



TUGAS AKHIR - TM145648

RANCANG BANGUN MESIN PENGEPRES BIJI KELOR DENGAN SISTEM PNEUMATIK

RADITA TYAS ATSANI
NRP. 10 2115 000 100 05

MOHAMMAD SYAMWIL BAIQUNI
NRP. 10 2115 000 100 33

Dosen Pembimbing I
Giri Nugroho, ST, Msc

JURUSAN DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
KERJASAMA ITS - DISNAKERTRANS JAWA TIMUR
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember



TUGAS AKHIR – TM 145648

**RANCANG BANGUN MESIN PRES BIJI KELOR
DENGAN SISTEM PNEUMATIK**

**RADITA TYAS ATSANI
NRP. 10 2115 0001 0005**

**MOHAMMAD SYAMWIL BAIQUNI
NRP. 10 2115 0001 0033**

**Dosen Pembimbing
Giri Nugroho,ST,MSc**

**JURUSAN DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
INDUSTRI KERJASAMA ITS –
DISNAKERTRANS JAWA TIMUR
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**



FINAL PROJECT – TM 145648

**DEVELOPMENT OF MORINGA SHEEDS OIL
PRESS MACHINE WITH PNEUMATIK SYSTEM**

**RADITA TYAS
ATSANI
NRP. 10 2115 0001 0005**

**MOHAMMAD
SYAMWIL
BAIQUNI
NRP. 10 2115 0001 0033**

**Counsellor Lecturer 1
Giri Nugroho,ST,MSc**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL INDUSTRIAL
ENGINEERING
COOPERATION ITS - DISNAKERTRANS EAST JAVA
Faculty of Vocational
Sepuluh Nopember institute of technology
Surabaya
2018**

LEMBAR PENGESAHAN

RANCANG BANGUN MESIN PRES BIJI KELOR DENGAN SISTEM PNEUMATIK

TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin

Pada

Bidang Studi Pneumatik

Program Studi D-3 TEKNIK MESIN

DISNAKERTRANS -ITS

Fakultas Vokasi

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Radita Tyas Atsani

NRP. 10 2115 000 100 05

Mohammad Syamwil Baiquni

NRP. 10 2115 000 100 33

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:

Pembimbing



RANCANG BANGUN MESIN PRESS BIJI KELOR DENGAN SISTEM PNEUMATIK

Nama Mahasiswa : ***Raditya Tyas Atsani***
NRP : ***10211500010005***
Nama Mahasiswa : ***Mohammad Syamwil***
NRP : ***10211500010033***
Jurusan : ***Departemen Teknik Mesin***
Dosen Pembimbing : ***Giri Nugroho, ST,Msc***

Abstrak

Kelor (*Moringa oleifera*) terdistribusi secara luas di daerah tropis, khususnya Indonesia. Minyak biji kelor dapat dimanfaatkan sebagai bahan dalam pembuatan sabun, bahan iluminasi, bahan campuran untuk pembuatan kosmetik, produksi minyak biji kelor ini masih menggunakan alat bantu sederhana salah satunya pada saat pengepresan yang masih menggunakan wadah berbentuk tabung dan ditekan dengan balok kayu seperti system pengungkit yang memakai tenaga dan waktu yang lama, Oleh karena itu dirancang mesin pres biji kelor menggunakan sistem pneumatik untuk meningkatkan produktivitas mitra mencapai 70 %.

Proses pembuatan mesin diawali dengan observasi dan studi literatur mengenai sistem pneumatik yang dibutuhkan untuk merancang mesin pres biji kelor dengan kebutuhan gaya 604 N, kemudian didapat konsep mesin dan sket beserta dimensi, dilanjutkan dengan membuat alat. Percobaan dan pengujian alat dilakukan setelah mesin dibuat . Jika mesin bekerja baik akan dievaluasi dan perencanaan kembali.

Dari hasil analisa, didapatkan sebuah mesin pengepres dengan besar gaya potong 604 N menggunakan tekanan 10 kgf/cm^2 . Untuk silinder pneumatik dibutuhkan diameter silinder berdiameter 80 mm dan stroke 250 mm. Rata-rata kapasitas mesin pengepres biji kelor dapat menghasilkan rata rata setiap 5 menit adalah 1 liter. Memakai katup DCV 5/2, volume silinder berdiameter 80 mm..

Selain itu, sistem pneumatik yang terdiri dari kompresor, FRL, FCV dan DCV.

Kata kunci : minyak biji kelor, mesin pengepres pneumatik

MORINGA SEEDS PREES MACHINE WITH PNEUMATIC SYSTEM

Name : *Radita Tyas Atsani*
SRN : *10211500010005*
Name : *Mohammad Syamwil Baiquni*
SRN : *10211500010033*
Program : *Departement of Mechanical Engineering*
Thesis Advisor : *Giri Nugroho, ST., M.Sc*

Abstract

Moringa oleifera is widely distributed in the tropics, especially Indonesia. Moringa (Moringaceae) spread in areas with various conditions of natural geography. Moringa oleifera seeds contain mustard oil (moringa oil) which can be utilized as an ingredient in making soap, illumination materials, materials for cosmetic manufacture. Moringa seeds are first processed into kernels. And then cook the kernel for 5 minutes to evoke the oil content inside. Seeds are then put into a thin cloth bag then soaked in water. Once soaked, the beans are then pressed 70%.

According to observations in CV. Piramida Alam, we found the problems that CV Piramida Alam had during the process. Therefore, we make press machine with pneumatic system as solution of this problem. First, we did a test on the seeds to determine the capacity of the machine suitable for the design of the tool and then done the calculation. After that, evaluate the machine itself.

From the analysist result, we find minimum force needed is 604 N by using pressure system of 10 kgf / cm². For pneumatic cylinders, the cylinder is 80 mm in diameter and 250 mm in stroke. Using a 5/2 DCV valve. In addition, the pneumatic system consisted of compressors, FRLs, FCVs and DCVs.

Keywords : Moringa seed, Moringa Oil, Press Machine, Pneumatic

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT. Karena atas ramat dan hidayahnya-Nya, tugas akhir yang berjudul “**RANCANG BANGUN MESIN PRES BIJI KELOR DENGAN MENGGUNAKAN SISTEM PNEUMATIK**” ini dapat disusun dan diselesaikan dengan lancar.

Penelitian yang kami lakukan dalam rangka menyelesaikan mata kuliah Tugas Akhir yang merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi D3 Departemen Teknik Mesin Industri Kerjasama Disnakertransduk Fakultas Vokasi - ITS, sesuai dengan kurikulum yang telah ditetapkan. Selain itu penelitian ini juga merupakan suatu bukti nyata yang diberikan almamater dalam rangka pengabdian masyarakat dalam bentuk teknologi tepat guna.

Banyak pihak yang telah membantu selama pengerjaan penelitian ini, oleh karena itu pada kesempatan ini kami sampaikan tarima kasih kepada :

1. Allah SWT dan junjungan besar kami, Nabi Muhammad SAW yang telah memberikan ketenangan dalam jiwa kami.
2. Bapak dan Ibu tercinta beserta kakak, adik, anggota keluarga, dan orang - orang yang kami cintai atas doa dan dukungannya.
3. Bapak **Giri Nugroho,ST,MSc** dosen pembimbing mata kuliah Tugas Akhir Departemen Teknik Mesin

Industri Fakultas Vokasi – ITS yang telah banyak memberikan bimbingan dan nasehat kepada kami..

4. Bapak **Jiwo Mulyono, S.Pd** selaku koordinator program studi D3 Teknik Mesin di UPT-PK Disnakertransduk Surabaya.
5. Bapak **Ir. Suhariyanto, MT** selaku koordinator mata kuliah tugas akhir.
6. Bapak **Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT** selaku Kepala Departemen Teknik Mesin Industri yang telah memberikan bimbingan.
7. Bapak Dosen tim penguji yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini.
8. Seluruh dosen dan staf pengajar Departemen D3 Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi-ITS, yang telah memberikan ilmunya dan membantu selama menimba ilmu di bangku kuliah.
9. Seluruh Keluarga DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI - ITS serta berbagai pihak yang belum tertulis dan yang tidak mungkin disebutkan satu persatu yang telah berperan dalam pengerjaan penyusunan laporan ini.

Semoga segala keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Tuhan Yang Maha Esa, Amin..

Karena keterbatasan waktu dan kemampuan penulis, sebagai manusia biasa kami menyadari dalam penulisan ini masih terdapat beberapa kesalahan, keterbatasan, dan kekurangan. Oleh karena itu, kami mengharap kritik dan saran membangun sebagai masukan untuk penulis dan kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang memerlukan, mahasiswa D3 Teknik Mesin Kerjasama Disnakertransduk Fakultas Vokasi - ITS pada khususnya.

Surabaya, 12 Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN JUDUL	ii
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	vi
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI.....	x
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xiv

BAB I PENDAHULUAN

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

BAB II DASAR TEORI

2.1 Definisi Biji Kelor	4
2.1.1 Proses Produksi Di Mitra	4
2.2 Mesin Pres	5
2.3 Pneumatik.....	5
2.4 Persamaan Dasar Pneumatik	6
2.5 Sistem Kontrol Pneumatik	8
2.6 Komponen komponen Pneumatik	9

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Observasi.....	33
3.2 Studi Literatur.....	33
3.3 Mendapatkan Data.....	36

3.4 Sketsa Alat	36
3.5 Perhitungan	36
3.6 Pengadaan Alat dan Bahan.....	37
3.7 Perakitan.....	37
3.8 Uji Coba	37
3.9 Pengukuran Kapasitas	37
3.10 Mendapatkan Data	38
3.11 Pembuatan Laporan	38
3.12 Prosedur pengeluaran Minyak Biji kelor menggunakan Mesin Pres Dengan Sistem Pneumatik	38

BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

4.1 Uji Gaya	39
4.2 Perencanaan Sistem Pneumatik	41
4.2.1 Perhitungan Kapasitas Sumber	42
4.2.2 Perencanaan Diameter Pipa	44
4.2.3 Perencanaan Valve	45
4.2.4 Perencanaan FRL	46
4.2.5 Perencanaan Kompresor.....	46
4.3 Diagram Sirkuit Pneumatik	46
4.3.1 Diagram Notasi Silinder Kerja	47
4.3.2 Diagram Gerak Langkah Silinder	47
4.4 Mesin Pres Biji Kelor	48
4.5 Pengukuran Kapasitas Mesin	50

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan	51
5.2 Saran	51

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BIODATA PENULIS

Daftar Gambar

Gambar 2.1 Biji Kelor	5
Gambar 2.2 Ilustrasi Hukum Pascal	7
Gambar 2.3 Ilustrasi Hukum Boyle Mariote.....	8
Gambar 2.4 Full Pneumatik Controler	9
Gambar 2.5 <i>FRL</i>	11
Gambar 2.6 <i>One Way Flow Control Valve</i>	14
Gambar 2.7 Tipe <i>Meter in</i> dan Tipe <i>Meter Out</i>	15
Gambar 2.8 Katup 3/2 <i>Directional Control Valve</i> Tipe <i>Poppet</i> Dengan Dudukan Cakram.....	16
Gambar 2.9 Katup 3/2 <i>Directional Control Valve</i> Tipe <i>Poppet</i> Dengan Dudukan Cakram.....	16
Gambar 2.10 Katup 5/2 <i>Directional Control Valve</i> Tipe <i>Slide</i>	17
Gambar 2.11 Katup 3/2 <i>Solenoid Tunggal</i>	18
Gambar 2.12 Katup 5/2 <i>Solenoid Tunggal</i>	18
Gambar 2.13 Simbol <i>Double Solenoid Valve</i>	19
Gambar 2.14 Katup Solenoid Ganda 5/2 <i>Way</i>	19
Gambar 2.15 Katup Manual dengan sistem tuas.....	20
Gambar 2.16 <i>Double Acting Cylinder</i>	21
Gambar 2.17 Simbol <i>Double Acting Cylinder</i>	22
Gambar 2.18 Klasifikasi Kompresor	25
Gambar 2.19 Kompresor Resiprokal	26
Gambar 2.20 Kompresor Torak Dua Tingkat Sistem Pendingin Udara.....	27
Gambar 2.21 Kompresor Diafragma	28
Gambar 2.22 Kompresor Rotari.....	28
Gambar 2.23 Kompresor Sekrup.....	29
Gambar 2.24 Kompresor Root Blower.....	29
Gambar 2.25 Kompresor Aliran Radial.....	30
Gambar 2.26 Kompresor Aliran Aksial.....	31

Gambar 3.1 Diagram Alir Atau Flowchart	32
Gambar 3.2 Kondisi Ukm	33
Gambar 3.3 Uji Coba Mencari Gaya Tekan	34
Gambar 3.4 Alat-alat Uji Coba	35
Gambar 3.5 Sketsa Alat	36
Gambar 4.1 Alat dan Bahan Uji Coba.....	39
Gambar 4.2 Uji.....	40
Gambar 4.3 Diagram Sirkuit Pneumatik	47
Gambar 4.4 Diagram Notasi Silinder Kerja.....	47
Gambar 4.5 Diagram Gerak Langkah Silinder	48
Gambar 4.6 Mesin Pres Biji Kelor	48
Gambar 4.7 Silinder.....	49
Gambar 4.8 FRL.....	49
Gambar 4.9 Minyak Hasil Belum Diproses	50

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Biji *M. oleifera* mengandung 35% minyak (Anwar et al., 2005). Dalam minyak *M. Oleifera* mengandung sterol, tocopherol dan flavonoid Komposisi *M.Oleifera* terdiri dari asam lemak dan asam oleat yang tinggi (>70 %) sehingga layak menjadi bahan baku biodiesel. (Anwar et al., 2005; Lalas and Tsaknis, 2002). Biji *Moringa oleifera* mengandung mustard oil (minyak moringa) yang dapat dimanfaatkan sebagai bahan dalam pembuatan sabun, bahan iluminasi, bahan campuran untuk pembuatan kosmetik (Price, 1993, Sutherland, J.P., et all, 1994).

CV Piramida Alam merupakan perusahaan yang bergerak dibidang penyuplai bahan baku kosmetik yang menghasilkan produk olahan biji kelor. Proses pengpresan biji kelor yang dilakukan oleh mitra kami masih dalam keadaan manual biji kelor dimasukkan kedalam kantong tipis diletakkan pada wadah yang berbentuk seperti gelas atau tabung setelah itu ditekan dengan batang kayu yang terhubung dengan balok posisi vertikal untuk menekan seperti sistem pengungkit agar minyak keluar . Sehingga cara ini bisa dibilang kurang optimal.

Oleh karena itu, kami merancang mesin pengepres biji kelor untuk mempercepat proses produksi mencapai 70%. Komponen utama dari mesin ini diantaranya sistem pneumatik, sistem penyangga, sistem transmisi, aktuator peras, teflon sebagai punch. Prinsip kerja mesin pengepres ini, ialah biji kelor dimasukkan melalui lubang menuju ke saluran yang mengarah ke proses pengepresan untuk kemudian dipres dengan sistem pneumatik. Apabila mesin pengepres ini berjalan dengan baik diharapkan dapat meningkatkan produsen mitra produktivitas CV Piramida Alam.

