

PROYEK AKHIR - VM 191879

**PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI RICE
TRANSPLANTER MACHINE JAJAR LEGOWO DAN
PENGUJIAN KAPASITASNYA**

BAGUSANDA ERAMADANY

10211710010068

Dosen Pembimbing 1

Ir. Suhariyanto, M.Sc.

NIP. 19620424 198903 1 005

Dosen Pembimbing 2

Liza Rusdiyana, S.T., M.T.

NIP. 19800517 201012 2 002

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI

Fakultas Vokasi

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



PROYEK AKHIR - VM 191879

**PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI RICE TRANSPLANTER
MACHINE JAJAR LEGOWO DAN PENGUJIAN
KAPASITASNYA**

BAGUSANDA ERAMADANY

10211710010068

Dosen Pembimbing 1

Ir. Suhariyanto, M.Sc.

NIP. 19620424 198903 1 005

Dosen Pembimbing 2

Liza Rusdiyana, S.T., M.T.

NIP. 19800517 201012 2 002

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI

Fakultas Vokasi

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



FINAL PROJECT - VM 191879

**RICE TRANSPLANTER MACHINE BY LEGOWO PLANNING
AND TESTING OF THE RICE TRANSMISSION SYSTEM'S
CAPACITY**

BAGUSANDA ERAMADANY

10211710010091

Advisor 1

Ir. Suhariyanto, M.Sc.

NIP. 19620424 198903 1 005

Advisor 2

Liza Rusdiyana, S.T., M.T.

NIP. 19800517 201012 2 002

DEPARTMENT OF INDUSTRIAL MECHANICAL ENGINEERING

Faculty of Vocational

Sepuluh Nopember Institute of Technology

Surabaya

2022

HALAMAN PENGESAHAN

PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI RICE TRANSPLANTER MACHINE JAJAR LEGOWO DAN PENGUJIAN KAPASITASNYA

PROYEK AKHIR

Dijadikan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Sarjana Terapan pada
Program Studi Teknologi Rekayasa Konversi Energi
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh : BAGUSANDA ERAMADANY
NRP. 10211710010068

Disetujui Oleh :

Pembimbing :

Ir. Suharivanto, M.Sc.

NIP. 19620424 198903 1 005

Liza Rusdiyana, S.T., M.T.

NIP. 19800517 201012 2 002

Ir. Eddy Widivono, M.Sc.

NIP. 19601025 198701 1 001

Ir. Nur Husodo, M.Sc.

NIP. 19610421 198701 1 001



[Handwritten signature]
.....
[Handwritten signature]
.....

[Handwritten signature]
.....
[Handwritten signature]
.....

SURABAYA

Juli 2022

PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI RICE TRANSPLANTER MACHINE JAJAR LEGOWO DAN PENGUJIAN KAPASITASNYA

Nama / NRP : Bagusanda Eramadany / 10211710010068
Departemen : Teknik Mesin Industri FV - ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Suhariyanto, M.Sc.
Liza Rusdiyana, S.T., M.T.

Abstrak

Berkurangnya petani pengelola sawah tidak berbanding lurus dengan petani pemilik lahan, sehingga kekurangan petani pengelola baru karena banyak petani pengelola yang sudah berusia lanjut. Karena permintaan jumlah pangan yang kian meningkat maka diciptakan Rice Transplanter Machine. Dengan mengadopsi metode tanam padi Jajar Legowo mesin ini diharapkan dapat menanam bibit padi dengan jumlah, jarak dan kedalaman yang seragam, juga lebih mengefisiensi waktu, tenaga dan biaya yang diperlukan selama proses penanaman. Terakhir untuk mendorong terciptanya teknologi tepat guna dalam lingkup pertanian.

Setelah dilakukan studi literatur dan observasi, dilanjutkan dengan identifikasi masalah yang ditemui saat observasi, permasalahan yang muncul saat observasi akan dirumuskan untuk merancang desain Rice Transplanter Machine sesuai dengan kondisi yang ada ditempat observasi dilakukan, selanjutnya dilakukan perhitungan Gaya, Daya, Sproket, Rantai dan poros yang akan diterapkan pada mesin, setelah dilakukan perhitungan tersebut dilanjutkan dengan perakitan mesin sesuai desain yang telah dirancang. Terakhir dilakukan pengujian mesin untuk mengambil hasil performa dan kesimpulan.

Dari hasil perencanaan dan perhitungan dihasilkan mesin dengan 3 transmisi penggerak untuk menggerakkan roda dan menanam. Transmisi 1-2 diperoleh perbandingan rasio sprocket 1:1 dengan diameter 63,5 pada putaran 6000 rpm, Transmisi 3-4 diperoleh perbandingan rasio sprocket 1:1,25 dengan diameter 69,04 dan 76,37 pada putaran 100 rpm menjadi 80 rpm, Transmisi 5-6 diperoleh perbandingan rasio sprocket 1:2 dengan diameter 88,22 dan 176,44 pada putaran 80 rpm menjadi 40 rpm. dan dipilih tipe motor dengan daya 0,81 kW. Diameter poros roda 30 mm dengan material ST70, dan kapasitas tanam mesin pada tanah keras sebesar 140 titik tanam per 8 menit atau sekitar 1050 titik tanam per jam

Kata Kunci : Transplanter, Jajar Legowo, Transmisi

RICE TRANSPLANTER MACHINE BY LEGOWO PLANNING AND TESTING OF THE RICE TRANSMISSION SYSTEM'S CAPACITY

Name / NRP : **Bagusanda Eramadany / 10211710010068**
Department : **Energy Conversion Engineering Technology**
Advisor : **Ir. Suhariyanto, M.Sc.**
Liza Rusdiyana, S.T., M.T.

Abstrack

Since fewer farmers are managing the fields than are farming the land, there is a scarcity of fresh managers because many of the current ones are elderly. The Rice Transplanter Machine was developed as a result of the rising global food need. This machine is anticipated to be able to plant rice seeds with a uniform amount, distance, and depth by using the Jajar Legowo method, as well as using less time, energy, and money overall. Lastly, to promote the development of appropriate agricultural technologies.

The design of the Rice Transplanter Machine will be made in accordance with the conditions at the location where the observation is carried out after conducting literature studies and observations, followed by the identification of problems encountered during observation and formulation of solutions to those problems. After calculating the Force, Power, Sprocket, Chain, and shaft that will be applied to the machine, the assembly process is then carried out. To draw performance data and conclusions, machine testing is done in the end.

A machine with three drive transmissions was created to move the wheels and plant based on the findings of the planning and calculations. Transmissions 1-2 obtained a 1:1 sprocket ratio with a diameter of 63.5 at 6000 revolutions per minute (rpm), Transmissions 3-4 obtained a 1:1.25 sprocket ratio with diameter of 69.04 and 76.37 at 100 rpm rotation to 80 rpm, and Transmissions 5-6 obtained a 1:2 sprocket ratio with diameters of 88.22 and 176.44 at 80 rpm to 40 rpm The machine's planting capability on hard soil is 140 planting points per 8 minutes, or roughly 1050 planting points per hour. The wheel axle diameter is 30 mm with ST70 material.

Keywords : Transplanter, Jajar Legowo, Transmission

KATA PENGANTAR

Puja dan puji syukur selalu kami panjatkan kehadirat Allah SWT. karena atas rahmat dan hidayah-Nya, laporan tugas akhir yang berjudul “Perencanaan Sistem Transmisi Rice Transplanter Machine Jajar Legowo Dan Pengujian Kapasitasnya“ ini dapat disusun dan diselesaikan dengan baik dan lancar. Tugas akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi Teknologi Rekayasa Konversi Energi Departemen Teknik Mesin Industri sesuai dengan kurikulum yang telah ditetapkan. Selain itu juga merupakan suatu bukti yang diberikan kepada almamater dan masyarakat.

Banyak dorongan dan bantuan yang penulis dapatkan selama penyusunan laporan ini sampai terselesaikan. Untuk itu penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih dan penghargaan sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Ir. Suhariyanto, M.Sc. selaku dosen pembimbing 1 yang telah memberikan bimbingan, nasihat dan pengetahuan hingga tersusun dengan baik laporan tugas akhir ini.
2. Ibu Liza Rusdiana S.T.,M.T. selaku dosen pembimbing 2 yang telah memberikan bimbingan, nasihat dan pengetahuan hingga tersusun dengan baik laporan tugas akhir ini.
3. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto M.T. selaku kepala Departemen Teknik Mesin Industri
4. Ibu Dr. Atria Pradityana S.T.,M.T. selaku koordinator tugas akhir Departemen Teknik Mesin Industri.
5. Kedua orang tua yang senantiasa memberikan dukungan penuh baik moral dan material.
6. Seluruh tim dosen penguji yang berkenan untuk menguji, memberi kritik dan saran yang membangun untuk memperbaiki tugas akhir ini.
7. Seluruh Bapak dan Ibu dosen yang telah memberikan ilmu pengetahuan kepada seluruh mahasiswa di Departemen Teknik Mesin Industri.

Serta pihak-pihak lain yang tidak dapat disebutkan, Akhir kata diharapkan laporan tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi pembaca

Surabaya, Juli 2022

Penulis

DAFTAR ISI

PROYEK AKHIR - VM 191774	i
FINAL PROJECT - VM 191774	ii
HALAMAN PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	v
ABSTRACK	vii
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xv
DAFTAR SIMBOL	xvii
DAFTAR LAMPIRAN	xix
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan Penelitian.....	2
1.5 Manfaat Penelitian.....	2
1.6 Sistematika Penulisan.....	2
BAB II DASAR TEORI	5
2.1 Tinjauan Pustaka.....	5
2.2 Padi.....	6
2.3 Rice Transplanter.....	6
2.4 Analisa Gaya.....	7
2.4.1 Gaya Pergerakan Roda.....	7
2.4.2 Gaya Penanaman Bibit Padi.....	7
2.5 Perencanaan dan Pemilihan Transmisi.....	8
2.5.1 Jumlah Gigi Sproket.....	9
2.5.2 Diameter Sproket.....	9
2.5.3 Kecepatan Rantai.....	9
2.5.4 Panjang Rantai.....	10
2.5.5 Pemilihan Rantai.....	10
2.5.6 Gaya Pada Rantai.....	11
2.5.7 Torsi Pada Rantai.....	11
2.6 Poros.....	11
2.6.1 Macam-Macam Poros.....	11
2.6.2 Penentuan Poros.....	12
2.6.3 Perencanaan Poros.....	13
2.6.4 Faktor Keamanan.....	13
2.7 Bearing.....	14
2.7.1 Klasifikasi Bearing.....	14
2.7.2 Perencanaan Bearing.....	15

2.7.3 Beban Ekuivalen Pada Bearing.....	15
2.7.4 Prediksi Umur Bearing	16
BAB III METODOLOGI	17
3.1 Diagram Alir.....	17
3.2 Tahapan Perencanaan Sistem Transmisi Dan Kebutuhan Daya.....	18
3.2.1 Studi Literatur	18
3.2.2 Observasi	18
3.2.3 Identifikasi Masalah.....	18
3.2.4 Konsep Rancangan Mesin Dan Hasil Tanam	18
3.2.5 Perhitungan Daya Motor Dan Transmisi Rantai.....	19
3.2.6 Perakitan Mesin	19
3.2.7 Pembuatan Laporan	19
3.3 Komponen Rise Transplanter Machine	19
3.4 Prinsip Kerja Rice Transplanter Machine	20
BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN	21
4.1 Besarnya Gaya Dan Daya.....	21
4.1.1 Perencanaan Kecepatan Putaran Poros Roda.....	23
4.1.2 Kebutuhan Daya Motor	23
4.2 Perencanaan Sistem Transmisi Rantai.....	25
4.2.1 Perhitungan Rantai Transmisi 1-2	26
4.2.2 Perhitungan Rantai Transmisi 3-4	27
4.2.3 Perhitungan Rantai Transmisi 5-6	29
4.3 Menghitung Diameter Poros Roda Perencanaan	30
4.3.1 Gaya Yang Bekerja Pada Poros	31
4.3.2 Bidang Horizontal.....	32
4.3.3 Bidang Vertikal.....	34
4.3.4 Menghitung Gaya Dan Momen Terbesar	38
4.3.5 Diameter Poros	38
4.3.6 Perbandingan Tegangan Maksimum Dan Tegangan Ijin Poros	39
4.4 Menghitung Bearing Perencanaan	39
4.4.1 Gaya Radial Bearing.....	39
4.4.2 Beban Ekuivalensi Bearing.....	39
4.4.3 Umur Bearing	40
4.5 Pengujian Kapasitas Tanam Mesin.....	41
4.6 Pembahasan	42
BAB V PENUTUP.....	43
5.1 Kesimpulan.....	43
5.2 Saran	43
DAFTAR PUSTAKA	45
LAMPIRAN.....	47
BIODATA PENULIS.....	86

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Mesin Penanam Padi Sistem Rasio Putaran Roda.....	5
Gambar 2.2 Mesin Penanam Padi Berefisiensi 86,79 %	6
Gambar 2.3 Rantai Rol.....	8
Gambar 2.4 Rantai Gigi.....	8
Gambar 2.5 Sproket.....	9
Gambar 2.6 Diagram Pemilihan Rantai.....	10
Gambar 2.7 Konstruksi Poros Dengan Bearing.....	14
Gambar 2.8 Perencanaan Bearing	15
Gambar 3.1 Diagram Alir Perencanaan Sistem Transmisi & Daya Motor	17
Gambar 3.2 Sistem Tanam Jajar Legowo.....	18
Gambar 3.3 Rice Transplanter Machine.....	19
Gambar 4.1 Mesin Transplanter	21
Gambar 4.2 Sket Gambar Percobaan Untuk Mengetahui Gaya Menggerakkan Roda.....	22
Gambar 4.3 Uji Coba Besar Gaya Untuk Menanam	22
Gambar 4.4 Motor Brushcutter.....	24
Gambar 4.5 Spesifikasi Motor Brushcutter	25
Gambar 4.6 Desain Transmisi	25
Gambar 4.7 Free Body Diagram Poros Roda Perencanaan.....	31
Gambar 4.8 Skema Gaya Pada Poros Akibat Tarikan Rantai	31
Gambar 4.9 Reaksi Tumpuan Pada Arah Horizontal	32
Gambar 4.10 Potongan 1 Dari Kiri.....	32
Gambar 4.11 Potongan 2 Dari Kiri.....	33
Gambar 4.12 Bending Momen Diagram Arah Horizontal	34
Gambar 4.13 Shear Force Diagram Arah Horizontal	34
Gambar 4.14 Reaksi Tumpuan Pada Arah Vertikal	34
Gambar 4.15 Potongan 1 Dari Kiri.....	34
Gambar 4.16 Potongan 2 Dari Kiri.....	35
Gambar 4.17 Potongan 3 Dari Kiri.....	36
Gambar 4.18 Potongan 4 Dari Kiri.....	41
Gambar 4.19 Bending Momen Diagram Arah Vertikal	41
Gambar 4.20 Shear Force Diagram Arah Vertikal	41
Gambar 4.21 Foto Mesin Yang Sudah Jadi.....	42
Gambar 4.22 Jarak Tanam Waktu Ujicoba	42

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Harga Faktor Keamanan Material.....	14
Tabel 2.2 Safety Faktor.....	16
Tabel 4.1 Uji Coba Besar Gaya Untuk Menggerakkan Roda Mesin Transplanter.....	22
Tabel 4.2 Uji Coba Besar Gaya Untuk Menanam Bibit Padi Mesin Transplanter	23
Tabel 4.3 Hasil Pengujian.....	41

DAFTAR SIMBOL

Daftar Simbol	Satuan	
A	Luasan Bidang	(mm ²)
C	Jarak Antar Poros	(mm)
D	Diameter Roda	(cm)
d	Diameter Sproket	(mm)
ds	Diameter Poros	(mm)
F	Gaya	(N)
M	Momen Bending	(kg.mm)
Nt	Jumlah Gigi Sproket	(buah)
n	Putaran Sproket	(rpm)
P	Pitch	(mm)
P	Daya	(kWatt)
Pd	Daya Desain	(kWatt)
r	Jari-Jari	(mm)
T	Torsi	(Nm)
v	Kecepatan	(m/s)
W	Berat	(kgf)
ω	Kecepatan sudut	(rad/sec)
Fc	Faktor Koreksi	

DAFTAR LAMPIRAN

1a	Tabel Konversi	44
1b	Tabel Konversi	45
1c	Tabel Konversi	46
2	Tegangan Ijin Material	47
3	Tabel Pemilihan Rantai	48
4	Ukuran Umum Rantai Roll.....	49
5	Ukuran Individual Rantai Roll	50
6	Jenis Faktor Koreksi Fc	51
7	Standart Dimensions Radial Rolling Ball Bearing	52
8	Beban Equivalen Bearing	53
9	Ball Bearing Service Factors	54
10	Tabel Hasil Uji Kinerja Mesin Rice Transplanter	55
11	Gambar Teknik.....	56

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Tanaman padi dalam bahasa latin *Oryza sativa* merupakan salah satu tanaman budidaya terpenting dalam peradaban. Karena menjadi peran utama dalam jenis tanaman budidaya, padi juga digunakan untuk mengacu pada beberapa jenis dari marga (genus) yang sama, yang biasa disebut sebagai padi liar. Padi diduga berasal dari India atau Indocina dan masuk ke Indonesia dibawa oleh nenek moyang yang migrasi dari daratan Asia sekitar 1500 SM

Pemerintah perlu melakukan upaya dalam memperbaiki produktivitas padi di Indonesia agar diperoleh hasil padi yang sesuai dengan kebutuhan penduduk Indonesia yaitu adanya pengembangan alat dan mesin pertanian dalam rangka peningkatan produksi pertanian tanaman padi serta meningkatkan pendapatan petani. Agar target produksi yang tercapai optimum, produktivitas padi harus sangat diperhatikan, dan salah satu hal yang sangat mempengaruhi produktivitas padi adalah cara penanaman bibit padi.

