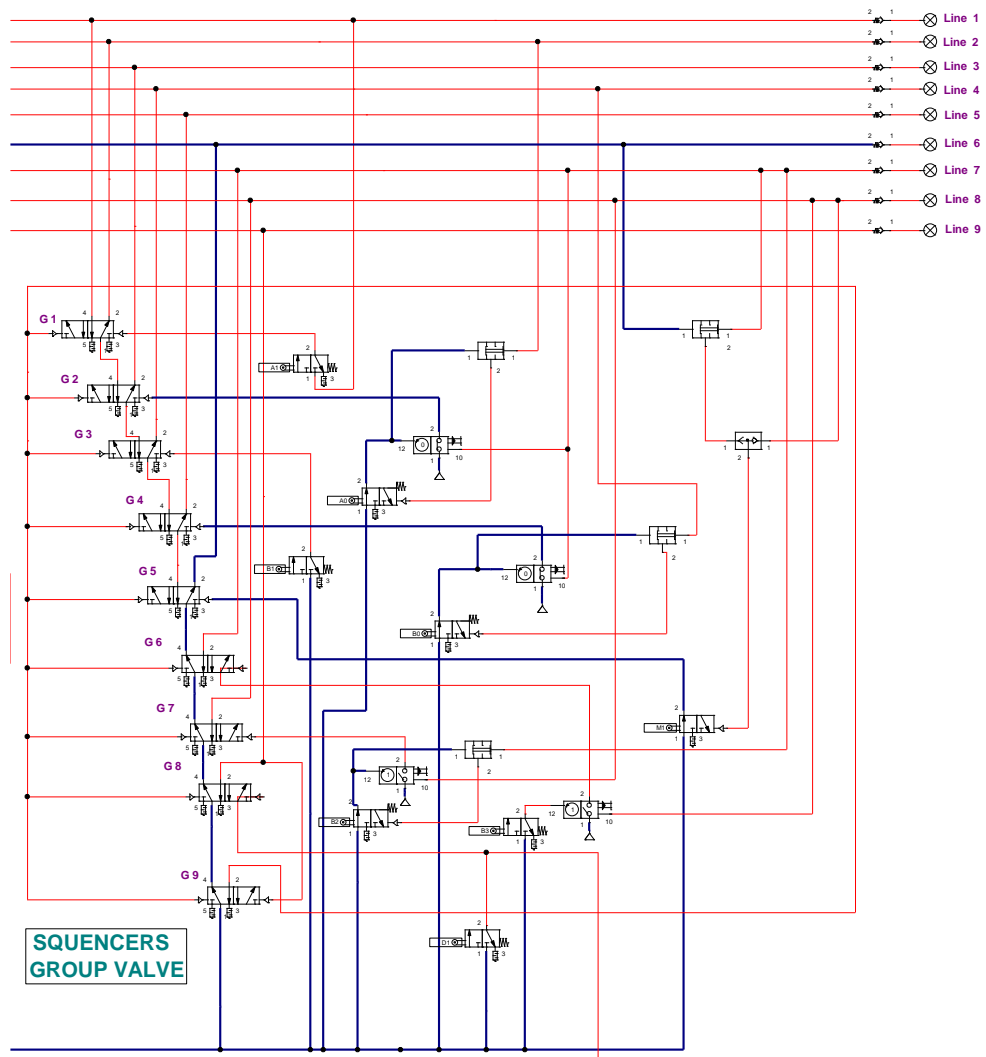
Untuk memberikan aliran udara pada *line 6* maka *group valve* memerlukan *mechanical sensor* untuk memindahkan aliran udara dari *line 5* ke *line 6*. Pada saat silinder M (Representasi Motor) Maju/*Extend* terdapat sensor M1 *with mechanical roller*. Ketika sensor M1 terbaca maka sensor akan aktif. Ketika sensor aktif maka akan mengaktusai DCV 3/2 *with double piloted* dan mengubah arah aliran udara dari *line 5* ke *line 6*.



Gambar 4. 23 Notasi Diagram G6 - 9 *Group Valve*



Gambar 4. 24 Group Valve Pada Aliran Line 6



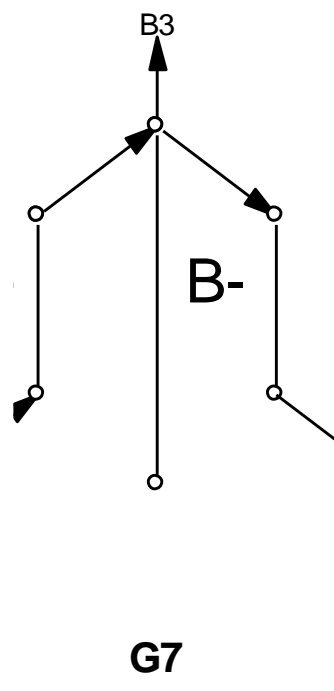
Gambar 4. 25 Aliran Udara Untuk Aktuasi Aktuator Pada Line 6



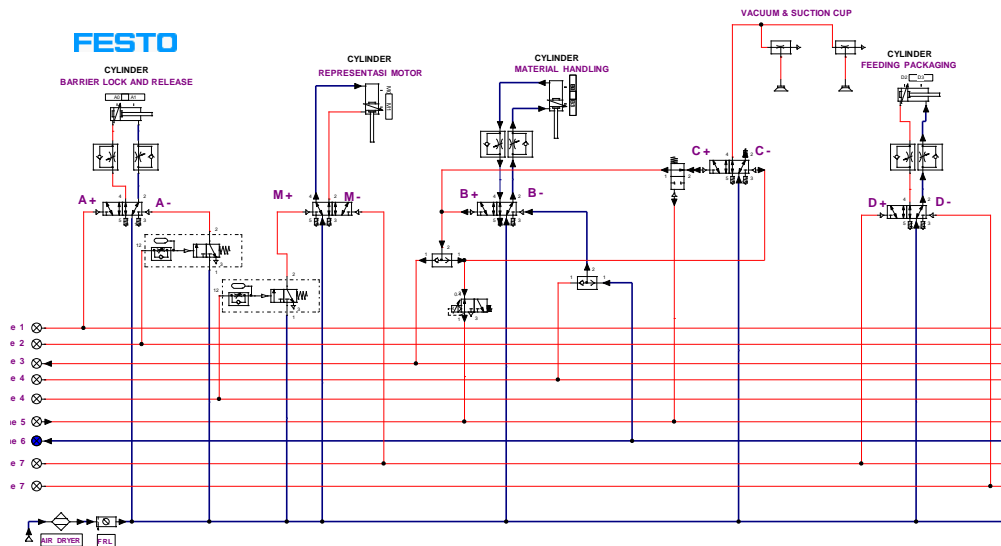
Pada gambar 4.24 merupakan arah aliran udara yang berada pada *line 6* yang terdapat 2 aktuator silinder pneumatik. Pada *line 6* terdapat langkah silinder B maju/*extend* (notasi B+) dan silinder C- off/tidak menghisap (notasi C-). *Line 6* mendapatkan distribusi udara ketika DCV 3/2 *with mechanical roller* bekerja dan membuka *line* pada *main supply*, sehingga *group valve* G6 akan teraktuasi dan mengarahkan aliran udara pada *line 6*. Ketika silinder B maju 2 kali maka akan terdapat sensor B2 dan B3 yang akan memindahkan *line* udara selanjutnya.

- *Group Valve* (G7)

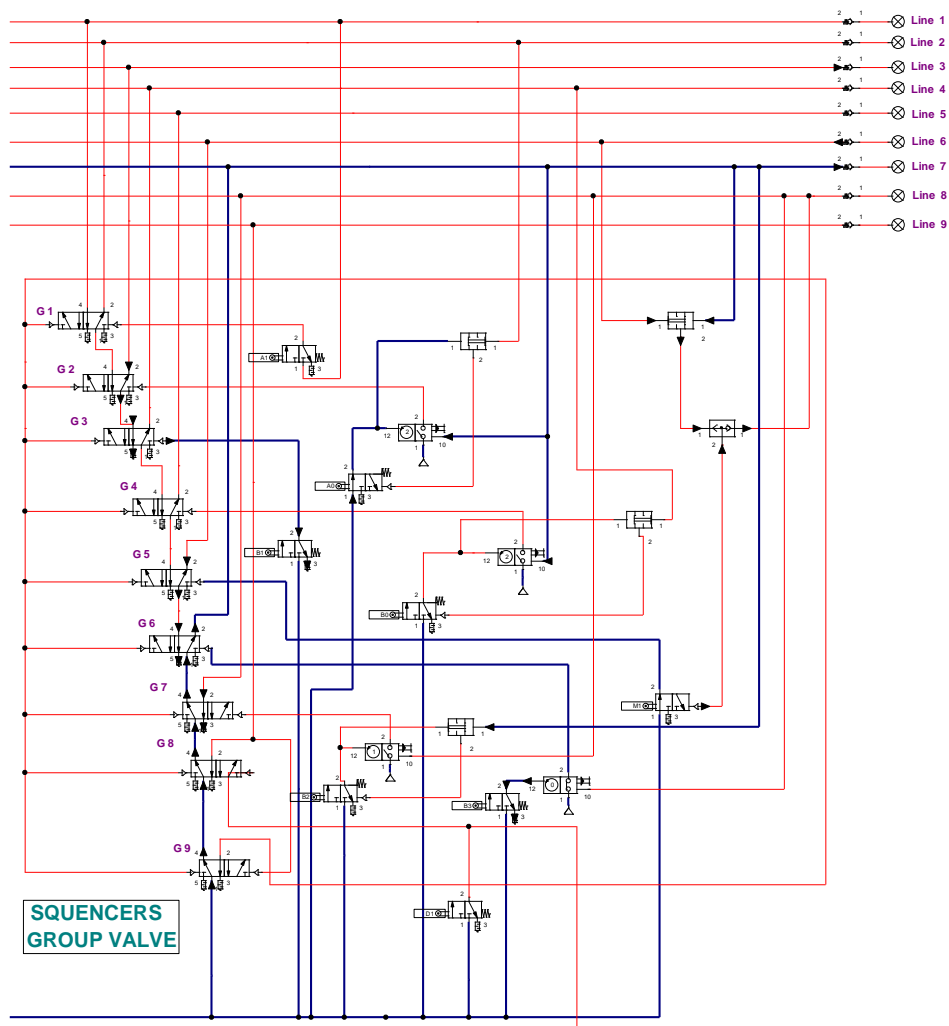
Untuk memberikan aliran udara pada *line 7* maka *group valve* memerlukan *mechanical sensor* untuk memindahkan aliran udara dari *line 6* ke *line 7*. Pada saat silinder bergerak maju/*extend* terdapat sensor B3 *with mechanical roller* dengan dilengkapi *pneumatic counter* 2 kali. Ketika sensor B3 terbaca 2 kali maka sensor akan aktif. Ketika sensor aktif maka akan mengaktusai DCV 3/2 *with double piloted* dan mengubah arah aliran udara dari *line 6* ke *line 7*.



Gambar 4. 26 Notasi Diagram G7 - 9 *Group Valve*



Gambar 4. 27 Group Valve Pada Aliran Line 7

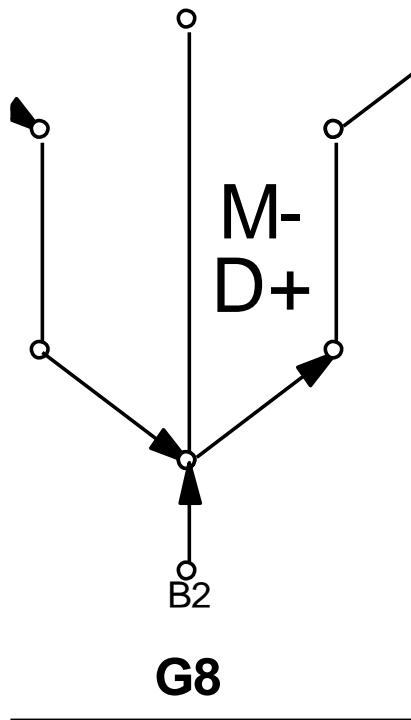


Gambar 4. 28 Aliran Udara Untuk Aktuasi Aktuator Pada Line 7

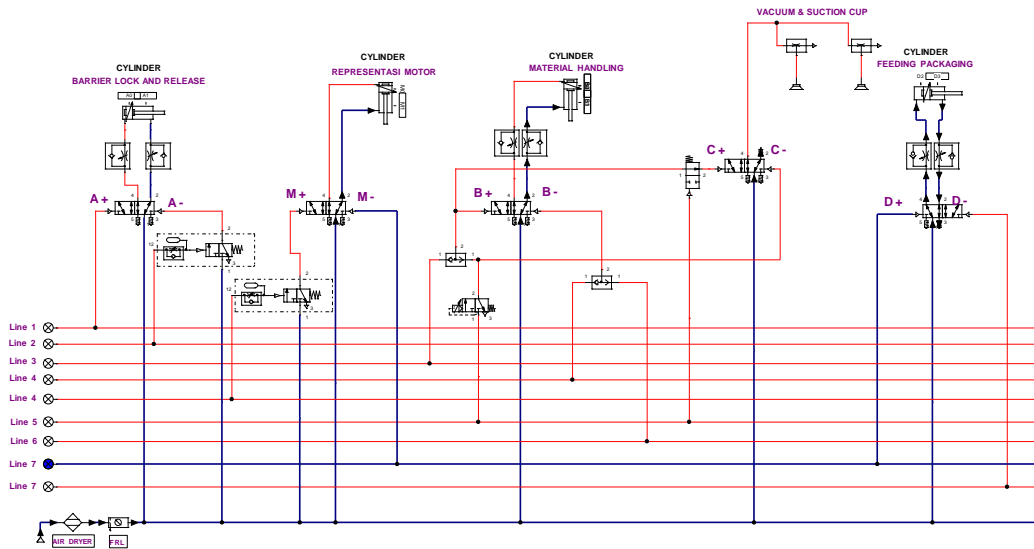
Pada gambar 4.27 merupakan arah aliran udara yang berada pada *line 7* yang terdapat 1 aktuator silinder pneumatik. Pada *line 7* terdapat langkah silinder D mundur/*retract* (notasi D-). *Line 7* mendapatkan distribusi udara ketika DCV 3/2 *with mechanical roller* bekerja dan membuka *line* pada *main supply* sehingga *group valve* G7 akan teraktuasi dan mengarahkan aliran udara pada *line 7*. Pada saat aliran udara masuk *line 7* maka aliran udara mengubah arah DCV 5/2 pada silinder D dari bergerak pada posisi maju/*extend* untuk bergerak mundur/*retract*.