1.2 Perumusan Masalah

Permasalahan yang akan diselesaikan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Berapa gaya pengepresan dan bagaimana mendapatkan perencanaan ulang sistem pneumatik yang digunakan?
2. Bagaimana melakukan perhitungan pada mesin pengepres biji kelor ?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang diambil untuk tugas akhir ini adalah sebagai berikut.:

1. Kekuatan rangka mesin (sambungan las), dan keseimbangan rangka pada mesin tidak dihitung atau dinyatakan aman.
2. Desain *punch* dan gelas tidak dibahas atau dinyatakan aman.
3. Kekuatan *punch* dan gelas tidak dihitung, di bahas atau dianggap aman.
4. Struktur kimia, kandungan dan proses minyak kelor tidak dibahas.

1.4 Tujuan

Tujuan yang akan dicapai dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Mendapatkan rancangan mesin pres biji kelor yang baik.
2. Mendapatkan besarnya gaya pengepresan dan sistem pneumatik yang digunakan pada mesin pengepres biji kelor.

1.5 Sistematika Penulisan

Sistematika yang digunakan dalam penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut: BAB I Pendahuluan

Berisi tentang latar belakang penulisan, permasalahan yang diangkat, tujuan penulisan, pembatasan masalah, metodologi, sistematika penulisan, dan relevansi.

BAB II Dasar Teori

Membahas tentang teori serta konsep sistem kontrol

pneumatik dan komponen-komponen yang berkaitan dengan mesin pengepres biji kelor.

BAB III Metodologi

Membahas tentang diagram alir beserta penjelasan, dan menjelaskan prinsip kerja mesin pengepres biji kelor.

BAB IV Perencanaan dan Perhitungan

Membahas tentang perencanaan dan perhitungan analisa gaya-gaya dan sistem pneumatik yang terjadi.

BAB V Penutup

Membahas tentang kesimpulan dari hasil analisis dan saran-saran penulis.

1.6 Manfaat

Manfaat dari Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Meningkatkan produktivitas minyak biji kelor dengan mempercepat proses pengepresan .
2. Memperbaiki pengepresan biji kelor agar mendapatkan hasil yang baik.

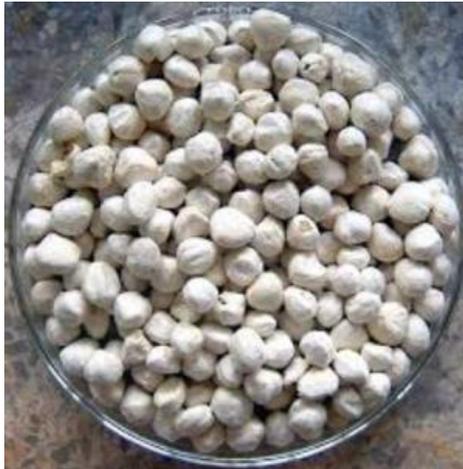
BAB II

DASAR TEORI

Dalam bab ini akan dibahas mengenai kelor, biji kelor, minyak kelor dan sistem pneumatik.

2.1 Biji Kelor

Biji *M. oleifera* mengandung 35% minyak (Anwar et al., 2005). Dalam minyak *M. Oleifera* mengandung sterol, tocopherol dan flavonoid. Komposisi *M. Oleifera* terdiri dari asam lemak dan asam oleat yang tinggi (>70 %) sehingga layak menjadi bahan baku biodiesel. Biji *Moringa oleifera* mengandung mustard oil (minyak moringa) yang dapat dimanfaatkan sebagai bahan dalam pembuatan sabun, bahan iluminasi, bahan campuran untuk pembuatan kosmetik.



Gambar 2.1 Biji Kelor

(Sumber : Anwar et al., 2005; Lalas and Tsaknis, 2002)

2.1.1 Proses Produksi di Mitra

Biji kelor pertama kali diproses menjadi kernel. Kemudian kernel di sangrai selama 5 menit untuk membangkitkan kandungan minyak yang ada di dalam biji

kelor. Setelah di sangrai, biji kemudian dimasukkan ke dalam kantong kain tipis yang kemudian direndam di air. Setelah direndam, biji kemudian di pres.

2.2 Mesin Pres

Jenis jenis Mesin Pemotong yang digunakan pada industry dapat diklasifikasikan berdasarkan jenis tenaga penggerak dari slide, yaitu:

- Mesin Pres Mekanik (*Mechanical Pres*)
- Mesin Pres Hidrolik (*Hydraulic Pres*)
- Mesin Pres Pneumatic (*Pneumatic Pres*)

Mesin pres dapat diklasifikasikan juga berdasarkan mekanisme yang digunakan untuk mengoperasikan cetakan, yaitu:

- *Crank Pres*
- *Knuckle Pres*
- *Friction Pres*
- *Screw Pres*
- *Link Pres*

Sedangkan berdasarkan jumlah gerakan slide mesin (number of action), mesin pres dapat diklasifikasikan sebagai:

- *Single Action*
- *Double Action*
- *Triple Action*

Kemudian jenis-jenis mesin pres dapat juga diklasifikasikan berdasarkan arah dari gerakan dari cetakan (die operation direction), yaitu:

- *Vertical*
- *Horizontal*
- *Oblique*

2.3 Pneumatik

Pneumatik merupakan teori atau pengetahuan tentang udara yang bergerak, keadaan-keadaan keseimbangan udara dan syarat-syarat keseimbangan. Pneumatik menggunakan hukum-hukum aerodinamika yang menentukan keadaan keseimbangan gas dan uap.

Pneumatik dalam pelaksanaan teknik udara mampat dalam industri merupakan ilmu pengetahuan dari semua proses mekanik

dimana udara memindahkan suatu gaya atau gerakan. Jadi pneumatik meliputi semua komponen mesin atau peralatan, dalam mana terjadi proses-proses pneumatik. Dalam bidang kejuruan teknik pneumatik dalam pengertian yang lebih sempit lagi adalah teknik udara mampat (udara bertekanan). (Muliando, dkk. 2002)

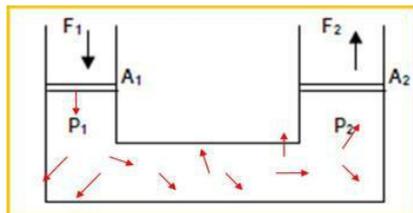
2.4 Persamaan Dasar Pneumatik

Sebagai hukum-hukum dasar udara bertekanan, terdapat hukum pascal dan hukum boyle.

a. Hukum Pascal

Tentang perpindahan tekanan statis, terdapat hukum pascal yang secara eksperimen dibuktikan Blaise Pascal. Melalui penelitiannya, pascal berkesimpulan bahwa apabila tekanan diberikan pada fluida yang memenuhi sebuah ruangan tertutup, tekanan

tersebut akan diteruskan oleh fluida tersebut ke segala arah dengan besar yang sama tanpa mengalami pengurangan. Berdasarkan hukum pascal ini diperoleh prinsip bahwa dengan gaya yang kecil dapat menghasilkan suatu gaya yang lebih besar.



Gambar 2.2 Ilustrasi Hukum Pascal

Secara analisis sederhana, Hukum Pascal dapat digambarkan seperti pada gambar 2.1. Tekanan oleh gaya sebesar F_1 terhadap pipa 1 yang memiliki luas penampang pipa A_1 , akan diteruskan oleh fluida menjadi gaya angkat sebesar F_2 pada pipa 2 yang memiliki luas penampang pipa A_2 dengan besar tekanan yang sama. Oleh karena itu, secara matematis Hukum Pascal ditulis sebagai berikut :

$$P_1 = \frac{F_1}{A_1} \dots\dots\dots \text{(Persamaan 2.1) (Esposito, 2003)}$$

Sehingga tekanan sebesar P akan diteruskan ke segala arah atau ke semua bagian pada sistem, sehingga permukaan A_2 terangkat dengan gaya sebesar :

$$\frac{P_1}{A_1} = \frac{P_2}{A_2} \dots\dots\dots \text{(Persamaan 2.2) (Esposito, 2003)}$$

Dimana:

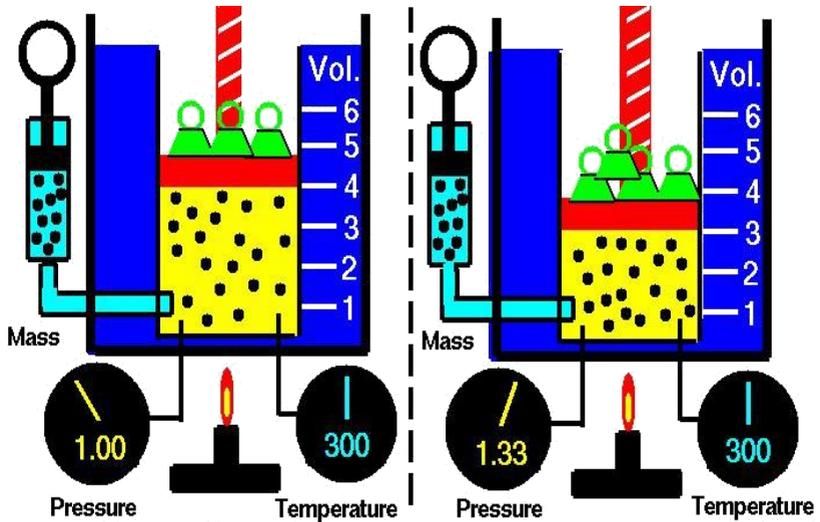
- F_1 = gaya pada pengisap pipa 1,
- A_1 = luas penampang pengisap pipa 1,
- F_2 = gaya pada pengisap pipa 2, dan
- A_2 = luas penampang pengisap pipa 2

b. Hukum Boyle

Robert Boyle menyatakan tentang sifat gas bahwa massa gas (jumlah mol) dan temperature suatu gas dijaga konstan, sementara volume gas diubah ternyata tekanan yang dikeluarkan gas juga berubah sedemikian hingga perkalian antara takanan (P) dan volume (V), selalu mendekati konstan. Dengan demikian suatu kondisi gas adalah sempurna (ideal).

Kemudian hukum ini dikenal dengan Hukum Boyle dengan persamaan:

$$P_1 \times V_1 = P_2 \times V_2 = \text{konstan} \dots\dots \text{(Persamaan 2.3) (Esposito, 2003)}$$

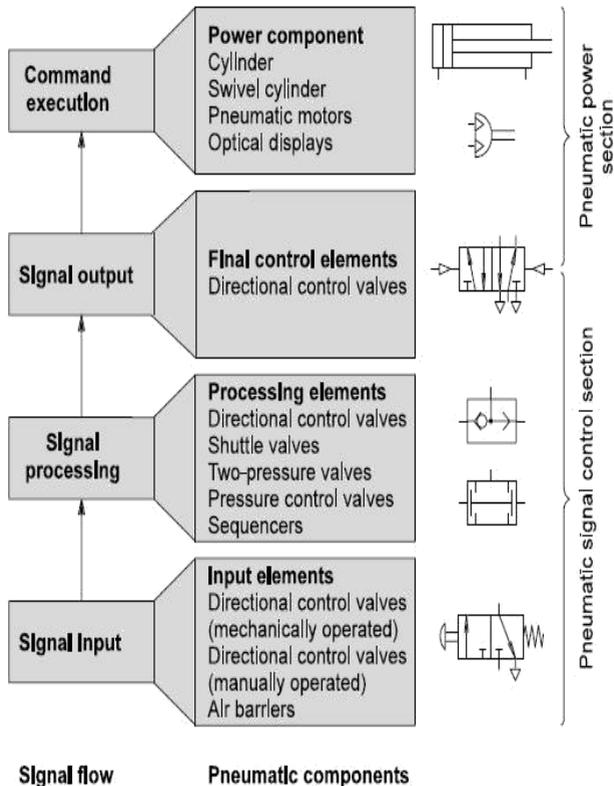


Gambar 2.3 Ilustrasi Hukum Boyle Mariote

2.5 Sistem Kontrol Pneumatik

a. Full Pneumatik Controller

Dalam sistem full pneumatik *controller* semua gerakan rangkaian peralatan pneumatik dikontrol dengan peralatan pneumatik, sistem ini juga disebut sistem pneumatik murni. Disini rangkaian peralatan pneumatik dapat bergerak karena adanya sinyal udara dari peralatan pneumatik lainnya.



Gambar 2.4 Full Pneumatik controller
(G and D, 2002)

2.6 Komponen-komponen Pneumatik

a. Pipa Pneumatik

Pipa pneumatik ini berhubungan dengan sistem pendistribusian udara dalam pneumatik. Untuk mendistribusikan udara bertekanan dari kompresor ke peralatan pneumatik lainnya maka diperlukan pipa yang berfungsi untuk menyalurkan udara bertekanan

Pressure Losses Dalam Pipa Pneumatik

Didalam sistem pneumatik, kerugian tekanan pada pipa saluran pneumatik antara udara masuk kompresor hingga udara yang akan masuk ke dalam silinder (aliran terjauh) tidak boleh lebih dari 0,05 bar (Majumdar 1995).

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 \times p_1} \dots\dots\dots \text{(Persamaan 2.4)}$$

(Esposito, 2003)

Dimana :

ΔP = Preassure Loss (Pa)

L = Panjang pipa saluran (m)

Q = Kapasitas silinder (m³/s)

P1 = Tekanan Operasi (Pa)

b. FRL

Udara yang dihisap oleh kompresor udara tidak bersih, karena adanya banyak jenis pencemar/pengotor di atmosfer. Untuk menghasilkan udara yang bersih dan bebas dari pencemaran, maka udara yang keluar harus disaring terlebih dahulu. 3 elemen yang ada didalam

FRL adalah:

1. Air filter
2. Presure regulator
3. Lubricator



Gambar 2.5 FRL

c. Air Filter (saringan udara)

Udara diatmosfir 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.

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

Udara yang bertekanan keluar dari tangki penampung akan melalui sebuah on/off valve. Sebelum mencapai jaringan distribusi, udara harus melewati “unit filter” yaitu air filter atau penyaring udara. Udara masuk melalui lubang udara masuk (Air In) pada mangkok kaca (bowl), selanjutnya udara akan melewati elemen filter (filter anyaman kawat) dan liquid separator. Setelah melewati unit filter, akan dihasilkan udara yang bersih dari partikel asap dan kotoran lainnya dan keluar melalui lubang udara keluar.

d. Regulator (Pengatur Tekanan)

Tekanan udara yang keluar dari kompresor masih mempunyai tekanan yang lebih tinggi dari pada tekanan yang didapat pada bagian-bagian kontrol atau bagian kerjanya. Untuk mengatur tekanan udara yang didistribusikan kebagian control 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 tekanan operasi (tekanan sekunder) sebenarnya tanpa melihat perubahan tekanan dalam saluran (tekanan primer) dan pemakaian udara. Untuk membatasi aliran udara yang masuk ke sistem, dilakukan dengan cara memutar bagian warna biru (lihat gambar 2.10) sehingga tekanan akan sedikit demi sedikit berkurang.

Suatu sistem yang menggunakan tekanan harus mempunyai alat yang bisa mengukur tekanan yang dipakai untuk menjalankan system tersebut, Pressure Gauge pada sistem pneumatik digunakan untuk mengukur tekanan yang digunakan, baik tekanan dari kompresor ataupun tekanan system.

Lubrikator

Bagian-bagian yang bergerak dan menimbulkan gesekan memerlukan pelumas. Bagian yang bergerak meluncur termasuk didalamnya peralatan pneumatik (silinder, 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.