Hal yang membuat teknologi dalam pertanian begitu penting adalah karena mayoritas petani Indonesia saat ini adalah mereka yang sudah berada di usia yang dikatakan tidak produktif lagi. Mereka rata-rata sudah berusia antara 45-60 tahun. Maka dengan adanya teknologi yang membantu mereka diharapkan produktivitas pertanian di Indonesia akan semakin tinggi peningkatannya dari tahun ke tahun serta para petani yang umumnya berusia lanjut tersebut dapat bekerja dengan lebih mudah dalam mengelola sawahnya.

Sistem tanam padi yang biasa diterapkan petani adalah sistem tanam tegel dengan jarak 20 X 20 cm atau lebih rapat lagi. Namun, saat ini telah dikembangkan sistem penanaman yang baru yaitu sistem jajar legowo. Jajar legowo merupakan perubahan teknologi jarak tanam padi yang dikembangkan dari sistem tanam tegel yang telah berkembang di masyarakat. Istilah legowo diambil dari Bahasa Jawa, Banyumas, terdiri atas kata lego dan dowo; lego berarti luas dan dowo berarti memanjang. Prinsip dari sistem tanam jajar legowo adalah pemberian kondisi pada setiap barisan tanam padi untuk mengalami pengaruh sebagai tanaman pinggir. Secara umum, tanaman pinggir menunjukkan hasil lebih tinggi daripada tanaman yang ada di bagian dalam barisan. Tanaman pinggir juga menunjukkan pertumbuhan yang lebih baik karena persaingan tanaman antar barisan dapat dikurangi. Penerapan cara tanam sistem legowo memiliki beberapa kelebihan yaitu, sinar matahari dapat dimanfaatkan lebih banyak untuk proses fotosintesis, pemupukan dan pengendalian organisme pengganggu tanaman menjadi lebih mudah dilakukan di dalam loronglorong. Selain itu, cara tanam padi sistem legowo juga meningkatkan populasi tanaman.

Pada jurnal “ Rancang Bangun Mesin Penanam Padi Sistem Ratio Putaran Roda” Oleh Ananda Trisukmo Utomo dan Achmad Khuluqul Amin yang merancang Mesin Penanam Padi dimana konsep desain mengadopsi metode tanam padi jajar legowo dengan pengaturan jarak yang diaplikasikan dari perbandingan roda gigi sehingga menghasilkan jarak yang seragam tetapi mesin tersebut masih digerakkan secara manual oleh petani. Pada Jurnal “Perancangan Mesin Penanam Bibit Padi Kapasitas 80000 Titik/Jam dengan Jarak 25 cm” Oleh Berly Rudianto yang membahas terkait perancangan dan perhitungan pada mesin penanam padi mulai dari perhitungan kebutuhan daya motor, poros, dan transmisi.

Transplanter merupakan alat penanam bibit dengan jumlah, kedalaman, jarak dan kondisi penanaman yang seragam. Penggunaan transplanter sebagai alat tanam bibit padi diharapkan dapat mengurangi waktu dan biaya, maka dalam Proyek Akhir ini penulis mengambil tema “Perencanaan sistem transmisi rice transplanter machine jajar legowo dan pengujian kapasitasnya”

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan dari latar belakang yang telah ditemukan, maka permasalahan pada Tugas Akhir ini adalah:

1. Berapa besar gaya dan daya yang akan diperlukan pada mesin transplanter?
2. Bagaimana tipe rantai dan sproket yang akan digunakan pada mesin transplanter?
3. Bagaimana menentukan diameter dan material poros yang akan digunakan pada mesin transplanter?
4. Berapa kapasitas tanam mesin transplanter?

1.3 Batasan Masalah

Pada pembahasan yang ada, maka dilakukan suatu batasan masalah agar pembahasan tidak meluas dan terfokus sehingga diperlukan parameter-parameter yang dijadikan acuan dalam pembahasan, di antara Batasan Masalah tersebut adalah

1. Jarak tanam padi adalah 20 cm x 20 cm.
2. Tidak membahas kondisi dan kontur tanah
3. Tidak membahas varietas padi
4. Tidak membahas kekuatan rangka mesin
5. Ujicoba dilakukan pada tanah keras
6. Hanya merencanakan transmisi dan daya mesin.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan yang diharapkan dari penyusunan Tugas Akhir ini adalah

1. Untuk mengetahui besar gaya yang ada dan daya motor yang digunakan pada mesin transplanter
2. Untuk melakukan perencanaan rantai dan sproket yang meliputi : nomor rantai, pitch rantai, panjang rantai, jumlah gigi dan diameter sproket yang digunakan pada mesin transplanter
3. Untuk menghitung diameter dan material poros roda yang digunakan pada mesin transplanter
4. Untuk mendapat kapasitas tanam pada mesin transplanter

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang diharapkan dari penyusunan Tugas Akhir ini adalah

1. Diharapkan dapat meningkatkan efisiensi dalam bertani
2. Menjadikan literasi bagi peneliti-peneliti selanjutnya

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika proyek akhir ini dibagi menjadi beberapa bab yang tiap babnya memiliki hubungan satu dengan yang lainnya. Adapun sistematika penulisan laporan ini sebagai berikut:

BAB I PENDAHULUAN

Bab ini berisi tentang latar belakang penelitian, rumusan masalah, batasan masalah, maksud dan tujuan penelitian, manfaat penelitian, dan sistematika penulisan proposal.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Bab ini berisi tentang dasar landasan teori dari berbagai referensi yang akan digunakan. Tinjauan Pustaka yang terdapat pada bab ini digunakan sebagai dasar untuk melakukan analisis penelitian dan analisis perhitungan dalam pengerjaan proposal.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Bab ini terdiri dari tahapan-tahapan yang digunakan dalam melakukan penelitian dan penyusunan proyek akhir ini.

BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

Bab ini akan dijelaskan mengenai perencanaan dan perhitungan elemen mesin serta pengujian

BAB V PENUTUP

Bab ini memuat kesimpulan dan saran berdasarkan tujuan proyek akhir dari rumusan masalah yang dibuat dan dimuat

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BIODATA PENULIS

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka

Bab ini akan membahas mengenai teori-teori dasar, rumusan dan konsep yang melatar belakangi perencanaan yang nantinya akan digunakan dalam perhitungan yang berdasarkan referensi yaitu meliputi daya motor yang digunakan untuk menggerakkan roda, dan poros lengan penanam, rantai dan sproket serta bearing dan sensor.

Penelitian terdahulu bertujuan untuk mendapatkan bahan perbandingan dan acuan. Selain itu, untuk menghindari anggapan kesamaan dengan penelitian ini. Maka dalam kajian pustaka ini peneliti mencantumkan hasil-hasil penelitian terdahulu sebagai berikut: Hasil penelitian Ananda Trisukmo Utomo dan Achmad Khuluqul Amin (2017) Yang berjudul “Rancang Bangun Mesin Penanam Padi Sistem Rasio Putaran Roda”. Penelitian ini merupakan penelitian yang menggunakan metode deskriptif kualitatif. Penelitian ini bertujuan untuk merancang sebuah mesin penanam padi guna membantu petani dalam memudahkan proses menanam padi.



Gambar 2. 1 Mesin Penanam Padi Sistem Rasio Putaran Roda
(Sumber : Ananda Trisukmo Utomo 2017)

Hasil penelitian Harnel (2016) Yang berjudul “Kajian Teknis dan Ekonomis Alat Tanam Bibit Padi Manual (Transplanter) modifikasi balai besar pengemban mekanisasi pertanian” Hasil pengujian transplanter menunjukkan bahwa kinerja alat tanam ini mempunyai kapasitas kerja penanaman lebih besar dibandingkan dengan kapasitas penanaman secara manual yaitu 0,0364 ha/jam dan efisiensi kerja alat adalah 86,79%.



Gambar 2. 2 Mesin Penanam Padi Berefisiensi 86,79%
(Sumber : Hernel 2016)

Berdasarkan penelitian yang dilakukan dapat disimpulkan bahwa, Konsep desain mengadopsi metode Tanam Padi Jajar Legowo, dengan pengaturan jarak yang diaplikasikan dari perbandingan Roda Gigi sehingga menghasilkan jarak yang sama dan seragam. Mesin yang ditenagai oleh tenaga manusia ini diharapkan mampu membantu Petani mempersingkat proses penanaman dengan tanpa membebani biaya tambahan untuk Bahan Bakar. Dari hasil perencanaan dan perhitungan dihasilkan mesin yang mampu menanam padi seluas 26,4m²/Jam dengan rantai nomer 40, ukuran sprocket 242,80 mm dan rasio tiap sproket adalah 1:4 untuk menghasilkan hasil tanam yang seragam. Menggunakan poros sepanjang 400 mm untuk penanam dan diameter 10 mm dengan bahan ST37. Pada roda menggunakan Bearing dengan Bore 30 mm.

2.2 Padi

Padi (*Oryza sativa* L) merupakan salah satu tanaman budidaya terpenting dalam peradaban manusia. Padi sudah dikenal sebagai tanaman pangan penghasil beras sejak jaman prasejarah. Produksi padi dunia menempati urutan ketiga dari semua sereal setelah jagung dan gandum. Keberadaan beras di Indonesia masih dianggap sebagai prduk kunci bagi kestabilan perekonomian dan politik, tetapi akhir-akhir ini negara indonesia sedang menghadapi krisis pangan akibat peningkatan jumlah penduduk yang diikuti oleh banyaknya lahan pertanian yang beralih fungsi menjadi kawasan industri dan pemukiman.

2.3 Rice Transplanter

Rice transplanter adalah metode penanaman padi dengan menggunakan mesin modern yang bertujuan agar proses penanaman lebih cepat dan efisien. Berbeda dengan penanaman bibit padi secara konvensional dimana penanamannya dengan menyebar benih bibit padi setelah lahan dibajak atau tana mesin. Mesin transplanter mempunyai beberapa kelebihan diantaranya pertama proses tanam lebih ceat, kedua dapat menjangkau area tanam lebih luas, ketiga mengurangi jumlah tenaga kerja, keempat mudah dalam pengoperasian, serta kelima jarak tanam daat ditentukan dan seragam.

Suarlan dan unadi menyatakan bahwa mesin transplanter selain bertujuan untuk meningkatkan efisiensi dan produktivitas usaha pertanian melalui penghematan tenaga, waktu, dan biaya produksi serta mesin transplanter dapat meningkatkan hasil dan mutu produksi pertanian. Juga dapat mengurangi biaya tenaga kerja yang sangat mahal dan mengisi kekurangan tenaga kerja.

Rice transplanter merupakan alat penanaman bibit padi dengan kedalaman, jumlah, jarak dan kondisi yang seragam. Secara umum ada dua jenis mesin tanam bibit padi berdasarkan cara penyiapan dan persiapan bibit padinya. pertama, yaitu mesin tanam yang memakai bibit padi secara khusus disemai pada kotak khusus. Mesin jenis ini mensyaratkan perubahan total dalam pembuatan bibit padinya. Yang kedua adalah mesin yang memakai bibit padi yang ditanam/disemai di lahan (*washed root seedling*). Mesin ini memiliki kelebihan yaitu dipergunakan tanpa mengubah cara persemaian yang biasa dilakukan secara tradisional sebelumnya. Namun, demikian waktu yang dibutuhkan untuk mengambil bibit cukup lama, sehingga kapasitas total kerja mesin menjadi kecil.

Keunggulan lain yang ditawarkan mesin transplanter ini diantaranya : (1) produktivitas tanam cukup tinggi yaitu 5 jam/ha, (2) Jarak tanam per barisan dapat diatur dengan ukuran 12, 14, dan 16 cm. (3) Penanaman yang dihasilkan seragam dan presisi. (4) Tingkat kedalaman tanam dapat diatur 0.7-7 cm. (5) Jumlah tanaman dalam satu lubang berkisar 2-4 tanaman per lubang. (6) Jarak dan kedalaman seragam sehingga pertumbuhan bibit padinya dapat optimal. Adapun kelemahan yang dimiliki mesin ini diantaranya : (1) Tidak dapat dioperasikan pada kedalaman sawah lebih dari 40 cm. (2) diperlukan alat pengangkut untuk membawa mesin ini ke sawah atau ke tempat lain. (3) diperlukan bibit dengan persyaratan khusus.

Mekanisme kerja dari mesin transplanter yaitu sumber tenaga berasal dari mesin bensin. Energi dari engine digunakan untuk menggerakkan poros melalui kopel, putaran poros dihubungkan dengan dua macam gear. Gear pertama digunakan untuk menjalankan papan benih yang bergerak kanan-kiri, sedangkan gear yang kedua digunakan untuk memutar jari-jari tanam dari sprocket yang dihubungkan dengan rantai. Jari-jari tanam akan menjeit bibit yang tersedia di papan benih. Papan benih bergerak secara lateral sesuai dengan perputaran jari-jari tanam. Gigi ratchet digunakan untuk mekanisme mengunci sewaktu menahan suatu beban.

2.4 Analisa Gaya

Sebelum pembuatan mesin dilakukan harus menganalisa gaya-gaya yang bekerja pada mesin. Sehingga hasil dari analisa gaya tersebut akan digunakan untuk menentukan kebutuhan daya motor. Gaya-gaya tersebut meliputi gaya pada putaran roda dan gaya pada penanaman bibit padi.

2.4.1 Gaya Pergerakan Roda

Setelah pembuatan mesin dilakukan, uji coba awal untuk mengetahui besarnya gaya yang diperlukan untuk menggerakkan roda. Dari hasil percobaan akan didapatkan gaya maksimal (F_{max}) setelah itu besarnya gaya terbesar pada gerak roda dapat dihitung menggunakan rumus dengan menganalisa proses pergerakan roda yang akan dilakukan.

2.4.2 Gaya Penanaman Bibit Padi

Sebelum pembuatan mesin dilakukan, uji coba awal untuk mengetahui besarnya gaya penanaman. Dari hasil percobaan akan didapatkan gaya maksimal (F_{max}) setelah itu besarnya

gaya terbesar pada penanaman dapat dihitung menggunakan rumus dengan menganalisa proses penanaman pengambilan bibit padi yang akan dilakukan.

2.5 Perencanaan Dan Pemilihan Transmisi

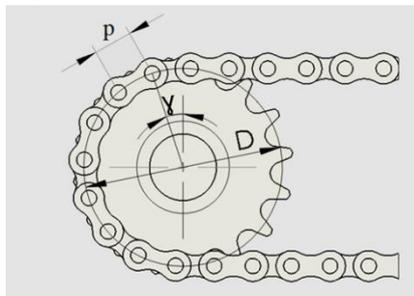
Transmisi adalah sistem yang berfungsi untuk konversi torsi dan kecepatan (putaran) dari mesin menjadi torsi dan kecepatan yang berbeda-beda untuk diteruskan ke penggerak akhir. Konversi ini mengubah kecepatan putar yang tinggi menjadi lebih rendah tetapi lebih bertenaga atau sebaliknya. Pada alat penanam padi ini menggunakan transmisi rantai dan sprocket. Rantai dan Sproket merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan daya (power Transmission) jarak yang jauh antara dua buah poros.