- *Group Valve* (G8)

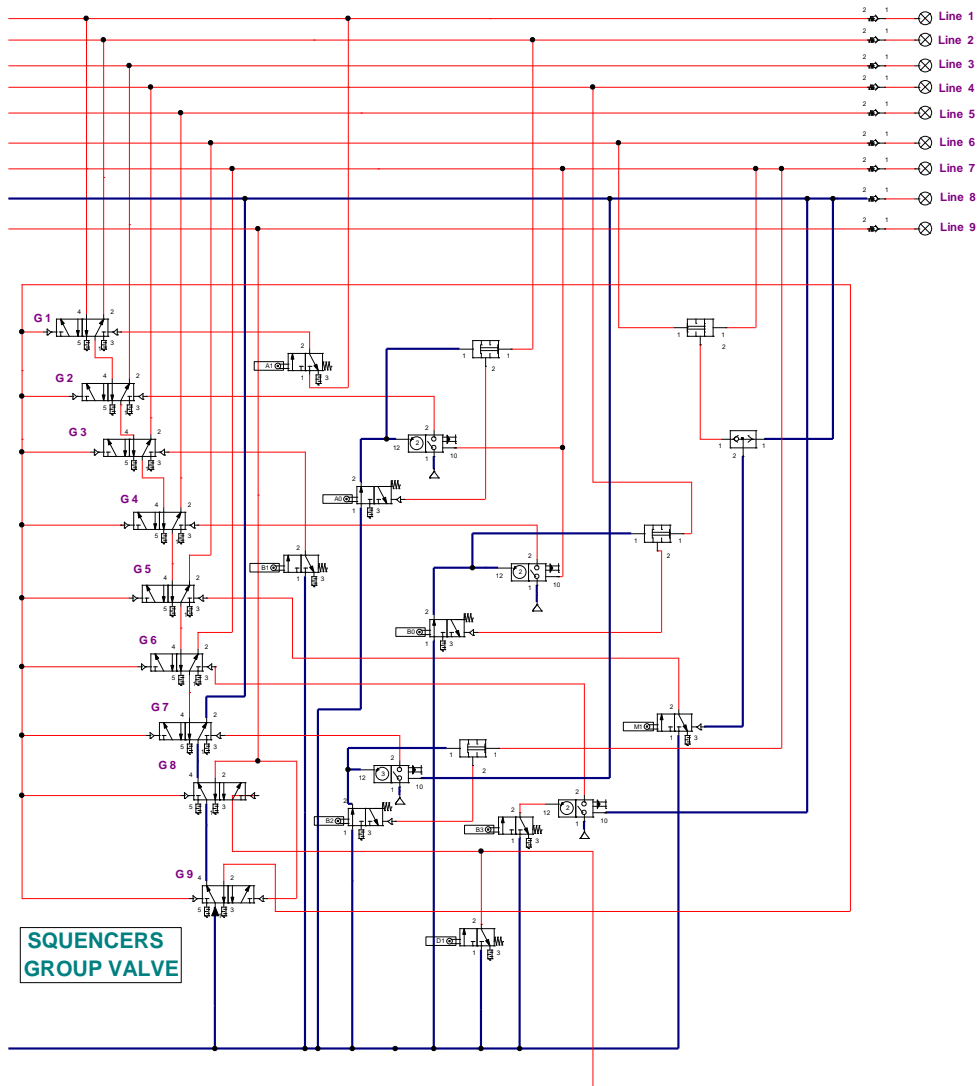
Untuk memberikan aliran udara pada *line 8* maka *group valve* memerlukan *mechanical sensor* untuk memindahkan aliran udara dari *line 7* ke *line 8*. Pada saat silinder B bergerak mundur/*extend* terdapat sensor B2 *with mechanical roller* dengan dilengkapi *pneumatic counter* 3 kali. Ketika sensor B2 terbaca 3 kali maka sensor akan aktif. Ketika sensor aktif maka akan mengaktusai DCV 3/2 *with double piloted* dan mengubah arah aliran udara dari *line 8* ke *line 9*.



Gambar 4. 29 Notasi Diagram G8 – 9 *Group Valve*



Gambar 4. 30 Aliran Udara Untuk Aktuasi Aktuator Pada Line 8

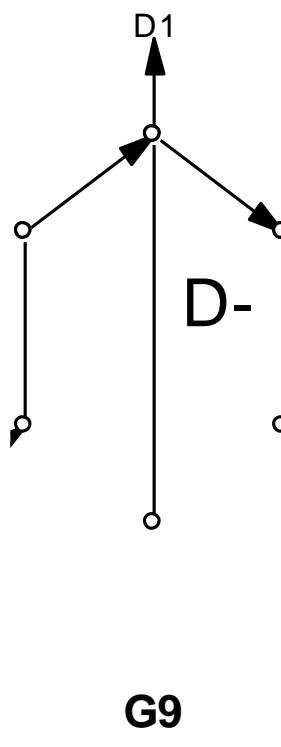


Gambar 4. 31 Group Valve Pada Aliran Line 8

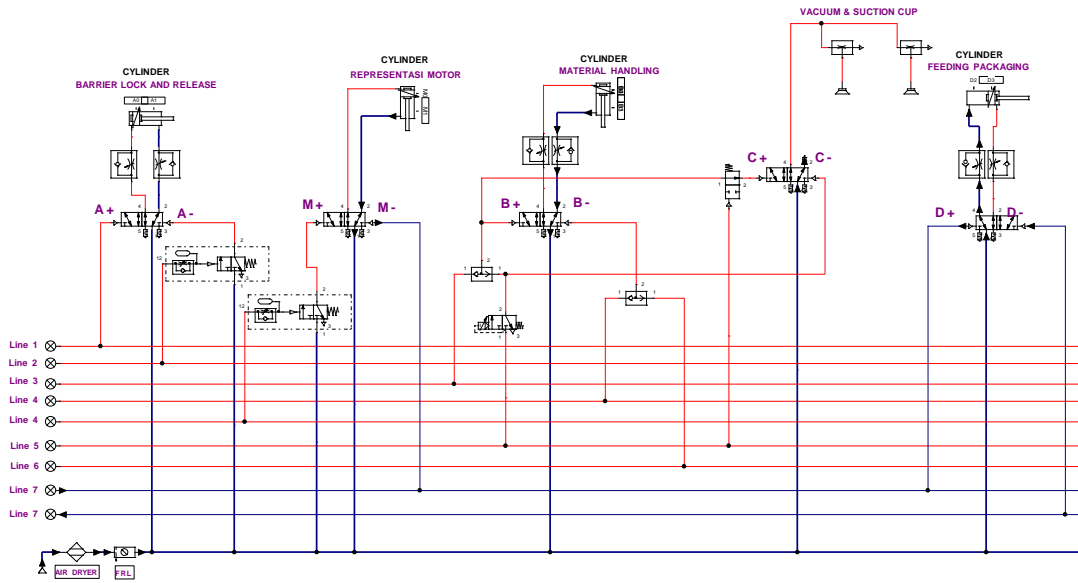
Pada gambar 4.30 merupakan arah aliran udara yang berada pada *line 8* yang terdapat 2 aktuator silinder pneumatik. Pada *line 8* terdapat langkah silinder M (Representasi Motor) bergerak mundur/*retract* dan Silinder D maju/*extend* (notasi D-). *Line 8* mendapatkan distribusi udara ketika DCV 3/2 *with mechanical roller* bekerja dan membuka *line* pada *main supply* sehingga *group valve G7* akan teraktuasi dan mengarahkan aliran udara pada *line 8*. Pada saat aliran udara masuk *line 7* maka aliran udara mengubah arah DCV 5/2 pada silinder D dari bergerak pada posisi maju/*extend* ketika silinder D maju maka terdapat *mechanical roller sensor D1* untuk dapat merubah aliran dari *line 8* ke *line 9*.

- *Group Valve (G9)*

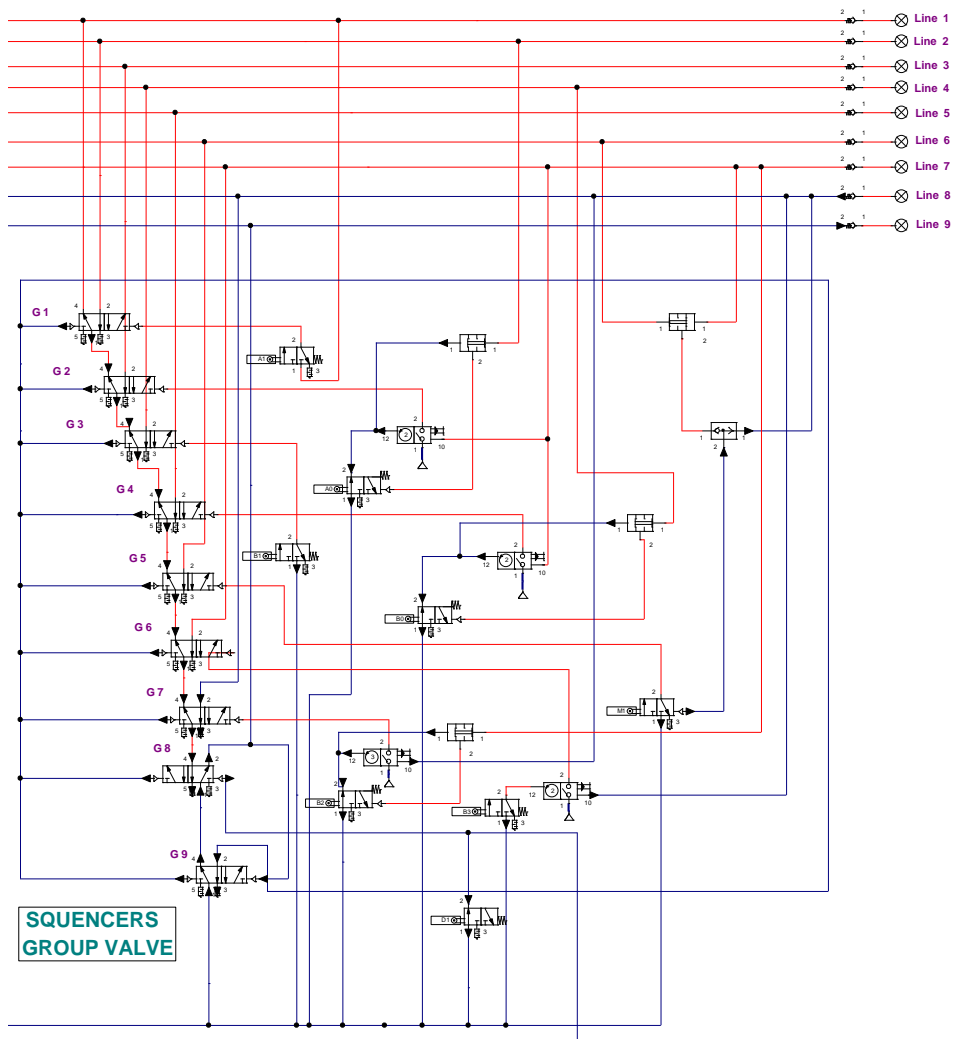
Untuk memberikan aliran udara pada *line 9* maka *group valve* memerlukan *mechanical sensor* untuk memindahkan aliran udara dari *line 8* ke *line 9*. Pada saat silinder D bergerak maju/*extend* terdapat sensor D1 *with mechanical roller*. Ketika sensor D1 terbaca maka sensor akan aktif. Ketika sensor aktif maka akan mengaktusai DCV 3/2 *with double piloted* dan mengubah arah aliran udara dari *line 8* ke *line 9*.



Gambar 4. 32 Notasi Diagram G9 – 9 Group Valve



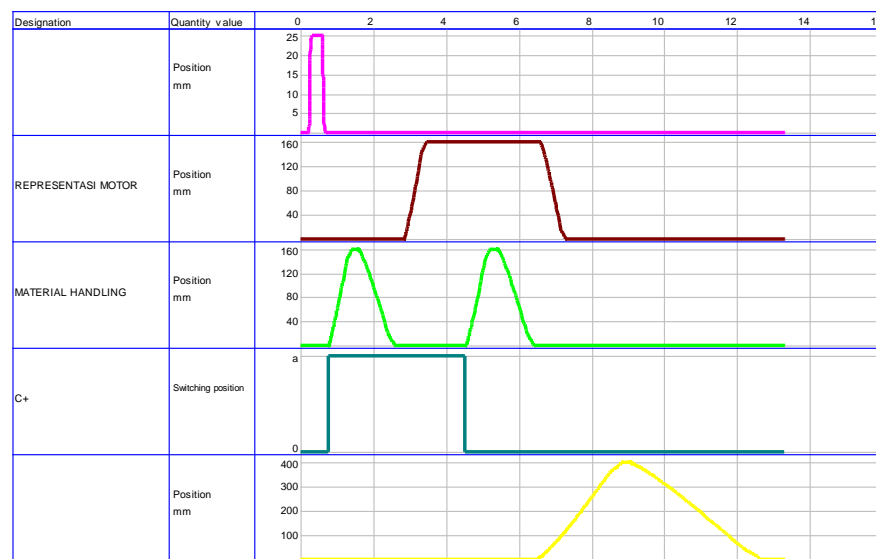
Gambar 4. 33 Aliran Udara Untuk Aktuasi Aktuator Pada *Line 9*



Gambar 4. 34 Group Valve Pada Aliran *Line 9*

Pada gambar 4.33 merupakan arah aliran udara yang berada pada *line 9* yang terdapat 1 aktuator silinder pneumatik. Pada *line 9* terdapat langkah silinder D untuk bergerak mundur/*retract*. *Line 9* mendapatkan distribusi udara ketika DCV 3/2 *with mechanical roller* bekerja dan membuka *line* pada *main supply* sehingga *group valve* G8 akan teraktuator dan mengarahkan aliran udara pada *line 9*. Pada saat aliran udara masuk *line 9* maka aliran udara mengubah arah DCV 5/2 pada silinder D dari bergerak pada posisi mundur/*retract*. Ketika silinder D telah mundur maka sistem pneumatik akan off dan akan kembali pada *sensor bracket* (SB) untuk menunggu pembacaan sehingga siklus pneumatik dapat mengulang.

Hasil simulasi dari *software fluidsim* dengan menggunakan 9 *group valve* didapat grafik aktuator maju dan mundur sebagai berikut pada gambar 4.35 Dari grafik yang didapat dapat dilihat telah sesuai dengan diagram notasi yang telah dirancang di awal.



Gambar 4. 35 Grafik Step Diagram Simulasi Fluidsim 7 Group Valve

Kemudian dari perancangan sirkuit dengan menggunakan 9 *group* didapatkan rincian part list sebagai berikut pada tabel 4.3. *Part list* digunakan untuk mencatat komponen apa saja yang diperlukan dalam melakukan perancangan di lapangan.

Tabel 4. 3 Part List Dengan Simulasi 9 Group Valve

Number	Description
1	2/n Way Valve
1	Pneumatic timer
2	3/n Way Valve
2	Air Dryer
2	Air service unit, simplified representation
2	Sucker
2	Time delay valve, normally closed
2	Vacuum suction nozzle
4	3/2-way valve with pushbutton
4	Distance rule
4	Double acting cylinder
4	Shuttle valve
4	Two pressure valve
5	Pneumatic counter
6	Compressed air supply
6	One-way flow control valve
9	3/2-way roller lever valve
9	Spring loaded check valve
14	5/n Way Valve
24	Pressure indicator

### 4.3 Perhitungan Sistem Pneumatik

#### 4.3.1 Menentukan Beban Kerja Silinder Pneumatik

Dalam menentukan berat massa *packaging* pada perancangan kali ini menggunakan beban maksimal *workpieces* yang diangkat. Pada *instruction manual book* mesin *automatic feeding packaging* pada lampiran diketahui beban maksimal adalah 3,5 kgf. Beban tersebut digunakan sebagai perhitungan untuk menentukan komponen sistem pneumatik.

$$F = 3,5 \text{ kgf} \cdot 9,81$$

$$F = 34,3 \text{ N}$$

Jadi, besarnya gaya yang diperlukan untuk mendorong *packaging* adalah sebesar 34,3 N. Kecepatan dorongan yang diperoleh dari uji coba tersebut dapat dicari dengan menggunakan data jarak *packaging* ke *conveyor* dan waktu ketika pendorongan *packaging* dilakukan.