Keuntungan menggunakan pelumas:

1. Terjadinya penurunan gesekan
2. Perlindungan terhadap korosi
3. Umur pemakaian lebih lama

Syarat yang harus dipenuhi oleh perangkat pelumas:

1. Pengoperasian pemeliharaan sederhana
2. Kerja perangkat pelumas harus otomatis
3. Banyaknya minyak untuk kontrol pneumatik harus dapat disesuaikan untuk kesesuaian ukurannya
4. Perangkat pelumas harus dapat berfungsi sekalipun udara bertekanan yang diperlukan hanya sesaat

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.

e. Valve

Sistem kontrol pneumatik terdiri dari komponen-komponen sinyal dan bagian kerja. Komponen-komponen sinyal dan kontrol menggunakan rangkaian atau urutan operasi dari bagian kerja, dan disebut katub.

Penggunaan katub dalam pneumatik yaitu untuk mengontrol tekanan, kecepatan aliran dan untuk mengatur arah aliran udara dalam sirkuit pneumatik.

Menurut fungsinya, katub dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

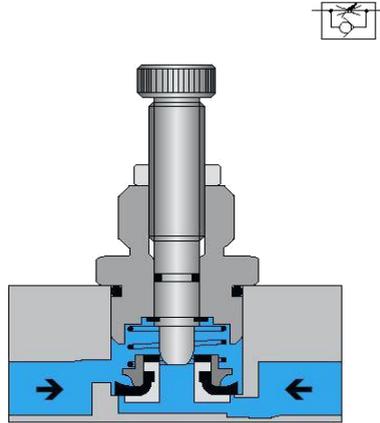
1. Pressure Control Valve (Katub Pengontrol Tekanan)
2. Directional Control Valve (Katub Kontrol Arah)
3. Flow Control Valve (Katub Pengontrol Aliran)
4. Pressure Control Valve (Katub Pengontrol Tekanan)
(Majumdar, 1995)

One Way Flow Control Valve

Speed control valve adalah gabungan dari *throttle valve* dengan *check valve* yang disusun secara paralel. Katub ini juga disebut *one way flow control valve*.

Flow control valve digunakan untuk mengontrol kecepatan aktuator pneumatik. Dengan katub jenis ini, aliran udara diatur hanya pada satu arah. Sebuah katub satu arah menutup aliran udara dan udara bisa mengalir hanya melalui penampang yang telah diatur. Pada arah yang berlawanan udara bisa mengalir secara bebas melalui katup satu arah terbuka. Katup ini digunakan untuk pengaturan kecepatan

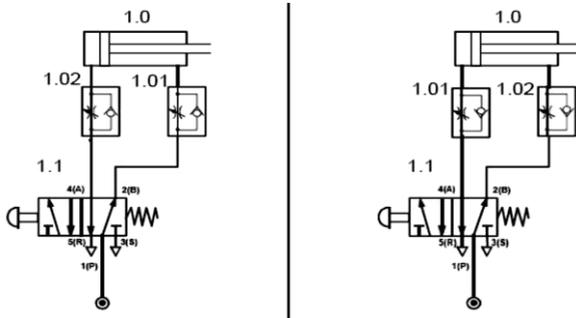
actuator, dan jika memungkinkan harus di pasang langsung pada silinder.



Gambar 2.6 *One Way Flow Control Valve*

Apabila udara mengalir, *check valve* terbuka dan udara dengan sendirinya akan mengalir baik melalui *throttle valve* maupun *check valve*. *Flow* seperti ini dinamakan dengan *free flow* Apabila udara mengalir dengan arah yang terbalik, maka *check valve* otomatis akan tertutup dan aliran udaranya melalui *throttle valve*.

Umumnya *speed control valve* diletakkan di antara *directional control valve* dengan *actuator* (silinder). Dipakai dengan dua cara yaitu dengan *meter out* dan *meter in*. Dalam *meter out*, udara masuk dengan *free flow* tanpa ada halangan apapun sehingga tekanan udara dalam silinder naik segera. Udara *exhaust* dari silinder dikontrol oleh *control valve* sehingga *speed* dikontrol dengan stabil.



Gambar 2.7 Tipe Meter In dan Tipe Meter Out

Directional Control Valve

Directional control valve ini dipakai dalam sistem kontrol pneumatik dan berfungsi untuk mengubah arah aliran udara atau menghentikan aliran, sehingga mengontrol kinerja silinder. Ada beberapa macam jenis Directional Control Valve yang diklasifikasikan menjadi: 1. Menurut Kontruksi Valve Utama

Klasifikasi ini dilihat berdasarkan tipe atau jenis dan katup yang berada pada valve, yaitu:

a. Directional Control Valve Tipe Poppet

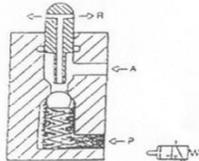
Dari konstruksinya, katup ini dapat dikategorikan sebagai berikut:

1. katub dudukan bola (ball seat valve)
2. katub dudukan cakra (disk seat valve)

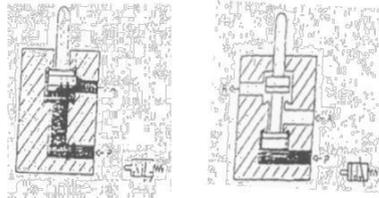
Pada katup poppet sambungan (saluran) dibuka atau ditutup dengan memakai bola, cakra, plat atau kerucut. Tipe poppet biasanya terbuat dari karet sintetis atau packing resin, menutup langsung seat metal valve pada arah aksial untuk menghentikan flow udara atau membuka valve dengan mengangkat tutup dari seat valve. Selain pemakaian beban elastis untuk valve seat valve, poppet ditekan dengan mantap pada seat valve oleh tekanan udara untuk memperkuat efek selingnya.

Valve ini terbuka lebar dengan stoke pendek saja karena konstruksinya, dan ini menguntungkan sekali untuk

operasi cepat. Bahan elastis ini juga memberikan sealing yang ketat yang dapat mencegah masuknya kotoran kotoran dari luar. Dudukan katup mempunyai beberapa bagian dudukan yang menjadi saluran pemakaian, dan karenanya katup tersebut mempunyai umur pelayanan yang panjang



Gambar 2.8 Katup 3/2 Directional Control Valve tipe Poppet dengan Dudukan Bola



Gambar 2.9 Katup 3/2 Directional Control Valve tipe Poppet dengan Dudukan Cakram

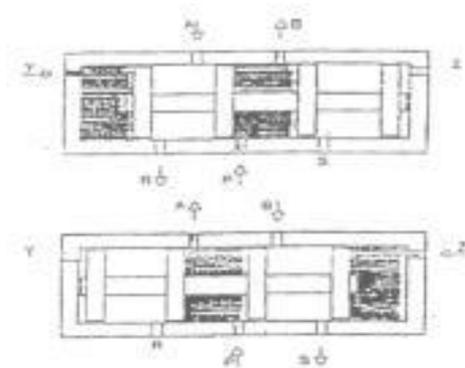
b. Directional Control Valve Tipe Slide

Directional control valve ini mengubah saluran udara dengan sliding dipermukaan datar. Permukaan halus datar karena permukaan slide berfungsi sebagai seal. Resistance friction (gesekan) juga harus kecil untuk menjalankan valve dengan mulus, maka itu pelumas diperlukan dipermukaan slide. Ada beberapa valve kecil yang menggunakan resin sintetis untuk bagian valve guna memperbaiki efek sealing.

Valve ini mempunyai kelebihan dimana ia dapat dibuat dengan dengan ukuran kecil dibandingkan dengan ukuran flow ratennya. Sebaiknya plat slide menerima

tekanan udara langsung pada arah berlawanan dari seal, sehingga ia perlu ditekan dengan gaya yang lebih besar dari tekanan udara yang akan menyebabkan pertambahan gesekan dan gaya operasi. Karena tendensi ini bertambah

dengan bertambahnya ukuran valve tipe ini tidak dipakai secara luas.



Gambar 2.10 Katub 5/2 Directional control Valve Tipe Slide

2. Menurut Sistem Operasi Valve

Beberapa jenis sistem operasi katub kontrol arah, antara lain:

a. *Solenoid - Valve*

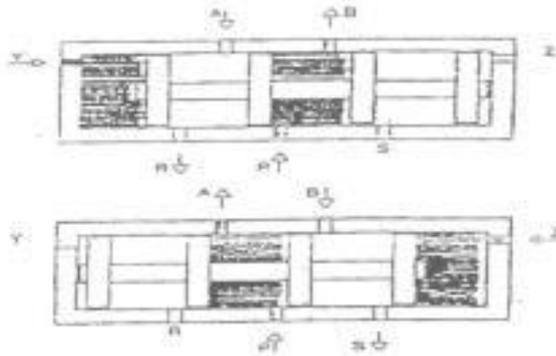
Valve yang digerakkan oleh selenoid (magnet) valve ini dibuka dan ditutup dengan gaya tarik selenoid. Valve jenis ini biasa digunakan dalam alat kontrol otomatis dengan sistem elektrik pneumatik. *Solenoid valve* digunakan secara luas untuk otomatisasi mesin industri.

Menurut jumlah selenoid yang dipakai katub, terdapat 2 tipe:

Single Solenoid Valve (Katub Selenoid Tunggal)

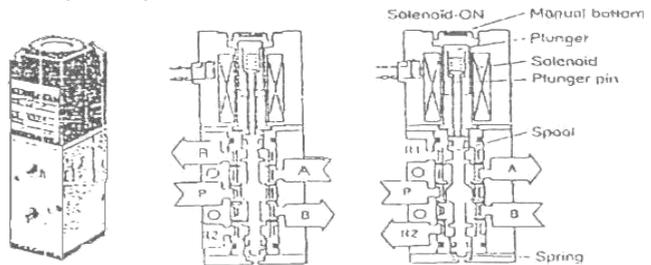
Double Solenoid Valve (Katub Selenoid Ganda)

Tipe single selenoid 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



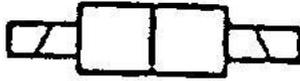
Gambar 2.11 Katub 3/2 Selenoid Tunggal

Ketika selenoid diubah keposisi *on*, pluyer (armatur) tertarik keatas melawan gaya pegas. Ini menyebabkan sambungan P dan A terhubung bersama. Ujung belakang (cakra punggung dari pada pluyer menutup saluran ke luar R. Apabila selenoid diubah pada posisi *off*, pegas mendorong pluyer diatas dudukan katub bawah dan menutup saluran P ke A. Saluran kerja A dapat membuang melalui R. Katub ini adalah katub saling melengkapi, dan dia melakukan waktu perubahan sangat singkat.



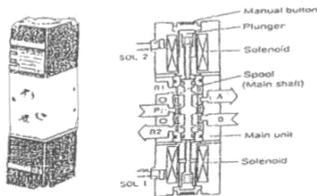
Gambar 2.12 Katub 5/2 Selenoid Tunggal

Simbol katub dengan menggunakan selenoid adalah sebagai berikut



Gambar 2.13 Simbol *double Solenoid Valve*

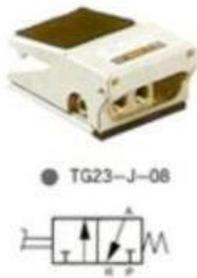
Tipe *double solenoid valve* mempunyai dua elektro magnet, seperti pada gambar, dan dibagi menjadi tipe *continuous magnetizing* (dimagnet terus-menerus) yang mempertahankan penggantian valve diposisinya dengan memagnet solenoid A atau B terus-menerus, dan tipe magnetisasi sekejap (*instananeous magnetizing*)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



Gambar 2.14 Katub Solenoid Ganda 5/2 Way

b. Manual-Valve

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



Gambar 2.15 Katub manual dengan sistem tuas

f. Aktuator Pneumatik

Tenaga udara bertekanan dari kompresor diubah menjadi gerakan lurus oleh silinder pneumatik. Besarnya tenaga yang dapat ditimbulkan tergantung pada besarnya tekanan, luas penampang silinder, serta gesekan yang timbul antara dinding dalam dengan batang toraknya.

Aktuator pneumatik secara garis besar dibagi menjadi 2, yaitu :

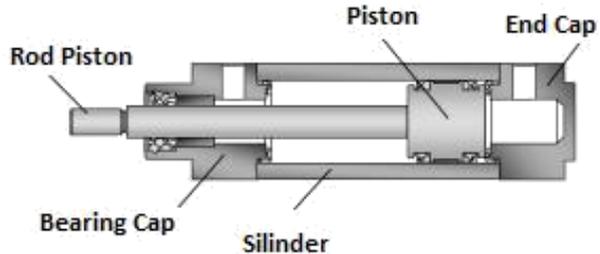
1. *Single Acting Cylinder* (Silinder Pneumatik Aksi Tunggal)
2. *Double Acting Cylinder* (Silinder Pneumatik Aksi Ganda)

Double Acting Cylinder (Silinder Pneumatik Aksi Ganda)

Silinder aksi ganda (*Double Acting*) digunakan terutama bila piston diperlukan untuk melakukan kerja bukan hanya pada gerakan maju, tetapi juga kerja pada gerakan mundur. Sehingga mempunyai keuntungan yaitu, bisa dibebani pada kedua arah gerakan batang pistonnya. Gaya dorong yang ditimbulkan oleh udara bertekanan, menggerakkan piston pada silinder penggerak ganda dalam dua arah. Gaya dorong yang besarnya tertentu digunakan pada

dua arah, gerakan maju dan gerakan mundur. Gaya yang diberikan pada batang piston adalah lebih besar untuk gerakan maju daripada gerakan mundur. Karena efektif permukaan piston dikurangi pada sisi batang piston oleh luas permukaan batang piston.

Silinder pneumatik double acting terdiri dari komponen-komponen sebagai berikut:

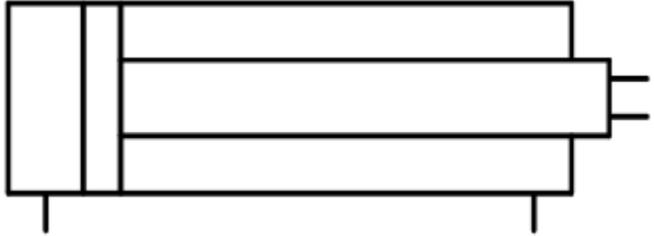


Gambar 2.16 *Double Acting Cylinder*

Udara mengalir dari port A ke ruang yang terdapat disebelah piston. Maka piston dan piston rod akan bergerak karena adanya tekanan dari piston area. Udara yang berada pada piston rod chamber akan pindah keluar silinder melalui port B.

Pada proses kebalikannya udara mengalir melalui port B, lalu ke piston ring area sehingga piston kembali keposisi awal. Karena terdorong oleh piston, udara akan keluar melalui port A.

Adanya perbedaan ukuran dari piston area dan piston ring area mengakibatkan gaya yang dihasilkan ketika bergerak keluar dan kedalam akan berbeda, walaupun memiliki besar tekanan yang sama. Simbol dari silinder double acting adalah sebagai berikut:



Gambar 2.17 Simbol *Double Acting Cylinder*

Penentuan Diameter Silinder dan Kemampuan Silinder

1. Penentuan Diameter Silinder

Penentuan diameter silinder pneumatik dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$\mu_{\text{silinder}} = \frac{F \times v}{P \times Q} = 0,85 \dots \dots (\text{Persamaan } 2.5)$$

(Majumdar, 1995)

$$F = A \times P \times \mu$$

$$F = \frac{\pi}{4} D^2 \times P \times \mu$$

$$D^2 = \frac{4 \times F}{P \times \mu}$$

Dimana :

F = Gaya Silinder (kgf)

A = Luas Penampang (cm²)

D = Diameter silinder (cm)

P = Tekanan Udara (kgf/cm²)

μ = Koefisien Tekanan Beban Dorong

Dalam sistem pneumatik, untuk takanan kerja yang digunakan adalah 6 – 12 bar.