Dasar pemikiran menggunakan rantai memiliki beberapa kelebihan :

1. Perbandingan putaran tetap.
2. Dapat digunakan untuk beban yang tinggi (Frantai = 43.000 kgf)
3. Jarak kedua poros bisa lebih jauh
4. Mampu menggerakkan beberapa mekanisme dengan satu penggerak
5. Efisiensi cukup tinggi (i) = (98 %)
6. Presentase slip rendah

Secara garis besar rantai terbagi atas dua jenis yaitu :

1. Rantai Rol (Roller Chain)



Gambar 2. 3 Rantai Rol

(Sumber : Ananda Trisukmo Utomo 2017)

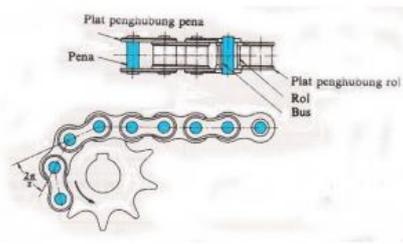
2. Rantai Gigi (Silent Chain)



Gambar 2. 4 Rantai Gigi

(Sumber : Ananda Trisukmo Utomo 2017)

3. Sprocket



Gambar 2. 5 Sproket

(Sumber : Ananda Trisukmo Utomo 2017)

2.5.1 Jumlah Gigi Sproket

Putaran dan jumlah gigi sproket Untuk mendapatkan putaran n dan jumlah gigi N_t pada sproket, maka menggunakan perbandingan :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{N_{t2}}{N_{t1}} \quad (2.1)$$

Dimana :

putaran 1 = 1 n (rpm)

putaran 2 = 2 n (rpm)

jumlah gigi pada sproket penggerak 1 = N_t

jumlah gigi pada sproket yang digerakkan 2 = N_t

2.5.2 Diameter Sproket

Bila sproket bergerak atau berputar berlawanan dengan arah jarum jam, maka akan diperoleh :

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{p/2}{d/2} \text{ atau } d = \frac{p}{\sin \frac{\gamma}{2}} \quad (2.2)$$

Keterangan :

γ = sudut pitch

p = pitch (mm)

d = diameter sproket (mm)

Dimana :

$$\gamma = \frac{360}{N_t} \text{ (} N_t = \text{Jumlah gigi sproket)}$$

Sehingga, persamaan menjadi :

$$d = \frac{p}{\sin \frac{180}{N_t}} \quad (2.3)$$

Dengan demikian dapat diartikan sproket dengan jumlah gigi lebih banyak dianggap baik untuk sproket penggerak, namun dalam aplikasinya keuntungan akan didapat bila sproket dibuat sekecil mungkin dengan jumlah gigi sproket yang sedikit.

2.5.3 Kecepatan Rantai

Kecepatan rantai biasanya diartikan sebagai jumlah panjang (meter) yang masuk ke dalam sproket tiap satuan waktu (menit), sehingga dapat dinyatakan dengan persamaan :

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 100} \frac{Nt \cdot p \cdot n}{60 \cdot 100} \quad (2.4)$$

Dimana :

- v = kecepatan keliling sproket (m/det)
- Nt = jumlah gigi sproket
- p = pitch (mm)
- d = diameter sproket (mm)
- n = putaran (rpm)

2.5.4 Panjang Rantai

Panjang rantai yang diperlukan dalam transmisi sproket dihitung berdasarkan jumlah pitch, sehingga perhitungan panjang rantai secara pendekatan dapat dihitung dengan persamaan

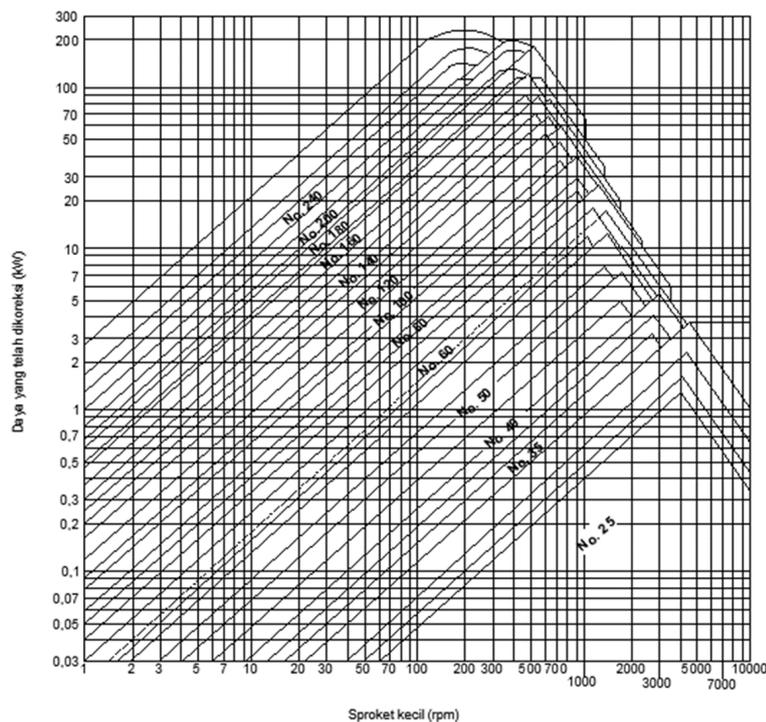
$$\frac{L}{P} = \frac{2 \cdot C}{P} + \frac{Nt_1 + Nt_2}{2} + \frac{(Nt_2 - Nt_1)^2}{4\pi^2 \frac{C}{P}} \quad (2.5)$$

Dimana :

- L = panjang rantai (mm)
- p = pitch (mm)
- c = jarak kedua sumbu sproket (mm)
- Nt₁ = Jumlah gigi sproket penggerak
- Nt₂ = Jumlah gigi sproket yang digerakkan

2.5.5 Pemilihan Rantai

Rantai mempunyai nomor yang disebut Nomor Rantai, masing-masing nomor rantai mempunyai ukuran umum seperti: jarak bagi (p), diameter rol (R), lebar roll (W) dan ukuran khusus seperti: panjang pena, batas kekuatan tarik, dsb. memilih besarnya rantai yang sesuai dengan daya rencana dan putaran nya.



Gambar 2. 6 Diagram pemilihan Rantai

2.5.6 Gaya Pada Rantai

Gaya pada rantai (F) merupakan beban atau gaya yang bekerja pada satu rantai (kgf) yang dapat dihitung seperti pada belt, bila $v = m/s$ dan $P_d = kW$ maka besarnya F dapat dirumuskan dengan persamaan :

$$F = \frac{102 P_d}{v} \quad (2.6)$$

Pada rantai tidak ada gaya F1 dan F2 seperti halnya pada belt, yang ada gaya F yaitu gaya pada sisi yang kencang, sedang pada sisi yang kendur dianggap sama dengan nol, karena nilainya berbeda jauh dengan sisi yang kencang.

2.5.7 Torsi Pada Rantai

Penentuan Torsi dapat dihitung dengan persamaan dibawah :

$$T = F \cdot r \quad (2.7)$$

Dimana :

- F = Gaya pada rantai
- r_1 = Jari-jari sprocket 1
- r_2 = Jari-jari sprocket 2

Sehingga :

- $T_1 = kgf.mm$
- $T_2 = kgf.mm$

2.6 Poros

Poros merupakan salah satu bagian terpenting dalam suatu mesin. Poros adalah suatu bagian stasioner yang berputar, yang berfungsi untuk memindahkan atau meneruskan tenaga bersama dengan putaran. Umumnya poros berpenampang bulat dimana terpasang berbagai elemen-elemen mesin lainnya seperti roda gigi (gear) pulley, sprocket, flywheel, engkol dan elemen pemindah daya lainnya. Poros dapat menerima beban tarikan, lenturan, tekan atau beban puntiran yang bekerja sendiri-sendiri atau berupa gabungan beban satu dengan lainnya (Josep Edward Shigley.1993)

2.6.1 Macam Macam Poros

Untuk meneruskan daya, poros dapat diklasifikasikan menurut pembebanannya :

a. Poros Transmisi

Poros jenis ini mendapatkan beban puntir murni atau puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui kopling, roda gigi, puli, sabuk, sprocket, rantai dan lain sebagainya.

b. Spindel

Jenis poros yang memiliki bentuk relatif pendek, seperti poros utama mesin perkakas, dimana beban utamanya berupa puntiran yang disebut spindel. Syarat utama yang harus terpenuhi poros ini adalah deformasi harus kecil dan bentuknya maupun ukurannya harus lebih teliti.

c. Gandar

Poros jenis ini biasanya dipasang diantara roda-roda kereta barang, dimana tidak mendapatkan beban puntir, bahkan kadang-kadang tidak boleh berputar. Gandar hanya

mendapatkan beban lentur kecuali jika digerakkan oleh penggerak oleh penggerak sehingga gandar akan mengalami beban puntir juga.

d. Poros Engkol

Poros engkol merupakan salah satu bagian dari mesin yang digunakan untuk mengubah pergerakan naik turun dari torak menjadi gerakan berputar. Bentuk poros engkol dari yang ukuran kecil biasanya dibuat dari bahan yang ditempa kemudian dibubut. Sedangkan yang berukuran besar dibuat dari berbagai bagian-bagian yang disambung dengan cara pengingsutan.

e. Poros Luwes (Flexible Shaft)

Poros yang berfungsi untuk memindahkan daya dari dua mekanisme dimana putaran poros dapat membentuk sudut dengan poros yang lainnya, daya yang dipindahkan biasanya kecil.

2.6.2 Penentuan Poros

Dalam melakukan perencanaan poros, beberapa hal yang harus diperhatikan antara lain :

1. Kekuatan Poros

Poros dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan dari keduanya. Juga ada poros yang mengalami beban tarik atau tekan misalnya poros baling-baling kapal atau turbin. Kelelahan yang diakibatkan oleh tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau jika poros mempunyai alur pasak harus benar-benar diperhatikan dan diperhitungkan matang-matang. Jadi, poros harus direncanakan sekuat mungkin untuk menahan beban-beban yang terjadi

2. Kekakuan Poros

Meskipun poros memiliki kekuatan yang cukup. Tetapi, jika beban lenturan dan defleksi puntirannya terlalu besar, maka hal ini akan mengakibatkan ketidak telitian, getaran dan suara pada mesin misalnya pada turbin, mesin perkakas, roda gigi dan lain sebagainya.

3. Putaran Kritis

Putaran kritis terjadi jika putaran mesin dinaikkan melebihi batas putaran yang seharusnya dapat mengakibatkan getaran yang terlalu besar. Hal ini dapat menyebabkan kerusakan pada poros dan bagian bagian lainnya. Untuk itu, poros harus direncanakan dengan baik sehingga putaran kerjanya lebih rendah dari putaran kritis.

4. Korosi

Pemilihan bahan untuk poros dipilih harus tahan terhadap korosi misalnya untuk poros propeller dan pompa bila terjadi kontak dengan fluida yang bersifat korosif. Sama halnya, untuk poros-poros yang terancam kavitasi, dan poros-poros mesin yang berhenti lama. Sampai batas-batas tertentu dapat pula dilakukan perlindungan terhadap korosi.

5. Bahan Poros

Bahan untuk poros mesin umumnya terbuat dari baja konstruksi mesin, sedangkan untuk pembuatan poros yang dipakai untuk meneruskan putaran tinggi dan berat umumnya dibuat dari baja paduan dengan penguatan kulit yang sangat tahan terhadap keausan. Beberapa diantaranya adalah baja khrom, baja nikel, baja khrom, dan baja khrom molybdenum.

2.6.3 Perencanaan Poros

Poros pada umumnya berguna untuk meneruskan daya melalui belt, roda gigi, rantai, dan lain sebagainya. Dengan demikian poros tersebut akan mendapatkan beban puntir dan beban lentur, sehingga pada permukaan poros terjadi tegangan maupun regangan disebabkan momen puntir dan tegangan tarik karena momen lentur.

2.6.3.1 Poros dengan beban puntir

Pada perhitungan poros, yang akan dihitung adalah bahan dan diameternya. Tegangan yang diterima oleh poros dapat berupa: tegangan bending, tegangan torsi, tegangan kombinasi, dsb. Bila poros hanya menerima beban puntir yang besarnya konstan, maka besarnya tegangan puntir pada poros adalah momen puntir (M_t) dibagi dengan momen tahanan puntir (W_t).

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot d_s^3}{16}} = \frac{5,1 \cdot M_t}{d_s^3} \leq |\tau_t| \quad (2.8)$$

Dimana :

M_t = momen torsi (lbf.inc)

N = daya yang ditransmisikan (HP)

n = putaran poros (rpm).

d_s = diameter poros (inc)

2.6.3.2 Poros dengan beban bending

Poros pada umumnya meneruskan daya melalui: belt, roda gigi, rantai dan sebagainya. Dengan demikian poros tersebut mendapat beban puntir dan bending, sehingga pada permukaan poros akan terjadi tegangan geser karena momen puntir dan tegangan tarik karena tegangan bending. Akibat gabungan tegangan bending dan momen tersebut maka tegangan maksimum yang terjadi dapat dinyatakan: (Deutschman, 1995 : 338)

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (2.9)$$

2.6.4 Faktor Keamanan

Faktor keamanan merupakan perbandingan antara tegangan maksimum (maximum stress) dengan tegangan kerja (working stress). Secara matematis dirumuskan sebagai berikut:

- a. Perbandingan antara tegangan maksimum dan tegangan kerja aktual atau tegangan ijin

$$SF = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{kerja}}} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma}$$

- b. Perbandingan tegangan luluh (σ_y) dengan tegangan kerja atau tegangan ijin

$$SF = \frac{\sigma_y}{\sigma}$$

- c. Perbandingan tegangan ultimate dengan tegangan kerja atau tegangan ijin

$$SF = \frac{\sigma_u}{\sigma}$$

Dalam desain konstruksi mesin, besarnya angka keamanan harus lebih dari satu. Faktor keamanan diberikan agar desain konstruksi dan komponen mesin dengan tujuan agar desain tersebut mempunyai ketahanan dalam menerima beban. Pemilihan SF harus didasarkan pada beberapa hal sebagai berikut:

- a. Jenis beban

- b. Jenis material
- c. Proses pembuatan atau manufaktur
- d. Jenis tegangan
- e. Bentuk komponen

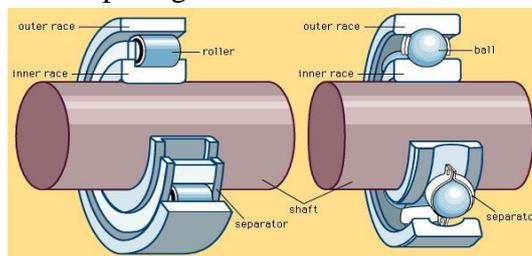
Makin besar kemungkinan adanya kerusakan pada komponen mesin, maka angka keamanan yang diambil akan semakin besar. Angka keamanan beberapa material dengan berbagai beban dapat dilihat pada tabel dibawah ini

Tabel 2.1 Harga faktor keamanan material

No.	Material	Steady Load	Live Load	Shock Load
1.	Cast iron	5 – 6	8 – 12	16 – 20
2.	Wrought iron	4	7	10 – 15
3.	Steel	4	8	12 – 16
4.	Soft material & alloys	6	9	15
5.	Leather	9	12	15
6.	Timber	7	10 - 15	20

2.7 Bearing

Bearing atau bantalan adalah elemen mesin yang berfungsi untuk menumpu poros, supaya putaran atau gerakan poros dapat berlangsung dengan baik dan aman juga untuk memperkecil kerugian daya akibat gesekan. Bearing harus kuat dan kokoh untuk menahan gaya yang terjadi pada poros. Jika bearing tidak berfungsi dengan baik maka kerja seluruh sistem akan menurun atau mesin tidak dapat bekerja sebagaimana semestinya, kedudukan bearing dalam sebuah mesin dapat dilihat pada gambar dibawah ini



Gambar 2. 7 Konstruksi poros dengan bearing
(Sumber : Diktat Elemen Mesin 2)

2.7.1 Klasifikasi Bearing

Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

1. Atas dasar gerakan bantalan terhadap poros

a. Bantalan Luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantaraan lapisan pelumas.

b. Bantalan Gelinding

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian-bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum, dan rol bulat.

2. Atas dasar arah beban terhadap poros

a. Bantalan radial

Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus dengan sumbu poros.

b. Bantalan axial

Arah beban bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.

c. Bantalan radial-axial

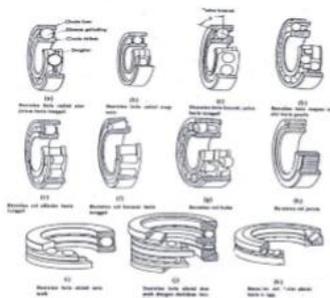
Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

Oleh karena pembebanan bantalan yang tidak ringan, maka bahan bantalan harus tahan karat, kuat, mempunyai koefisien gesek rendah dan mampu bekerja pada temperatur tinggi. Proses pemilihan bantalan dipengaruhi oleh pemakaian, lokasi dan macam.

Dalam pemilihan bantalan perlu mempertimbangkan gaya atau beban yang bekerja pada bantalan dimana kekuatan bahan bantalan harus lebih besar dari pada beban yang mengenai bantalan tersebut. Beban yang diterima oleh bantalan biasanya adalah beban aksial dan radial yang konstan yang bekerja pada bantalan dengan ring dalam yang berputar dan ring luar tetap (diam).