#### 4.3.2 Menentukan Diameter Silinder

Untuk mendapatkan diameter silinder pneumatik yang akan digunakan, maka perencanaan awal adalah mengambil tekanan kerja 6 Bar dari sistem dan gaya besar 34,3 N. sedangkan untuk nilai  $\eta$  diambil 0,85 tenaga fluida pneumatik, (Majumdar, 1995). Kecepatan silinder pneumatik dapat dicari dengan mengetahui data jarak dan waktu operasi yang dibutuhkan silinder pneumatik. Untuk mencari diameter silinder pneumatik dapat menggunakan persamaan (2.4) dengan penyelesaian sebagai berikut.



$$\eta = \frac{F \cdot v}{P \cdot Q} = (0,85 \text{ efisiensi silinder}) \quad (\text{Sesuai persamaan 2.4})$$

Sehingga persamaan di atas dapat digunakan untuk mendapatkan diameter minimal silinder pneumatik dengan data sebagai berikut:

1. Silinder *Barrier*

$$\begin{aligned} F &= 34,3 \text{ N} \\ P &= 6 \text{ bar} = 6 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \\ \eta &= 0,85 \text{ (efisiensi silinder)} \\ s &= 2,5 \text{ cm} \\ t &= 1,08 \text{ detik} \end{aligned}$$

Langkah awal mencari kecepatan silinder dari data yang diketahui yaitu waktu bergerak silinder dan panjang langkah (s). Sehingga dapat ditentukan kecepatan silinder pneumatik sebagai berikut.

$$v = \frac{s}{t} = \frac{2,5 \text{ cm}}{1,08 \text{ s}} = 2,314 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 0,0023 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Selanjutnya menentukan kapasitas udara pada silinder dapat dilakukan dengan menggunakan persamaan berikut.

$$\eta = \frac{F \cdot v}{P \cdot Q} = 0,85 = \frac{34,3 \text{ N} \cdot 0,0023 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{6 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot Q} = 0,85$$

$$Q = \frac{34,3 \text{ N} \cdot 0,0023 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{6 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0,85}$$

$$Q = 1,546 \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Setelah didapat kecepatan aliran pada silinder selanjutnya dapat mencari diameter minimal silinder pneumatik dengan persamaan dibawah ini:

$$Q = A \cdot v \quad (\text{Sesuai persamaan 2.7})$$

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

$$D^2 = \frac{4 \cdot 1,546 \cdot 10^{-7} \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0,0023 \frac{m}{s}}$$

$$D = \sqrt{0,00008} \text{ m}^2$$

$$D = 0,0089 \text{ m}$$

$$D = 8,9 \text{ mm}$$

Dari perhitungan di atas dapat diperoleh diameter minimal untuk menentukan silinder pada sistem pneumatik sebesar 8,9 mm. Selanjutnya memilih spesifikasi silinder pneumatik dengan berdasarkan pada *datasheet standard FESTO*.

## 2. Silinder *Material Handling*

$$F = 34,3 \text{ N}$$

$$P = 6 \text{ bar} = 6 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$\eta = 0,85 \text{ (efisiensi silinder)}$$

$$s = 16 \text{ cm}$$

$$t = 2,13 \text{ detik}$$

Langkah awal mencari kecepatan silinder dari data yang diketahui yaitu waktu bergerak silinder dan panjang langkah (s). Sehingga dapat ditentukan kecepatan silinder pneumatik sebagai berikut.

$$v = \frac{s}{t} = \frac{160 \text{ cm}}{2,13 \text{ s}} = 75,1 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 0,0751 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Selanjutnya menentukan kapasitas udara pada silinder dapat dilakukan dengan menggunakan persamaan berikut.

$$\eta = \frac{F \cdot v}{P \cdot Q} = 0,85 = \frac{34,3 \text{ N} \cdot 0,0751 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{6 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot Q} = 0,85$$

$$Q = \frac{34,3 \text{ N} \cdot 0,0751 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{6 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0,85}$$

$$Q = 5,050 \cdot 10^{-6} \frac{m^3}{s}$$

Setelah didapat kecepatan aliran pada silinder selanjutnya dapat mencari diameter minimal silinder pneumatik dengan persamaan dibawah ini:

$$Q = A \cdot v \quad (\text{Sesuai persamaan 2.7})$$

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

$$D^2 = \frac{4 \cdot 5,050 \cdot 10^{-6} \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0,0751 \frac{m}{s}}$$

$$D = \sqrt{0,00085} \text{ m}^2$$

$$D = 0,029 \text{ m}$$

$$D = 29,2 \text{ mm}$$

Dari perhitungan di atas dapat diperoleh diameter minimal untuk menentukan silinder pada sistem pneumatik sebesar 29,2 mm. Selanjutnya memilih spesifikasi silinder pneumatik dengan berdasarkan pada *datasheet standard FESTO*.

### 3. Silinder *Push Packaging*

Diketahui:

$$F = 34,3 \text{ N}$$

$$P = 6 \text{ bar} = 6 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$\eta = 0,85 \text{ (efisiensi silinder)}$$

$$s = 40 \text{ cm}$$

$$t = 1,34 \text{ detik}$$

Langkah awal mencari kecepatan silinder dari data yang diketahui yaitu waktu bergerak silinder dan panjang langkah (s). Sehingga dapat ditentukan kecepatan silinder pneumatik sebagai berikut.

$$v = \frac{s}{t} = \frac{40 \text{ cm}}{1,34 \text{ s}} = 29,8 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 0,298 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\eta = \frac{F \cdot v}{P \cdot Q} = 0,85 = \frac{34,3 \text{ N} \cdot 0,298 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{6 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot Q} = 0,85$$

$$Q = \frac{34,3 \text{ N} \cdot 0,298 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{6 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0,85}$$

$$Q = 6,098 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Setelah didapat kecepatan aliran dan kapasitas udara pada silinder selanjutnya dapat mencari diameter minimal silinder pneumatik dengan persamaan dibawah ini:

$$Q = A \cdot v \quad (\text{Sesuai persamaan 2.7})$$

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

$$D^2 = \frac{4 \cdot 6,098 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,298 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$D = \sqrt{0,0002603 \text{ m}^2}$$

$$D = 0,0161 \text{ m}$$

$$D = 16,13 \text{ mm}$$

Dari perhitungan di atas dapat diperoleh diameter minimal untuk menentukan silinder pada sistem pneumatik sebesar 16,13 mm. Selanjutnya memilih silinder pneumatik dengan berdasar pada *datasheet standard FESTO*.

Untuk menentukan 3 silinder pneumatik maka nilai diameter dapat menjadi referensi yang dipilih pada katalog FESTO. Pada pemilihan silinder pneumatik memiliki fungsi yang berbeda-beda setiap silindernya. Slinder A digunakan untuk sistem penghalang atau *barrier packaging*, silinder B untuk *material handling* yang dilengkapi *suction cup*, dan silinder D sebagai pendorong *packaging*. Berikut ini merupakan katalog FESTO silinder pneumatik yang telah ditentukan:

Katalog FESTO silinder HGP (*Cylinder Pneumatic Barrier Gripper*)

General technical data							
Size	6	10	16	20	25	35	
Design	Wedge-shaped		Lever mechanism				
Mode of operation	Double-acting						
Gripper function	Parallel						
Number of gripper jaws	2						
Max. applied load per external gripper finger <sup>1)</sup>	[N]	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8	1.2
Stroke per gripper jaw	[mm]	2	3	5	6.5	7.5	12.5
Pneumatic connection		M3			M5	G $\frac{1}{8}$	
Repetition accuracy <sup>2)</sup>	[mm]	± 0.04					
Max. interchangeability	[mm]	0.2					
Max. operating frequency	[Hz]	4					
Position sensing		For proximity sensing					
Type of mounting		With female thread and centring sleeve					
		– Via through-holes and centring sleeve					

Gambar 4. 36 Spesifikasi Silinder FESTO-HGP

Sumber: (Festo, 2022)

### Katalog FESTO silinder DFM (*Cylinder Pneumatic With Guided*)

General technical data											
Piston $\varnothing$	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	
Pneumatic connection	M5	M5	M5	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{3}{8}$	
Operating medium	Filtered compressed air, lubricated or unlubricated										
Operating pressure [bar]	2 ... 10			1.5 ... 10			1 ... 10			0.5 ... 10	
Design	Piston										
	Piston rod										
	Guide rods with yoke										
Cushioning	Flexible cushioning rings/plates at both ends										
Position sensing	For proximity sensing										
Type of mounting	Via through-holes										
	Via female threads										
Assembly position	Any										
Protection against torsion/guide	Guide rod with yoke/with plain-bearing or ball bearing guide										

Gambar 4. 37 Spesifikasi Silinder FESTO-DFM

Sumber: (Festo, 2022)

### Katalog FESTO silinder DNC

General technical data								
Piston $\varnothing$	32	40	50	63	80	100	125	
Pneumatic connection	G1/8	G1/4	G1/4	G3/8	G3/8	G1/2	G1/2	
Piston rod thread	M10x1.25	M12x1.25	M16x1.5	M16x1.5	M20x1.5	M20x1.5	M27x2	
	K3	M6	M8	M10	M10	M12	M12	M16
	K5	M10	M12	M16	M16	M20	M20	M27
Design	Piston							
	Piston rod							
Max. torsional backlash of piston rod [°]	Q	±0.65		±0.6	±0.45	±0.45	±0.45	±0.45
		Profile barrel						
Cushioning	Elastic cushioning rings/pads at both ends							
	Pneumatic cushioning, adjustable at both ends							
Cushioning length PPV [mm]	20	20	22	22	32	32	42	
Position sensing	Via proximity switch							
Type of mounting	With female thread							
	Via accessories							
Mounting position	Any							

Gambar 4. 38. Spesifikasi Silinder FESTO-DNC

Sumber: (Festo, 2022)

Setelah menentukan tipe silinder pneumatik pada katalog FESTO maka didapat 3 silinder pneumatik dengan spesifikasi yang telah dipilih sebagai berikut ini:

Tabel 4. 4 Data pemilihan spesifikasi silinder pneumatik

Nama	Tipe	Diameter		Stroke
		Dpiston	Drod	
SILINDER A (1-4)	HGP-12-25-I-P-A	25 mm	7,5 mm	25 mm
SILINDER B (1-4)	DFM-32-160-P-A	32 mm	12 mm	160 mm
SILINDER D (1-4)	DNC-40-400-PPV-A	40 mm	16 mm	400 mm

### 4.3.3 Perhitungan Gaya Pada Silinder Pneumatik

Gaya pada silinder dapat diketahui dengan mencari nilai gaya teoritis, nilai gaya gesek koefisien dan gaya efektif pada silinder. Berikut ini merupakan perhitungan dalam menentukan gaya pada silinder pneumatik dari silinder A,B, dan D.

#### 1. Silinder A

Dengan melihat data pada tabel 4.4 maka didapatkan nilai gaya efektif silinder pneumatik sebagai berikut dengan menggunakan persamaan (2.5).

- Gaya pada saat langkah maju/*extend*

$$F_{th} = P \times A \quad (\text{Sesuai persamaan 2.5})$$

$$F_{th} = P \times \frac{\pi}{4} \times (D_{piston})^2$$

$$F_{th} = 600000 \times \frac{\pi}{4} \times (0,025)^2$$

$$F_{th} = 294 \text{ N}$$

Setelah mendapatkan nilai teoritis kemudian didapatkan nilai kekasaran koefisien yaitu 20% dari nilai  $F_{eff}$ .

$$F_R = F_{th} \times 20\% \quad (\text{Sesuai persamaan 2.6})$$

$$F_R = 294 \text{ N} \times 20\%$$

$$F_R = 58,8 \text{ N}$$

Selanjutnya menentukan nilai gaya efektif pada masing-masing silinder pneumatik dengan data yang telah didapatkan.

$$F_{eff} = F_{th} - F_R \quad (\text{Sesuai persamaan 2.6})$$

$$F_{eff} = 294 \text{ N} - 58,8 \text{ N}$$

$$F_{eff} = 235,5 \text{ N}$$

- Gaya pada saat langkah mundur/*retract*

$$F_{th} = P \times A \quad (\text{Sesuai persamaan 2.5})$$

$$F_{th} = P \times \frac{\pi}{4} \times (D_{piston} - D_{rod})^2$$

$$F_{th} = 600000 \times \frac{\pi}{4} \times (0,025 - 0,0075)^2$$

$$F_{th} = 144,2 \text{ N}$$

Setelah mendapatkan nilai teoritis kemudian didapatkan nilai kekasaran koefisien yaitu 20% dari nilai  $F_{eff}$ .

$$F_R = F_{th} \times 20\% \quad (\text{Sesuai persamaan 2.6})$$

$$F_R = 144,2 \text{ N} \times 20\%$$

$$F_R = 28,8 \text{ N}$$

Selanjutnya menentukan nilai gaya efektif pada masing-masing silinder pneumatik dengan data yang telah didapatkan.

$$F_{eff} = F_{th} - F_R \quad (\text{Sesuai persamaan 2.6})$$

$$F_{eff} = 144,2 \text{ N} - 28,8 \text{ N}$$

$$F_{eff} = 115,3 \text{ N}$$

Sehingga untuk silinder pneumatik keseluruhan hasil perhitungan gaya dapat dilihat pada tabel di bawah ini:

Tabel 4. 5 Hasil Perhitungan Gaya Pada Silinder Pneumatik

Silinder A	Fth (N)	Fr (N)	Feff (N)
<i>Extend</i>	294	58,8	235,5
<i>Retract</i>	144,2	28,8	115,3
Silinder B	Fth (N)	Fr (N)	Feff (N)
<i>Extend</i>	482,3	96,4	385,8
<i>Retract</i>	188,4	37,6	150,7

Silinder D	Fth (N)	Fr (N)	Feff (N)
<i>Extend</i>	753,6	150,7	602,8
<i>Retract</i>	271,2	54,2	217

#### 4.3.4 Perhitungan Konsumsi Udara Silinder Pneumatik

##### 1. Silinder *Material Handling*

Pada silinder *material handling line* 1 memiliki fungsi sebagai pengangkat dan pemindah *packaging* yang dikombinasikan dengan sistem vakum. Untuk mengambil dan meletakkan *packaging* dengan memerlukan dua kali siklus, yang pertama untuk mengambil dan yang kedua untuk meletakkan.

- Data yang diketahui:

Panjang stroke (s)	= 160 mm
	= 0,16 m
Temperature (Ta)	= 37 °C
	= 37 °C + 273,15
	= 310,15 °K
Temperatur (Ts)	= 30 °C
	= 30 °C + 273,15
	= 303,15 °K
Siklus (N)	= 20 siklus/min
Tekanan operasi	= 6 barg
Tekanan absolut	= 600000 Pa + 1 atm
	= 600000 Pa + 101325 Pa
	= 701325 Pa
Diameter Piston (D)	= 32 mm
	= 0,032 m

##### a. Konsumsi Udara Actual

$$Q_a = \frac{\pi}{4} D_p^2 \cdot S \cdot N \cdot 2 \quad (\text{Sesuai persamaan 2.8})$$

$$Q_a = \frac{\pi}{4} (0,032 \text{ m})^2 \cdot 0,16 \text{ m} \cdot 20 \frac{\text{siklus}}{\text{menit}} \cdot 2$$

$$Q_a = 0,00514 \frac{\text{m}^3}{\text{menit}}$$



### b. Konsumsi Udara Standar

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

$$Q_s = 0,00514 \frac{m^3}{\text{menit}} \left( \frac{303,15 \text{ }^\circ\text{K}}{310,15 \text{ }^\circ\text{K}} \right) \left( \frac{701325 p_a}{101325 p_a} \right)$$

$$Q_s = 0,0347 \frac{m^3}{\text{menit}}$$

### 2. Silinder *Feeding Packaging*

Pada silinder *feeding packaging line* 1 memiliki fungsi sebagai pendorong atau penghalang *packaging* yang akan diambil oleh *vacuum pad*. Untuk mengambil dan meletakkan *packaging* dengan memerlukan dua kali siklus, yang pertama untuk mengambil dan yang kedua untuk meletakkan.