2. Dorongan Silinder

Gaya dorong silinder dapat dihitung dari diameter tabung silinder, diameter piston rod dan tekanan udara.

$$F = \frac{\pi}{4} D^2 \times P \times \mu \dots \dots \dots (\text{Persamaan } 2.6)$$

(Warring, 1982)

F = Gaya Dorong Silinder (kgf)
D = Diameter Tabung Silinder (cm)
P = Tekanan Udara (kgf/cm²)
 μ = Koefisien Tekanan Beban Dorong
Koefisien tekanan beban berubah tergantung dari diameter silinder, beban gesekan bambu dengan bambu dan dengan landasan, beban pegas dan gesekan metal rod.

3. Tarikan Silinder

Gaya tarikan silinder bisa diketahui dengan menggunakan persamaan :

$$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \times P \times \mu \dots \dots \dots (\text{Persamaan } 2.7)$$

(Warring, 1982)

Dimana :
F = Gaya Tarik Silinder (kgf)
D = Diameter Tabung Silinder (cm)
d = Diameter Piston/Stroke (cm)
P = Tekanan Udara (kgf/cm²)
 μ = Koefisien Tekanan Beban Tarik

4. Kecepatan Langkah Silinder

Waktu operasi silinder tergantung pada beban dan ukuran dari beban masuk. Persamaan antara kebutuhan udara dengan kecepatan silinder adalah :

$$Q = A \times V \dots\dots\dots(\text{Persamaan 2.8})$$

(Esposito,2003)

Dimana :

Q = Kebutuhan Udara (m³/min)

V = Kecepatan Langkah Silinder (m/sec)

A = Luasan silinder (m)

5. Konsumsi Udara

Konsumsi udara adalah piston stroke × piston strokes × compression ratio dengan satuan NI/min.

Dimana besarnya Compression raito yaitu $\frac{1,013 + \text{operating pressure (bar)}}{1,013}$

$$Q = s \times n \times \frac{D^2 \pi}{4} \dots \text{untuk SA silinder}$$

$$Q = \left(s \times n \times \frac{D^2 \pi}{4} + s \times n \times \frac{D^2 - d^2}{4} \pi \right) \times n \times \text{compression ratio}$$

Dimana :

Q = volume udara (NI/min) = Normal Liter

S = Stroke (mm)

n = number of stroke per min

$$Q = 0,7854 \frac{d^2 s}{t} \times \frac{P \times 101,3 \times 10^3}{101,3} \times 10^{-12} \text{ m}^3/\text{s}$$

.....(Persamaan 2.9) (Majumdar,1995)

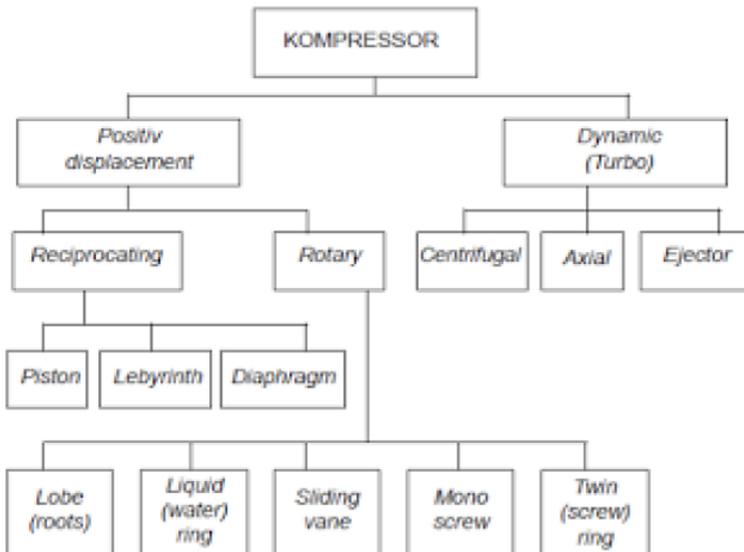
g. Kompresor

Kompresor berfungsi untuk menghasilkan udara bertekanan dengan cara menghisap dan memampatkan udara tersebut kemudian disimpan di dalam tangki udara kempa untuk disuplai kepada pemakai (sistem pneumatik).

Kompresor dilengkapi dengan tabung untuk menyimpan udara bertekanan, 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 sistim peralatan (katup dan silinder pneumatik).

Tipe Kompresor

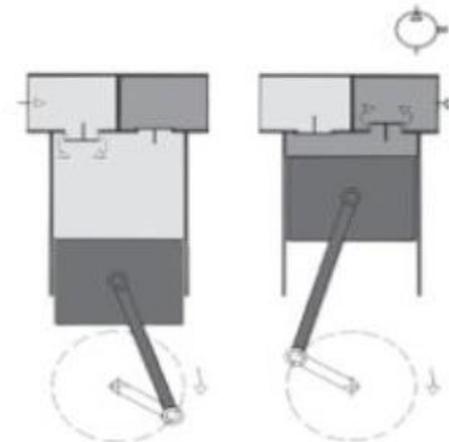
Tipe kompresor pada dasarnya terdiri dari 2 macam yaitu Positive Displacement kompresor, dan Dynamic kompresor, (Turbo), Positive Displacement kompresor, terdiri dari Reciprocating dan Rotary, sedangkan Dynamic kompresor, (turbo) terdiri dari Centrifugal, axial dan ejector, secara lengkap dapat dilihat dari klasifikasi di bawah ini.



Gambar 2.18 Klasifikasi Kompresor (Majumdar, 2001)

A. Kompresor Torak Resiprokal (*Reciprocating Compressor*)

Kompresor ini dikenal juga dengan kompresor torak, karena dilengkapi dengan torak yang bekerja bolak-balik atau gerak resiprokal. Pemasukan udara diatur oleh katup masuk dan dihisap oleh torak yang gerakannya menjauhi katup. Pada saat terjadi pengisapan, tekanan udara di dalam silinder mengecil, sehingga udara luar akan masuk ke dalam silinder secara alami. Pada saat gerak kompresi torak bergerak ke titik mati bawah ke titik mati atas, sehingga udara di atas torak bertekanan tinggi, selanjutnya di masukkan ke dalam tabung penyimpanan udara.



Gambar 2.19 Kompresor Resiprokal

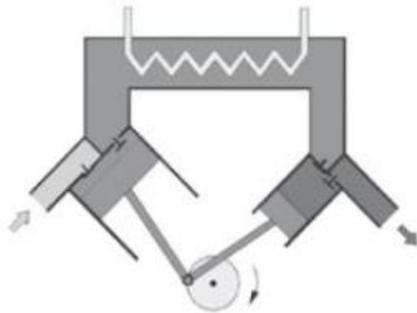
Tabung penyimpanan dilengkapi dengan katup satu arah, sehingga udara yang ada dalam tangki tidak akan kembali ke silinder. Proses tersebut

berlangsung terus-menerus hingga diperoleh tekanan udara yang diperlukan.

B. Kompresor Torak Dua Tingkat Sistem Pendingin Udara

Kompresor udara bertingkat digunakan untuk menghasilkan tekanan udara yang lebih tinggi. Udara masuk akan dikompresi oleh torak pertama, kemudian didinginkan, selanjutnya dimasukkan dalam silinder kedua untuk dikompresi oleh torak kedua sampai pada tekanan yang diinginkan. Pemampatan (pengompresian) udara tahap kedua lebih besar, temperature udara akan naik selama terjadi kompresi, sehingga perlu mengalami proses pendinginan dengan memasang sistem pendingin.

Metode pendinginan yang sering digunakan misalnya dengan sistem udara atau dengan sistem air bersirkulasi.

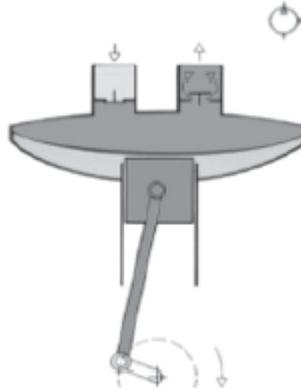


Gambar 2.20 Kompresor Torak Dua Tingkat Sistem Pendingin Udara

C. Kompresor Diafragma

Prinsip kerjanya hampir sama dengan kompresor torak. Perbedaannya terdapat pada sistem kompresi udara yang akan masuk ke dalam tangki penyimpanan udara bertekanan. Torak pada kompresor diafragma tidak secara langsung

menghisap dan menekan udara, tetapi menggerakkan sebuah membran (diafragma) dulu. Dari gerakan diafragma yang kembang Kempis itulah yang akan menghisap dan menekan udara ke tabung penyimpan.



Gambar 2.21 Kompresor Diafragma

D. Kompresor Rotari

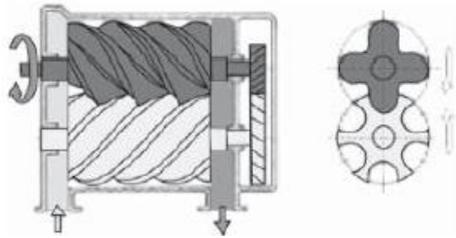
Secara eksentrik rotor dipasang berputar dalam rumah yang berbentuk silindris, mempunyai lubang-lubang masuk dan keluar. Keuntungan dari kompresor jenis ini adalah mempunyai bentuk yang pendek dan kecil, sehingga menghemat ruangan. Bahkan suaranya tidak berisik dan halus dalam, dapat menghantarkan dan menghasilkan udara secara terus menerus.



Gambar 2.22 Kompresor Rotari

E. Kompresor Sekrup

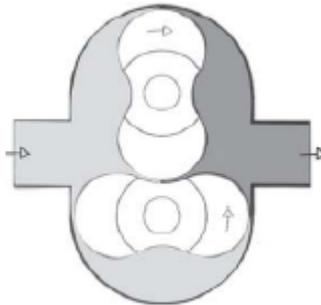
Memiliki dua rotor yang saling berpasangan atau bertautan (engage), yang satu mempunyai bentuk cekung, sedangkan lainnya berbentuk cembung, sehingga dapat memindahkan udara secara aksial ke sisi lainnya.



Gambar 2.23 Kompresor Sekrup

F. Kompresor *Root Blower*

Kompresor jenis ini akan mengisap udara luar dari satu sisi ke sisi yang lain tanpa ada perubahan volume. Torak membuat penguncian pada bagian sisi yang bertekanan.



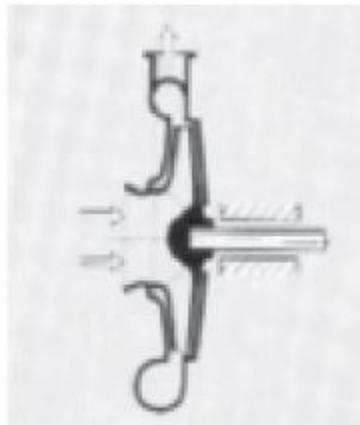
Gambar 2.24 Kompresor *Root Blower*

G. Kompresor Aliran Turbo

Jenis kompresor ini cocok untuk menghasilkan volume udara yang besar. Kompresor aliran udara ada yang dibuat dengan arah masuknya udara secara aksial dan ada yang secara radial. Arah aliran udara dapat dirubah dalam satu roda turbin atau lebih untuk menghasilkan kecepatan aliran udara yang diperlukan.

H. Kompresor Aliran Radial

Prinsip kerja kompresor radial akan mengisap udara luar melalui sudu-sudu rotor, udara akan terisap masuk ke dalam ruangan isap lalu dikompresi dan akan ditampung pada tangki penyimpanan udara bertekanan hingga tekanannya sesuai dengan kebutuhan.



Gambar 2.25 Kompresor Aliran Radial

I. **Kompresor Aliran Aksial**

Pada kompresor aliran aksial, udara akan mendapatkan percepatan oleh sudu yang terdapat pada rotor dan arah alirannya ke arah aksial yaitu searah (sejajar) dengan sumbu rotor. Jadi pengisapan dan penekanan udara terjadi saat rangkaian sudu-sudu pada rotor itu berputar secara cepat.

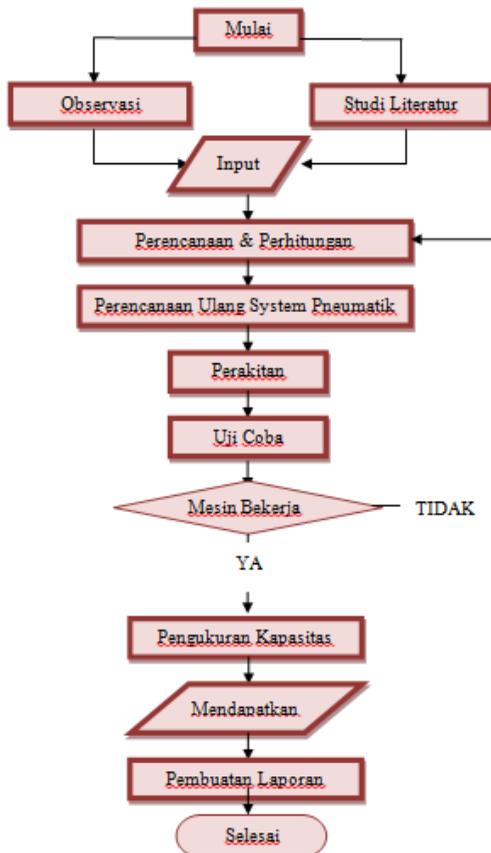


Gambar 2.26 Kompresor Aliran Aksial

BAB III

METODOLOGI

Pada bab ini dibahas secara detail tentang perencanaan pembuatan alat yang digambarkan pada diagram alir atau *flowchart*.



Gambar 3.1 Diagram Alir atau Flowchart

3.1 Observasi Lapangan

Observasi lapangan adalah pengamatan langsung untuk memperoleh data dari lokasi pengamatan di CV Piramida Alam.

Proses mengeluarkan minyak biji kelor ini dimulai dengan proses dikernel setelah itu di sangrai sekitar 5 menit yang bertujuan untuk membangkitkan minyak biji kelor selanjutnya biji kelor dibungkus dengan kantong tipis lalu proses pemerasan dengan cara dipres dengan pengungkit menggunakan tenaga manusia. Disini kami menemukan permasalahan yang sering dialami CV Piramda Alam, yaitu pada proses pres minyak biji kelor. Oleh karena itu, kami membuat alat Mesin Pengepres dengan sistem pneumatik sebagai solusi masalah ini. Selain itu kami dapat mempertimbangkan peralatan apa yang harus dirancang ulang supaya penggunaannya lebih efektif dan efisien.



Gambar 3.2 Kondisi Ukm

3.2 Study Literatur

Study Literatur dilakukan untuk mendapatkan referensi teori yang relevan dengan permasalahan pada tugas

akhir ini dan dibandingkan dengan hasil uji coba lapangan. Kegiatan study literatur ini meliputi 2 kegiatan, yaitu:

Pengumpulan materi tinjauan pustaka yang berkaitan dengan perencanaan sistem pneumatik, gaya silinder pneumatik, gaya penekanan. Sumber literatur yang digunakan adalah jurnal internasional, jurnal nasional, *text book*, dan tugas akhir yang masih berhubungan.

Melakukan uji coba menggunakan neraca timbangan badan dan gelas untuk mengetahui besarnya gaya yang dibutuhkan untuk proses pres ekstraksi biji kelor.