2.7.2 Perencanaan Bearing

Dalam perencanaan ini akan digunakan jenis bantalan gelinding (rolling bearing) karena bantalan ini mampu menerima beban aksial maupun radial relatif besar. Bantalan gelinding umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada bantalan luncur. Tergantung dari pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Karena konstruksinya yang sukar dan ketelitiannya yang tinggi, maka bantalan gelinding hanya dibuat di pabrik-pabrik tertentu. Keunggulan bantalan ini adalah gaya geseknya yang sangat rendah, pelumasannya sangat sederhana, cukup dengan gemuk (steand pead), bahkan pada jenis yang memakai sil sendiri tidak perlu memakai pelumas lagi. Pada waktu memilih bantalan ciri masing-masing harus di pertimbangkan sesuai dengan pemakaiannya, lokasi dan macam beban yang dialam



Gambar 2. 8 Perencanaan Bearing
(Sumber : Diktat Elemen Mesin 2)

2.7.3 Beban Ekuivalen Pada Bearing

Beban ekuivalen adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada bantalan dengan ring dalam yang berputar dan ring luar yang tetap, dan akan memberikan umur yang sama, seperti bila bantalan bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama. Beban ekuivalen pada bantalan adalah :

$$P = V.Fr \quad (2.10)$$

Dimana :

- P = beban ekivalen (kgf)
- Fr = beban radial (kgf)
- V = faktor putaran konstanta
 - = 1,0 untuk ring dalam yang berputar
 - = 1,2 untuk ring luar yang berputar

2.7.4 Prediksi Umur Bantalan

Prediksi Umur Bantalan Dalam memilih bantalan gelinding, umur bantalan sangat perlu diperhatikan. Ada beberapa definisi mengenai umur bantalan, yaitu :

1. Umur (Life)

Didefinisikan sebagai jumlah perputaran yang dapat dicapai dari bantalan sebelum mengalami kerusakan atau kegagalan yang pertama pada masing-masing elemennya seperti ring atau bola atau roll.
2. Umur Berdasarkan Kepercayaan (Rating Life)

Didefinisikan sebagai umur yang dicapai berdasarkan kepercayaan (reliability) 90% berarti dianggap 10% kegagalan dari jumlah perputaran. Umur ini disimbolkan dengan L10 dalam jumlah perputaran atau L10h dengan satuan jam dengan anggapan putarannya konstan.
3. Basis Kemampuan Menerima Beban (Basic Load Rating)

Disebut juga dengan basic load rating (beban dinamik) diartikan sebagai beban yang mampu diterima dalam keadaan dinamis berputar dengan jumlah putaran konstan 106 putaran dengan ring luar tetap dan ring dalam yang berputar.

Berbagai kegunaan bantalan atau bearing terhadap nilai keamanan. Nilai ke-amanan dilihat kondisi dan jenis bearing

Tabel 2.2 Safety Factor

No.	Type of service	Multiply calculated load by following factors	
		Ball Bearing	Roller Bearing
1	Uniform and steady load	1,0	1,0
2	Light shock load	1,5	1,0
3	Moderate shock load	2,0	1,3
4	Heavy shock load	2,5	1,7
5	Extreme and indefinite shock load	3,0	2,0

Umur Bantalan

$$L_{10} = \left(\frac{c}{p}\right)^2 \frac{10^6}{60.n_p} \quad (2.11)$$

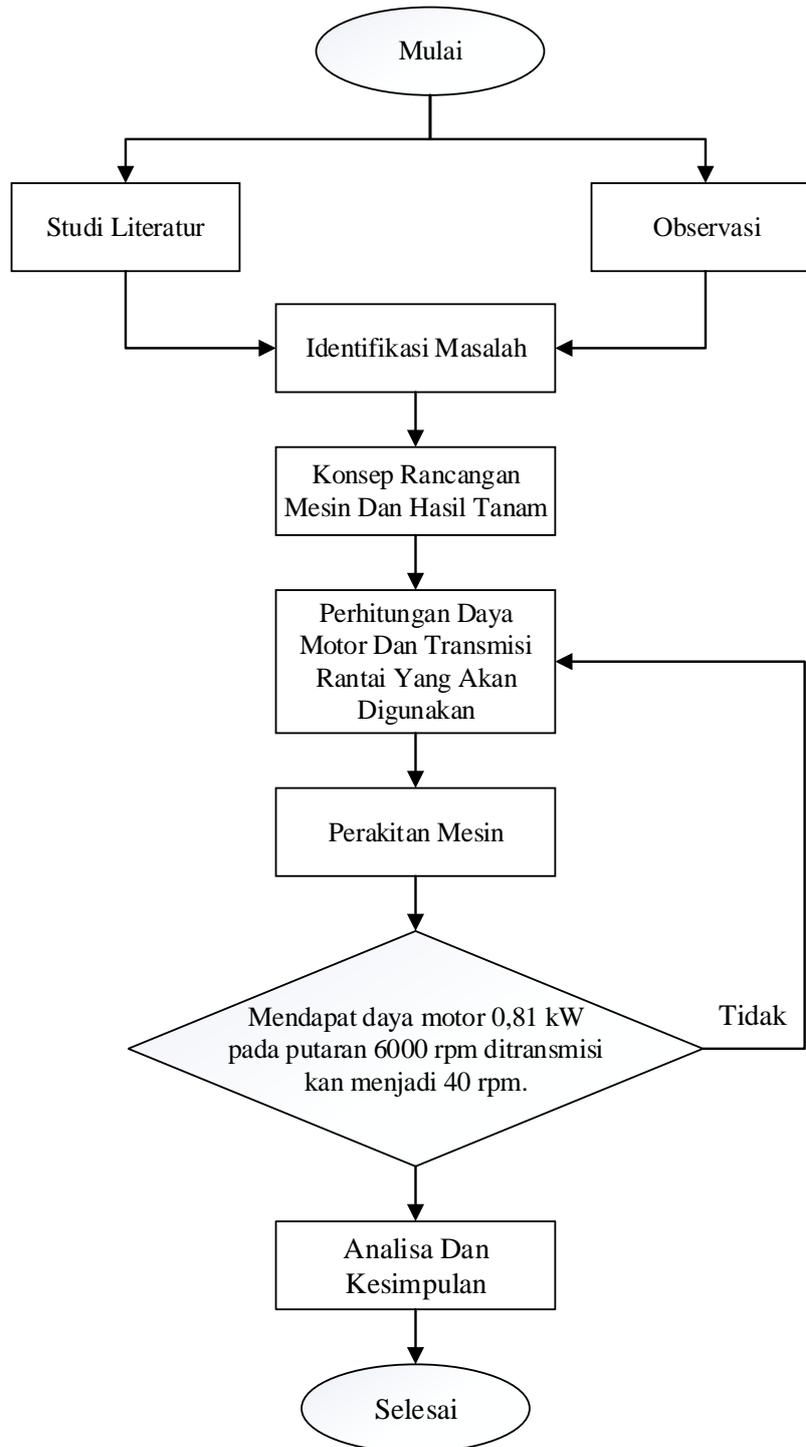
Dimana :

- L₁₀ = Umur Bantalan Jam Kerja
- C = Beban Dinamis (lbf)
- P = Beban Equivalen (lbf)
- np = Putaran (rpm)
- b = Konstanta (3 untuk ball bearing dan 0,3 untuk roller bearing)

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir

Bab ini akan dibahas secara lengkap dan mendetail mengenai perencanaan rice transplanter machine, digambarkan dalam diagram alir seperti di bawah ini.



Gambar 3. 1 Diagram Alir Perencanaan Daya Motor Dan Sistem Transmisi Rantai

3.2 Tahapan Perencanaan Daya Motor Dan Sistem Transmisi Rantai

Dalam pelaksanaan pengerjaan rancang bangun rice transplanter machine melalui beberapa tahapan sebagai berikut:

3.2.1 Studi Literatur

Pada tahap awal dilakukan studi literatur yang berhubungan dengan perencanaan komponen – komponen dan bahan yang digunakan serta dimensi yang membuat mesin ini bekerja dengan maksimal. Disamping itu dilakukan pencarian data dan literatur dari website, buku pegangan atau text book, diktat yang mengacu pada referensi, dan tugas akhir yang berkaitan dan berhubungan dengan mesin transplanter.

3.2.2 Observasi

Observasi atau studi lapangan ini dilakukan dengan survei langsung di lokasi tentang tata cara menanam padi di daerah Pasuruan Jawa Timur. Hal ini dilakukan dalam rangka pencarian data yang nantinya dapat menunjang penyelesaian tugas akhir ini.

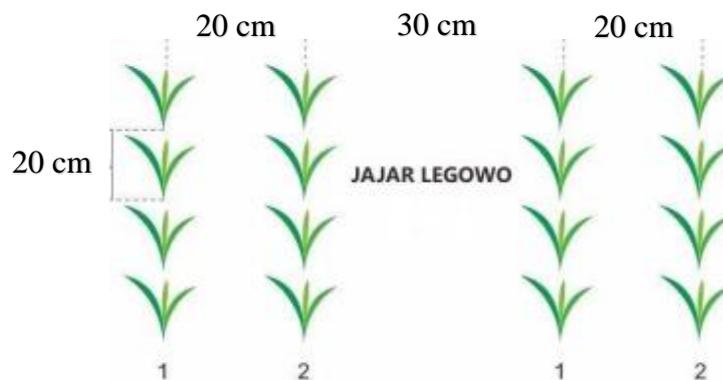
3.2.3 Identifikasi Masalah

Pada tahap ini dilakukan identifikasi masalah terhadap proses menanam padi yang kebanyakan masih dikerjakan secara manual dan jarak tanam yang kurang tertata, oleh karena itu penulis merumuskan masalah merencanakan transmisi pada rice transplanter machine.

3.2.4 Konsep Rancangan Mesin Dan Hasil Tanam

Membuat desain yang diperlukan dalam proses pembuatan yaitu, perancangan gambar berdasarkan data yang diperoleh setelah melakukan studi literatur dan observasi. Desain alat yang dibuat meliputi kerangka, sistem penanaman padi. Dari desain tersebut akan mengetahui bentuk serta gambar komponen.

Hasil tanam direncanakan mempunyai jarak tanam 20 cm dan 30 cm, sedangkan jarak memanjangnya 20 cm. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar di bawah ini :



Gambar 3.2 Jarak Tanam Sistem Jajar Legowo

3.2.5 Perhitungan Daya Motor Dan Transmisi Rantai

Perhitungan ini bertujuan untuk mendapatkan daya, transmisi, mekanisme dan pembahasan yang optimal dengan memperhatikan data yang telah didapat dari studi literatur dan observasi langsung. Rencana mesin yang akan di rancang ini adalah mesin penanam padi.

3.2.6 Perakitan Mesin

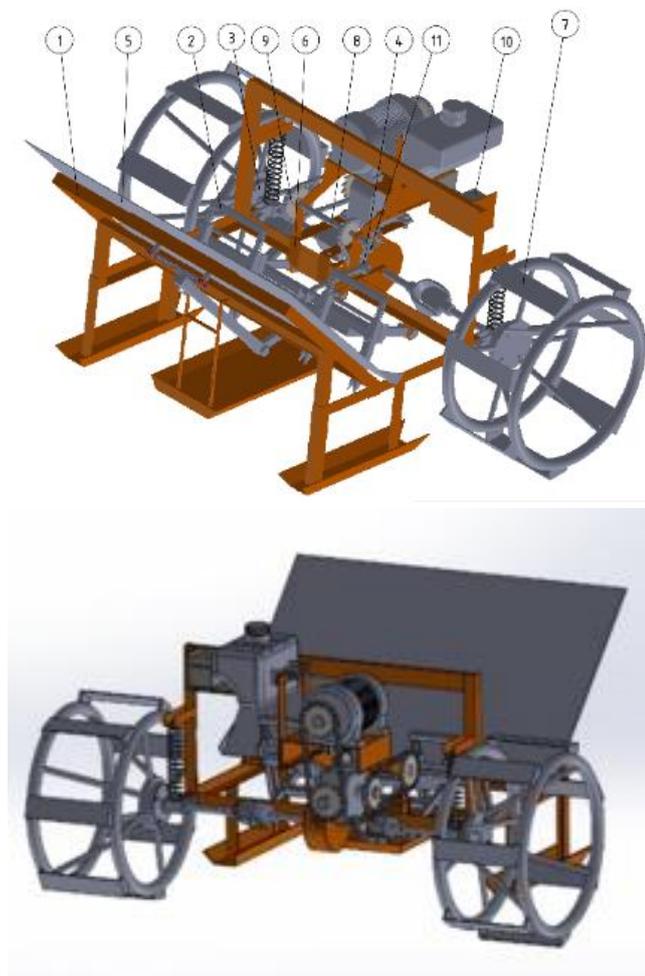
Tahap perakitan dan pembuatan mesin ini didasarkan pada desain, dimensi dan kebutuhan alat yang diperlukan dan yang sudah direncanakan, setelah semua dipersiapkan maka selanjutnya dibuat mesin atau produk yang siap dilakukan uji tanam padi dan pembuatan laporan.

3.2.7 Pembuatan Laporan

Tahap ini merupakan ujung dari pembuatan mesin penanam padi ini, dengan menarik kesimpulan yang didapat dari hasil pengujian yang telah dilakukan.

3.3 Komponen Rice Transplanter Machine

Pada sub-bab ini akan ditunjukkan secara mendetail mengenai bagian-bagian yang ada pada rice transplanter machine.



Gambar 3. 3 Rice Transplanter Machine

Keterangan gambar :

1. Rangka
Berfungsi sebagai penopang komponen yang ada pada mesin
2. Penanam
Berfungsi sebagai pengambil bibit padi pada penampang yang nantinya diteruskan sampai terambil dan tertanam
3. Konektor Roda
Berfungsi sebagai penghubung antara poros roda dengan roda
4. Lengan Penanam
Berfungsi sebagai penggerak penanam
5. Penampang
Berfungsi sebagai tempat atau wadah bibit padi siap tanam
6. Base Gearbox
Berfungsi sebagai tempat dudukan gearbox yang digunakan pada mesin
7. Roda
Berfungsi sebagai penopang rangka mesin dan media untuk berpindah
8. Poros Sproket
Berfungsi sebagai dudukan sprocket atau tempat penyambung sproket
9. Sproket
Berfungsi untuk mentransmisikan putaran dari sprocket utama
10. Kotak Kontrol
Berfungsi sebagai wadah komponen mikrokontroler
11. Motor
Berfungsi sebagai sumber penggerak utama pada mesin

3.4 Prinsip Kerja Rice Transplanter Machine

Mekanisme kerja Rice Transplanter Machine ini digunakan untuk menanam padi yang kontinyu dengan jarak yang konstan sesuai dengan parameter yang telah terpasang. Prinsip kerja mesin penanam padi ini untuk mengatur jarak tanam yang seragam dan kontinyu antara jarak padi kanan dan kiri serta jarak tanam padi depan dan belakang sesuai dengan sistem tanam jajar legowo yang telah diaplikasikan pada mesin ini. Dengan cara menaruh padi yang siap tanam (telah disemai dan berumur muda) di tempat yang ada pada mesin penanam padi (penampang bibit padi), setelah itu tinggal menarik tuas gas pada motor mesin penanam padi dan pengujian dilakukan pada tanah keras

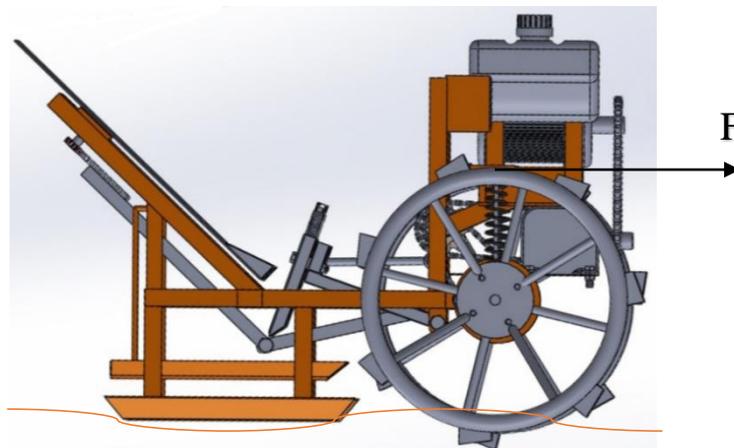
Mesin ini digerakkan dengan mesin bensin berdaya 0.81 kw sehingga dapat menggerakkan mesin transplanter, tenaga manusia yang rata rata menghasilkan daya 0,18 hp untuk menarik mesin penanam padi. Sehingga mesin ini tidak perlu mengeluarkan banyak biaya serta emisi dari motor bensin dan maintenance yang mudah.

BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

Pada bab ini akan dihitung suatu transmisi mesin transplanter, namun sebelum menghitung system transmisi perlu diketahui gaya dan daya yang diperlukan. Untuk mengetahui daya yang diperlukan perlu diketahui gaya-gaya yang diperlukan untuk menggerakkan mesin transplanter

4.1 Besarnya Gaya Dan Daya

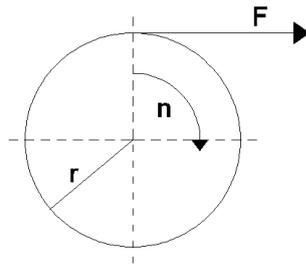
Besarnya gaya yang diperlukan (F) cukup rumit bila dirumuskan, karena banyak variable yang terlibat misalnya keadaan tanah tanam, penampang roda, dsb. Oleh karena itu untuk mengetahui besarnya gaya dilakukan langsung dengan pengujian.



Gambar 4.1 Mesin Transplanter

Untuk yang pertama yaitu menentukan besar gaya untuk pergerakan roda mesin transplanter yang dilakukan langsung dengan pengujian. Berikut merupakan dokumentasi uji coba besar gaya untuk menggerakkan roda mesin transplanter yang dilakukan pada lahan tanah keras.