- Data yang diketahui:

Panjang stroke (s)	= 400 mm
	= 0,4 m
Temperatur ( $T_a$ )	= 37 °C
	= 37 °C + 273,15
	= 310,15 °K
Temperatur ( $T_s$ )	= 30 °C
	= 30 °C + 273,15
	= 303,15 °K
Siklus (N)	= 20 siklus/min
Tekanan operasi	= 6 barg
Tekanan absolut	= 600000 Pa + 1 atm
	= 600000 Pa + 101325 Pa
	= 701325 Pa
Diameter Piston (D)	= 40 mm
	= 0,04 m

### a. Konsumsi Udara Actual

$$Q_a = \frac{\pi}{4} D_p^2 \cdot S \cdot N \cdot 2 \quad (\text{Sesuai persamaan 2.8})$$

$$Q_a = \frac{\pi}{4} (0,04 \text{ m})^2 \cdot 0,4 \text{ m} \cdot 20 \frac{\text{siklus}}{\text{menit}} \cdot 2$$

$$Q_a = 0,0200 \frac{m^3}{menit}$$

**b. Konsumsi Udara Standar**

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

$$Q_s = 0,0200 \frac{m^3}{menit} \left( \frac{303,15 \text{ }^\circ\text{K}}{310,15 \text{ }^\circ\text{K}} \right) \left( \frac{701325 \text{ } p_a}{101325 \text{ } p_a} \right)$$

$$Q_s = 0,1353 \frac{m^3}{menit}$$

3. Silinder *Barrier Packaging*

Pada silinder *Barrier packaging line 1* memiliki fungsi sebagai *handling material* yang dikombinasikan dengan sistem *vacuum*. Untuk mengambil dan meletakkan packaging dengan memerlukan dua kali siklus, yang pertama untuk mengambil dan yang kedua untuk meletakkan.

- Data yang diketahui:

Panjang stroke (s)	= 25 mm
	= 0,025 m
Temperatur (Ta)	= 37 °C
	= 37 °C + 273,15
	= 310,15 °K
Temperatur (Ts)	= 30 °C
	= 30 °C + 273,15
	= 303,15 °K
Siklus (N)	= 20 siklus/min
Tekanan operasi	= 6 barg
Tekanan absolut	= 600000 Pa + 1 atm
	= 600000 Pa + 101325 Pa
	= 701325 Pa
Diameter Piston (D)	= 12 mm
	= 0,012 m

**a. Konsumsi Udara Actual**

$$Q_a = \frac{\pi}{4} D_p^2 \cdot S \cdot N \cdot 2 \quad (\text{Sesuai persamaan 2.8})$$

$$Q_a = \frac{\pi}{4} (0,012 \text{ m})^2 \cdot 0,025 \text{ m} \cdot 20 \frac{\text{siklus}}{\text{menit}} \cdot 2$$

$$Q_a = 0,0001 \frac{\text{m}^3}{\text{menit}}$$

#### b. Konsumsi Udara Standar

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

$$Q_s = 0,0001 \frac{\text{m}^3}{\text{menit}} \left( \frac{303,15 \text{ }^\circ\text{K}}{310,15 \text{ }^\circ\text{K}} \right) \left( \frac{701325 \text{ p}_a}{101325 \text{ p}_a} \right)$$

$$Q_s = 0,00067 \frac{\text{m}^3}{\text{menit}}$$

### 4.3.5 Menentukan Diameter *Suction cup*

Pada penggunaan sistem vakum perlu menyesuaikan penggunaan *vacuum ejector*, dengan tekanan 6 bar maka *vacuum generator* mempunyai tekanan standar sebesar -90 kPa. Sistem vakum digunakan untuk mengangkat beban 34,3 N dan *suction cup* yang digunakan 2 buah.

- Data yang diketahui:

Tekanan operasi	=	6 bar
Beban angkut	=	34,3 N
<i>Safety factor (sf)</i>	=	2
Jumlah <i>suction cup</i> (n)	=	2
Luas <i>suction cup</i> luar ( $A_o$ )	=	0,030 cm (data existing)
Luas <i>suction cup</i> dalam ( $A_i$ )	=	0,028 cm (data existing)

#### a. Menentukan *vacuum pressure* pada *suction cup*

$$F = P_{atm} \cdot A_o - P_{vac} \cdot A_i \quad (\text{Sesuai persamaan 2.10})$$

$$\frac{F \times sf}{n} = P_{atm} \cdot A_o - P_{vac} \cdot A_i$$

$$\frac{34,3 \times 2}{2} = 101,325 \times \frac{\pi}{4} (0,030)^2 - P_{vac} \times \frac{\pi}{4} (0,028)^2$$

$$34,3 = 71,622 - 0,000613 P_{vac}$$

$$P_{vac} = \frac{-62,7}{-0,000613}$$

$$P_{vac} = 60.884 \text{ Pa abs}$$

$$P_{vac} = 60,8 \text{ kPa abs}$$

Setelah mendapat nilai tekanan vakum maka untuk memilih didapatkan komponen vakum generator dan *suction cup* dengan tekanan vakum maksimal -85 kPa atau 90% dengan *range high level*.

#### b. Menentukan *flow rate suction cup*

Untuk menentukan *flow rate air consumption* harus mempunyai data volume dari *suction cup*, tekanan vakum, dan waktu evakuasi.

Data yang didapat:

$$\text{Tekanan vakum} = 78.375 \text{ Pa abs}$$

$$\text{Volume cup} = 6,18 \text{ cm}^3 \text{ (data existing di lapangan terdapat pada lampiran)}$$

$$= 0,000618 \text{ m}^3$$

$$\text{Time evacuate} = 0,50 \text{ (berdasarkan pada buku Anthony Barber)}$$

$$Q = \frac{V}{t} \ln \left( \frac{P_{atm}}{P_{vac}} \right) \quad \text{(Sesuai persamaan 2.11)}$$

$$Q = \frac{0,000618}{0,50} \ln \left( \frac{101000}{60884} \right)$$

$$Q = 0,00062 \text{ N} \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

#### 4.3.6 Total Kapasitas Udara

Nilai kapasitas udara telah ditentukan, sehingga hasil perhitungan keseluruhan konsumsi udara silinder pneumatik dapat dilakukan penjumlahan yaitu:

$$Q_{total} = Q_s \text{ Silinder A} + Q_s \text{ Silinder B} + Q_s \text{ Silinder C} + Q_s \text{ Suction Cup}$$

$$Q_{total} = (0,0347 + 0,1353 + 0,0006 + 0,00062) \frac{\text{m}^3}{\text{menit}}$$

$$Q_{total} = 0,1712 \frac{\text{m}^3}{\text{menit}}$$

## 4.4 Pressure Drop

### 4.4.1 Menghitung *Pressure Drop* dari Kompresor ke Air Tank

- Data operasi yang diketahui:

$$\begin{aligned}\text{Tekanan (P)} &= 600000 \text{ Pa} + 101325 \text{ Pa} \\ &= 701325 \text{ Pa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Debit udara (Qs)} &= 0,17122 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \\ &= 0,00285 \frac{\text{m}^3}{\text{sec}}\end{aligned}$$

- Data aksesoris pipa yang diketahui:

$$\text{Elbow} = 1,4 \text{ m (4 buah)}$$

$$\text{Tee} = \text{none}$$

$$\text{Gate valve} = \text{none}$$

$$\text{Material pipa} = \text{Galvanized iron}$$

$$\text{Panjang pipa} = 15 \text{ m}$$

$$\begin{aligned}\text{Panjang ekivalensi} &= 15 \text{ m} + 5,6 \text{ m} \\ &= 20,7 \text{ m}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Diameter luar (OD)} &= 4 \text{ inch} \\ &= 113 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\text{Diameter dalam (ID)} = 109 \text{ mm}$$

Maka dari data yang telah diketahui dapat dilakukan perhitungan dengan menggunakan persamaan

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1} \quad (\text{Sesuai persamaan 2.24})$$

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times (0,00285)^{1,85} \times 20,6 \text{ m}}{(0,109)^5 \times 701325 \text{ pa}}$$

$$\Delta P = 0,0602 \text{ pa}$$

#### 4.4.2 Menghitung *Pressure Drop* dari Air Tank ke *Manifold*

Pada perhitungan dari *air tank* terdapat 4 diameter pipa yang berbeda, sehingga dalam perhitungannya dilakukan sesuai dengan diameter masing-masing *line* pipa.

- Data operasi yang diketahui:

$$\begin{aligned}\text{Tekanan (P)} &= 600000 \text{ Pa} + 101325 \text{ Pa} \\ &= 701325 \text{ Pa} \\ \text{Debit udara (Qs)} &= 0,17122 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \\ &= 0,00285 \frac{\text{m}^3}{\text{sec}}\end{aligned}$$

- Data aksesoris pipa 4" yang diketahui:

$$\begin{aligned}\textit{Elbow} &= 1,4 \text{ (5 buah)} \\ \textit{Tee} &= 14 \text{ (42 buah)} \\ \textit{Gate valve} &= \textit{none} \\ \textit{Reducers} &= 3,5 \text{ (1 buah)} \\ \text{Material pipa} &= \textit{Galvanized iron} \\ \text{Panjang pipa} &= 40,5 \text{ m} \\ \text{Panjang ekivalensi} &= 91 \text{ m} \\ \text{Diameter luar (OD)} &= 113 \text{ mm} \\ \text{Diameter dalam (ID)} &= 109 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1} \quad (\text{Sesuai persamaan 2.24})$$

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times (0,00285)^{1,85} \times 91 \text{ m}}{(0,109)^5 \times 701325 \text{ pa}}$$

$$\Delta P = 0,265 \text{ pa}$$

- Data aksesoris pipa 3" yang diketahui:

$$\begin{aligned}\textit{Elbow} &= 1 \text{ (2 buah)} \\ \textit{Tee} &= 30 \text{ (3 buah)} \\ \textit{Gate valve} &= \textit{none} \\ \textit{Reducers} &= 2,5 \text{ (1 buah)}\end{aligned}$$

Material pipa	=	<i>Galvanized iron</i>
Panjang pipa	=	104 m
Panjang ekivalensi	=	138,5 m
Diameter luar (OD)	=	100 mm
Diameter dalam (ID)	=	96 mm

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1} \quad (\text{Sesuai persamaan 2.24})$$

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times (0,00285)^{1,85} \times 138,5 \text{ m}}{(0,096)^5 \times 701325 \text{ pa}}$$

$$\Delta P = 0,760 \text{ pa}$$

- Data aksesoris pipa 2" yang diketahui:

<i>Elbow</i>	=	2,8 (2 buah)
<i>Tee</i>	=	24 (6 buah)
<i>Gate valve</i>	=	<i>none</i>
<i>Reducers</i>	=	1 (1 buah)
Material pipa	=	<i>Galvanized iron</i>
Panjang pipa	=	10 m
Panjang ekivalensi	=	27 m
Diameter luar (OD)	=	50 mm
Diameter dalam (ID)	=	48 mm

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1} \quad (\text{Sesuai persamaan 2.24})$$

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times (0,00285)^{1,85} \times 27 \text{ m}}{(0,048)^5 \times 701325 \text{ pa}}$$

$$\Delta P = 6,637 \text{ pa}$$

Total Pressure Drop:

$$\Delta P = (\Delta P_{4inch} + \Delta P_{3inch} + \Delta P_{2inch})$$

$$\Delta P = 0,265 \text{ pa} + 0,760 \text{ pa} + 6,637 \text{ pa}$$

$$\Delta P = 7,662 \text{ pa}$$

#### 4.4.3 Menghitung *Pressure Drop* dari *Manifold* ke *Silinder Material Handling*

- Data operasi yang diketahui:

Tekanan (P)	=	600000 Pa + 101325 Pa
	=	701325 Pa
Debit udara (Qs)	=	0,0347 $\frac{m^3}{min}$
	=	0,00058 $\frac{m^3}{sec}$

- Data aksesoris pipa yang diketahui:

<i>Elbow</i>	=	0,2 (4 buah)
<i>Tee</i>	=	<i>None</i>
<i>Gate valve</i>	=	<i>None</i>
Material pipa	=	Polyetilane
Panjang pipa	=	2,5 m
Panjang ekivalensi	=	3,3 m
Diameter luar (OD)	=	10 mm
Diameter Dalam (ID)	=	8,5 mm

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1} \quad (\text{Sesuai persamaan 2.24})$$

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times (0,00058)^{1,85} \times 3,3 \text{ m}}{(0,0085)^5 \times 701325 \text{ pa}}$$

$$\Delta P = 173,64 \text{ pa}$$

#### 4.4.4 Menghitung *Pressure Drop* dari *Manifold* ke *Silinder Push Packaging*

- Data operasi yang diketahui:

Tekanan (P)	=	600000 Pa + 101325 Pa
-------------	---	-----------------------



$$\begin{aligned}
 &= 701325 \text{ Pa} \\
 \text{Debit udara (Qs)} &= 0,1353 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \\
 &= 0,00225 \frac{\text{m}^3}{\text{sec}}
 \end{aligned}$$

- Data aksesoris pipa yang diketahui:

<i>Elbow</i>	=	0,2 (4 buah)
<i>Tee</i>	=	<i>None</i>
<i>Gate valve</i>	=	<i>None</i>
Material pipa	=	Polyetilane
Panjang pipa	=	4 m
Panjang ekivalensi	=	4,8 m
Diameter luar (OD)	=	10 mm
Diameter Dalam (ID)	=	8,5 mm

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1} \quad (\text{Sesuai persamaan 2.24})$$

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times (0,00225)^{1,85} \times 4,8 \text{ m}}{(0,0085)^5 \times 701325 \text{ pa}}$$

$$\Delta P = 2804,7 \text{ pa}$$

#### 4.4.5 Menghitung *Pressure Drop* dari *Manifold* ke *Silinder Barrier Packaging*

- Data operasi yang diketahui:

Tekanan (P)	=	600000 Pa + 101325 Pa
	=	701325 Pa
Debit udara (Qs)	=	0,00006 $\frac{\text{m}^3}{\text{min}}$
	=	0,0000001 $\frac{\text{m}^3}{\text{sec}}$

- Data aksesoris pipa yang diketahui:

<i>Elbow</i>	=	0,2 (4 buah)
<i>Tee</i>	=	<i>None</i>
<i>Gate valve</i>	=	<i>None</i>
Material pipa	=	Polyetilane
Panjang pipa	=	4 m
Panjang ekivalensi	=	2,8 m
Diameter luar (OD)	=	10 mm
Diameter Dalam (ID)	=	8,5 mm

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times P_1} \quad (\text{Sesuai persamaan 2.24})$$

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times (0,000001)^{1,85} \times 4,8 \text{ m}}{(0,0085)^5 \times 701325 \text{ pa}}$$

$$\Delta P = 0,0020 \text{ pa}$$

#### 4.4.6 Menghitung Pressure Drop dari Manifold ke *suction cup*

- Data operasi yang diketahui:

Tekanan (P)	=	600000 Pa + 101325 Pa
	=	701325 Pa

Debit udara (Qs)	=	0,00013 $\frac{m^3}{min}$
------------------	---	---------------------------

- Data aksesoris pipa yang diketahui:

<i>Elbow</i>	=	0,2 (8 buah)
<i>Tee</i>	=	<i>None</i>
<i>Gate valve</i>	=	<i>None</i>
Material pipa	=	Polyetilane
Panjang pipa	=	5 m
Panjang ekivalensi	=	6,6 m
Diameter luar (OD)	=	10 mm
Diameter Dalam (ID)	=	8,5 mm

(Sesuai persamaan 2.24)

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

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times (0,000001)^{1,85} \times 6,6 \text{ m}}{(0,0085)^5 \times 701325 \text{ pa}}$$

$$\Delta P = 0,0013 \text{ pa}$$

#### 4.4.7 Total Pressure Drop

##### a. Total pressure drop line 1

<i>Pressure Drop</i> dari kompresor ke <i>Air Tank</i>		<i>Pressure Drop</i> dari <i>Air Tank</i> ke <i>Manifold</i>	<i>Pressure Drop</i> dari <i>Manifold</i> ke <i>Actuator</i>	Jumlah keseluruhan <i>pressure drop</i>
(pa)		(pa)	(pa)	(pa)
<i>Silinder Material Handling</i>	0,060	7,662	173,64	181, 36
<i>Silinder Push Packaging</i>	0,060	7,662	2804,7	2812, 48
<i>Silinder Barrier Packaging</i>	0,060	7,662	0,0020	7,7239
<i>Suction cup</i>	0,060	7,662	0,0013	7.7232
Total Pressure Drop <i>Line 1</i>				3009,92

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{Line1}$$

$$\Delta P_{total} = 3009,92 \text{ pa}$$

$$\Delta P_{total} = 3009,92 \text{ pa} \times \frac{\text{Bar}}{10^5 \text{ Pa}}$$

$$\Delta P_{total} = 0,030 \text{ Bar}$$

Pada perhitungan di atas, untuk setiap *pressure drop* dari kompresor ke masing-masing silinder tidak melebihi 0,05 Bar. Dengan demikian sistem pneumatik dapat dikatakan aman (Majumdar, 1995). Untuk total *pressure drop* yang didapat sebesar 3009,92 Pa atau sebesar 0.030 Bar.