Gambar 3.3 Uji Coba Mencari Gaya tekan biji kelor



Gambar 3.4 Alat – Alat Uji Coba

Tabel 3.1 Percobaan gaya tekan

Percobaan ke-	Gaya (kgf)	Waktu (detik)
1	59,3	6.01
2	62,1	5.72
3	60,2	5.90
4	59,7	5.96
5	60,7	5.88
Rata-rata	60.4	5.89

Gaya tekan Pisau Pond yang diperoleh dari uji coba yaitu :

$$\begin{aligned}
 F \text{ tekan biji kelor} &= 60,4 \text{ kgf} \\
 F &= 60 \text{ kgf} \times 10 \text{ m/s} \\
 &= 604 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Semua materi dan data yang diperoleh dari study literature ini selanjutnya digunakan sebagai pendukung untuk melakukan perhitungan. Selain untuk mencari materi dan data tinjauan pustaka, study literatur juga digunakan untuk mendukung latar belakang pada tugas akhir ini dalam pemilihan material yang sesuai dengan kebutuhan.

3.3 Mendapatkan Data

Pengambilan data ini berdasarkan pengamatan langsung dan wawancara pada saat observasi lapangan di CV. Piramida Alam, data yang diperoleh sebagai berikut :

3.4 Sketsa Alat



Gambar 3.5 Sketsa Alat

3.5 Perhitungan

Adapun perhitungan yang dilakukan untuk mendapatkan:

1. Gaya tekan biji kelor

2. Diameter silinder pneumatic
3. System pneumatic

Perhitungan ini dilakukan untuk mendapatkan keserasian antar komponen didalam mesin. Data dalam perhitungan ini diperoleh dari uji coba pengepresan biji kelor menggunakan timbangan badan.

3.6 Pengadaan Alat dan Bahan

Dari hasil perhitungan dan perencanaan dapat diketahui spesifikasi dari bahan maupun dimensi dari komponen yang akan diperlukan untuk pembuatan alat.

3.7 Perakitan

Dari komponen yang diperoleh kemudian dilakukan perakitan untuk membuat alat yang sesuai dengan desain yang telah dibuat.

3.8 Uji Coba

Setelah alat selesai dibuat, lalu dilakukan pengujian dengan mengoperasikan alat tersebut. Apabila kinerja alat tersebut tidak sesuai dengan harapan, maka akan dilakukan perencanaan ulang terhadap sistem ini. Apabila hasilnya sesuai dengan harapan, maka akan diteruskan untuk pengujian kapasitas.

3.9 Pengukuran Kapasitas

Dalam tahapan ini, dilakukan pengujian kapasitas. Dalam pengujian nanti akan dicatat waktu yang diperlukan dalam satu kali proses pres biji kelor, sehingga dapat diketahui kapasitas produk yang dihasilkan oleh Mesin.

3.10 Mendapatkan Data

Data didapatkan dari uji coba dan Pengukuran Kapasitas yang selanjutnya digunakan untuk membuat laporan.

3.11 Pembuatan Laporan

Tahap ini merupakan ujung dari pembuatan dies dan punch, yaitu dengan menarik kesimpulan yang didapat dari hasil pengujian yang telah dilakukan.

3.12 Prosedur pengeluaran minyak biji kelor Menggunakan Mesin Pres dengan Sistem Pneumatik

Setelah Mesin pres biji kelor selesai dirancang bangun, maka dilakukan proses pres biji kelor dengan langkah-langkah sebagai berikut :

1. Sambungkan Selang ke kompresor agar mesin pada posisi standby.
2. Letakan biji kelor.
3. Menggerakkan DCV sehingga aktuator yang terhubung dengan Teflon sehingga Teflon diatas turun. Ketika Teflon di atas turun maka terjadi proses pres yang mengakibatkan terjadinya pemerasan.
4. Menghentikan ketika minyak Teflon mencapai landasan.
5. Mesin dimatikan dengan mencabut sambungan selang yang terhubung pada kompresor.
6. Selesai.

BAB IV

PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas mengenai perhitungan dan perencanaan Mesin Press Biji Kelor, yaitu analisa gaya dan daya yang nantinya dibutuhkan oleh mesin agar dapat berjalan dan berfungsi seperti yang diharapkan. Perhitungan yang akan dibahas pada bab 4 ini yaitu mengenai gaya yang dibutuhkan untuk proses press, sehingga aman dalam pengoperasiannya serta perencanaan sistem pneumatik.

4.1 Mencari Gaya dan Kecepatan Penekanan

Dilakukan uji coba untuk mengetahui besarnya gaya yang dibutuhkan untuk proses press biji kelor.

Proses Pengujian:

1. Gelas yang berisi biji kelor yang sudah diproses diletakkan diatas timbangan.
2. Penekan diletakkan pada posisinya.
3. Ditekan sampai keluar tetesan minyak.
4. Diketahui besar gaya tekan.

Tabel 4.1 Data hasil pengujian

Percobaan ke-	Massa (kg)	Waktu (detik)
1	59,3	6.01
2	62,1	5.72
3	60,2	5.90
4	59,7	5.96
5	60,7	5.88
Rata-rata	60.4	5.89

Jadi besarnya gaya tekan yang dibutuhkan sebesar 604N dan Kecepatan penekanan yang diperoleh dari uji coba diatas dapat dicari dengan data jarak *Punch* dengan biji kelor dan waktu penekanan.

$$v = \frac{s}{t}$$

$$v = \frac{10 \text{ cm}}{5.89 \text{ s}}$$

$$v = 1.69 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$$

$$v = 0.0169 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

4.2 Perencanaan Sistem Pneumatik

4.2.1 Perhitungan Kapasitas Silinder

Untuk mencari diameter silinder pneumatik minimal yang dibutuhkan, maka pada perencanaan awal diambil tekanan kerja dari sistem sebesar 100 N/cm² dan gaya sebesar 604 N, sedangkan untuk nilai η diambil 0,85 (Tenaga fluida pneumatik, 1991 :L78). Data ini kemudian dipakai dalam perencanaan silinder pneumatik untuk press biji kelor.

Diameter minimal dapat dicari dengan persamaan :

$$\eta = \frac{F.v}{P.Q} \dots\dots\dots (\text{sesuai persamaan 2.5})$$

Maka dari persamaan di atas dapat dihitung diameter piston dengan data sebagai berikut:

$$\eta = \text{Efisiensi} = 0.85$$

$$F = \text{Gaya Penekanan (N)} = 604 \text{ N}$$

$$P = \text{Tekanan} = 10 \text{ bar} = 10 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$$

$$v = \text{Kecepatan} = 0.0169 \text{ m/s}$$

$$\eta = \frac{F.v}{P.Q}$$

$$0.85 = \frac{604 \text{ N} \times 0.0169 \text{ m/s}}{10 \times 10^5 \times Q}$$

$$Q = \frac{604 \times 0.0169}{0.85 \times 10 \times 10^5}$$

$$Q = 1.20 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

Setelah diperoleh besar kecepatan aliran silinder, maka akan diperoleh diameter minimal silinder pneumatik yang dibutuhkan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$Q = A \times v \dots\dots(\text{sesuai persamaan 2.8})$$

4.2.2 Perhitungan Diameter Silinder

Dengan data yang ada Q dan v , diperoleh diameter silinder sebagai berikut:

$$Q = 1.20 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v = 0.0169 \text{ m/s}$$

$$A = \frac{Q}{v}$$

$$\frac{\pi x D^2}{4} = \frac{1.20 x 10^{-5}}{0.0169}$$

$$D^2 = \frac{4 x 1.20 x 10^{-5}}{\pi x 0.0169}$$

$$D^2 = 9.040 x 10^{-4}$$

$$D = 0.03 \text{ m} = 30 \text{ mm}$$

Dari perhitungan diatas didapat diameter minimal silinder pneumatik sebesar 30mm. Maka untuk perhitungan ini digunakan silinder dengan diameter 80 mm dengan tipe double acting cylinder karena diperlukan gerakan maju mundur.

4.2.3 Kapasitas Silinder

$$Q = \frac{\pi}{4} x dp^2 x S x n x 2$$

Diketahui :

dp^2 = Diameter silinder = 8 cm

S = Panjang Langkah Kerja = 10 cm

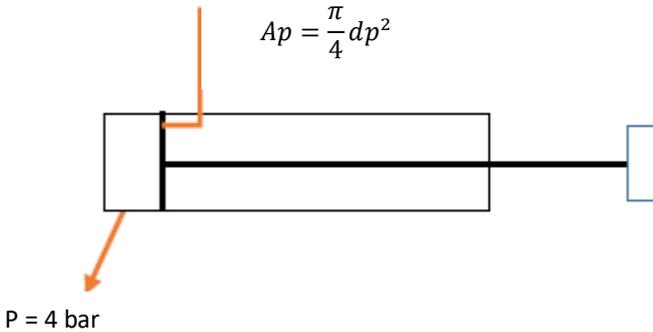
n = Jumlah Langkah kerja = 8

$$Q = \frac{\pi}{4} \times 8 \times 10 \times 8 \times 2$$

$$Q = 1005.309$$

4.2.4 Gaya yang Dihasilkan

Perhitungan Gaya jika tekanan yang digunakan adalah 4 bar.



Diketahui :

$P = \text{Tekanan} = 4 \text{ Bar}$

$d_p = \text{diameter silinder} = 80 \text{ mm}$

Ditanya F yang dikeluarkan oleh silinder pneumatic

$$F = P \times A$$

$$A = \frac{\pi}{4} d_p^2$$

$$A = \frac{\pi}{4} 0.08^2 m = 5.02 \times 10^{-3}$$

$$F = 4 \text{ bar} \times 5.02 \times 10^{-3}$$

$$F = 4 \times 10^5 \frac{N}{m^2} \times 5.02 \times 10^{-3}$$

$$F = 2008 \text{ N}$$

Setelah dilakukan perhitungan besarnya F didapat dari :

Uji coba : 604 N

Silinder pneumatic : 2008 N

4.2.5 Konsumsi Udara

Perhitungan konsumsi udara kompresi dapat dihitung dengan rumus yang didapat dari persamaan 2.9 :

Diketahui :

$$P = \text{Tekanan} = 0.1 \text{ MPa}$$

$$d = \text{diameter pipa} = 10 \text{ mm}$$

$$Q = 0,7854 \frac{d^2 s}{t} \times \frac{P + 101,3 \times 10^3}{101,3} \times 10^{-12} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = 0,7854 \frac{0.1^2 10}{5.89} \times \frac{0.1 \times 10^5 + 101,3 \times 10^3}{101,3} \times 10^{-12}$$

$$Q = 0.013334 \times 1098.716683 \times 10^{-12}$$

$$Q = 1.465 \times 10^{-11} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 14.65 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$$

Konsumsi udara adalah $14.65 \text{ mm}^3/\text{s}$

4.2.6 Perencanaan Diameter Pipa

Karena adanya gesekan aliran didalam pipa dan karena adanya kerugian yang lain, maka ada kerugian tekanan maksimum yang diijinkan pada udara yang keluar. Rumus yang digunakan adalah rumus dari persamaan 2.4 :

$$\Delta P = \frac{1.6 \times 10^3 \times Q^{1.85} \times L}{d^5 \times P}$$

Diketahui :

ΔP = kerugian tekanan maksimum yang diijinkan

$$= 0.05 \times 10^5 \text{ N/m}^3$$

L = Panjang Pipa = 5 m

P = Tekanan system = $10 \times 10^5 \text{ N/m}^3$

Q = kapasitas = $1.20 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$

$$0.05 \times 10^5 = \frac{1.6 \times 10^3 \times (1.20 \times 10^{-5})^{1.85} \times 5}{d^5 \times 10 \times 10^5}$$

$$d^5 = \frac{1.6 \times 10^3 \times (1.20 \times 10^{-5})^{1.85} \times 5}{0.05 \times 10^5 \times 10 \times 10^5}$$

$$d^5 = 1.260 \times 10^{-15} \text{ m}$$

$$d = 1.047 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d = 1.047 \text{ mm}$$

Dari perhitungan diatas didapat diameter pipa minimum 1.047 mm. Untuk itu, dalam perencanaan ini dipilih pipa dengan diameter dalam pipa 6 mm dan diameter luar pipa 10 mm.

4.2.7 Kerugian Tekanan pada Pipa

Kerugian tekanan pada pipa dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut :

$$\Delta P = \frac{1.6 \times 10^3 \times Q^{1.85} \times L}{d^5 \times P}$$

$$\Delta P = \frac{1.6 \times 10^3 \times (1.20 \times 10^{-5})^{1.85} \times 5}{0.006^5 \times 10 \times 10^5}$$

$$\Delta P = 0.81 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta P = 0.81 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 0.000081 \text{ bar}$$

Kerugian tekanan pada pipa sebesar 0,000081 bar, karena masih dibawah dari kerugian tekanan maksimum yang diijinkan yaitu 0,05 bar (Majumdar, hal 26) maka perencanaan untuk diameter pipa aman.

4.2.8 Perencanaan Pemilihan Directional Control Valve

Mesin Pengepress Biji Kelor menggunakan 1 buah katup *Directional Control Valve*, yaitu 5/2 yang berfungsi sebagai pengatur gerak maju dan mundur piston dengan metode aktuasi tuas (Hand Lever) Detent.

4.2.9 Perencanaan FRL

Mesin Pengepress Biji Kelor perlu FRL yang digunakan untuk memfilter udara. Oleh karena itu digunakan FRL dengan spesifikasi 0.05 – 1.5 MPA BFC3000.

4.2.10 Perencanaan Kompresor

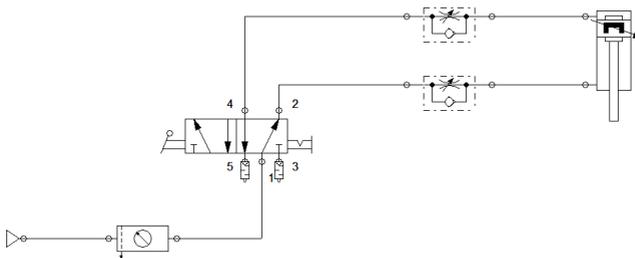
Setelah perhitungan komponen pneumatik diatas, maka didapatkan tekanan operasi yang dipakai yaitu 100 N/cm². Perhitungan kapasitas kompresor: Tekanan operasi 10 bar = 100 N/cm².

$$100 \frac{N}{cm^2} \times \frac{0.2248 lbf}{1 N} \times \frac{1 cm^2}{0.155 in^2} = 145,5 \frac{lbf}{in^2}$$

Dari perhitungan diatas, digunakan sebagai dasar untuk memilih jenis dan kapasitas kompresor yang cocok dengan kriteria yang dibutuhkan. Dengan demikian, kapasitas kompresor yang digunakan harus lebih dari 145,5 psi.