Gambar 4.2 Sket Gambar Percobaan Untuk Mengetahui Gaya Menggerakkan Roda

Dalam percobaan ini timbangan dipilih sebagai alat uji penarikan roda mesin transplanter, tuas timbangan diletakkan mencapit sirip roda mesin transplanter, pengujian dilakukan dengan cara menarik timbangan yang sudah mencapit sirip roda tersebut diberi gaya kearah horizontal hingga roda mesin transplanter bergerak. yang dilakukan pada lahan tanah berpasir

Angka terbesar pada jarum timbangan merupakan besarnya gaya tarik untuk menggerakkan roda mesin transplanter.

Tabel 4.1 Uji Coba Besar Gaya Untuk Menggerakkan Roda Mesin Transplanter

Percobaan ke	Gaya (kgf)
1	38,25
2	38,50
3	38,25
4	38,50
5	38,25

Maka gaya yang diperlukan sebesar 38,50 kgf atau setara 377,68 N

Untuk yang kedua yaitu menentukan besar gaya untuk menanam bibit padi mesin transplanter yang dilakukan langsung dengan pengujian. Berikut merupakan dokumentasi uji coba besar gaya untuk menanam bibit padi mesin transplanter yang dilakukan pada lahan tanah lumpur keras.



Gambar 4.3 Uji Coba Besar Gaya Untuk Menanam

Dalam percobaan ini balok dipilih sebagai media uji penanaman mesin transplanter, balok diletakkan vertical diatas tanah lumpur berpasir, penanaman dilakukan dengan cara meletakkan tuas neraca pegas pada ujung atas balok, kemudian neraca pegas diberi gaya tarik kebawah hingga balok tersebut tertanam atau masuk kedalam tanah lumpur berpasir sedalam 3 cm.

Angka terbesar pada jarum neraca pegas merupakan besarnya gaya tarik untuk menanam bibit padi mesin transplanter.

Tabel 4.2 Uji Coba Besar Gaya Untuk Menanam Bibit Padi Mesin Transplanter

Percobaan ke	Kedalaman Tanam	Gaya (gf)
1	3 cm	800
2	3 cm	780
3	3 cm	790
4	3 cm	780
5	3 cm	800

Maka gaya yang diperlukan sebesar 800 gf atau setara 7,84 N

4.1.1 Perencanaan Kecepatan Putaran Poros Roda

Dalam sub-bab ini menjelaskan tentang perencanaan kecepatan linear roda yang ada dalam alat yang akan dibuat. Untuk merencanakan kecepatan linear roda perhitungan dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$v = \frac{\pi D n_6}{60 \cdot 100}$$

Dimana

v = Kecepatan (kecepatan putaran direncanakan 0,8 m/s melihat dari observasi alat yang sudah ada, tabel uji kinerja pada lampiran 10)

D = Diameter Roda, cm

n_6 = Putaran Poros Roda, rpm

Sehingga

$$\pi D n_6 = 6000 \cdot v$$

$$n_6 = \frac{6000 v}{\pi D}$$

$$= \frac{6000 \cdot 0,8 \text{ m/s}}{\pi \cdot 40 \text{ cm}}$$

$$= \frac{4800}{125,6}$$

$$= 39,21 \text{ rpm, dibulatkan menjadi}$$

$$= 40 \text{ rpm}$$

4.1.2 Kebutuhan Daya Motor

Dalam sub-bab ini menjelaskan tentang langkah untuk menentukan kebutuhan daya, dimana daya motor sangat penting dengan tujuan dapat menggerakkan mesin, total daya yang dibutuhkan mesin transplanter dapat dirumuskan sebagai berikut :

4.1.2.1 Daya untuk menggerakkan roda mesin transplanter

$$P_1 = F_1 \cdot v_1$$

Dimana :

F_1 = Gaya untuk menggerakkan roda

v_1 = Kecepatan rencana

Sehingga daya yang diperlukan sebesar

$$P_1 = F_1 \cdot v_1$$

$$P_1 = 377,68 \text{ N} \times 0,8 \text{ m/s} = 373,90 \text{ Watt}$$

4.1.2.2 Daya untuk menanam mesin transplanter

$$P_2 = F_2 \cdot v_2$$

Dimana :

F_2 = Gaya untuk menanam padi

v_2 = Kecepatan rencana

Sehingga daya yang diperlukan sebesar

$$P_2 = F_2 \cdot v_2$$

$$P_2 = 7,84 \text{ N} \times 0,8 \text{ m/s} = 7,76 \text{ Watt}$$

Jadi daya total yang diperlukan adalah

$$P = P_1 + P_2$$

$$= 373,90 \text{ Watt} + 7,76 \text{ Watt}$$

$$= 381,66 \text{ Watt}$$

$$= 0,38 \text{ kWatt}$$

Dalam perencanaan ini, dipakai motor bensin dengan daya, $P = 0,81 \text{ kW}$ putaran 6000 rpm.

Berdasarkan spesifikasi dipilih tipe motor Brushcutter GBC388.



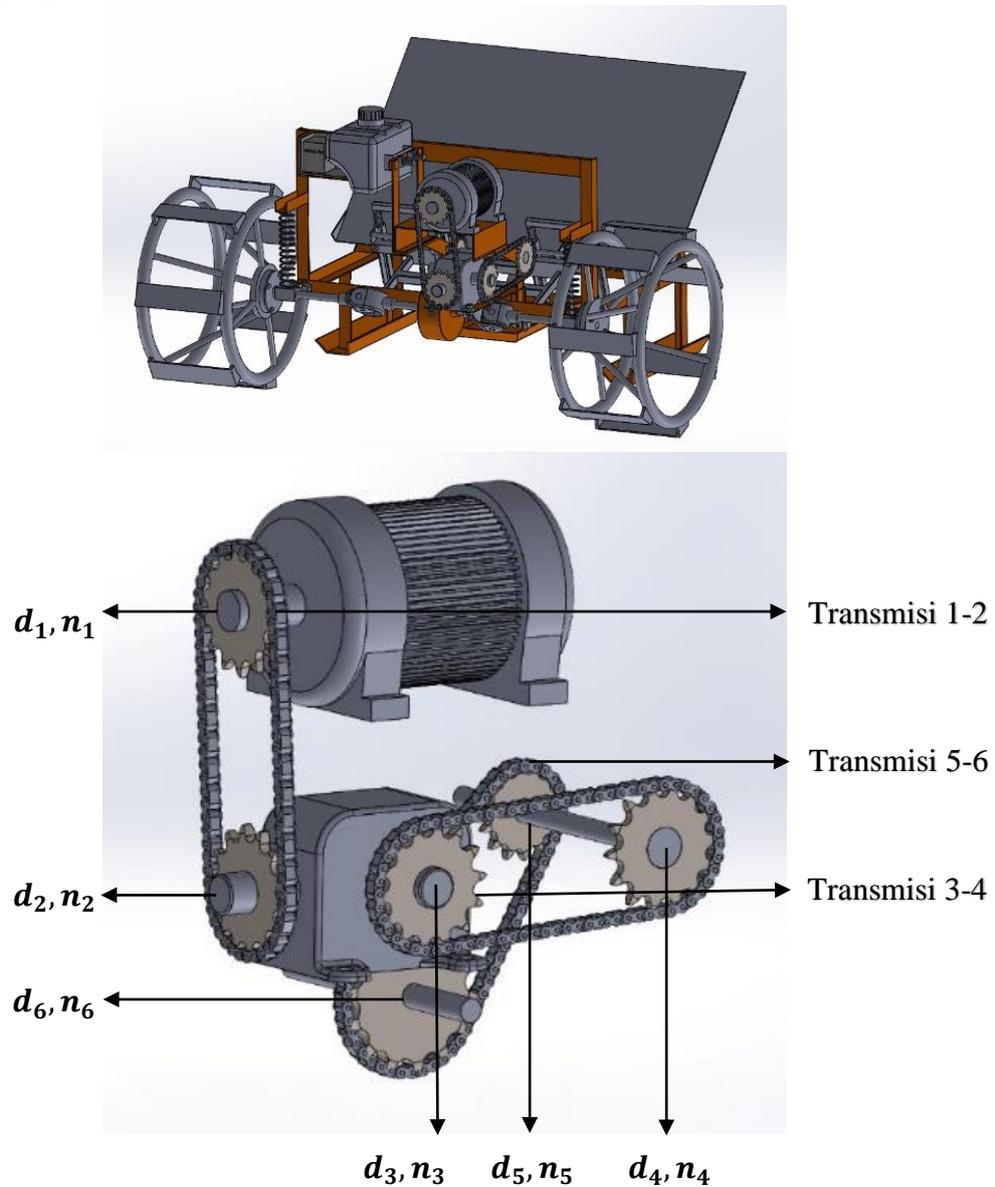
Gambar 4.4 Motor Brushcutter



Gambar 4.5 Spesifikasi Motor Brushcutter

4.2 Perencanaan Sistem Transmisi Rantai

Pada bab ini akan dibahas tentang skema system transmisi rantai dan sprocket pada mesin transplanter yang dibuat



Gambar 4. 6 Desain Transmisi

Motor yang dipakai mempunyai putaran sudut 6000 rpm, sehingga berdasarkan gambar diatas maka :

1. Transmisi 1-2 memiliki perbandingan rasio sprocket 1 : 1 dengan $n_{t1} = n_{t2} = 14$, dan memiliki putaran $n_1 = n_2 = 6000$ rpm
2. Transmisi 3-4 memiliki perbandingan rasio sprocket 1 : 1,25 dengan $n_{t3} = 12$, $n_{t4} = 15$, dan memiliki putaran $n_3 = 100$ rpm, sedangkan $n_4 = 80$ rpm
3. Transmisi 5-6 memiliki perbandingan rasio sprocket 1 : 2 dengan $n_{t1} = 15$, $n_{t2} = 30$ dan memiliki putaran n_5 (sprocket pada poros lengan penanam) = 80 rpm, sedangkan n_6 (sprocket pada poros roda) = 40 rpm

4.2.1 Perhitungan Rantai Transmisi 1-2

Dalam-bab ini menjelaskan tentang perencanaan Rantai yang akan digunakan untuk menggerakkan roda yang ada dalam alat yang akan dibuat. Pada transmisi 1-2 ini terdiri dari sprocket 1 (sprocket output motor) dan sprocket 2 (sprocket input gearbox 1:60) yang memiliki rasio perbandingan 1:1, Menentukan daya desain bertujuan untuk membantu mencari jenis dan nomer rantai yang akan digunakan sehingga daya dapat ditransmisikan dengan baik. Besarnya Daya desain adalah :

4.2.1.1 Daya desain

Daya desain dapat diperoleh melalui persamaan berikut :

$$P_d = f_c \times P$$

Dimana :

f_c = Faktor Koreksi (Lampiran 8)

P = Daya (Jenis motor yang diperlukan 0,81 kW)

Dengan ini daya desain bisa didapatkan dengan :

$$\begin{aligned} P_d &= f_c \times P \\ &= 1,2 \times 0,81 \text{ kW} \\ &= 0,97 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.2.1.2 Pemilihan Rantai Transmisi 1-2

Berdasarkan P_d dan putaran n_1 maka diperoleh nomer rantai yang akan digunakan adalah rantai nomer 40 (Lapiran 5) dengan data sprocket :

Sproket 1 (N_{t1} direncanakan) = 14

Sproket 2 (N_{t2} direncanakan) = 14

Putaran Sproket (n_1) = 6000 rpm

Pitch (p) = 12,70 mm (Lampiran 6)

4.2.1.3 Menghitung Diameter Sproket Transmisi 1-2

Diameter sproket yang akan digunakan dapat di hitung menggunakan persamaan sebagai berikut, dengan perbandingan sprocket 1:1

$$\begin{aligned} d_1 = d_2 &= \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{N_{t1}}\right)} \\ &= \frac{12,70}{\sin\left(\frac{180}{14}\right)} \\ &= 63,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

4.2.1.4 Menghitung Kecepatan Rantai 1-2

Kecepatan rantai ketika beroperasi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60 \times 100} \\ &= \frac{3,14 \times 63,5 \times 6000}{60 \times 100} \\ &= \frac{119634}{6000} \\ &= 19,93 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Dari perhitungan di atas di ketahui kecepatan rantai pada transmisi 1-2 saat beroperasi adalah 19,93 m/s

4.2.1.5 Menghitung Gaya Beban Rantai 1-2

Gaya beban pada rantai dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$\begin{aligned} F &= \frac{102 \times p_d}{v} \\ &= \frac{102 \times 0,97 \text{ kW}}{19,93 \text{ m/s}} \\ &= 4,96 \text{ kgf} \end{aligned}$$

4.2.1.6 Menghitung Panjang Rantai 1-2

Panjang rantai dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$L = p \times \left(\frac{2 \times c}{p} + \frac{Nt_1 + Nt_2}{2} + \frac{Nt_1 - Nt_2}{4\pi^2 \times \frac{c}{p}} \right)$$

Dimana :

p = Pitch (mm)

C = Jarak antar poros sproket (mm)

Nt = Jumlah gigi sproket penggerak

Dari persamaan diatas maka panjang rantai dari poros 1 ke poros 2

$$\begin{aligned} L &= p \times \left(\frac{2 \times c}{p} + \frac{Nt_1 + Nt_2}{2} + \frac{Nt_1 - Nt_2}{4\pi^2 \times \frac{c}{p}} \right) \\ &= 12,70 \times \left(\frac{2 \times 250}{12,70} + \frac{14 + 14}{2} + \frac{14 - 14}{4\pi^2 \times \frac{250}{12,70}} \right) \\ &= 12,70 \times (39,37 + 14 + 0) \\ &= 12,70 \times 53,37 \\ &= 677,79 \text{ mm} \end{aligned}$$

4.2.2 Perhitungan Rantai Transmisi 3-4

Dalam Bab ini menjelaskan tentang perencanaan Rantai yang akan digunakan untuk menggerakkan roda yang ada dalam alat yang akan dibuat. Pada transmisi 3-4 ini terdiri dari sprocket 3 (sprocket output gearbox 1:60) dan sprocket 4 (sprocket pada poros lengan penanam) yang memiliki rasio perbandingan 1:1,25. Menentukan daya desain bertujuan untuk membantu mencari jenis dan nomer rantai yang akan digunakan sehingga daya dapat ditransmisikan dengan baik. Besarnya Daya desain adalah :

4.2.2.1 Daya desain

Daya desain dapat diperoleh melalui persamaan berikut :

$$P_d = f_c \times P$$

Dimana :

f_c = Faktor Koreksi (Lampiran 8)

P = Daya (Jenis motor yang diperlukan 0,81 kW)

Dengan ini daya desain bisa didapatkan dengan :

$$\begin{aligned} P_d &= f_c \times P \\ &= 1,2 \times 0,81 \text{ kW} \\ &= 0,97 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.2.2.2 Pemilihan Rantai Transmisi 3-4

Berdasarkan P_d dan putaran n_3 maka diperoleh nomer rantai yang akan digunakan adalah rantai nomer 50 (Lampiran 5), dengan data sprocket :

$$\text{Sproket 3 (Nt}_3 \text{ direncanakan)} = 12$$

$$\text{Sproket 4 (Nt}_4 \text{ direncanakan)} = 15$$

$$\text{Putaran Sproket (n}_3) = 100 \text{ rpm}$$

$$\text{Pitch (p)} = 15,88 \text{ mm (Lampiran 6)}$$

4.2.2.3 Menghitung Diameter Sproket Transmisi 3-4

Diameter sproket yang akan digunakan dapat di hitung menggunakan persamaan sebagai berikut, dengan perbandingan sprocket 1:1,25

$$\begin{aligned} d_3 &= \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Nt_3}\right)} \\ &= \frac{15,88}{\sin\left(\frac{180}{12}\right)} \\ &= 69,04 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_4 &= \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Nt_4}\right)} \\ &= \frac{15,88}{\sin\left(\frac{180}{15}\right)} \\ &= 76,37 \text{ mm} \end{aligned}$$

4.2.2.4 Menghitung Kecepatan Rantai Transmisi 3-4

Kecepatan rantai ketika beroperasi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi \times d_3 \times n_3}{60 \times 100} \\ &= \frac{3,14 \times 69 \times 100}{60 \times 100} \\ &= \frac{2166,6}{6000} \\ &= 0,36 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Dari perhitungan di atas di ketahui kecepatan rantai pada transmisi 3-4 saat beroperasi 0,36 m/s

4.2.2.5 Menghitung Gaya Beban Rantai Transmisi 3-4

Gaya beban pada rantai dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$\begin{aligned} F &= \frac{102 \times p_d}{v} \\ &= \frac{102 \times 0,97 \text{ kW}}{0,36 \text{ m/s}} \\ &= 254,8 \text{ kgf} \end{aligned}$$

4.2.2.6 Menghitung Panjang Rantai Transmisi 3-4

Panjang rantai dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$L = p \times \left(\frac{2 \times c}{p} + \frac{Nt_3 + Nt_4}{2} + \frac{Nt_3 - Nt_4}{4\pi^2 \times \frac{c}{p}} \right)$$