#### 4.5 Menentukan Air Dryer

Pada beberapa katalog untuk menentukan *air dryer* dapat dilakukan dengan memperhatikan parameter seperti *air flow capacity*, temperatur masuk dan tekanan masuk

pada sistem pengering udara. Perhitungan tersebut menggunakan persamaan sederhana yang biasa digunakan salah satunya pada katalog SMC.

Kondisi udara yang telah diketahui:

Parameter	Satuan	Kondisi Udara	Faktor Koreksi
<i>Inlet Air Temperature (A)</i>	°C	45	0,64
<i>Ambient Temperature (B)</i>	°C	30	1,05
<i>Inlet Air Pressure (C)</i>	MPa	0,6	0,92
<i>Outlet Air Pressure Dew Point (D)</i>	°C	10	1,00
<i>Air Flow Rate Inlet (E)</i>	m <sup>3</sup> /min	6	-

$$\text{Corrected Formula} = \frac{\text{Air Flow Rate}}{\text{Correction Factor}}$$

$$\text{Corrected Formula} = \frac{0,1712 \text{ m}^3/\text{min}}{0,64 \times 1,05 \times 0,92 \times 1,00}$$

$$\text{Corrected Formula} = 0,2769 \text{ m}^3/\text{min}$$

Berdasarkan faktor koreksi *air flow capacity* maka diketahui kapasitas yang akan digunakan untuk *air dryer* adalah sebesar 0,2769 m<sup>3</sup>/min.

#### 4.6 Menentukan Air Receiver Tank

Untuk menentukan ukuran *air tank* maka harus memperhatikan tekanan udara minimal dan maksimal, konsumsi udara pada sistem pneumatik serta *outlet flow* pada kompresor yang diperlukan. Pada kebutuhan udara standar sistem pneumatik yang telah diketahui sebesar 0,1712  $\frac{\text{m}^3}{\text{menit}}$  dengan waktu perencanaan 120 menit.

Tabel 4. 6 Waktu Silinder Bergerak

Data Sistem Pneumatik				
NO.	Aktuator	S (mm)	T <sub>extend</sub> (s)	T <sub>retract</sub> (s)
1.	Silinder A	25	1,08	1,14
2.	Silinder B	160	2,13	1,07
3.	Vakum Cup	-	5,03	0,7
4.	Silinder D	400	1,34	1,12
Total Waktu			13,61 detik	

Pada data tabel di atas untuk total 3 silinder dan *suction cup* bergerak dengan 1 siklus memiliki waktu 13,61 detik atau 0,22 menit. Data tersebut diambil berdasarkan data *existing* di lapangan. Sehingga dari data yang telah diketahui dalam menentukan *air receiver tank* yang dibutuhkan, dapat ditentukan dalam langkah berikut ini.

#### 4.6.1 Menentukan Kapasitas Air Receiver Tank Pada Saat Operasi Kompresor Namun Tidak Mensuplai Sistem Pneumatik

Perhitungan ini dilakukan dalam keadaan *air receiver tank*

Data yang telah diketahui:

$$\begin{aligned} Q_c &= 0 \text{ (kondisi tidak mensuplai sistem pneumatik)} \\ Q_r &= 0,1712 \frac{m^3}{min} \\ P_{max} &= 15 \text{ bar (data existing)} \\ &= 1500 \text{ kPa} \\ P_{min} &= P_{\text{sistem pneumatik}} + \Delta \text{pressure Drop} \\ &= 600.000 \text{ pa} + 3009,92 \text{ pa} \\ &= 603.009,92 \text{ pa} \\ &= 603,00992 \text{ kPa} \\ \text{time} &= 120 \text{ min (data existing)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_r &= \frac{101. t. (Q_r - Q_c)}{P_{max} - P_{min}} && \text{(Sesuai persamaan 2.23)} \\ V_r &= \frac{101kPa \cdot 120 \cdot (0,1712 - 0)}{1500kPa - 603,00992 kPa} \\ V_r &= 2,31 m^3 \end{aligned}$$

#### 4.6.2 Menentukan Kapasitas Air Receiver Tank Pada Saat Loading Kompresor Dan Mensuplai Sistem Pneumatik

Diketahui dalam 1 sistem pneumatik pada data yang diketahui mempunyai waktu 13,6 detik atau 0,22 menit. Berdasarkan data di lapangan maka telah didapat *air receiver tank* mampu memberikan suplai udara selama lebih 120 menit. Pada kondisi ini perlu mengetahui konsumsi udara standar yang diperlukan kompresor yang akan mengisi. Dapat diketahui konsumsi udara sebesar  $0,1712 \frac{m^3}{menit}$  sehingga dapat diketahui kapasitas kompresor yang diperlukan.

$$\begin{aligned} \text{Safety Factor} &= 10\% \times Q_s \\ &= 10\% \times 0,1712 \frac{m^3}{menit} \\ &= 0,01712 \frac{m^3}{menit} \end{aligned}$$

Setelah mendapat kapasitas yang diperlukan dapat ditambahkan *safety factor* yang

harus dipenuhi kompresor.

$$\begin{aligned} Q_c &= Q_s + s_f \\ &= 0,1712 \frac{m^3}{menit} + 0,01712 \frac{m^3}{menit} \\ &= 0,18832 \frac{m^3}{menit} \end{aligned}$$

Setelah mendapat nilai-nilai tersebut, maka selanjutnya dapat ditentukan kapasitas *air tank receiver* dengan persamaan sebagai berikut:

Data yang telah diketahui:

$$\begin{aligned} Q_c &= 0,18832 \frac{m^3}{min} \\ Q_r &= 0,1712 \frac{m^3}{min} \\ P_{max} &= 15 \text{ bar (data existing)} \\ &= 1500 \text{ kPa} \\ P_{min} &= P_{\text{sistem pneumatik}} + \Delta \text{pressure Drop} \\ &= 600.000 \text{ pa} + 3009,92 \text{ pa} \\ &= 603.009,92 \text{ pa} \\ &= 603,00992 \text{ kPa} \\ \text{time} &= 120 \text{ min} \end{aligned}$$

$$V_r = \frac{101 \cdot t \cdot (Q_r - Q_c)}{P_{max} - P_{min}} \quad (\text{Sesuai persamaan 2.23})$$

$$V_r = \frac{101 \text{ kPa} \cdot 120 \cdot (0,18832 - 0,1712)}{1500 \text{ kPa} - 603,00992 \text{ kPa}}$$

$$V_r = 0,23 \text{ m}^3$$

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

Air Flow Capacity (FAD <sup>1)</sup> )		Recommended Receiver Volume		Gallons
(cfm)	(m <sup>3</sup> /h)	(m <sup>3</sup> )	(cu ft)	
100	170	0.3	11	83
200	340	0.5	18	135
350	595	1	35	265
600	1020	1.5	53	400
700	1190	2	71	540
1500	2550	3	106	800
2000	3400	4	141	1060
2600	4420	5	177	1350
3000	5100	6	212	1590
4000	6800	8	282	2150
5000	8500	10	353	2650
6000	10200	12	424	3200
7000	11900	14	494	3700
8000	13600	16	565	4250
9000	15300	18	636	4775
10000	17000	20	706	5300

Gambar 4. 39 Kapasitas Air Tank Standar ASME

Sumber: (ASME Standard Air Receiver Code Requirement, 2023)

Pada gambar di atas, untuk *air receiver tank* dengan kondisi pada 4.6.1 ASME merekomendasikan *air receiver tank* dengan volume 3 m<sup>3</sup> dengan *airflow capacity* 2550  $\frac{m^3}{hour}$  (dipilih yang mendekati 2,31 m<sup>3</sup>). Pada kondisi 4.6.2 ASME memberikan rekomendasi *air receiver tank* dengan volume 0,3 m<sup>3</sup> dengan *air flow capacity* 170  $\frac{m^3}{hour}$  (dipilih yang mendekati 0,23 m<sup>3</sup>).

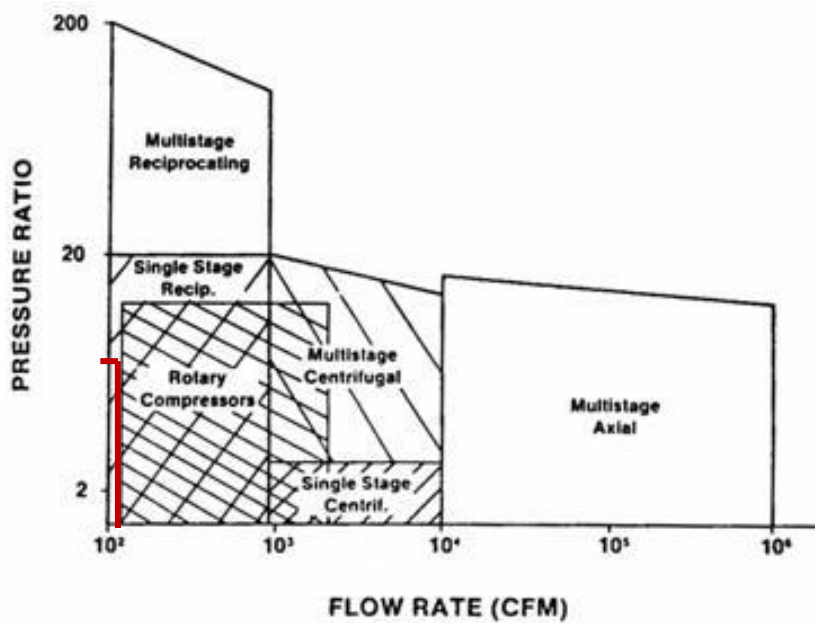
## 4.7 Pemilihan Kompresor

### 4.7.1 Jenis Kompresor

Kebutuhan udara sebesar 0,1712  $\frac{m^3}{menit}$  atau 7,9 CFM dengan tekanan kerja 10 bar dapat dilihat pada diagram pemilihan klasifikasi kompresor yang diperlukan berdasarkan parameter tekanan rasio dan *flow rate* kompresor. Untuk menentukan rasio tekanan dapat menggunakan persamaan sebagai berikut.

$$r_p = \frac{1000000 Pa + 101325 Pa}{101325 Pa} \quad (\text{Sesuai persamaan 2.19})$$

$$r_p = 10,8$$



Gambar 4. 40 Diagram Pemilihan Kompresor

Tabel 4. 7 General compressor selection criteria

Type of Compressor	Capacity (m <sup>3</sup> /h)		Pressure (bar)	
	From	To	From	To
<b>Roots blower compressor single stage</b>	100	300000	0.1	1
<b>Reciprocating</b>				
-Single / Two Stage	100	12000	0.8	12
- Multi Stage	100	12000	12.0	700
<b>Screw</b>				
- Single Stage	100	2400	0.8	13
- Two Stage	100	2200	0.8	24
<b>Centrifugal</b>	600	300000	0.1	450

Pada gambar diagram 4.40 dan tabel 4.7 di atas, maka untuk merencanakan kompresor dengan tekanan minimal 10 bar dan kapasitas 0,1712  $\frac{m^3}{menit}$  yang dapat memenuhi kebutuhan yaitu kompresor *reciprocating* dengan tipe *single/two stage*.

#### 4.7.2 Menentukan Kompresor

##### A. Temperatur Discharge Kompresor

Data yang diketahui:



Temperatur kerja	= 30 °C
	= 30°C + 273,15
	= 303,15 °K
Rasio Pressure (rp)	= 10,8
Tekanan operasi	= 10 bar
	= 1000000 pa

Dari data tersebut dapat digunakan untuk mencari *Temperature Discharge* dengan persamaan sebagai berikut:

$$T_d = T_s \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \quad (\text{Sesuai persamaan 2.19})$$

$$T_d = 303,15 \cdot (10,8)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_d = 590,22 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Setelah mendapat nilai *temperature discharge*, selanjutnya adalah mencari nilai dari kapasitas hisap kompresor dengan persamaan berikut ini:

$$\frac{P_s \times Q_s}{T_s} = \frac{P_d \times Q_d}{T_d} \quad (\text{Sesuai persamaan 2.9})$$

$$Q_s = \frac{P_d \cdot T_s \cdot Q_d}{T_d \cdot P_s}$$

$$Q_s = \frac{1000000 \text{ pa} \times 303,15 \text{ K} \times 0,1712 \frac{\text{m}^3}{\text{menit}}}{590,223 \text{ K} \times 101.325 \text{ pa}}$$

$$Q_s = 0,8678 \frac{\text{m}^3}{\text{menit}}$$

$$Q_s = 0,8678 \frac{\text{m}^3}{\text{menit}} \times \frac{\text{menit}}{60 \text{ s}}$$

$$Q_s = 0,0144 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

## B. Daya Adiabatis Kompresor

Setelah mendapat kapasitas hisap atau *suction* selanjutnya dapat menentukan nilai dari daya adiabatik kompresor, sehingga daya adiabatik kompresor dapat menggunakan persamaan

berikut ini:

$$W_{com} = \frac{m \times k}{k - 1} \times P_{suction} \times Q_{suction} \times \left[ (rp)^{\frac{k-1}{m \times k}} - 1 \right] \quad (\text{Sesuai persamaan 2.21})$$

$$W_{com} = \frac{2 \times 1,4}{1,4 - 1} \times 101325 \text{ Pa} \times 0,0144 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times \left[ (10,8)^{\frac{1,4-1}{2 \times 1,4}} - 1 \right]$$

$$W_{com} = \frac{2 \times 1,4}{1,4 - 1} \times 101,325 \text{ kPa} \times 0,0144 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times \left[ (10,8)^{\frac{1,4-1}{2 \times 1,4}} - 1 \right]$$

$$W_{com} = 4085,4 \text{ Watt}$$

$$W_{com} = 4,08 \text{ kW}$$

### C. Daya Poros Penggerak

Setelah diketahui daya kompresor maka langkah selanjutnya yaitu mencari daya dari poros. Data yang dibutuhkan untuk mencari daya poros yaitu efisiensi kompresor sebesar 75% atau 0,75 untuk kompresor sedang pada persamaan 2.20 dan juga daya adiabatik kompresor.

$$\eta_{ad} = \frac{W_{compressor}}{W_{poros}} \quad (\text{Sesuai persamaan 2.20})$$