4.3 Diagram Sirkuit Pneumatik

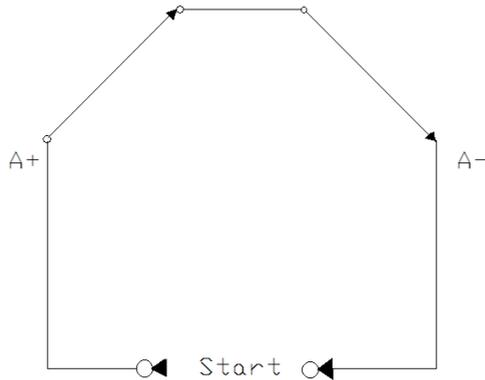
Setelah didapatkan hasil perhitungan mengenai komponen-komponen pneumatik, maka perlu direncanakan juga sistem pneumatik ataupun peralatan pendukungnya agar didapatkan hasil yang optimum sesuai dengan kebutuhan. Adapun skematis dari perencanaan sistem pneumatik yang digunakan adalah sebagai berikut:



Gambar 4.1 Diagram Sirkuit Pneumatik

4.3.1 Diagram Notasi Silinder Kerja

Setelah diagram sirkuit pneumatik diketahui, maka langkah selanjutnya yaitu menentukan notasi langkah kerja dari pada silinder. Adapun perencanaan diagram notasinya adalah sebagai berikut:

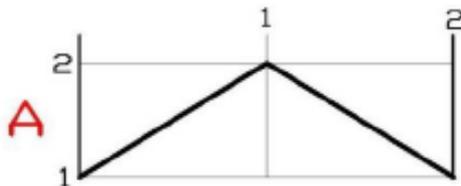


Gambar 4.4 Diagram Notasi Silinder Kerja

4.3.1 Diagram Gerak Langkah Silinder

Sebelum mulai menyusun circuit diagram, hal-hal yang harus diperhatikan antara lain:

Diagram ini digunakan untuk gerakan yang berurutan didalam daerah kerja pneumatik dan menunjukkan langkah dari actuator (silinder). Pada saat posisi normal dengan diagram notasi maka silinder diam dan ketika DCV 5/2 ditekan tuasnya gerak silinder menjadi maju atau menuju ke posisi full stroke dan seketika dilepas maka silinder kembali menuju titik A- atau A1.



Gambar 4.2 Diagram Gerak Langkah Silinder

4.4 Mesin Press Biji Kelor

Berikut adalah foto mesin press biji kelor dengan system pneumatik.



Gambar 4.3 Mesin Press Biji Kelor

Spesifikasi silinder yang di gunakan pada mesin press biji kelor ini memiliki diameter 80 mm dengan panjang rod 250 mm.



Gambar 4.4 Silinder

Satuan yang dapat di lihat dalam FRL yang di gunakan pada mesin press biji kelor adalah MPa



Gambar 4.5 FRL

4.5 Pengukuran Kapasitas Mesin

Dari pengujian mesin press biji kelor dengan Sistem Pneumatik yang menghasilkan minyak didapatkan data yang nantinya akan menjadi kapasitas dari mesin. Dalam pengujian yang telah dilakukan, yang menjadi parameter tetap adalah waktu tiap pengujian yaitu selama 10 menit.

Berikut adalah hasil dari pengujian alat:

No.	Pengukuran	Kelor yang Di Press (gram)	Minyak yang Dihasilkan (mL)
1	Pengukuran 1	203	188
2	Pengukuran 2	201	179
3	Pengukuran 3	201	182

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan dari tugas akhir ini adalah sebagai hasil dari tujuan yang ingin dicapai. Adapun hasilnya adalah sebagai berikut:

1. Didapat rancangan mesin press bijikelor
2. Telaah terwujud mesin press
bijikelor dengan hasil perhitungan sebagai berikut
 - a. Diameter Silinder 80 mm
 - b. Panjang Stroke 250 mm
 - c. Gaya yang dihasilkan oleh silinder sebesar 5020 N
 - d. Diameter pipa 10mm (OD, ID = 6mm)
 - e. Menggunakan katup DCV 5/2 dengan aktuator Tuas Detent
 - f. Menggunakan FRL BFC 3000 tekanan maksimum 1.5 Mpa
 - g. Membutuhkan Kompresor bertekanan lebih dari 145.5 psi

5.2 Saran

Saran yang diperlukan agar Mesin Pemotong Sandal Hotel ini dapat beroperasi dengan lebih baik lagi adalah:

1. Pengembangan lebih lanjut, mengingat bahwa minyak kelor sangat potensial dan bernilai tinggi di pasaran
2. Mempertimbangkan penggunaan sistem Hidrolik. Karena dapat dipakai untuk metode *Hot Press* disamping harga yang mahal dan membutuhkan rangka yang lebih kokoh dibandingkan pneumatik
3. Mendesain gelas press agar
kemampuan pengeluaran minyak lebih baik.

DAFTAR PUSTAKA

Esposito, A. 2009. Fluid Power with Applications 7th Edition. Pearson Education Inc

Kalpakjian, Serope and Steven Smith. Manufacturing Engineering and Technology. Prentice Hall, 2009.

Majumdar, S.J. Pneumatic Systems - Principles and Maintenance. New York: Mc Graw - Hill, 1995.

Subriyer Nasir, Delfi Fatina Soraya, Dewi Pratiwi 2012 Pemanfaatan Ekstrak Biji Kelor (Moringa Oleifera) Untuk Pembuatan Bahan Bakar.

Warring, R.H. Pneumatic Handbook. England: Trade and Technical Press, 1982

LAMPIRAN

Lampiran 1. Tabel Konversi

TABLE 1. Conversion Factors	
Area	
1 mm ² = 1.0 × 10 ⁻⁶ m ²	1 ft ² = 144 in. ²
1 cm ² = 1.0 × 10 ⁻⁴ m ² = 0.1550 in. ²	1 in. ² = 6.4516 cm ² = 6.4516 × 10 ⁻⁴ m ²
1 m ² = 10.7639 ft ²	1 ft ² = 0.092 903 m ²
Conductivity	
1 W/m-K = 1 J/s-m-K	
= 0.577 789 Btu/h-ft-R	1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K
Density	
1 kg/m ³ = 0.06242797 lbm/ft ³	1 lbm/ft ³ = 16.018 46 kg/m ³
1 g/cm ³ = 1000 kg/m ³	
1 g/cm ³ = 1 kg/L	
Energy	
1 J = 1 N-m = 1 kg-m ² /s ²	
1 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J
1 cal (Int.) = 4.1868 J	= 1.28507 × 10 ⁻³ Btu
	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ
1 erg = 1.0 × 10 ⁻⁷ J	= 778.1693 lbf-ft
1 eV = 1.602 177 33 × 10 ⁻¹⁹ J	
Force	
1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)	
Gravitation	
g = 9.80665 m/s ²	g = 32.17405 ft/s ²
Heat capacity, specific entropy	
1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-R	1 Btu/lbm-R = 4.1868 kJ/kg-K
Heat flux (per unit area)	
1 W/m ² = 0.316 998 Btu/h-ft ²	1 Btu/h-ft ² = 3.15459 W/m ²
Heat transfer coefficient	
1 W/m ² -K = 0.176 11 Btu/h-ft ² -R	1 Btu/h-ft ² -R = 5.67826 W/m ² -K
Length	
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.39370 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m

Tabel Konversi (lanjutan)

TABLE (Continued) <i>Conversion Factors</i>	
Specific kinetic energy (V²)	
$1 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 0.001 \text{ kJ/kg}$ $1 \text{ kJ/kg} = 1000 \text{ m}^2/\text{s}^2$	$1 \text{ ft}^2/\text{s}^2 = 3.9941 \times 10^{-5} \text{ Btu/lbm}$ $1 \text{ Btu/lbm} = 25037 \text{ ft}^2/\text{s}^2$
Specific potential energy (Zg)	
$1 \text{ m-g}_{\text{std}} = 9.80665 \times 10^{-3} \text{ kJ/kg}$ $= 4.21607 \times 10^{-3} \text{ Btu/lbm}$	$1 \text{ ft-g}_{\text{std}} = 1.0 \text{ lbf-ft/lbm}$ $= 0.001285 \text{ Btu/lbm}$ $= 0.002989 \text{ kJ/kg}$
Specific volume	
$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$ $1 \text{ cm}^3/\text{g} = 1 \text{ L/kg}$ $1 \text{ m}^3/\text{kg} = 16.01846 \text{ ft}^3/\text{lbm}$	$1 \text{ ft}^3/\text{lbm} = 0.062428 \text{ m}^3/\text{kg}$
Temperature	
$1 \text{ K} = 1^\circ\text{C} = 1.8 \text{ R} = 1.8 \text{ F}$ $\text{TC} = \text{TK} - 273.15$ $= (\text{TF} - 32)/1.8$ $\text{TK} = \text{TR}/1.8$	$1 \text{ R} = (5/9) \text{ K}$ $\text{TF} = \text{TR} - 459.67$ $= 1.8 \text{ TC} + 32$ $\text{TR} = 1.8 \text{ TK}$
Universal Gas Constant	
$R = N_0 k = 8.31451 \text{ kJ/kmol-K}$ $= 1.98589 \text{ kcal/kmol-K}$ $= 82.0578 \text{ atm-L/kmol-K}$	$R = 1.98589 \text{ Btu/lbmol-R}$ $= 1545.36 \text{ lbf-ft/lbmol-R}$ $= 0.73024 \text{ atm-ft}^3/\text{lbmol-R}$ $= 10.7317 \text{ (lbf/in.}^2\text{)-ft}^3/\text{lbmol-R}$
Velocity	
$1 \text{ m/s} = 3.6 \text{ km/h}$ $= 3.28084 \text{ ft/s}$ $= 2.23694 \text{ mi/h}$ $1 \text{ km/h} = 0.27778 \text{ m/s}$ $= 0.91134 \text{ ft/s}$ $= 0.62137 \text{ mi/h}$	$1 \text{ ft/s} = 0.681818 \text{ mi/h}$ $= 0.3048 \text{ m/s}$ $= 1.09728 \text{ km/h}$ $1 \text{ mi/h} = 1.46667 \text{ ft/s}$ $= 0.44704 \text{ m/s}$ $= 1.609344 \text{ km/h}$
Volume	
$1 \text{ m}^3 = 35.3147 \text{ ft}^3$ $1 \text{ L} = 1 \text{ dm}^3 = 0.001 \text{ m}^3$ $1 \text{ Gal (US)} = 3.785412 \text{ L}$ $= 3.785412 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	$1 \text{ ft}^3 = 2.831685 \times 10^{-2} \text{ m}^3$ $1 \text{ in.}^3 = 1.6387 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ $1 \text{ Gal (UK)} = 4.546090 \text{ L}$ $1 \text{ Gal (US)} = 231.00 \text{ in.}^3$

Tabel Konversi (lanjutan)

TABLE (Continued) Conversion Factors			
Mass			
1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= 6.47989×10^{-5} kg	1 ton	= 2000 lbm
Moment (torque)			
1 N-m	= 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft	= 1.355 818 N-m
Momentum (mV)			
1 kg-m/s	= 7.232 94 lbm-ft/s	1 lbm-ft/s	= 0.138 256 kg-m/s
	= 0.224809 lbf-s		
Power			
1 W	= 1 J/s = 1 N-m/s	1 lbf-ft/s	= 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf-ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s	= 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK)	= 0.7457 kW
			= 550 lbf-ft/s
			= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration	= 12 000 Btu/h
Pressure			
1 Pa	= 1 N/m ² = 1 kg/m-s ²	1 lbf/in. ²	= 6.894 757 kPa
1 bar	= 1.0×10^5 Pa = 100 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. ²
1 atm	= 101.325 kPa		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 1.01325 bar		= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
	= 760 mm Hg [0°C]	1 \bar{R}_i	= 0.068 95 bar
	= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]	1 in. Hg [0°C]	= 0.49115 lbf/in. ²
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 in. H ₂ O [4°C]	= 0.036126 lbf/in. ²
1 m m Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa		
1 m H ₂ O [4°C]	= 9.806 38 kPa		
Specific energy			
1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm	= 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf-ft/lbm	1 lbf-ft/lbm	= 2.98907×10^{-3} kJ/kg
			= 1.28507×10^{-3} Btu/lbm

Lampiran 2. Tegangan geser material

II.4 YIELD STRESS, σ_y , AND TENSILE STRENGTH, σ_{ts}

		σ_y (MPa)	σ_{ts} (MPa)		
Metals	Ferrous	Cast Irons	215 - 790	350 - 1000	
		High Carbon Steels	400 - 1155	550 - 1940	
		Medium Carbon Steels	335 - 900	410 - 1200	
		Low Carbon Steels	250 - 365	345 - 580	
		Low Alloy Steels	400 - 1100	480 - 1200	
		Stainless Steels	170 - 1000	480 - 2240	
	Non-ferrous	Aluminum Alloys	90 - 500	58 - 550	
		Copper Alloys	30 - 500	100 - 550	
		Lead Alloys	8 - 14	12 - 20	
		Magnesium Alloys	70 - 400	185 - 475	
		Nickel Alloys	70 - 1100	345 - 1200	
		Titanium Alloys	250 - 1245	300 - 1625	
		Zinc Alloys	80 - 450	135 - 520	
		Ceramics	Glasses	Borosilicate Glass (*)	264 - 384
Glass Ceramic (*)	750 - 2129			62 - 177	
Silica Glass (*)	1100 - 1600			45 - 155	
Porous	Soda-Lime Glass (*)		360 - 420	31 - 35	
	Brick (*)		50 - 140	7 - 14	
	Concrete, typical (*)		32 - 60	2 - 6	
Technical	Stone (*)		34 - 248	5 - 17	
	Alumina (*)		690 - 5500	350 - 885	
	Aluminum Nitride (*)		1970 - 2700	197 - 270	
	Boron Carbide (*)		2383 - 5687	350 - 560	
	Silicon (*)		3200 - 3460	160 - 190	
	Silicon Carbide (*)		1000 - 5250	370 - 680	
Composites	Metal Polymer		Aluminum/Silicon Carbide	280 - 324	290 - 385
			CFRP	550 - 1050	550 - 1050
			GFRP	110 - 182	138 - 241
Natural	Bamboo		35 - 44	36 - 45	
	Cork		0.3 - 1.5	0.5 - 2.5	
	Leather		5 - 10	20 - 30	
	Wood, typical (Longitudinal)	30 - 70	60 - 100		
	Wood, typical (Transverse)	2 - 6	4 - 9		

(Data courtesy of Granta Design Ltd)

		σ_y (MPa)	σ_{ts} (MPa)		
Polymers ¹	Elastomer	Butyl Rubber	2 - 3	5 - 10	
		EVA	12 - 18	16 - 20	
Thermoplastic	Isoprene (IR)	Isoprene (IR)	20 - 25	20 - 25	
		Natural Rubber (NR)	20 - 30	22 - 32	
		Nisoprene (CR)	3.4 - 24	3.4 - 24	
	Polyurethane Elastomers (ePU)	Polyurethane Elastomers (ePU)	25 - 51	25 - 51	
		Silicone Elastomers	2.4 - 5.5	2.4 - 5.5	
	Thermoset	ABS	ABS	18.5 - 51	27.6 - 55.2
			Cellulose Polymers (CA)	25 - 45	25 - 50
		Ionomer (I)	Ionomer (I)	8.3 - 15.8	17.2 - 37.2
			Nylons (PA)	50 - 84.8	80 - 165
		Polycarbonate (PC)	59 - 70	60 - 72.4	
		PEEK	85 - 95	70 - 103	
		Polyethylene (PE)	Polyethylene (PE)	17.9 - 29	20.7 - 44.8
			PET	50.5 - 82.3	48.3 - 72.4
		Acrylic (PMMA)	Acrylic (PMMA)	53.8 - 72.4	48.3 - 79.6
			Acetal (POM)	48.8 - 72.4	80 - 89.6
		Polypropylene (PP)	Polypropylene (PP)	20.7 - 37.2	27.6 - 41.4
			Polystyrene (PS)	28.7 - 56.2	35.9 - 55.5
		Polyurethane Thermoplastics (tpPU)	Polyurethane Thermoplastics (tpPU)	40 - 53.8	31 - 32
PVC			35.4 - 52.1	40.7 - 65.1	
Thermoset		Teflon (PTFE)	15 - 25	20 - 30	
	Epoxyes	36 - 71.7	45 - 89.6		
	Phenolics	27.6 - 49.7	34.5 - 62.1		
Polyester	Polyester	33 - 40	41.4 - 89.6		
	Polymer Foams	Flexible Polymer Foam (VLD)	0.01 - 0.12	0.24 - 0.85	
Flexible Polymer Foam (LD)		0.02 - 0.3	0.24 - 2.35		
Flexible Polymer Foam (MD)		0.05 - 0.7	0.43 - 2.95		
Rigid Polymer Foam (LD)		0.3 - 1.7	0.45 - 2.25		
Rigid Polymer Foam (MD)		0.4 - 3.5	0.65 - 5.1		
Rigid Polymer Foam (HD)	0.8 - 12	1.2 - 12.4			

¹ For full names and acronyms of polymers – see Section V.