Dimana :

p = Pitch (mm)

C = Jarak antar poros sproket (mm)

Nt = Jumlah gigi sproket penggerak

Dari persamaan diatas maka panjang rantai dari poros 1 ke poros 2

$$\begin{aligned} L &= p \times \left(\frac{2 \times c}{p} + \frac{Nt_3 + Nt_4}{2} + \frac{Nt_3 - Nt_4}{4\pi^2 \times \frac{c}{p}} \right) \\ &= 15,88 \times \left(\frac{2 \times 180}{15,88} + \frac{12 + 12}{2} + \frac{12 - 12}{4\pi^2 \times \frac{180}{15,88}} \right) \\ &= 15,88 \times (22,67 + 12 + 0) \\ &= 15,88 \times 34,67 \\ &= 550,55 \text{ mm} \end{aligned}$$

4.2.3 Perhitungan Rantai Transmisi 5-6

Dalam bab ini menjelaskan tentang perencanaan Rantai yang akan digunakan untuk menggerakkan roda yang ada dalam alat yang akan dibuat. Pada transmisi 5-6 ini terdiri dari sproket 5 (sproket pada poros lengan penanam) dan sproket 6 (sproket pada poros roda) yang memiliki rasio perbandingan 1:2. Menentukan daya desain bertujuan untuk membantu mencari jenis dan nomer rantai yang akan digunakan sehingga daya dapat ditransmisikan dengan baik. Besarnya Daya desain adalah :

4.2.3.1 Daya desain

Daya desain dapat diperoleh melalui persamaan berikut :

$$P_d = f_c \times P$$

Dimana :

f_c = Faktor Koreksi (Lampiran 8)

P = Daya (Jenis motor yang diperlukan 0,81 kW)

Dengan ini daya desain bisa didapatkan dengan :

$$\begin{aligned} P_d &= f_c \times P \\ &= 1,2 \times 0,81 \text{ kW} \\ &= 0,97 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.2.3.2 Pemilihan Rantai Transmisi 5-6

Berdasarkan P_d dan putaran n_5 maka diperoleh nomer rantai yang akan digunakan adalah rantai nomer 50 (Lapiran 5), dengan data sproket :

Sproket 5 (Nt_5 direncanakan) = 15

Sproket 6 (Nt_6 direncanakan) = 30

Putaran Sproket (n_5) = 80 rpm

Pitch (p) = 15,88 mm (Lampiran 6)

4.2.3.3 Menghitung Diameter Sproket Transmisi 5-6

Diameter sproket yang akan digunakan dapat di hitung menggunakan persamaan sebagai berikut, dengan perbandingan sproket 1:2

$$d_5 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Nt_5}\right)}$$

$$= \frac{15,88}{\sin\left(\frac{180}{15}\right)}$$

$$= 88,22 \text{ mm}$$

$$d_6 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Nt_6}\right)}$$

$$= \frac{15,88}{\sin\left(\frac{180}{30}\right)}$$

$$= 176,44 \text{ mm}$$

4.2.3.4 Menghitung Kecepatan Rantai Transmisi 5-6

Kecepatan rantai ketika beroperasi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$v = \frac{\pi \times d_5 \times n_5}{60 \times 100}$$

$$= \frac{3,14 \times 6,9 \times 80}{60 \times 100}$$

$$= \frac{1733,28}{6000}$$

$$= 0,28 \text{ m/s}$$

Dari perhitungan di atas di ketahui kecepatan rantai pada transmisi 5-6 saat beroperasi 0,28 m/s

4.2.3.5 Menghitung Gaya Beban Rantai Transmisi 5-6

Gaya beban pada rantai dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$F = \frac{102 \times p_d}{v}$$

$$= \frac{102 \times 0,97 \text{ kW}}{0,28 \text{ m/s}}$$

$$= 274,8 \text{ kgf}$$

4.2.3.6. Menghitung Panjang Rantai Transmisi 5-6

Panjang rantai dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$L = p \times \left(\frac{2 \times c}{p} + \frac{Nt_5 + Nt_6}{2} + \frac{Nt_5 - Nt_6}{4\pi^2 \times \frac{c}{p}} \right)$$

$$= 15,88 \times \left(\frac{2 \times 270}{15,88} + \frac{12 + 36}{2} + \frac{12 - 36}{4\pi^2 \times \frac{270}{15,88}} \right)$$

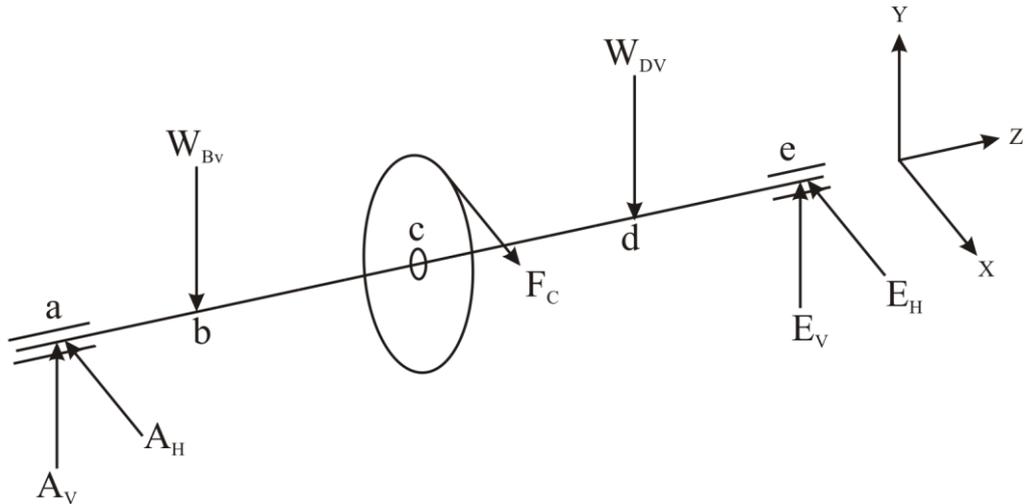
$$= 15,88 \times (34 + 24 + (-0,03))$$

$$= 15,88 \times 57,97$$

$$= 920,56 \text{ mm}$$

4.3 Menghitung Diameter Poros Roda Perencanaan

Pada perancangan diameter poros untuk roda mesin transplanter, poros roda mesin transplanter dipilih karena memiliki banyak yang bekerja, gaya yang bekerja pada poros dapat dilihat pada gambar berikut ini :



Gambar 4.7 Free Body Diagram Poros Roda Perencanaan

4.3.1 Gaya Yang Bekerja Pada Poros

Data awal yang diketahui untuk perancangan poros roda mesin transplanter, sebagai berikut :

1. Gaya Pada Poros Akibat Beban Rangka Mesin

Gaya pada poros akibat beban rangka mesin dapat dihitung melalui persamaan berikut :

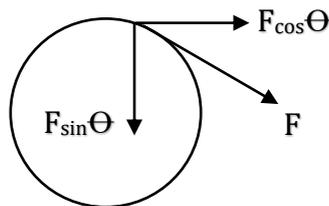
$$W_{BV} = W_{DV} = \frac{\text{berat rangka mesin}}{2}$$

$$W_{BV} = W_{DV} = \frac{70 \text{ kg}}{2}$$

$$W_{BV} = W_{DV} = 35 \text{ kgf}$$

2. Gaya Pada Poros Akibat Tarikan Rantai

Gaya pada poros akibat tarikan rantai dapat diperoleh dari mencari gaya tarik rantai pada bagian yang kencang, terhadap arah radial nya seperti pada gambar berikut :



Gambar 4.8 Skema Gaya Pada Poros Akibat Tarikan Rantai

a. Arah Horizontal

$$\begin{aligned} F_{CH} &= F_c \cos \Theta \\ &= 274,8 \cos 35^\circ \\ &= 234,3 \text{ kgf} \end{aligned}$$

b. Arah Vertikal

$$\begin{aligned} F_{CV} &= F_c \sin \Theta \\ &= 274,8 \sin 55^\circ \\ &= 208,95 \text{ kgf} \end{aligned}$$

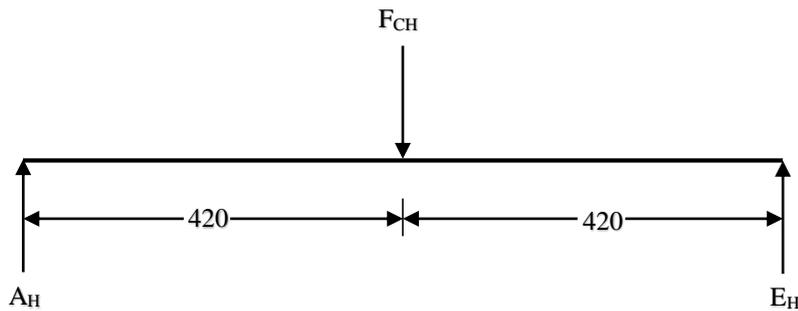
3. Momen Torsi

Momen torsi pada poros yang bekerja dapat dihitung melalui persamaan berikut :

$$\begin{aligned}
 MT &= 9,74 \times 10^5 \frac{p}{n_6} \\
 &= 9,74 \times 10^5 \frac{0,81 \text{ kW}}{40 \text{ rpm}} \\
 &= 15778,8 \text{ kgf.mm}
 \end{aligned}$$

4.3.2 Bidang Horizontal

Reaksi tumpuan pada arah horizontal

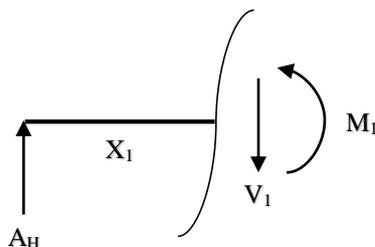


Gambar 4.9 Reaksi Tumpuan Pada Arah Horizontal

$$\begin{aligned}
 \curvearrowright +\Sigma M_B &= 0 \\
 A_H \cdot 840 - F_{CH} \cdot 420 &= 0 \\
 A_H \cdot 840 - 234,3 \cdot 420 &= 0 \\
 A_H \cdot 840 - 98406 &= 0 \\
 A_H \cdot 840 &= 98406 \\
 A_H &= \frac{98406}{840} \\
 &= 117,15 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \uparrow +\Sigma F &= 0 \\
 A_H - F_{CH} + E_H &= 0 \\
 117,15 - 234,3 + E_H &= 0 \\
 E_H &= -117,15 + 234,3 \\
 E_H &= 117,15 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

a. Potongan 1 (dari kiri)



Gambar 4.10 Potongan 1 Dari Kiri

$$\curvearrowright +\Sigma M_{pot1} = 0$$

$$A_H \cdot X_1 - M_1 = 0$$

$$117,15 \cdot X_1 = M_1$$

$$0 \leq X_1 = 420$$

$X_1 = 0 \text{ mm}$	$M_1 = 0 \text{ kgf.mm}$
$X_1 = 100 \text{ mm}$	$M_1 = 11715 \text{ kgf.mm}$
$X_1 = 210 \text{ mm}$	$M_1 = 24601,5 \text{ kgf.mm}$
$X_1 = 310 \text{ mm}$	$M_1 = 36316,5 \text{ kgf.mm}$
$X_1 = 420 \text{ mm}$	$M_1 = 49203 \text{ kgf.mm}$

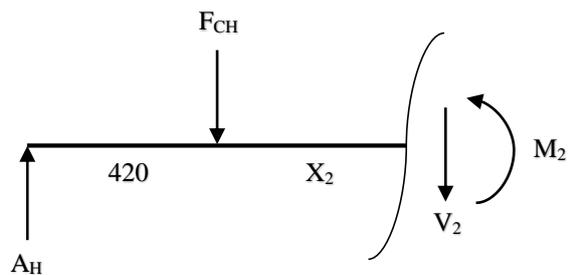
$$\uparrow \Sigma F_X = 0$$

$$A_H - V_1 = 0$$

$$A_H = V_1$$

$$117,15 \text{ kgf} = V_1$$

b. Potongan 2 (dari kiri)



Gambar 4.11 Potongan 2 Dari Kiri

$$\curvearrowright +\Sigma M_{pot2} = 0$$

$$A_H (420 + X_2) - F_{CH} \cdot X_2 - M_2 = 0$$

$$117,15 (420 + X_2) - 234,3 \cdot X_2 = M_2$$

$$0 \leq X_2 \leq 420$$

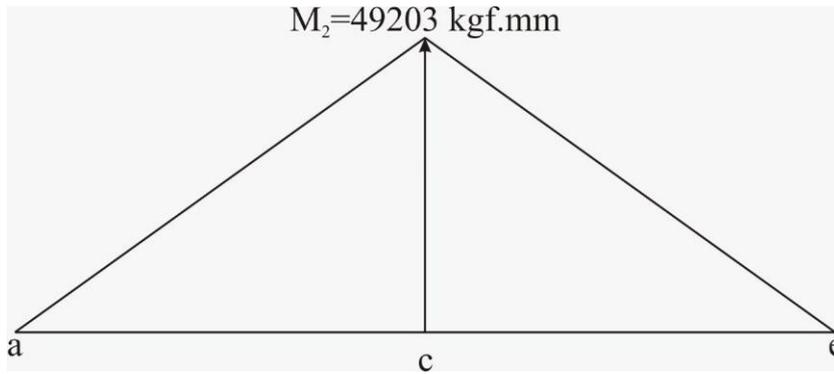
$X_2 = 0 \text{ mm}$	$M_2 = 49203 \text{ kgf.mm}$
$X_2 = 100 \text{ mm}$	$M_2 = 37488 \text{ kgf.mm}$
$X_2 = 210 \text{ mm}$	$M_2 = 24601,5 \text{ kgf.mm}$
$X_2 = 310 \text{ mm}$	$M_2 = 12886,5 \text{ kgf.mm}$
$X_2 = 420 \text{ mm}$	$M_2 = 0 \text{ kgf.mm}$

$$\uparrow \Sigma F_X = 0$$

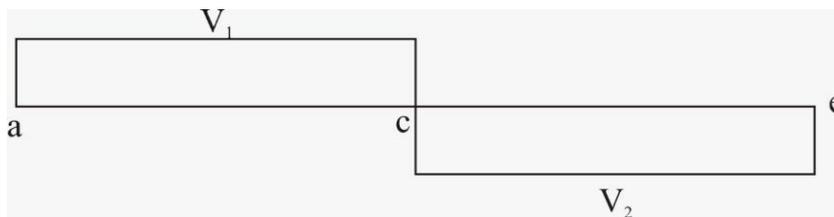
$$A_H - F_{CH} - V_2 = 0$$

$$V_2 = 117,15 - 234,3$$

$$V_2 = -117,15$$



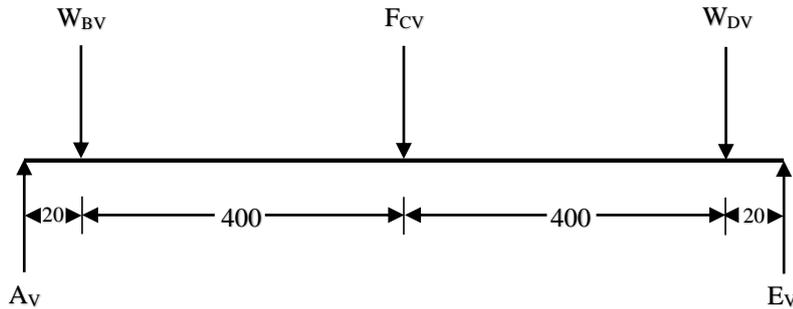
Gambar 4.12 Bending Momen Diagram Arah Horizontal



Gambar 4.13 Shear Force Diagram Arah Horizontal

4.3.3 Bidang Vertikal

Reaksi tumpuan pada arah vertikal

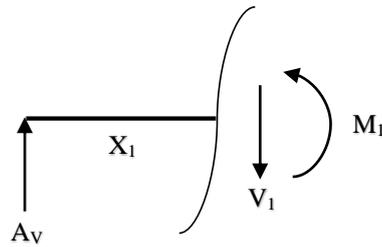


Gambar 4.14 Reaksi Tumpuan Pada Arah Vertikal

$$\begin{aligned}
 & \curvearrowright +\Sigma M_B = 0 \\
 & A_V \cdot 840 - W_{BV} \cdot 820 - F_{CV} \cdot 420 - W_{DV} \cdot 20 = 0 \\
 & A_V \cdot 840 - 35 \cdot 820 - 208,905 \cdot 420 - 35 \cdot 20 = 0 \\
 & A_V \cdot 840 - 28700 - 87759 - 700 = 0 \\
 & A_V \cdot 840 = 28700 + 87759 + 700 \\
 & A_V = \frac{117159}{840} \\
 & A_V = 139,475 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \uparrow +\Sigma F_x = 0 \\
 & A_V - W_{BV} - F_{CV} - W_{DV} + E_V = 0 \\
 & 139,475 - 35 - 208,95 - 35 + E_V = 0 \\
 & E_V = -139,475 + 35 + 208,95 + 35 \\
 & E_V = 139,475 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

a. Potongan 1 (dari kiri)