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

$$W_{poros} = \frac{4,08 \text{ kW}}{0,75}$$

$$W_{poros} = 5,44 \text{ kW}$$

### D. Daya Motor

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

*(Dapat dilihat pada tabel 2.2 dan tabel 2.3)*

Pada perencanaan motor penggerak kompresor, transmisi yang direncanakan yaitu menggunakan sabuk V-belt dan motor penggerak jenis motor induksi. Sehingga untuk nilai motor induksi diambil faktor cadangan dengan nilai 0,2 (diambil yang tertinggi untuk keamanan) dan efisiensi transmisi sabuk V-belt sebesar 0,95. Dari data tersebut, dapat

dihitung sebagai berikut:

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

$$W_{motor} = \frac{5,44 \text{ kW}}{0,95} \times (1 + 0,2)$$

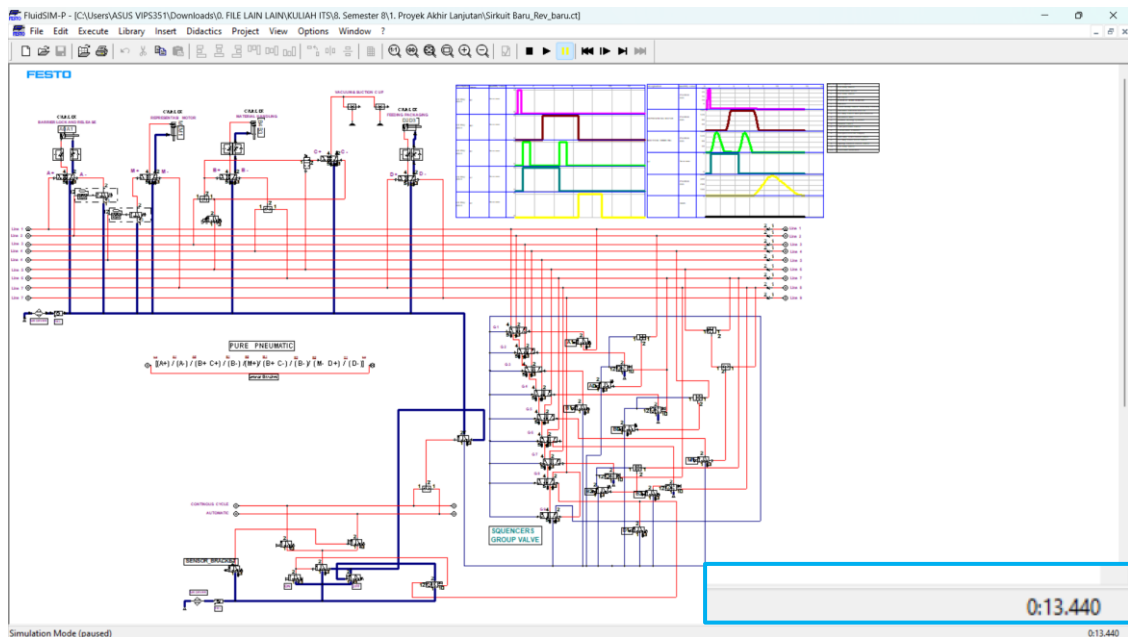
$$W_{motor} = 6,88 \text{ kW}$$

Sehingga dari hasil perhitungan yang telah dilakukan untuk konsumsi udara sebesar  $0,1712 \frac{m^3}{menit}$  memerlukan penggerak motor sebesar 6,88 kW yang dapat digunakan sebagai acuan untuk memilih daya kompresor minimal.

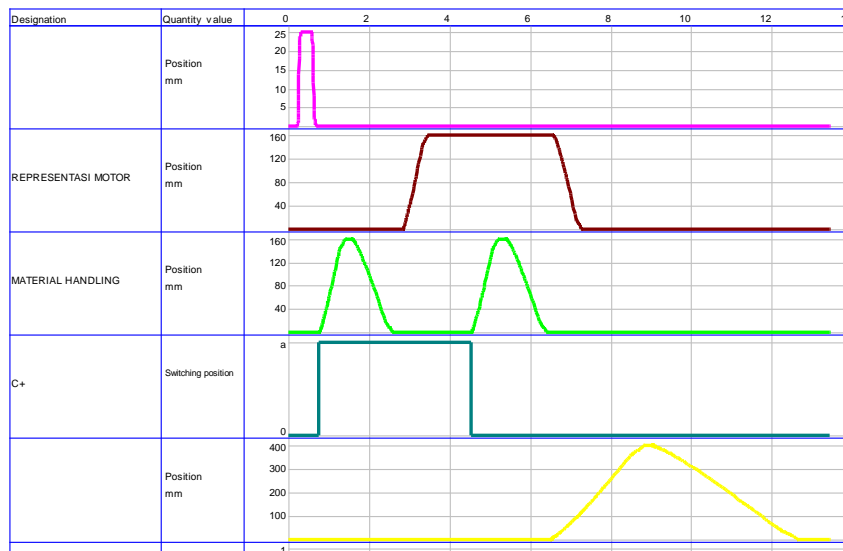
## 4.8 Analisa Simulasi

### 4.8.1 Perbandingan waktu operasi *existing* dengan simulasi *software fluids*

Pada *running* simulasi dengan *software fluids* dengan penggunaan 9 *group squencers valve*. Didapatkan waktu dalam satu siklus sistem pneumatik 13,44 detik yang ditunjukkan pada pojok kanan bawah pada gambar 4.41 dengan *set point* tekanan 6 bar dan *air flow rate* 172 liter/min.



Gambar 4. 41 Gambar Hasil Simulasi Berdasarkan Waktu



Gambar 4. 42 Hasil Simulasi Grafik Step Diagram Berdasarkan Waktu

Berdasarkan pada gambar 4.42 memperlihatkan bahwa dalam 1 siklus *running* simulasi pada *software fluidsims* mendapatkan durasi 13,44 detik. Dimana hasil simulasi tersebut lebih cepat daripada kondisi aktual di lapangan yaitu dengan durasi 13,61 detik. Dimana durasi simulasi dalam 1 siklus tidak melebihi dari kondisi aktual kurang dari 2%.

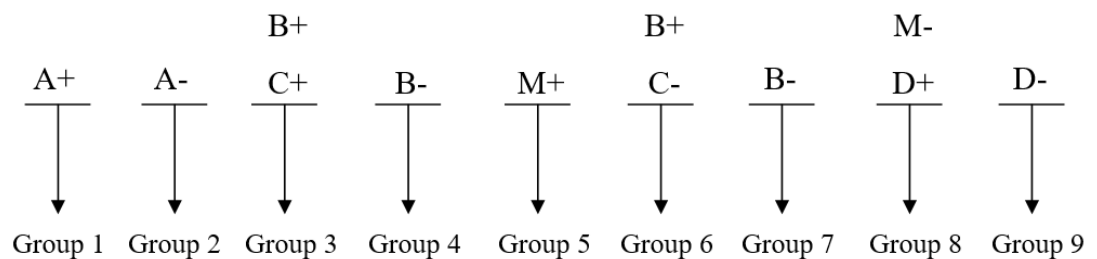
## BAB V

### PENUTUP

#### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan perancangan dan simulasi pada *software fluidsim 4.5* menunjukkan bahwa sistem pneumatik murni pada mesin *automatic feeding packaging* mendapatkan hasil dan kesimpulan sebagai berikut:

1. Pada perancangan sirkuit pneumatik murni menggunakan *software fluidsim 4.5* dengan menggunakan metode Cascade, dapat dirancang dengan 9 grup sebagai berikut.



2. Hasil simulasi pada *software fluidsim* dengan data parameter yang telah dimasukkan menunjukkan bahwa waktu simulasi 13,440 detik lebih cepat dari waktu aktual sebesar 13,61 detik. Simulasi berhasil dengan waktu tidak melebihi kondisi aktual dan melebihi dari 5 detik *cycle time system* yang ada di lapangan.
3. Pada perhitungan pemilihan aktuator silinder mendapatkan spesifikasi komponen pada diameter yang telah diperhitungkan. Konsumsi udara pada silinder pneumatik A,B, dan D dan *suction cup* keseluruhan didapat sebesar  $0,1712 \frac{m^3}{menit}$ . *Pressuredrop* total yang didapatkan sebesar 0,030 Bar sehingga masih dalam batas aman sesuai dengan buku S.J Majumdar. Air Dryer didapatkan nilai  $0,2769 \frac{m^3}{min}$ . Untuk *sizing Air Receiver Tank* didapatkan nilai kapasitas yang diperlukan sebesar  $3 m^3$  sesuai dengan rekomendasi ASME dan tekanan minimal sebesar 10 bar. Untuk tipe *Air Tank* yang dipilih adalah dengan produksi SMC dengan tipe AT220C dengan volume 3000 liter. Kompresor yang digunakan pada kebutuhan konsumsi udara  $0,1712 \frac{m^3}{menit}$  atau 6,04 CFM dengan tekanan kerja minimal 10 bar adalah *reciprocating two stage* dengan 1 *intercooler* dengan daya motor yang diperlukan untuk menggerakkan kompresor adalah sebesar 8,9 kW. Sehingga spesifikasi kompresor yang dipilih adalah Kompresor Hitachi-Bebicon *Oil Free*

dengan tipe 11OP-8.5GA5A. Kemudian setelah itu didapatkan spesifikasi aktuator pneumatik sebagai berikut.

Nama	Tipe	Diameter		Stroke (mm)
		Dpiston (mm)	Drod (mm)	
SILINDER A (1)	HGP-25-25-I-P-A	25	7,5	25
SILINDER B (1)	DFM-32-160-P-A	32	12	160
SILINDER D (1)	DNC-40-400-PPV-A	40	16	400

## 5.2 Saran

1. Dapat melakukan pengembangan lanjutan dalam perancangan sistem pneumatik dengan metode selain *Cascade*.
2. Dapat dilakukan perancangan lanjutan secara keseluruhan jumlah sistem pneumatik pada aktuator.
3. Dapat simulasi lanjutan sistem pneumatik dengan menggunakan *software fluidsim* versi terbaru.

## DAFTAR PUSTAKA

- Abdurrahman, A. (2008). *Rancang Bangun Mesin Pemerah Susu Sapi dengan sistem Elektro Pneumatik*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Adhianto, R. (2018). Perancangan Feeding Conveyor untuk Mesin Banbury line #6 PT. Multistrada Arah Sarana Tbk. *ResearchGate*, 1-2.
- Anggraini, F. D. (2022, December). *Research Gate*. Retrieved 11 25, 2023, from Research Gate:[https://www.researchgate.net/publication/366530048\\_Perancangan\\_Sistem\\_Pneumatik\\_Untuk\\_Pemindahan\\_Cup\\_Es\\_Krim\\_Dari\\_Konveyor\\_Ke\\_Proses\\_Pembekuan\\_Pada\\_Pabrik\\_Es\\_Krim\\_Cup\\_Dengan\\_Controller\\_PLC](https://www.researchgate.net/publication/366530048_Perancangan_Sistem_Pneumatik_Untuk_Pemindahan_Cup_Es_Krim_Dari_Konveyor_Ke_Proses_Pembekuan_Pada_Pabrik_Es_Krim_Cup_Dengan_Controller_PLC)
- Anggraini, H. D. (2022). *Perencanaan dan Perhitungan Ulang Sistem Pneumatik Untuk Mesin Press di PT. Aneka Timber Dan Furniture-Gresik*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Barber, A. (1997). *Pneumatic Handbook – Eighth Edition*. Elsevier Science & TEchnology Books.
- Dwitama, A. (2018). *Repository ITS*. Retrieved 10 02, 2023, from Repository ITS: [https://repository.its.ac.id/58175/1/10511500000082-Non\\_degree.pdf](https://repository.its.ac.id/58175/1/10511500000082-Non_degree.pdf)
- Esposito, A. (2014). *Fluid Power with Application 7th Edition*. New Jersey: Prentice Hall International Inc.
- Festo. (2022, January 1). *Festo Didactic*. Retrieved from Festo: <https://www.festo.com/media/pim/106/D15000100122106.PDF>
- Garudafood. (2022, November 22). *Garudafood Receives Indonesia Product Launch of The Year Award at FMCG Asia Awards 2022*. Retrieved from <https://garudafood.com/>: <https://garudafood.com/garudafood-receives-indonesia-product-launch-of-the-year-award-at-fmcg-asia-awards-202201>
- Hambir, P. (2019). Automatic Weighing and Packaging Machine. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 2129-2138.
- Hermawan, D. P. (2021). *Perencanaan Dan Perhitungan Ulang Sistem Pneumatik Untuk Mesin Press Di PT. Aneka Timber Dan Furniture-Gresik*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Kemenperin. (2022, November 11). *Kemenperin: Industri Makanan dan Minuman Tumbuh 3,57% di Kuartal III-2022*. Retrieved from <https://kemenperin.go.id>: <https://kemenperin.go.id/artikel/23696/Kemenperin:-Industri-Makanan-dan-Minuman-Tumbuh-3,57-di-Kuartal-III-2022>

- Kotler, A. (1999). *Principle of Marketing 12th*. Pearson Prentice Hall.
- Majumdar, S. (1995). *Pneumatic Systems - Principles and Maintenance*. New York: Mc Graw - Hill.
- MsPneumatic (Director). (2020). *Pneumatic System* [Motion Picture].
- Perindustrian, K. (2021, April 19). *Industri Makanan dan Minuman Diakselerasi Menuju Transformasi Digital*. Retrieved from <https://kemenperin.go.id/https://kemenperin.go.id/artikel/22485/Industri-Makanan-dan-Minuman-Diakselerasi-Menuju-Transformasi-Digital>
- Said, A. A. (2016). *Desain Kemasan*. Makassar: Badan Penerbit UNM Makassar.
- Solo Abadi. (2023, November 25). *Solo Abadi*. Retrieved from Solo Abadi: <https://soloabadi.com/mesin-feeder-adalah-mesin-yang-penting-dalam-industri-manufaktur-lalu-apa-fungsinya/>



# Lampiran

## Lampiran 1. *Manual Book Instruction*

2. Minimum pressure switch that activates when the pressure falls below the minimum value of 4 bar causing the emergency stop of the machine

### Suction System

The tray feeder is equipped, in its product infeed section, with an air suction system with the following functions:

- Product stabilization on product loader's infeed belts.

The system consists of:

1. Suction unit (one unit for two tray feeders).
2. Manifold for pipes from the processing line.
3. Pipes coming from the timing belts.
4. Suction pipe with quick connection.
5. Silos with integrated filtering system.
6. Extractable collection tray.
7. Pneumatic shutters to allow picking up the bag during operation.

For further details, please consult the attached manual.

### General Technical Data:

Electric power supply 3P+N+E	V	400±10%
Frequency	Hz	50±1%
Installed power	kW	36
Rated current	A	64
Power cable min section (copper)	mm <sup>2</sup>	10
Compressed air supply	bar	4-6
Max. weight workpiece	kg	3,5
Weight machine	kg	1200



### Work Environment

Permissible environmental values for smooth operation of the machine's electrical system:

- Allowable temperatures from +5 to +40°C;
- Humidity not exceeding 50% at 40°C or not exceeding 90% at 20°C.
- Altitude 1000 m asl

If the machine is installed in tropical climate, it must be supplied with tropicalized motors and air conditioning for the electric cabinet. The building in which the machine is installed must in any case have its own air conditioning system to ensure that the machine works within the temperature and humidity limits specified above.