(*) NB: For ceramics, yield stress is replaced by *compressive strength*, which is more relevant in ceramic design. Note that ceramics are of the order of 10 times stronger in compression than in tension.

(<http://www.mdp.eng.cam.ac.uk>)

Lampiran 3. Tabel standart ukuran diameter
silinder pneumatik

Table Typical Standard Size Cylinder Geometri

Cylinder Diameter (mm)	Rod Diameter (mm)	Typical Port Size
12	4	M5
16	6	
20	8	BSP 1/8 in
25	12	or M5
32	12	
40	16	
50	20	BSP ¼ in
63	20	BSP ¼ in
80	25	BSP 3/8 in
100	32	BSP 3/8 in
125	32	BSP 3/8 in
150	35	BSP ½ in
200	50	BSP ¾ in
250	60	BSP 1 in
300	70	BSP 1¼ in
350	80	BSP 1½ in
400	100	BSP 2 in
450	110	BSP 2 in
500	120	BSP 2 in

Lampiran 4. Gaya piston

ISO6431 non-tie rod cylinder

Bore (mm)	Rod (mm)	Action	Pressed area (cm ²)	Operating pressure (kgf/cm ²)							
				3	4	5	6	7	8		
32	12	Push	8.04	24	32	40	48	56	64		
		Pull	6.91	21	27	34	41	48	55		
40	16	Push	12.56	38	50	63	75	88	100		
		Pull	10.56	32	42	53	63	74	84		
50	20	Push	19.63	59	79	98	118	137	157		
		Pull	16.49	49	66	82	99	115	132		
63	20	Push	31.16	93	125	156	187	218	249		
		Pull	28.02	84	112	140	168	196	224		
80	25	Push	50.24	151	201	251	301	352	402		
		Pull	45.34	136	181	227	272	317	363		
100	25	Push	78.5	236	314	393	471	550	628		
		Pull	73.6	221	294	368	442	515	589		
125	32	Push	122.7	368	491	614	736	859	982		
		Pull	114.7	344	459	574	688	803	918		
160	40	Push	201	603	804	1005	1206	1407	1608		
		Pull	188	564	752	940	1128	1316	1504		
200	40	Push	314	942	1256	1570	1884	2198	2512		
		Pull	301	903	1204	1505	1806	2107	2408		
250	50	Push	491	1473	1964	2455	2946	3437	3928		
		Pull	471	1413	1884	2355	2826	3297	3768		
320	60	Push	804	2412	3216	4020	4824	5628	6432		
		Pull	776	2328	3104	3880	4656	5432	6208		

Lampiran 5. Tabel Kebutuhan Udara

Diameter Piston (mm)	Tekanan Kerja (bar)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Kebutuhan udara (q) dalam liter/cm langkah									
6	0,0005	0,0008	0,0011	0,0014	0,0016	0,0019	0,0022	0,0025	0,0027	0,0030
12	0,002	0,003	0,004	0,006	0,007	0,008	0,009	0,010	0,011	0,012
16	0,004	0,006	0,008	0,010	0,011	0,014	0,016	0,018	0,020	0,022
25	0,010	0,014	0,019	0,024	0,029	0,033	0,038	0,043	0,048	0,052
35	0,019	0,028	0,038	0,047	0,056	0,066	0,075	0,084	0,093	0,103
40	0,025	0,037	0,049	0,061	0,073	0,085	0,097	0,110	0,122	0,135
50	0,039	0,058	0,077	0,096	0,115	0,134	0,153	0,172	0,191	0,210
70	0,076	0,113	0,150	0,187	0,225	0,262	0,299	0,335	0,374	0,411
100	0,155	0,231	0,307	0,383	0,459	0,535	0,611	0,687	0,763	0,839
140	0,303	0,452	0,601	0,750	0,899	1,048	1,197	1,346	1,495	1,644
200	0,618	0,923	1,227	1,531	1,835	2,139	2,443	2,747	3,052	3,356
250	0,966	1,441	1,916	2,392	2,867	3,342	3,817	4,292	4,768	5,243

Lampiran 6. Spesifikasi Pipa Saluran Pneumatik

SMC Offers a Rainbow of "Standard" color choices

TIUB 05 BU-33

Polyurethane I Tubing

Size	Tube size	Color Indication	Length per roll
Symbol	Symbol	Symbol	Symbol/ Roll size
01	1/8"	See Color Chart Below.	20 86 ft.
05	3/16"		35 150 ft.
07	1/4"		100 500 ft.
11	3/8"		300 1000 ft.
19	1/2"		600 1849 ft.

1 1/8", 3/16", 1/4"
Larger lengths available upon request.

TU 0425 BU-20

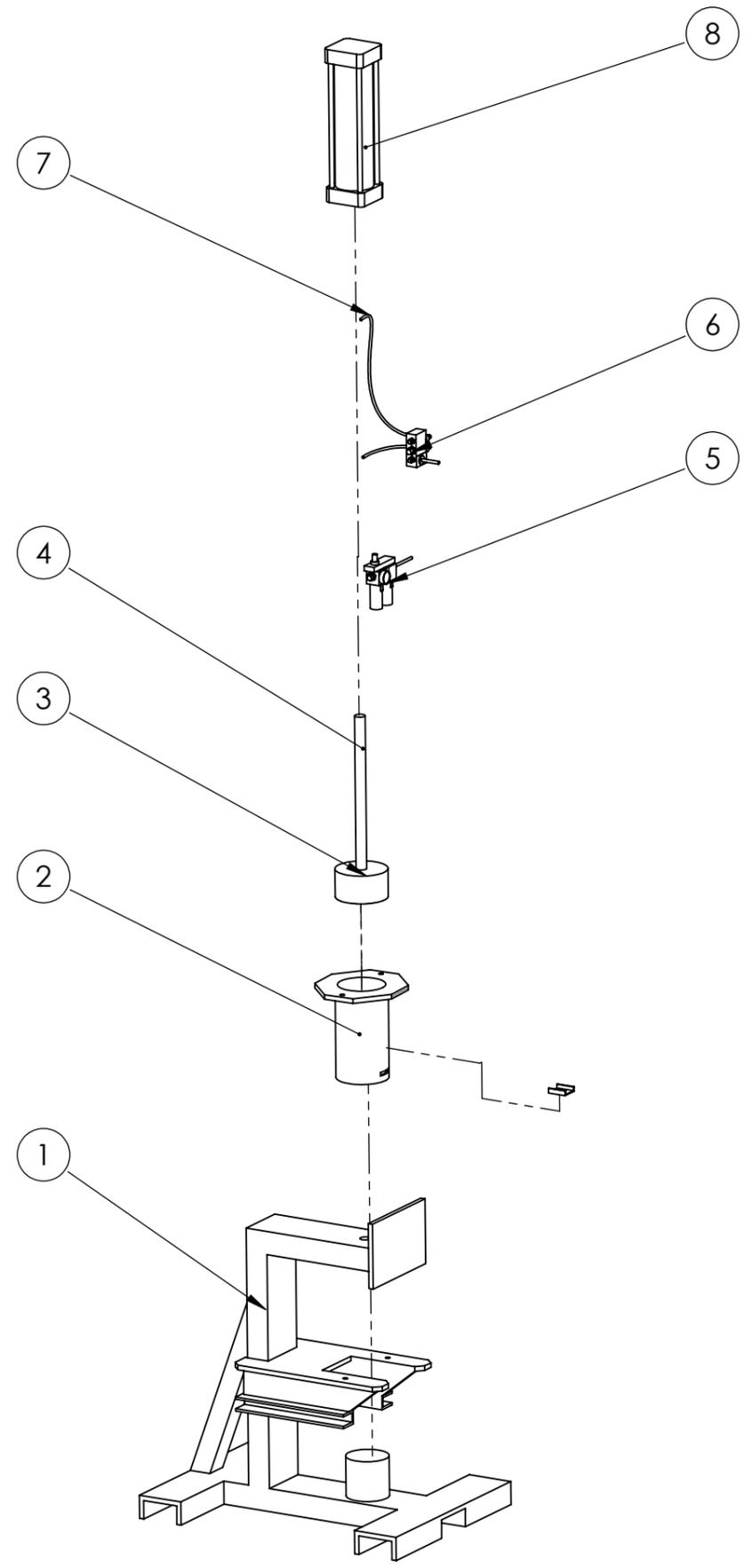
Polyurethane I Tubing

Size	Tube size	Color Indication	Length per roll
Symbol	Symbol	Symbol	Symbol/ Roll size
0425	4mm (5/32")	See Color Chart Below.	20 20m
0850	8mm (5/16")		35 150 ft.
1000	10mm		100 500 ft.
1250	12mm		300 1000 ft.
1500	15mm		600 1849 ft.

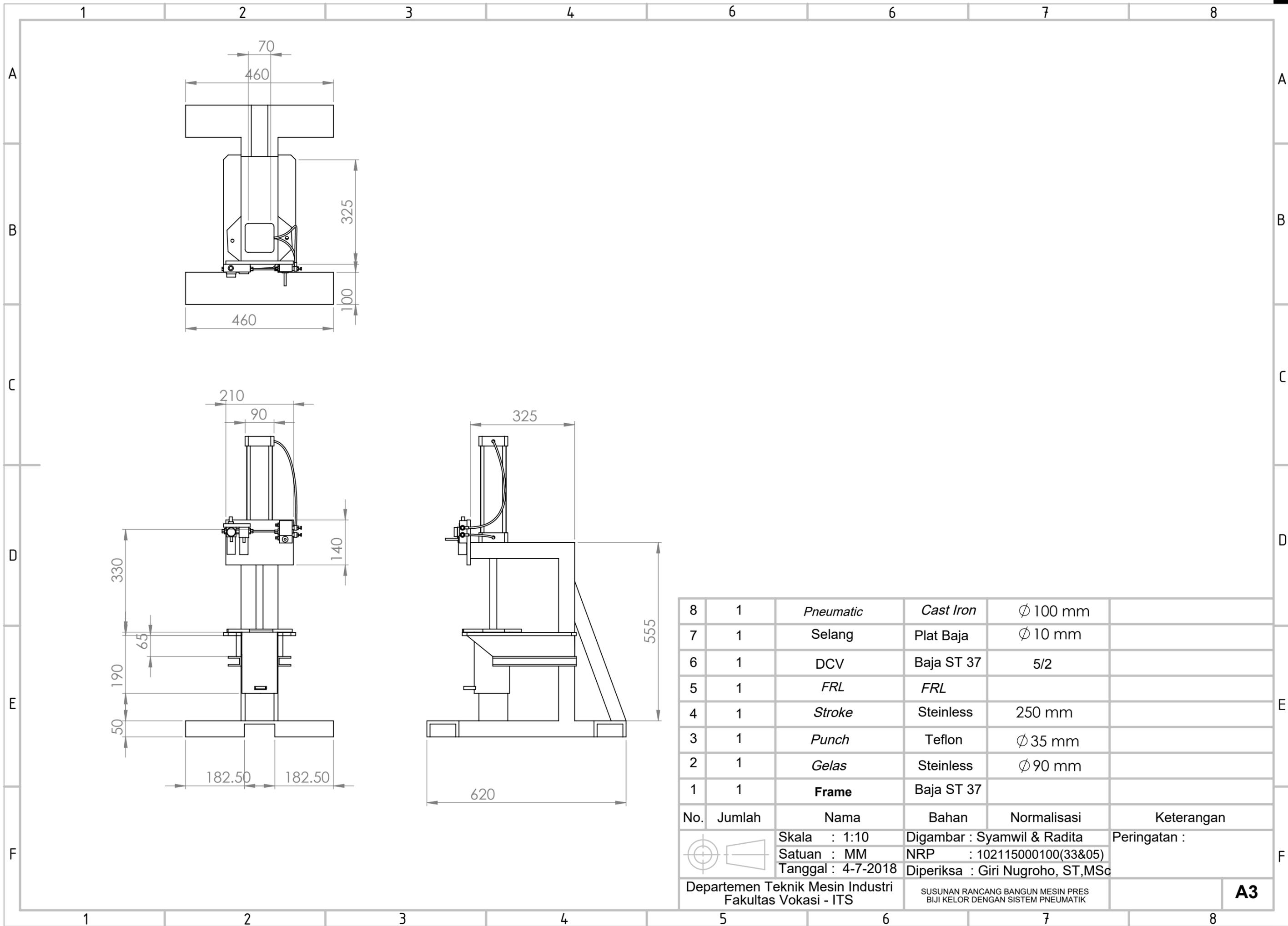
4mm, 8mm, 10mm
* Standard for sizes (0425) & 8mm (0850) tube size
Larger lengths available upon request.

	Color	Tube Sample		Color	Tube Sample
B	Black		G4	Dark Green	
BU	Blue		GR1	Gray (solid)	
C	Clear		GR2	Lt. Gray (solid)	
G	Green		P1	Neon Pink	
R	Red		PU1	Purple (solid)	
W	White		PU2	TR Purple	
Y	Yellow		R1	Red (solid)	
YR	Orange		R2	TR Red	
BU1	Blue (solid)		S1	Silver	
BU2	TR Blue		Y1	Yellow (solid)	
BU3	Med. Blue		Y2	TR Yellow	
BR1	Brown (solid)		Y3	Neon Yellow	
G1	Green (solid)		YR1	TR Orange	
G2	TR Green		YR2	Neon Orange	
G3	Neon Green				

Note: Quick ship colors include: Black, Blue, Clear, Green, Red, White, Yellow and Orange.