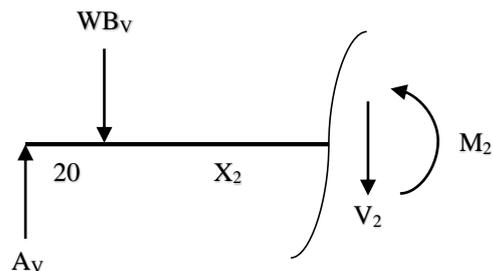
Gambar 4.15 Potongan 1 Dari Kiri

$$\begin{aligned} \curvearrowright +\Sigma M_{pot1} &= 0 \\ A_V \cdot X_1 &= M_1 = 0 \\ A_V \cdot X_1 &= M_1 \\ 139,475 \cdot X_1 &= M_1 \\ 0 \leq 1 &\leq 20 \end{aligned}$$

$X_1 = 0 \text{ mm}$	$M_1 = 0 \text{ kgf.mm}$
$X_1 = 10 \text{ mm}$	$M_1 = 1394,75 \text{ kgf.mm}$
$X_1 = 20 \text{ mm}$	$M_1 = 2789,5 \text{ kgf.mm}$

$$\begin{aligned} \uparrow \Sigma F_V &= 0 \\ A_V - V_1 &= 0 \\ A_V &= V_1 \\ V_1 &= 139,475 \text{ kgf} \end{aligned}$$

b. Potongan 2 (dari kiri)



Gambar 4.16 Potongan 2 Dari Kiri

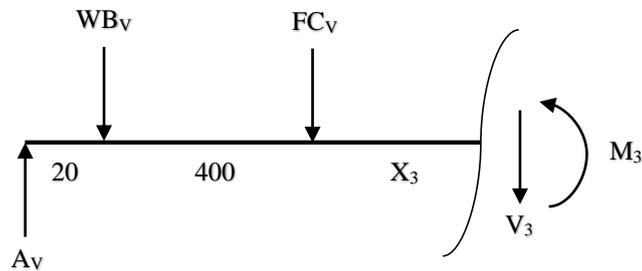
$$\begin{aligned} \curvearrowright +\Sigma M_{pot2} &= 0 \\ A_V (20+X_2) - W_{BV} \cdot X_2 - M_2 &= 0 \\ A_V (20+X_2) - W_{BV} \cdot X_2 &= M_2 \\ 139,475 (20+X_2) - 35 \cdot X_2 &= M_2 \\ 0 \leq X_2 &\leq 400 \end{aligned}$$

$X_2 = 0 \text{ mm}$	$M_2 = 2789,5 \text{ kgf.mm}$
$X_2 = 10 \text{ mm}$	$M_2 = 3834,25 \text{ kgf.mm}$

$X_2 = 20 \text{ mm}$	$M_2 = 4879 \text{ kgf.mm}$
$X_2 = 100 \text{ mm}$	$M_2 = 13237 \text{ kgf.mm}$
$X_2 = 250 \text{ mm}$	$M_2 = 28908,25 \text{ kgf.mm}$
$X_2 = 400 \text{ mm}$	$M_2 = 44579,5 \text{ kgf.mm}$

$$\begin{aligned} \uparrow \Sigma F_V &= 0 \\ A_V - W_{BV} - V_2 &= 0 \\ A_V - W_{BV} &= V_2 \\ 139,475 - 35 &= V_2 \\ 104,475 &= V_2 \end{aligned}$$

c. Potongan 3 (dari kiri)



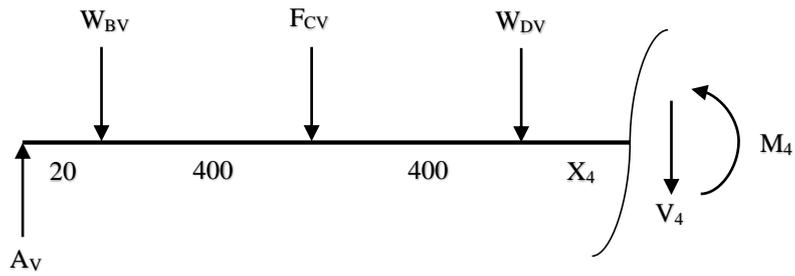
Gambar 4.17 Potongan 3 Dari Kiri

$$\begin{aligned} \curvearrowright +\Sigma M_{pot3} &= 0 \\ A_V (420+X_3) - W_{BV} (400+X_3) - F_{CV} \cdot X_3 - M_3 &= 0 \\ A_V (420+X_3) - W_{BV} (400+X_3) - F_{CV} \cdot X_3 &= M_3 \\ 139,475 (420+X_3) - 35 (400+X_3) - 208,95 \cdot X_3 &= M_3 \\ 0 \leq 3 \leq 400 \end{aligned}$$

$X_3 = 0 \text{ mm}$	$M_3 = 44579,5 \text{ kgf.mm}$
$X_3 = 10 \text{ mm}$	$M_3 = 43534,75 \text{ kgf.mm}$
$X_3 = 20 \text{ mm}$	$M_3 = 42490 \text{ kgf.mm}$
$X_3 = 100 \text{ mm}$	$M_3 = 34132 \text{ kgf.mm}$
$X_3 = 250 \text{ mm}$	$M_3 = 18460,75 \text{ kgf.mm}$
$X_3 = 400 \text{ mm}$	$M_3 = 2789,5 \text{ kgf.mm}$

$$\begin{aligned} \uparrow \Sigma F_V &= 0 \\ A_V - W_{BV} - F_{CV} - V_3 &= 0 \\ A_V - W_{BV} - F_{CV} &= V_3 \\ 139,475 - 35 - 208,95 &= V_3 \\ -104,475 &= V_3 \end{aligned}$$

d. Potongan 4 (dari kiri)



Gambar 4.18 Potongan 4 Dari Kiri

$$\curvearrowright +\Sigma M_{pot4} = 0$$

$$A_V (820+X_4) - W_{BV} (800+X_4) - F_{CV} \cdot (400+X_4) - W_{DV} \cdot X_4 - M_4 = 0$$

$$A_V (820+X_4) - W_{BV} (800+X_4) - F_{CV} \cdot (400+X_4) - W_{DV} \cdot X_4 = M_4$$

$$139,475 (820+X_4) - 35 (800+X_4) - 208,95 (400+X_4) - 35 \cdot X_4 = M_4$$

$$0 \leq 1 \leq 20$$

$$X_4 = 0 \text{ mm} \quad M_4 = 2789,5 \text{ kgf.mm}$$

$$X_4 = 10 \text{ mm} \quad M_4 = 1394,75 \text{ kgf.mm}$$

$$X_4 = 20 \text{ mm} \quad M_4 = 0 \text{ kgf.mm}$$

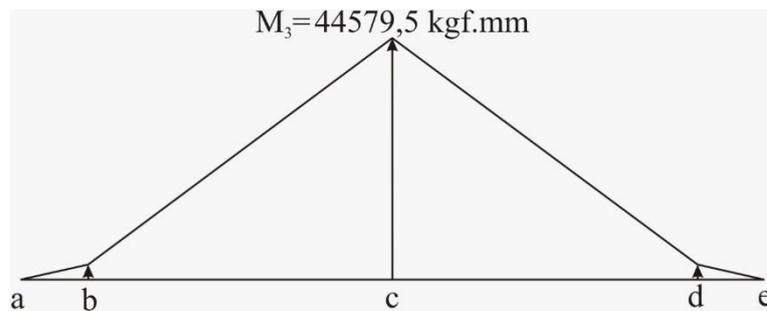
$$\uparrow \Sigma F_V = 0$$

$$A_V - W_{BV} - F_{CV} - W_{DV} - V_4 = 0$$

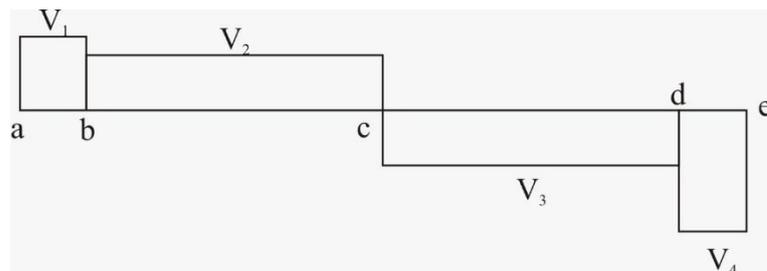
$$A_V - W_{BV} - F_{CV} - W_{DV} = V_4$$

$$139,475 - 35 - 298,95 - 35 = V_4$$

$$-229,455 = V_4$$



Gambar 4.19 Bending Momen Diagram Arah Vertikal



Gambar 4.20 Shear Force Diagram Arah Vertikal

4.3.4 Menghitung Gaya Dan Momen Terbesar

Gaya terbesar

$$\begin{aligned} V &= \sqrt{(V_H)^2 + (V_V)^2} \\ &= \sqrt{(117,15)^2 + (229,455)^2} \\ &= \sqrt{13.724,122 + 52.649,597} \\ &= \sqrt{66.373,719} \\ &= 257,631 \text{ kgf} \end{aligned}$$

Momen bending

$$\begin{aligned} M_B &= \sqrt{(M_H)^2 + (M_V)^2} \\ M_B &= \sqrt{(49203)^2 + (44579,5)^2} \\ M_B &= \sqrt{2.420.935.209 + 1.987.331.820,25} \\ M_B &= \sqrt{4.408.267.029,25} \\ M_B &= 66.394,781 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

4.3.5 Diameter Poros

Diameter poros dapat dihitung melalui persamaan berikut :

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{16^2 M_B^2 + 16^2 M_T^2}{\pi^2 \left(\frac{k_s S_{yp}}{S_f}\right)^2}}$$

Dimana :

$$sf = 3$$

$$ks = 0,71$$

Material yang dipilih adalah ST70, sehingga besarnya tegangan yield adalah

$$\begin{aligned} S_{yp} &= 0,71 \times S_u \\ &= 0,71 \times 70 \text{ kgf/mm}^2 \end{aligned}$$

$$S_{yp} = 49,7 \text{ kgf/mm}^2$$

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{16^2 66.394,78^2 + 16^2 15.778,8^2}{\pi^2 \left(\frac{0,71 \cdot 49,7}{3}\right)^2}}$$

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{256 \cdot 4.408.266.811,2 + 256 \cdot 248.970.529,44}{\pi^2 \left(\frac{0,71 \cdot 49,7}{3}\right)^2}}$$

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{1.128.516.303.667 + 63.736.455.537}{9,859 \cdot 138,29}}$$

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{1192252759204}{9,859 \cdot 138,29}}$$

$$ds \geq \sqrt[6]{417.541.013,706}$$

$$ds \geq 27,33$$

maka dipilih diameter poros 30 mm

4.3.6 Perbandingan Tegangan Maksimum Dan Tegangan ijin Pada Poros

Untuk menentukan poros yang direncanakan aman atau tidak, tegangan maksimum yang terjadi pada poros harus lebih kecil dari tegangan ijin bahan. Secara umum dapat ditulis sebagai berikut,

$$\begin{aligned}\tau_{max} &= \sqrt{\left(\frac{16 M_B}{\pi d_s^3}\right)^2 + \left(\frac{16 M_T}{\pi d_s^3}\right)^2} \leq \frac{\sigma_{yps}}{sf} \\ \tau_{max} &= \sqrt{\left(\frac{16 \times 66.394,78}{\pi 27.000}\right)^2 + \left(\frac{16 \times 15.778,8}{\pi 27.000}\right)^2} \leq \frac{0,71 \times 49,7}{3} \\ \tau_{max} &= \sqrt{\left(\frac{1.062.316,48}{84.780}\right)^2 + \left(\frac{252.460,8}{84.780}\right)^2} \leq 11,76 \\ \tau_{max} &= \sqrt{78,00 + 6,86} \leq 11,76 \\ \tau_{max} &= 9,12 \text{ kgf/mm}^2 \leq 11,76 \text{ kgf/mm}^2\end{aligned}$$

Berdasarkan hasil perhitungan tersebut, terlihat bahwa tegangan maksimum pada poros masih berada dibawah nilai tegangan ijin yang dapat diterima oleh poros. Sehingga poros yang telah dipilih sangat aman untuk digunakan.

4.4 Perencanaan Bearing

Dalam menghitung bearing perencanaan data awal yang diketahui untuk perancangan bearing mesin transplanter, sebagai berikut :

Diketahui diameter poros 30 mm

$$\begin{aligned}\text{Gaya bearing pada titik} \quad F_{AH} &= 117,15 \text{ kgf.mm} \\ W_{BV} &= 35,0 \text{ kgf.mm} \\ F_{EH} &= 117,15 \text{ kgf.mm} \\ W_{DV} &= 35,0 \text{ kgf.mm}\end{aligned}$$

4.4.1 Gaya Radial Pada Bearing

Untuk mencari gaya radial pada bearing maka digunakan persamaan sebagai berikut :

Pada bearing A

$$\begin{aligned}Fr &= \sqrt{(F_{AH})^2 + (W_{BV})^2} \\ &= \sqrt{(117,15)^2 + (35)^2} \\ &= 122,26 \text{ kgf} \\ &= 269,53 \text{ lbf}\end{aligned}$$

Pada bearing B

$$\begin{aligned}Fr &= \sqrt{(W_{DV})^2 + (F_{EH})^2} \\ &= \sqrt{(35)^2 + (117,15)^2} \\ &= 122,26 \text{ kgf} \\ &= 269,53 \text{ lbf}\end{aligned}$$

4.4.2 Beban Ekuivalensi Bearing

Untuk mencari beban ekuivalensi pada bearing maka digunakan persamaan sebagai berikut :

$$P = F_s (v \cdot x \cdot F_r + y \cdot F_a)$$

Dimana :

F_s = Service factor = Light shockload = Ball bearing = 1,5 (Lampiran 10)

c_o = 1750 lbf

v = 1 (Ring dalam berputar)

x = 1

y = 0

F_a = 0

Pada bearing A

$$\begin{aligned} P_s &= F_s (v \cdot x \cdot F_r + y \cdot F_a) \\ &= 1,5 (1 \cdot 1 \cdot 122,26 + 0) \\ &= 1,5 (122,26) \\ &= 183,39 \text{ kgf} \\ &= 404,30 \text{ lbf} \end{aligned}$$

Pada bearing B

$$\begin{aligned} P_s &= F_s (v \cdot x \cdot F_r + y \cdot F_a) \\ &= 1,5 (1 \cdot 1 \cdot 122,26 + 0) \\ &= 1,5 (122,26) \\ &= 183,39 \text{ kgf} \\ &= 404,30 \text{ lbf} \end{aligned}$$

4.4.3 Umur Bearing

Untuk mengetahui umur bearing dapat ditentukan dari persamaan sebagai berikut :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \times \left(\frac{c}{p} \right)^b$$

Dimana :

n_p = 50 rpm (pitaran pada poros roda, n_6)

c = 5750 lbf (Lampiran 8)

b = 3 untuk ball bearing

p = 404,30 lbf

Pada bearing A

$$\begin{aligned} L_{10} &= \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \times \left(\frac{c}{p} \right)^b \\ L_{10} &= \frac{10^6}{60 \cdot 50} \times \left(\frac{5750}{404,30} \right)^3 \\ &= 958457 \text{ jam} \end{aligned}$$

Pada bearing B

$$\begin{aligned} L_{10} &= \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \times \left(\frac{c}{p} \right)^b \\ L_{10} &= \frac{10^6}{60 \cdot 90} \times \left(\frac{5750}{404,30} \right)^3 \\ &= 958457 \text{ jam} \end{aligned}$$

4.5 Pengujian Kapasitas Tanam Mesin

Dalam melakukan pengujian kapasitas tanam mesin transplanter, dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

1. Melakukan persiapan
 - a. Menaruh bibit paadi pada penampang sebanyak 200 bibit selama 1 menit
 - b. Persiapan / pengecekan mesin selama 3 menit
 - c. Setiap 5 kali tanam ada jeda waktu 30 detik sehingga memerlukan waktu selama 180 detik atau 3 menit
2. Menghidupkan engine / motor bensin
3. Menarik tuas gas, agar mesin transpalanter beroperasi / berjalan
4. Ketika mesin transplanter berjalan, stopwatch dihidupkan
5. Setelah berhasil menanam 5 kali, stopwatch dimatikan
6. Pengujian dilakukan sebanyak 7 kali

Hasil yang diperoleh dari pengujian kapasitas tanam mesin transplanter dapat dilihat pada tabel berikut ini :

Tabel 4.3 Hasil Pengujian

No	Jarak Antar Padi	Waktu (s)	Jumlah Titik Tanam
1	22	8,4	4 x 5 = 20
2	22	8,5	4 x 5 = 20
3	22	8,4	4 x 5 = 20
4	22	8,5	4 x 5 = 20
5	22	8,4	4 x 5 = 20
6	22	8,5	4 x 5 = 20
7	22	8,4	4 x 5 = 20
	Jumlah	59,1 s	140 Titik Tanam