Lampiran 2. Data *Running* Kompresor

unit	Load Hour (awal)	Load Hour (akhir)	Hour
Compresor udara WS 75 kw PGA	42184	42186	2
Compresor udara 1 WS 75 kw pspd	39081	39083	2
Compresor udara 2 WS 75 kw pspd	21347	21349	2

NB:

Tes running 2 jam dengan jalan kompresor udara 75 kw X 3 unit

## Lampiran 3. Spesifikasi Silinder Pneumatik tipe HGP

### Parallel grippers HGP

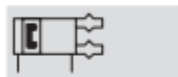
FESTO

Technical data

#### Function

Double-acting

HGP-06-A, HGP-...-A-B



Size  
6 ... 35 mm

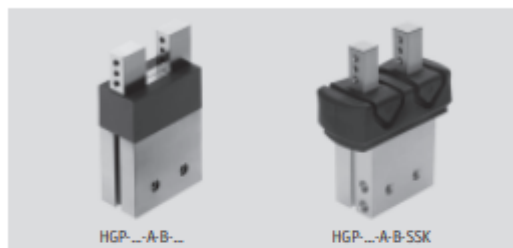
Stroke  
4 ... 25 mm

#### Variants

- With gripping force retention...  
... open HGP-...-G1  
... closed HGP-...-G2
- With protective dust cap



[www.festo.com/en/](http://www.festo.com/en/)  
Spare\_parts\_service  
Wearing parts kits  
→ 22



General technical data							
Size	6	10	16	20	25	35	
Design	Wedge-shaped		Lever mechanism				
Mode of operation	Double-acting						
Gripper function	Parallel						
Number of gripper jaws	2						
Max. applied load per external gripper finger <sup>1)</sup>	[N]	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8	1.2
Stroke per gripper jaw	[mm]	2	3	5	6.5	7.5	12.5
Pneumatic connection		M3			M5	G1/8	
Repetition accuracy <sup>2)</sup>	[mm]	± 0.04					
Max. interchangeability	[mm]	0.2					
Max. operating frequency	[Hz]	4					
Position sensing		For proximity sensing					
Type of mounting		With female thread and centring sleeve					
		Via through-holes and centring sleeve					

1) Valid for unthrottled operation

2) End position drift under constant conditions of use with 100 consecutive strokes in the direction of movement of the gripper jaws

Operating and environmental conditions							
Size	6	10	16	20	25	35	
Min. operating pressure	HGP-...-A/-B [bar]	2					
	HGP-...-G... [bar]	5					
Max. operating pressure	[bar]	8					
Operating medium		Filtered compressed air, lubricated or unlubricated					
Ambient temperature	[°C]	+5 ... +60					
Corrosion resistance class CRC <sup>1)</sup>		2	1				

1) Corrosion resistance class 1 according to Festo standard 940 070

Components requiring low corrosion resistance. Transport and storage protection. Parts that do not have primarily decorative surface requirements, e.g. in internal areas that are not visible or behind covers.

Corrosion resistance class 2 according to Festo standard 940 070

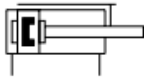
Components requiring moderate corrosion resistance. Externally visible parts with primarily decorative surface requirements which are in direct contact with a normal industrial environment or media such as coolants or lubricating agents

Weights [g]							
Size	6	10	16	20	25	35	
HGP-...-A	18	75	194	396	725	1 369	
HGP-...-G1	–	76	197	402	737	1 387	
HGP-...-G2	–	76	197	402	737	1 387	
With protective dust cap							
HGP-...-SSK	–	–	197	–	737	–	

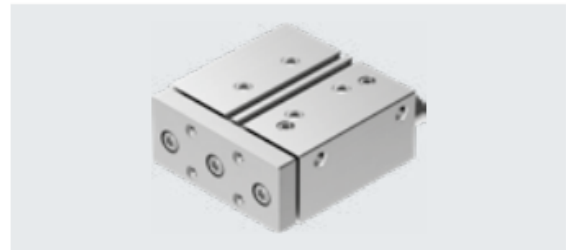
# Lampiran 4. Spesifikasi Silinder Pneumatik tipe DFM

Guided drives DFM

## Data sheet



www.festo.com  
Piston diameter  
12 ... 100 mm



- $\varnothing$  - Diameter  
6 ... 100 mm
- | - Stroke length  
5 ... 200 mm

General technical data												
Piston diameter	6	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100
Pneumatic connection	M3	M3	M5	M5	M5	G1/8	G1/8	G1/8	G1/4	G1/4	G3/8	G3/8
Design	Piston											
	Piston rod											
	Guide rods with yoke											
Cushioning	Elastic cushioning rings/plates at both ends											
Position sensing	Via proximity switch											
Type of mounting	With through-hole											
	With female thread											
Mounting position	Any											
Protection against torsion/guide	Guide rod with yoke/with plain-bearing or ball bearing guide											

Operating and environmental conditions													
Piston diameter	6	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	
Operating pressure	[MPa]												
	0.2 ... 0.8	0.15 ... 0.8	0.2 ... 1			0.15 ... 1			0.1 ... 1		0.05 ... 1		
	[bar]												
	2 ... 8	1.5 ... 8	2 ... 10			1.5 ... 10			1 ... 10		0.5 ... 10		
Operating medium	Compressed air to ISO 8573-1:2010 [7:4:4]												
Note on operating/pilot medium	Lubricated operation possible (in which case lubricated operation will always be required)												
Ambient temperature <sup>1)</sup>													
DFM-...-GF	[°C]	-10 ... +60		-20 ... +80									
DFM-...-KF	[°C]	-		-5 ... +60									
Corrosion resistance CRC <sup>2)</sup>	1												
Cleanroom class	7 to ISO 14644-1									-			
ATEX	Selected types → <a href="http://www.festo.com">www.festo.com</a>												

1) Note operating range of proximity switches

2) Corrosion resistance class CRC 1 to Festo standard FN 940070

Low corrosion stress. Dry internal application or transport and storage protection. Also applies to parts behind coverings, in the non-visible interior area, and parts which are covered in the application (e.g. drive trunnions).

Speeds [m/s]												
Piston diameter	6	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100
<b>Cushioning P</b>												
Maximum speed, advancing	1.3	1.7	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.6	0.6	0.4	0.4
Maximum speed, retracting	1.1	1.6	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.6	0.6	0.4	0.4

## Lampiran 4. Spesifikasi Silinder tipe DNC

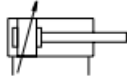
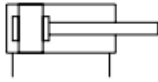
Standards-based cylinders DNC, ISO 15552

### Data sheet

Function

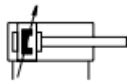
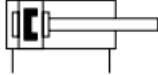
**DNC...**

Without position sensing



**DNC...A...**

With position sensing



 Diameter  
32 ... 125 mm

 Stroke length  
10 ... 2000 mm

 [www.festo.com](http://www.festo.com)

Sets of wearing parts  
→ Page 24



- Standards-based cylinders to ISO 15552 (corresponds to the withdrawn standards ISO 6431, DIN ISO 6431, VDMA 24562, NFE 49 003.1 and UNI 10290)



General technical data		32	40	50	63	80	100	125
Piston Ø		32	40	50	63	80	100	125
Pneumatic connection		G1/8	G1/4	G1/4	G3/8	G3/8	G1/2	G1/2
Piston rod thread		M10x1.25	M12x1.25	M16x1.5	M16x1.5	M20x1.5	M20x1.5	M27x2
	K3	M6	M8	M10	M10	M12	M12	M16
	K5	M10	M12	M16	M16	M20	M20	M27
Design		Piston						
		Piston rod						
		Profile barrel						
Max. torsional backlash of piston rod [°]	Q	±0.65	±0.6	±0.45	±0.45	±0.45	±0.45	–
Cushioning		Elastic cushioning rings/pads at both ends						
		Pneumatic cushioning, adjustable at both ends						
Cushioning length PPV [mm]		20	20	22	22	32	32	42
Position sensing		Via proximity switch						
Type of mounting		With female thread						
		Via accessories						
Mounting position		Any						

## Lampiran 5. Spesifikasi *Vacuum Generator* tipe VAD

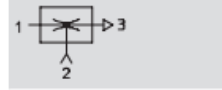
### Vacuum generators VAD/VAK

FESTO

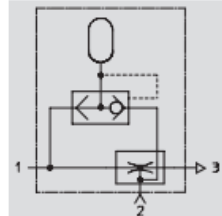
Technical data

Function

VAD-...

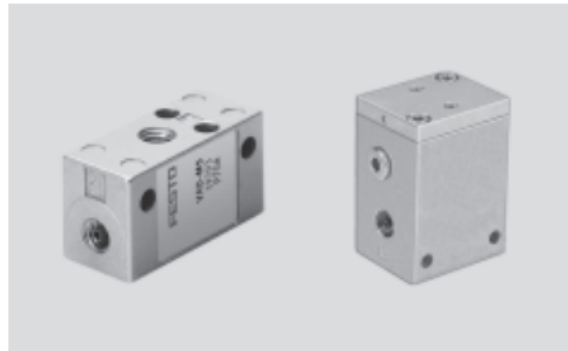


VAK-...



Temperature range  
-20 ... +80 °C

Operating pressure  
1.5 ... 10 bar





General technical data					
Type	VAD-...				VAK-...
Size	M5	G1/8	G1/4	G3/8	G1/4
Design	Block-shaped				
Operating medium	Lubricated and unlubricated compressed air				
Mounting position	Any				
Ejector features	High vacuum				
Type of mounting	Via through-holes				
Pneumatic connection	M5	G1/8	G1/4	G3/8	G1/4
Nominal size of laval nozzle [mm]	0.5	0.8	1.0	1.5	1.0
Max. vacuum [%]	80				
Operating pressure [bar]	1.5 ... 10				

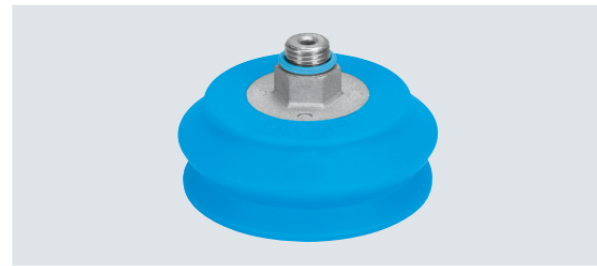
Ambient conditions	
Variant	VAD/VAK
Ambient temperature [°C]	-20 ... +80
Corrosion resistance CRC <sup>1)</sup>	2
Note on material	Free of copper, PTFE and silicone

- 1) Corrosion resistance class 2 according to Festo standard 940 070  
Components requiring moderate corrosion resistance. Externally visible parts with primarily decorative surface requirements which are in direct contact with a surrounding industrial atmosphere or media such as cooling or lubricating agents.

Weights [g]					
Type	VAD-...				VAK-...
Size	M5	G1/8	G1/4	G3/8	G1/4
VAD-.../VAK-...	14	40	90	155	265

## Lampiran 6. Spesifikasi *Suction Cup* tipe VSAB Datasheet

-  Diameter  
8 ... 125 mm
-  Temperature range  
-40 ... +200°C



General technical data									
Suction cup $\varnothing$	[mm]	8	15	30	40	55	75	100	125
Vacuum connection		M5	G1/8	G1/8	G1/4	G1/4	G1/4	G1/4	G3/8
Connection position		On top							
Nominal width	[mm]	2	3	3	4	4	4	4	7
Suction cup shape		Round, protective bellows with 1.5 convolutions							
Type of mounting		Via vacuum connection							
Mounting position		Any							
Nominal operating pressure	[MPa]	-0.07							
	[bar]	-0.7							
	[psi]	-10.15							
Holding force at nominal operating pressure -0.7 bar	[N]	SI: 2.6	8.5	SI: 25	SI: 58	110	SI: 228	SI: 395	SI: 610
		PUR: 2.8		PUR: 34	PUR: 60		PUR: 250	PUR: 450	PUR: 570
Suction cup volume	[cm <sup>3</sup> ]	0.163	0.83	6.18	11.11	30.4	65.5	128	307
Suction cup height compensator	[mm]	3.3	5.6	13.9	13.7	20	15.5	15.5	25

# Air Tank AT Series



**⚠ Precautions**

Be sure to read this before handling the products.  
Refer to back page 50 for Safety Instructions and pages 6 to 8 for Air Preparation Equipment Precautions.

**Precautions**

### Model/Standard Specifications

Model	AT6C	AT11D	AT22D	AT37D	AT55D	AT75D	AT125D	AT150C <sup>(1)</sup>	AT220C <sup>(1)</sup>	
Fluid	Compressed air									
Tank capacity (L)	100	200	400	500	700	1000	1500	2000	3000	
Max. operating pressure (MPa)	0.97									
Port size	Rc 1/2	Rc 3/4	Rc 1 1/2		2B flange <sup>(2)</sup>		3B flange <sup>(2)</sup>	4B flange <sup>(2)</sup>		
Set pressure for safety valve (MPa)	0.97									
Proof pressure (Under water pressure) (MPa)	1.46									
Fluid temperature (°C)	0 to 100 (For the type with auto drain: 0 to 60°C)									
Material	Steel plate (SS400)						Steel plate (SS400, SM490B)			
Weight (kg)	55	115	180	205	275	395	505	775	965	
Coating color	Surface: Munsell N-5.5, Inner surface: Non coated									
Accessory	Safety valve (1 pc.)	R 1/2	R 3/4	R 1 1/4		R 1 1/2		R 2		
	Valve for drainage (1 pc.)	Rc 1/2								
	Pressure gauge (1 pc.)	R3/8 D2 shape								
	L type anchor bolt (4 pcs.)	M16 x L250			M16 x L300			M16 x L500	M24 x L500	

Note 1) Manufactured upon receipt of order

Note 2) JISB2220 (JIS 10K FF flange)

Note 3) The accessories should be mounted by user.

Note 4) This product is for indoor use only and not to be used outdoors.

Note 5) As this product is a Class 2 Pressure Vessel, conduct an annual self inspection and safely store the inspection results for 3 years.

### Option<sup>Note 1)</sup> (Accessory)

Model	Auto drain	Companion flange
AT6C	AD402-04	—
AT11D		—
AT22D		—
AT37D		—
AT55D		2 <sup>B</sup> JIS 10K FF flange
AT75D		3 <sup>B</sup> JIS 10K FF flange
AT125D		
AT150C		4 <sup>B</sup> JIS 10K FF flange
AT220C		

### Replacement Part<sup>Note 2)</sup>

Model	Pressure gauge	Gasket for cleaning hole	Gasket for manhole
AT6C	AT-SA001	—	—
AT11D			
AT22D			
AT37D			
AT55D		411419	
AT75D			
AT125D			
AT150C		—	
AT220C	412013		

Note 1) The accessories should be mounted by user. (Order with the part number.)

Note 2) Parts other than the replacement parts cannot be shipped individually.



# Series IDFA□E Model Selection

The corrected air flow capacity, which considers the user's operating conditions, is required for selecting the air dryer. Please select using the following procedures. However, for 400 VAC, model should also be selected based on the amount of processed air of 380 VAC regarding IDFA100F to 150F. (Correction factor is based on the rated conditions of 380 VAC, so when the factor of rated conditions of 400 VAC is inputted, the amount of processed air of 400 VAC can be found.)

### 1 Read the correction factor.

Obtain the correction factor A to D suitable for your operating condition using the table below.

### 2 Calculate the corrected air flow capacity.

Obtain the corrected air flow capacity from the following formula.  
Corrected air flow capacity = Air consumption + (Correction factor A x B x C)

### 3 Select the model.

Select the model which air flow capacity exceeds the corrected air flow capacity using the specification table. (For air flow capacity, refer to the data D below.)