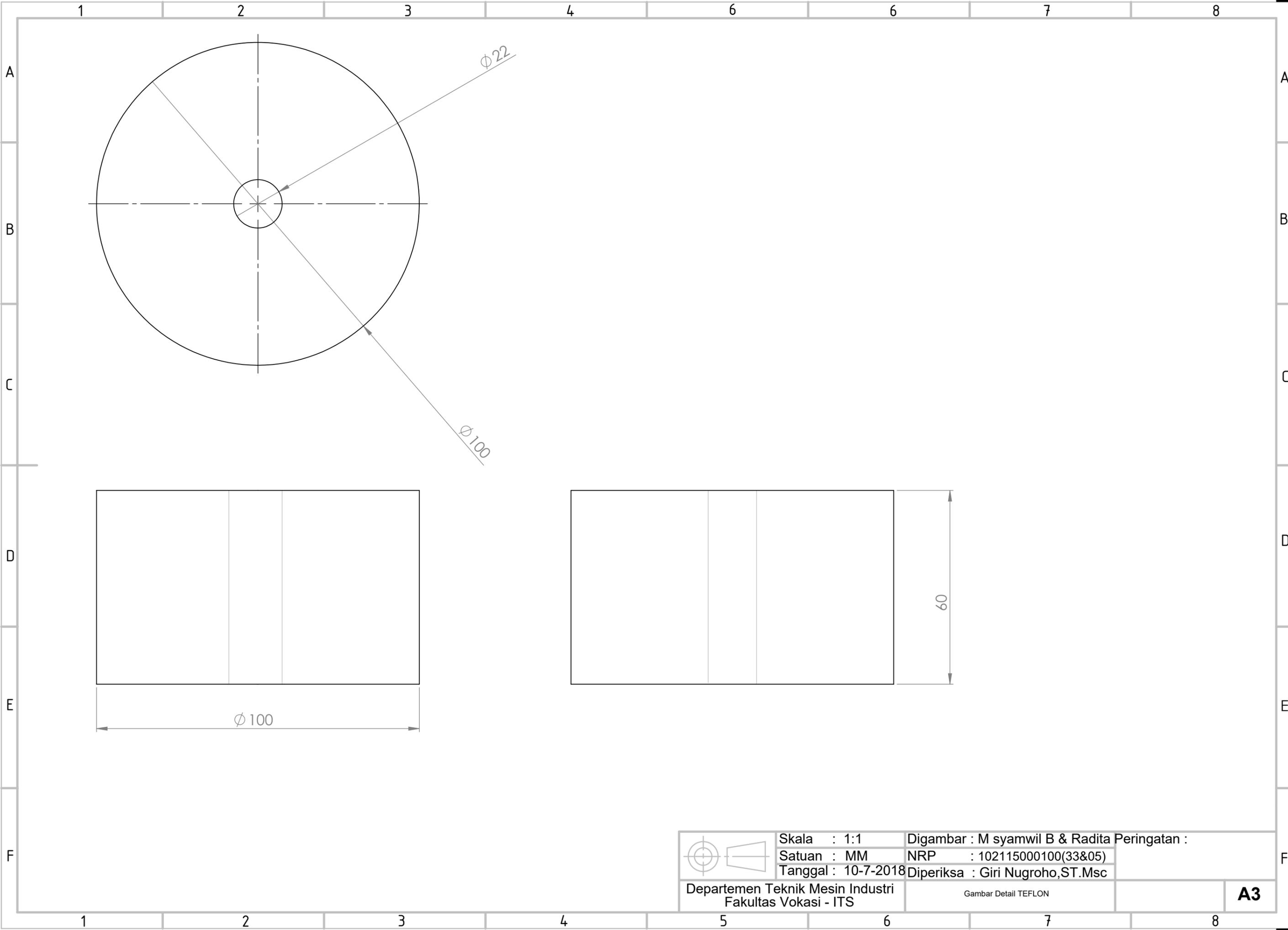


8	1	<i>Pneumatic</i>	<i>Cast Iron</i>	Ø 100 mm	
7	1	Selang	Plat Baja	Ø 10 mm	
6	1	DCV	Baja ST 37	5/2	
5	1	<i>FRL</i>	<i>FRL</i>		
4	1	<i>Stroke</i>	Stainless	250 mm	
3	1	<i>Punch</i>	Teflon	Ø 35 mm	
2	1	<i>Gelas</i>	Stainless	Ø 90 mm	
1	1	Frame	Baja ST 37		
No.	Jumlah	Nama	Bahan	Normalisasi	Keterangan
		Skala : 1:12	Digambar : Syamwil & Radita		Peringatan :
		Satuan : MM	NRP : 102115000100(33&05)		
		Tanggal : 4-7-2018	Diperiksa : Giri Nugroho, ST,MSc		
Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi - ITS			ASSAMBLY RANCANG BANGUN MESIN PRES BIJI KELOR DENGAN SISTEM PNEUMATIK		A3



8	1	<i>Pneumatic</i>	<i>Cast Iron</i>	Ø 100 mm	
7	1	Selang	Plat Baja	Ø 10 mm	
6	1	DCV	Baja ST 37	5/2	
5	1	<i>FRL</i>	<i>FRL</i>		
4	1	<i>Stroke</i>	Steinless	250 mm	
3	1	<i>Punch</i>	Teflon	Ø 35 mm	
2	1	<i>Gelas</i>	Steinless	Ø 90 mm	
1	1	Frame	Baja ST 37		

No.	Jumlah	Nama	Bahan	Normalisasi	Keterangan
		Skala : 1:10	Digambar : Syamwil & Radita		Peringatan :
		Satuan : MM	NRP : 102115000100(33&05)		
		Tanggal : 4-7-2018	Diperiksa : Giri Nugroho, ST,MSc		
Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi - ITS			SUSUNAN RANCANG BANGUN MESIN PRES BIJI KELOR DENGAN SISTEM PNEUMATIK		A3

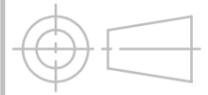


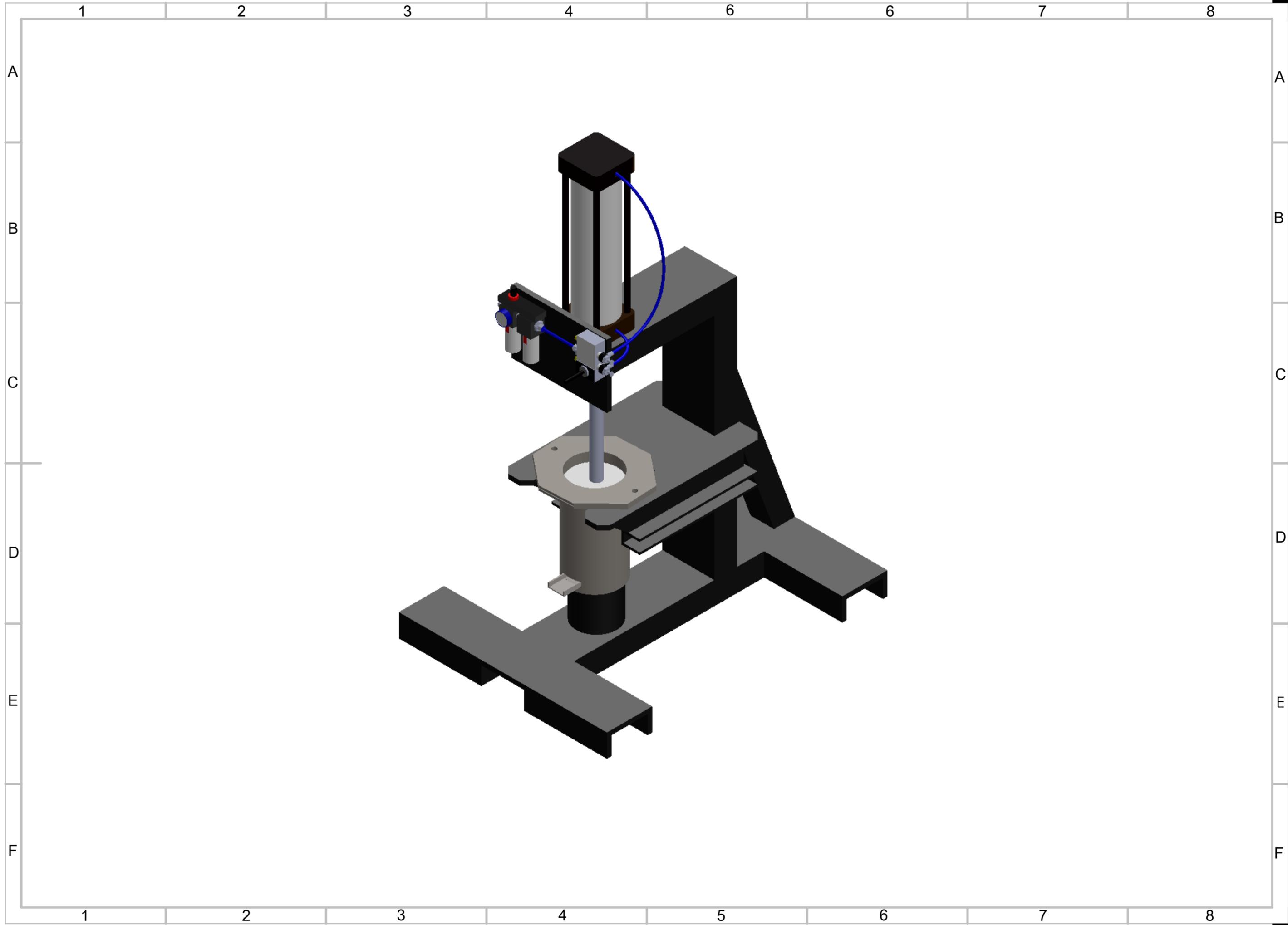
$\phi 22$

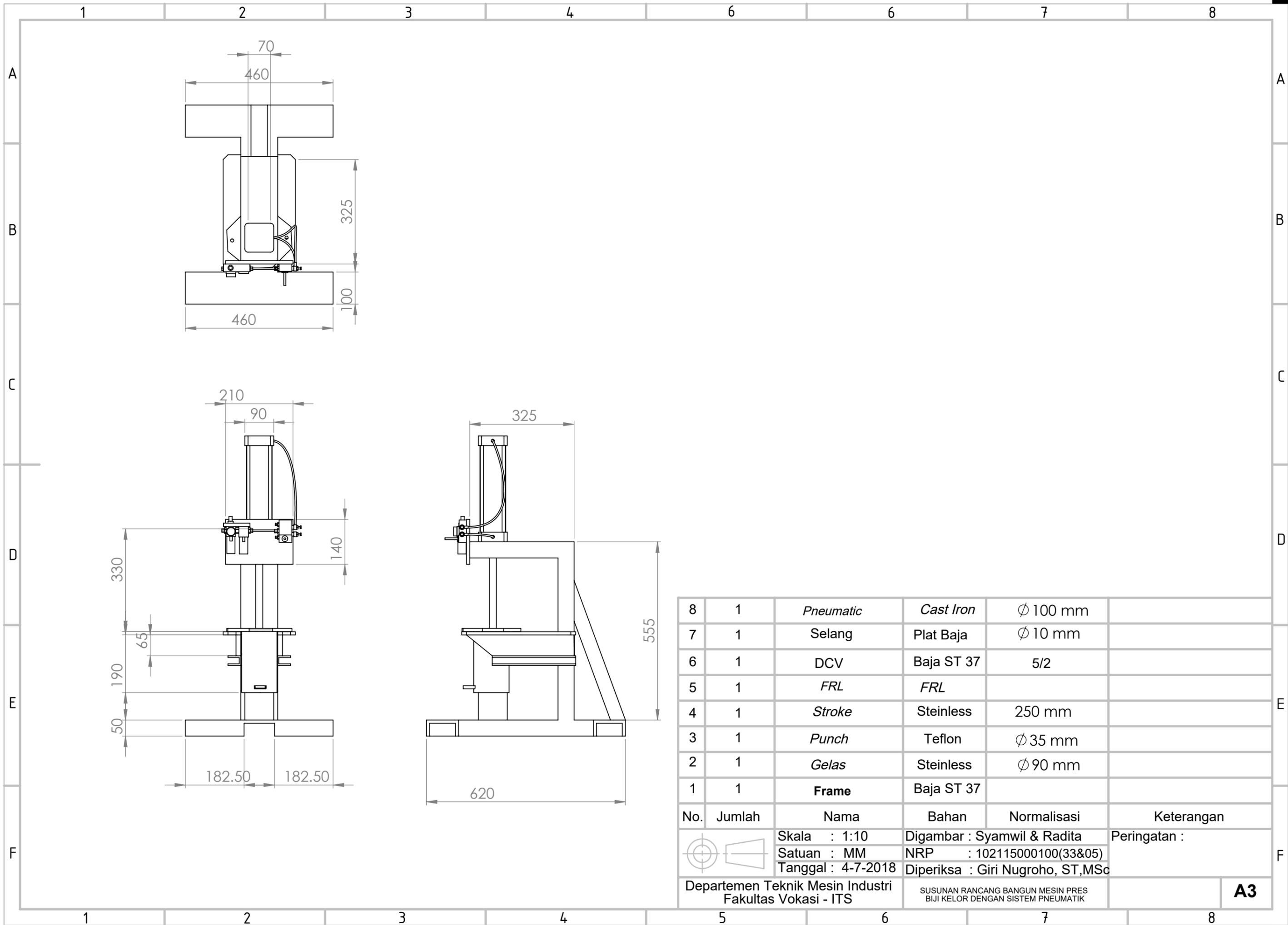
$\phi 100$

$\phi 100$

60

	Skala : 1:1	Digambar : M syamwil B & Radita Peringatan :
	Satuan : MM	NRP : 102115000100(33&05)
	Tanggal : 10-7-2018	Diperiksa : Giri Nugroho,ST.Msc
Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi - ITS		Gambar Detail TEFLON
		A3





8	1	<i>Pneumatic</i>	<i>Cast Iron</i>	ϕ 100 mm	
7	1	Selang	Plat Baja	ϕ 10 mm	
6	1	DCV	Baja ST 37	5/2	
5	1	FRL	FRL		
4	1	Stroke	Stainless	250 mm	
3	1	Punch	Teflon	ϕ 35 mm	
2	1	Gelas	Stainless	ϕ 90 mm	
1	1	Frame	Baja ST 37		

No.	Jumlah	Nama	Bahan	Normalisasi	Keterangan
		Skala : 1:10	Digambar : Syamwil & Radita		Peringatan :
		Satuan : MM	NRP : 102115000100(33&05)		
		Tanggal : 4-7-2018	Diperiksa : Giri Nugroho, ST,MSc		
Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi - ITS			SUSUNAN RANCANG BANGUN MESIN PRES BIJI KELOR DENGAN SISTEM PNEUMATIK		A3

BIODATA PENULIS

Radita Tyas Atsani

10211500010005



Penulis lahir di Ponorogo, 23 Desember 1996 merupakan anak keda dari tiga bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan di SD Ma'arif Ponorogo, SMP Terpadu Ponorogo, SMAN 1 Ponorogo, kemudian melanjutkan ke Institut Teknologi Sepuluh Nopember mengambil jurusan DIII Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-Disnakertansduk. Selama kuliah, penulis pernah mengikuti Pra-FMD di puslatpur Purbaya, Pra-TD. Penulis pernah melaksanakan On The Job Training di PT. Kaltim Prima Coal.

Email : raditya.atsani@yahoo.co.id

BIODATA PENULIS
Mohammad Syamwil Baiquni
10211500010033



Penulis lahir di Kediri , 19 September 1996 merupakan anak kedua dari dua bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan di SDN

Pesantren 2 - Kediri, SMPN 1 Kediri dan SMKN 1 Kediri, kemudian melanjutkan ke Institut Teknologi

Sepuluh Nopember mengambil jurusan DIII Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-Disnakertansduk. Selama kuliah, penulis pernah mengikuti Pra-FMD di puslatpur Purbaya, Pra-TD, dan satu kali lolos pendanaan PKM dalam bidang Penerapan Teknologi. Penulis pernah melaksanakan On The Job Training di PT. Tugas Anda.

Email :
mohammadsyamwilbaiquni96@gmail.com