### 4 Option

### 5 Finalize the model number.

### 6 Select accessories sold separately.

### IDFA□E Selection Example

Condition	Data symbol	Correction factor <sup>(Note)</sup>
Inlet air temperature	40°C	A
Ambient temperature	35°C	B
Inlet air pressure	0.5 MPa	C
Air consumption	31 m³/h	—

Note) Values obtained from the table below.

$$\text{Corrected air flow capacity} = 31 \text{ m}^3/\text{h} + (0.83 \times 0.83 \times 0.92) = 48.9 \text{ m}^3/\text{h}$$

According to the corrected air flow capacity of 48.9 m³/h, the **IDFA8E** will be selected when the required output air pressure dew point is 3°C. The **IDFA6E** will be selected when the required pressure dew point is 10°C.

Refer to pages 81 and 82.

Refer to pages 72, 75 and 78.

Refer to page 83.

### Data A: Inlet Air Temperature

Inlet air temperature (°C)	Correction factor	
	IDFA3E to 37E	IDFA55E to 75E
5 to 25	1.30	1.33
30	1.25	1.16
35	1	1
40	0.83	0.8
45	0.7	0.64
50	0.6	0.48

Inlet air temperature (°C)	Correction factor
	IDFA100F to 150F
5 to 30	1.41
35	1.21
40	1
45	0.92
50	0.75
55	0.63
60	0.53

### Data B: Ambient Temperature

Ambient temperature (°C)	Correction factor	
	IDFA3E to 11E	IDFA15E to 75E
20	1.1	1.1
25	1	1
30	0.91	0.97
35	0.83	0.89
40	0.79	0.77

Ambient temperature (°C)	Correction factor
	IDFA100F to 150F
2 to 25	1.06
30	1.02
32	1
35	0.99
40	0.98
45	0.92

### Data C: Inlet Air Pressure

Inlet air pressure (MPa)	Correction factor	
	IDFA3E to 11E	IDFA15E to 75E
0.3	0.80	0.72
0.4	0.87	0.81
0.5	0.92	0.88
0.6	0.96	0.95
0.7	1.00	1.00
0.8	1.04	1.06
0.9	1.07	1.11
1	1.1	1.16
1.2	1.16	1.21
1.4	1.21	1.25
1.6	1.25	1.27

Inlet air pressure (MPa)	Correction factor
	IDFA100F to 150F
0.2	0.84
0.3	0.87
0.4	0.9
0.5	0.93
0.6	0.96
0.7	1
0.8	1.03
0.9	1.06
1 to 1.6	1.09

### Data D: Air Flow Capacity

Model	Air flow capacity (m³/h [ANR])					
	IDFA3E	IDFA4E	IDFA6E	IDFA8E	IDFA11E	
Outlet air pressure dew point	3°C	12	24	36	65	80
	7°C	15	31	46	83	101
	10°C	17	34	50	91	112

Note) In case of "Option A (Cool compressed air output)", the air flow capacity is different. Refer to page 81 for details.

Model	Air flow capacity (m³/h [ANR])					
	IDFA15E	IDFA22E	IDFA37E	IDFA55E	IDFA75E	
Outlet air pressure dew point	3°C	120	182	273	390	660
	7°C	152	231	347	432	720
	10°C	168	254	382	510	822

Model	Air flow capacity (m³/h [ANR])			
	IDFA100F	IDFA125F	IDFA150F	
Outlet air pressure dew point	3°C	670	860	1045
	7°C	816	1029	1275
	10°C	960	1210	1500

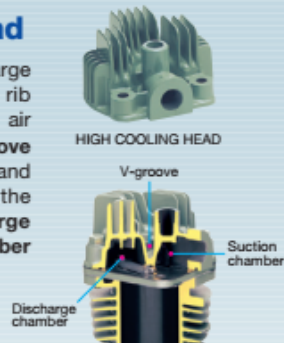


## Lampiran 9. Spesifikasi Kompresor Berdasarkan Katalog HITACHI-Bebicon

**Features** Oil-free Air Supply, High Performance, Durable Design, Long Overhaul Cycle

### High Cooling Head

**High Cooling Head** with large aluminum alloy ventilated rib improves heat radiation and air capacity. In addition, **V-groove** located between discharge and suction chamber reduces the heat transfer from **discharge chamber** to **suction chamber** and improves air capacity.



### Lead Air Valve

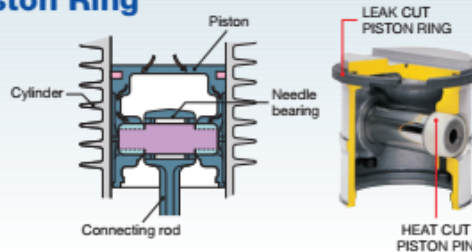
**Lead Air Valve** of I-shaped stainless steel suction air valve improves air capacity and durability against rusting.



### Heat Cut Piston Pin & Leak Cut Piston Ring

**Heat Cut Piston Pin** of heat-insulating material reduces heat transfer from the **piston** to the **needle bearing** and keeps bearing in relatively low temperature and improves the reliability.

**Leak Cut Piston Ring** of specially shaped abutment joint reduces air leakage and improves air capacity.



## Specifications (Horizontal Tank Mount Type)

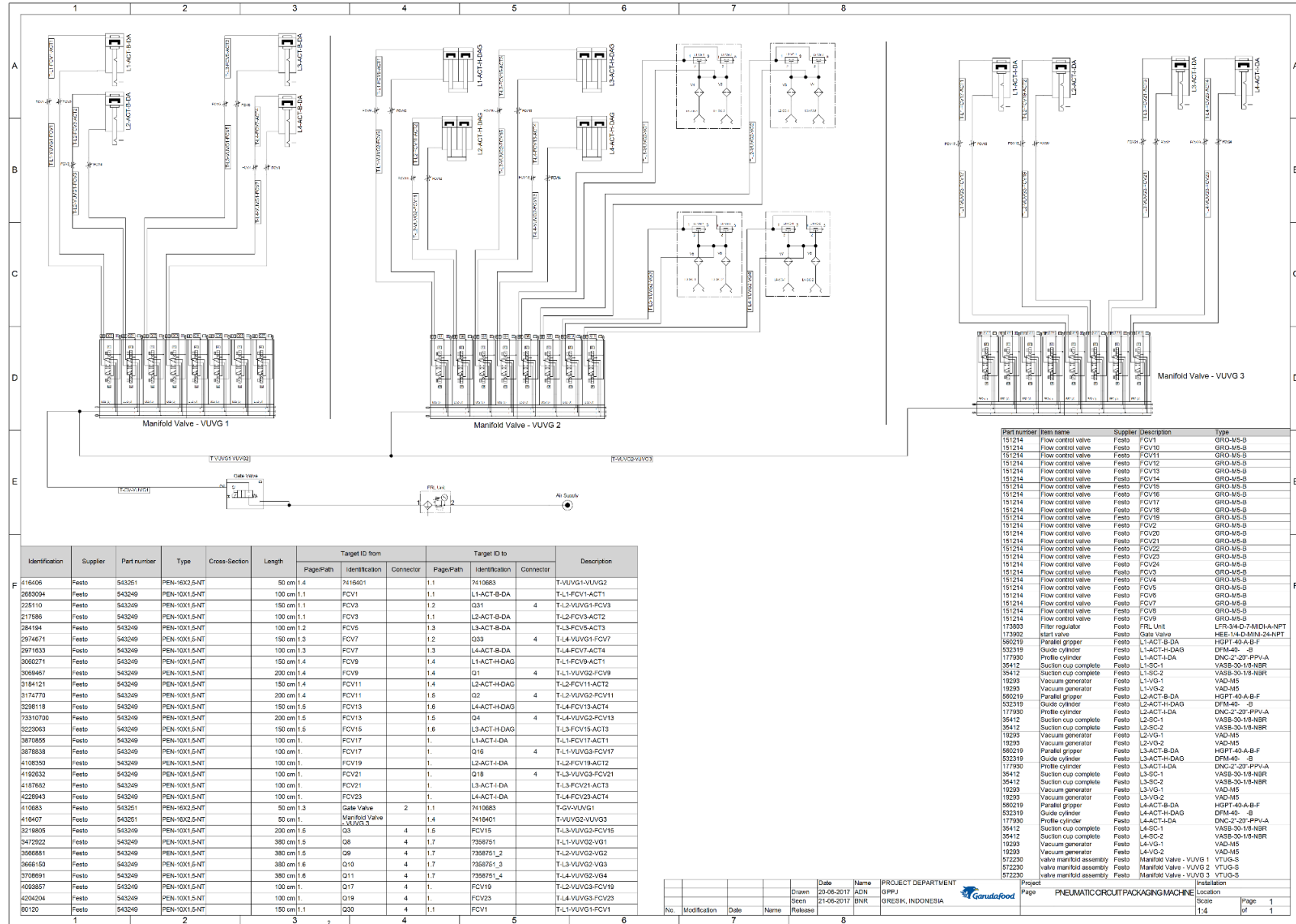
Control Method		Pressure Switch Control										
Item - Unit	Model	0.4LE-8S5A	0.75OP-9.5G5SA	0.75OP-9.5G5A	1.5OP-9.5G5SA	1.5OP-9.5G5A	2.2OP-9.5G5SA	2.2OP-9.5G5A	3.7OP-9.5G5A	5.5OP-9.5G5A	7.5OP-8.5GA5A	11OP-8.5GA5A
		0.75OP-9.5G5SA	0.75OP-9.5G5A	1.5OP-9.5G5SA	1.5OP-9.5G5A	2.2OP-9.5G5SA	2.2OP-9.5G5A	3.7OP-9.5G5A	5.5OP-9.5G5A	7.5OP-8.5GA5A	11OP-8.5GA5A	
Motor Nominal Output	kW	0.45	0.75		1.5		2.2		3.7	5.5	7.5	11
Power Source	PH	1	1	3	1	3	1	3	3			
Max. Discharge Pressure	MPa	0.8	0.93								0.83	
Air Capacity	L/min	42	75		165		240		405	605	880	1,285
Air Tank Volume	L	20	80		80		90		125	150	235	290
Air Outlet	—	1/4B×1						3/8B×1		3/4B×1		
Standard Accessories	—	Pressure Gauge, Safety Valve, Stop Valve	Pressure Gauge, Safety Valve, Hose Joint, Belt Cover, Silencer, Stop Valve									
External Dimensions (W×D×H)	mm	600×322×608	1,173×380×852		1,173×431×897	1,173×393×897	1,283×434×825	1,283×403×825	1,345×423×913	1,470×482×995	1,674×552×1,045	2,014×646×1,153
Weight	kg	30	84	77	105	93	139	122	163	208	278	385

Note: 1. Use the compressor at a place where ambient temperature is 0 (at which there is no freeze of drain water) to 40°C.  
2. The capacity of compressed air is the amount of air discharged under

ambient temperature 20°C, humidity 60%.

3. Hitachi air compressors are not designed, intended or approved for breathing air applications.

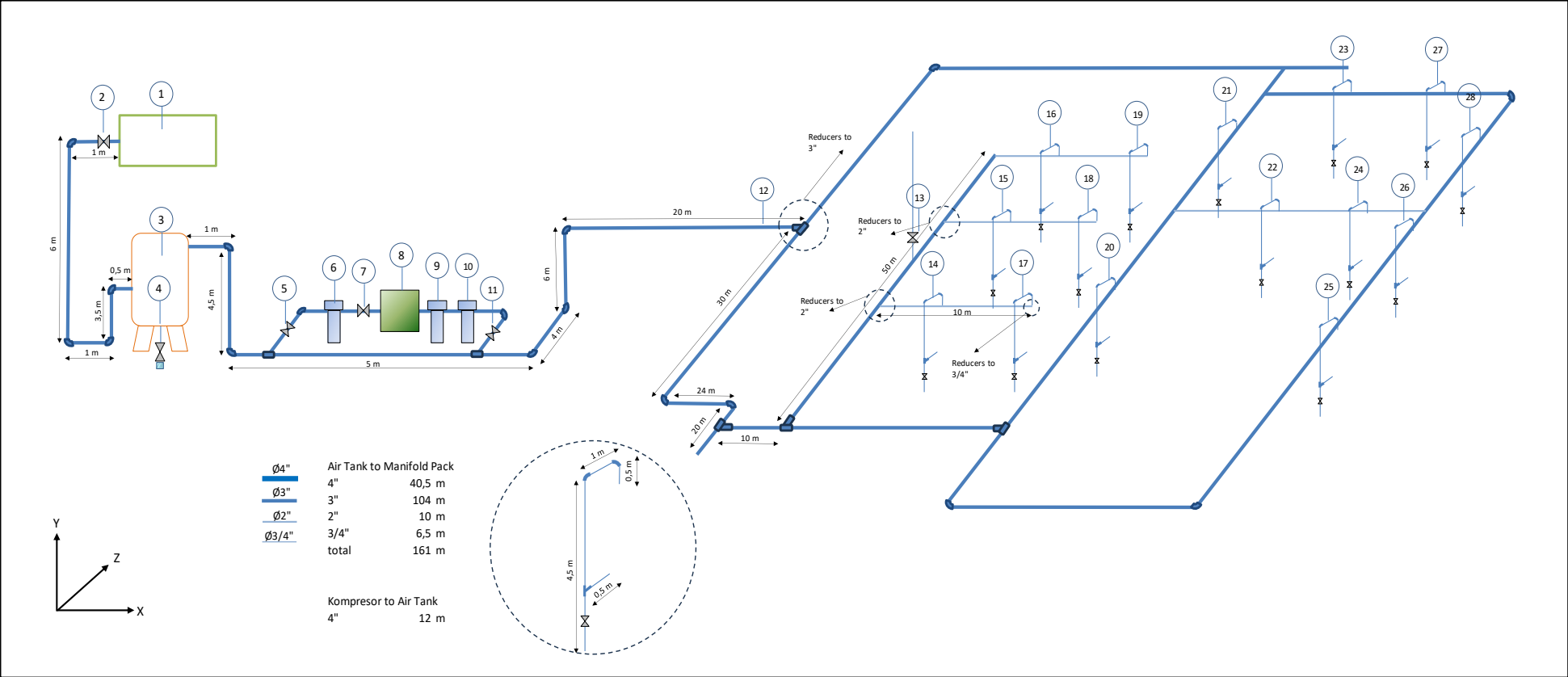
# Lampiran 11. Instalasi dari Air Service Unit sampai aktuator



No.	Modification	Date	Name
7		20-06-2017	ADN
8		21-06-2017	BNR



# Lampiran 12. Instalasi Pipa Udara





## Biodata Penulis



Penulis memiliki nama lengkap Novian Meliniar yang merupakan anak keempat dari empat bersaudara yang lahir di Sidoarjo tanggal 25 Nopember 2000. Penulis memulai pendidikan formal di SDN Penambangan Sidoarjo, kemudian SMP PGRI 7 Sidoarjo, dan SMK Penerbangan Dharma Wirawan Sidoarjo dan lulus pada tahun 2019. Penulis melanjutkan pendidikan tinggi dan mengambil prodi Teknologi Rekayasa Konversi Energi, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada tahun 2020. Selama menempuh pendidikan tinggi, penulis aktif mengikuti kegiatan akademik dan non-akademik. Kegiatan akademik yaitu perkuliahan dan menjadi asisten laboratorium Mekatronika tahun 2022-2023, kemudian menjadi asisten laboratorium Pneumatik dan Hidrolik pada tahun 2023-2024. Pada kegiatan non-akademik penulis aktif menjadi pengurus Himpunan Mahasiswa Departemen Teknik Mesin Industri (HMDM ITS), sebagai Staff Media Kreatif HMDM ITS selama 2 tahun. Dalam penelitian yang telah dilakukan, penulis memberikan email sebagai sarana diskusi atau masukan karena dalam penulisan proyek akhir ini mungkin bisa saja terdapat kekurangan dan kesalahan yang terjadi. Untuk dapat diberikan pada alamat email berikut. [novianmeliniar365@gmail.com](mailto:novianmeliniar365@gmail.com)