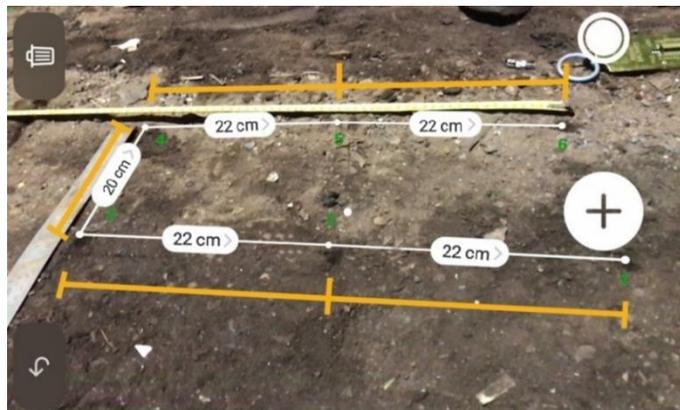
Dari hasil pengujian tersebut terlihat bahwa kapasitas tanam saat mesin bekerja efektif adalah 140 titik tanam diperlukan waktu : 59,1 detik (dibulatkan 60 detik) ditambah 1 menit untuk menaruh bibit padi pada penampang, ditambah 3 menit persiapan atau pengecekan mesin ditambah 3 menit jeda disetiap 5 kali tanam. Diperoleh waktu total 8 menit. Sehingga kapasitas mesin adalah 140 titik tanam per 8 menit, atau sekitar 1050 titik tanam per jam

Foto mesin yang sudah jadi dapat dilihat pada gambar dibawah ini, sedangkan gambar teknik dapat dilihat pada lampiran 10





Gambar 4.21 Foto Mesin Yang Sudah Jadi



Gambar 4.22 Jarak Tanam Waktu Ujicoba

4.6 Pembahasan

Terciptanya Rice Transplanter Machine Jajar Legowo. Dari hasil perancangan dan pembuatan alat ini menunjukkan bahwa mesin dapat berjalan dengan baik pada tanah keras dan mendekati dengan jarak tanam yang diinginkan yaitu 20 cm. Dengan ini menandakan bahwa mesin sudah sesuai dengan perencanaan awal. Mesin ini menggunakan transmisi rantai dan sprocket, dengan 6 sproket berdiameter masing masing 63,5 mm, 63,5 mm, 69,04 mm, 76,37 mm, 88,22 mm dan 176,44mm. rantai yang digunakan yaitu tipe rantai nomor 40, 50 dan 50 dengan panjang 677,79 mm, 550,55 mm dan 920,56 mm Dengan dibuatnya rice transplanter ini diharapkan dapat membantu petani dalam proses menanam padi khususnya untuk mengefisiensi waktu, tenaga dan meningkatkan jarak tanam

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Adapun beberapa kesimpulan yang dapat diambil dari penelitian Tugas Akhir ini, yaitu

1. Kebutuhan gaya untuk menggerakkan roda mesin dan gaya untuk menanam bibit padi digunakan untuk mengetahui kebutuhan gaya dan daya mesin, dari perhitungan gaya tersebut diperoleh total gaya yang diperlukan sebesar 385,52 N sehingga memerlukan daya sebesar 0,38 kW dan dipilih motor dengan spesifikasi daya 0,81 Kw
2. Perencanaan Transmisi Menuju Roda, dari perhitungan dan pembahasan maka didapatkan sistem transmisi sebagai berikut :

a. Sproket yang digunakan pada mesin

Transmisi 1-2, $N_{t1} = 14$	$d_1 = 63,5 \text{ mm}$	$n_1 = 6000 \text{ rpm}$
$N_{t2} = 14$	$d_2 = 63,5 \text{ mm}$	$n_2 = 6000 \text{ rpm}$
Transmisi 3-4, $N_{t3} = 12$	$d_3 = 69,04 \text{ mm}$	$n_3 = 100 \text{ rpm}$
$N_{t4} = 15$	$d_4 = 76,37 \text{ mm}$	$n_4 = 80 \text{ rpm}$
Transmisi 5-6, $N_{t5} = 15$	$d_5 = 88,22 \text{ mm}$	$n_5 = 80 \text{ rpm}$
$N_{t6} = 30$	$d_6 = 176,44 \text{ mm}$	$n_6 = 40 \text{ rpm}$

b. Rantai yang digunakan pada mesin

Transmisi 1-2, Nomor rantai	= 40
Pitch rantai	= 12,70 mm
Panjang rantai	= 677,79 mm
Transmisi 3-4, Nomor rantai	= 50
Pitch rantai	= 15,88 mm
Panjang rantai	= 550,55 mm
Transmisi 5-6, Nomor rantai	= 50
Pitch rantai	= 15,88 mm
Panjang rantai	= 920,56 mm

3. Poros yang digunakan adalah poros dengan diameter 30 mm agar memenuhi perencanaan diameter aman, pada perhitungan poros dipilih bahan poros ST70 dengan panjang 840 mm
4. Dari hasil pengujian pada tanah keras diperoleh kapasitas tanam mesin sebesar 140 titik tanam per 8 menit atau sekitar 1050 titik tanam per jam

5.2 Saran

Adapun beberapa saran yang dapat diambil dari penelitian Tugas Akhir ini, dan menjadi perbaikan bagi peneliti berikutnya, yaitu

1. Pemilihan tipe motor penggerak dipilih daya lebih besar menggunakan motor 3,5 HP
2. Desain pada kaki-kaki atau roda dibuat lebih tipis dan runcing sehingga dapat berjalan diatas tanah siap tanam
3. Pemilihan bahan konstruksi dibuat lebih ringan dengan bahan besi alumunium / holo
4. Penyempurnaan dalam proses kendali untuk berbelok dengan menambah kopling

DAFTAR PUSTAKA

- Ananda Trisukmo Utomo; Achmad Khuluqul Amin. 2017. "Rancang Bangun Mesin Penanam Padi Dengan Dengan Sistem Ratio Putaran Roda" 115. [Http://repository.its.ac.id/47768/](http://repository.its.ac.id/47768/).
- Deutschman, Aaron D. 1975. *Machine Design : Theory and Practice*. New York : Macmillan Publishing Co., Inc.
- Fita Anggraini, Agus Suryanto, Nurul Aini. 2013. "Prevalence of Toxoplasma Gondii Antibodies in Nine Populations of Dairy Goats: Compared Titers Using Modified Direct Agglutination and Indirect Hemagglutination." *JURNAL PRODUKSI TANAMAN* 1(1): 52–60.
- Harnel; BPTP Sumatera Barat. 2012. "Kajian Teknis Dan Ekonomis Alat Tanam Bibit Padi Manual (Transplanter) Modifikasi Balai Besar Pengembangan Mekanisasi Pertanian Di Kabupaten Sijunjung , Sumatera Barat Study of Technical and Economics for Manually Rice-Planting Modified by Indonesian Po." 15: 38–46.
- Rudyanto; Berly. 2015. "Perancangan Mesin Penanam Bibit Padi Kapasitas 80000 Titik/Jam Dengan Jarak 25 cm". Other thesis, University of Muhammadiyah Malang.
- Suhendrata, Tota. 2018. "Pengaruh Jarak Tanam Pada Sistem Tanam Jajar Legowo Terhadap Pertumbuhan, Produktivitas Dan Pendapatan Petani Padi Sawah Di Kabupaten Sragen Jawa Tengah." *SEPA: Jurnal Sosial Ekonomi Pertanian dan Agribisnis* 13(2): 188.
- Viqhi Alam Putra; 2018. "Uji Kinerja Mesin Tanam Bibit Padi Tipe Dorong SPW-48C" (Rice Transplanter)

LAMPIRAN

Lampiran 1a Tabel Konversi

TABLE 1: Conversion Factors	
Area	
$1 \text{ mm}^2 = 1.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 144 \text{ in}^2$
$1 \text{ cm}^2 = 1.0 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 0.1550 \text{ in}^2$	$1 \text{ in}^2 = 6.4516 \text{ cm}^2 = 6.4516 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
$1 \text{ m}^2 = 10.7639 \text{ ft}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 0.092903 \text{ m}^2$
Conductivity	
$1 \text{ W/m-K} = 1 \text{ J/s-m-K}$ $= 0.577789 \text{ Btu/h-ft-R}$	$1 \text{ Btu/h-ft-R} = 1.730735 \text{ W/m-K}$
Density	
$1 \text{ kg/m}^3 = 0.06242797 \text{ lbm/ft}^3$	$1 \text{ lbm/ft}^3 = 16.01846 \text{ kg/m}^3$
$1 \text{ g/cm}^3 = 1000 \text{ kg/m}^3$	
$1 \text{ g/cm}^3 = 1 \text{ kg/L}$	
Energy	
$1 \text{ J} = 1 \text{ N-m} = 1 \text{ kg-m}^2/\text{s}^2$	
$1 \text{ J} = 0.737562 \text{ lbf-ft}$	$1 \text{ lbf-ft} = 1.355818 \text{ J}$
$1 \text{ cal (Int.)} = 4.1868 \text{ J}$	$= 1.28507 \times 10^{-3} \text{ Btu}$
$1 \text{ erg} = 1.0 \times 10^{-7} \text{ J}$	$1 \text{ Btu (Int.)} = 1.055056 \text{ kJ}$
$1 \text{ eV} = 1.60217733 \times 10^{-19} \text{ J}$	$= 778.1693 \text{ lbf-ft}$
Force	
$1 \text{ N} = 0.224809 \text{ lbf}$	$1 \text{ lbf} = 4.448222 \text{ N}$
$1 \text{ kp} = 9.80665 \text{ N} (= 1 \text{ kgf})$	
Gravitation	
$g = 9.80665 \text{ m/s}^2$	$g = 32.17405 \text{ ft/s}^2$
Heat capacity, specific entropy	
$1 \text{ kJ/kg-K} = 0.238846 \text{ Btu/lbm-R}$	$1 \text{ Btu/lbm-R} = 4.1868 \text{ kJ/kg-K}$
Heat flux (per unit area)	
$1 \text{ W/m}^2 = 0.316998 \text{ Btu/h-ft}^2$	$1 \text{ Btu/h-ft}^2 = 3.15459 \text{ W/m}^2$
Heat transfer coefficient	
$1 \text{ W/m}^2\text{-K} = 0.17611 \text{ Btu/h-ft}^2\text{-R}$	$1 \text{ Btu/h-ft}^2\text{-R} = 5.67826 \text{ W/m}^2\text{-K}$
Length	
$1 \text{ mm} = 0.001 \text{ m} = 0.1 \text{ cm}$	$1 \text{ ft} = 12 \text{ in.}$
$1 \text{ cm} = 0.01 \text{ m} = 10 \text{ mm} = 0.3937 \text{ in.}$	$1 \text{ in.} = 2.54 \text{ cm} = 0.0254 \text{ m}$
$1 \text{ m} = 3.28084 \text{ ft} = 39.370 \text{ in.}$	$1 \text{ ft} = 0.3048 \text{ m}$
$1 \text{ km} = 0.621371 \text{ mi}$	$1 \text{ mi} = 1.609344 \text{ km}$
$1 \text{ mi} = 1609.3 \text{ m (US statute)}$	$1 \text{ yd} = 0.9144 \text{ m}$

Lampiran 1b Tabel Konversi

TABLE (Continued) Conversion Factors	
$1 \text{ m}^3/\text{s}^2 = 0.001 \text{ kJ/kg}$ $1 \text{ kJ/kg} = 1000 \text{ m}^3/\text{s}^2$	$1 \text{ ft}^3/\text{s}^2 = 3.994 \times 10^6 \text{ Btu/lbm}$ $1 \text{ Btu/lbm} = 25037 \text{ ft}^3/\text{s}^2$
$1 \text{ m} \cdot \text{gy} = 9.80665 \times 10^{-7} \text{ kJ/kg}$ $= 4.21607 \times 10^{-7} \text{ trr/lbm}$	$1 \text{ l-g}\# = 1.0 \text{ Tbf-ft/lbm}$ $= 0.001285 \text{ Blu/lbm}$ $= 0.002989 \text{ k4/kg}$
$1 \text{ m}^3/\text{kg} = 16.01846 \text{ ft}^3/\text{lbm}$	$1 \text{ ft}^3/\text{lbm} = 0.063428 \text{ m}^3/\text{kg}$
Temperature $1 \text{ K} = 1.8 \text{ }^\circ\text{C} = 1.8 \text{ }^\circ\text{F} - 32$ $1 \text{ }^\circ\text{C} = 1.8 \text{ }^\circ\text{F} - 32$ $1 \text{ }^\circ\text{F} = 1.8 \text{ }^\circ\text{C} + 32$ $1 \text{ }^\circ\text{R} = 1.8 \text{ }^\circ\text{F}$	$1 \text{ }^\circ\text{R} = (5/9) \text{ K}$ $1 \text{ }^\circ\text{F} = 1.8 \text{ }^\circ\text{C} - 32$ $1 \text{ }^\circ\text{C} = 1.8 \text{ }^\circ\text{F} + 32$ $1 \text{ }^\circ\text{K} = 1.8 \text{ }^\circ\text{R}$
Universal Gas Constant $1 \text{ kcal/kmol}\cdot\text{K} = 8.3145 \text{ J/kmol}\cdot\text{K}$ $= 1.98589 \text{ kcal/kmol}\cdot\text{K}$ $= 82.0578 \text{ atm}\cdot\text{L/mol}\cdot\text{K}$	$1 \text{ Btu/lbmol}\cdot\text{R} = 1.98589 \text{ Btu/lbmol}\cdot\text{R}$ $= 1.54536 \text{ lbf}\cdot\text{ft/lbmol}\cdot\text{R}$ $= 0.73024 \text{ atm}\cdot\text{ft}^3/\text{lbmol}\cdot\text{R}$ $= 10.7317 \text{ (lbf}\cdot\text{ft}^3/\text{in}^3)\cdot\text{ft}^3/\text{lbmol}\cdot\text{R}$
$1 \text{ m/s} = 3.6 \text{ km/h}$	$1 \text{ mi/h} = 0.6096 \text{ m/s}$
$1 \text{ km/h} = 0.27778 \text{ m/s}$ $= 0.91134 \text{ ft/s}$	$1 \text{ m/min} = 1.66667 \text{ As}$ $= 0.44704 \text{ m/s}$
Volume $1 \text{ m}^3 = 35.3147 \text{ ft}^3$ $1 \text{ L} = 1 \text{ dm}^3 = 0.001 \text{ m}^3$ $1 \text{ Gal (US)} = 3.78541 \text{ L}$ $= 3.78541 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	$1 \text{ ft}^3 = 28.3168 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ $1 \text{ in}^3 = 1.6387 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ $1 \text{ Gal (US)} = 4.54609 \text{ L}$ $\text{Gal (US)} = 231 \text{ in}^3$

Lampiran 1c Tabel Konversi

TABLE (Continued) Conversion Factors			
1 kg	= 2.204 623 lbn	1 lbn	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1 000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= 6.47989 x 10 ⁻⁵ kg	1 ton	= 2000 lbn
Energy			
1 J	= 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft	= 1.355 818 J
1 kJ	= 0.947 817 Btu	1 Btu	= 1.055 056 kJ
1 kWh	= 3.6 MJ	1 kWh	= 3.6 MJ
1 hp (metric)	= 0.745 7 kW	1 hp (UK)	= 0.745 7 kW
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW
Power			
1 W	= 3.412 14 Btu/h	1 Btu/h	= 0.293 071 W
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 hp (UK)	= 745.7 W
1 hp (metric)	= 745.7 W	1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW
Pressure			
1 Pa	= 0.000 479 lbf/in ²	1 lbf/in ²	= 6.894 757 kPa
1 bar	= 100 000 Pa = 100 kPa	1 atm	= 101 325 Pa = 1.013 25 bar
1 mm Hg (0°C)	= 133.322 Pa	1 in. Hg (0°C)	= 33.863 9 Pa
1 mm H ₂ O (4°C)	= 9.806 65 Pa	1 in. H ₂ O (4°C)	= 248.84 Pa
Specific energy			
1 kJ/kg	= 0.429 924 Btu/lbn	1 Btu/lbn	= 2.326 MJ/kg
1 lbf-ft/lbn	= 1.355 818 J/kg	1 lbf-ft/lbn	= 1.355 818 J/kg

Lampiran 2 Tegangan Ijin Material

Material	S, ksi	BHN
Gray cast iron		
ASTM 25	8	174
ASTM 35	12	212
ASTM 50	15	223
Cast steel (low carbon)		
0,2% C , not heat treated	20	180
0,2% C , WQT	25	250
Forged carbon steel		
SAE 1020 case hardened and WQT	18	156
SAE 1030 not heat treated	20	180
SAE 1035 not heat treated	23	190
SAE 1040 not heat treated	25	202
SAE 1045 not heat treated	30	215
SAE 1045 hardened by WQT	32	205
SAE 1050 hardened by WQT	35	223
Alloy Steels		
SAE 2320 case hardened and WQT	50	225
SAE 2345 hardened by WQT	50	475
SAE 3115 case hardened and WQT	37	212
SAE 3145 hardened by WQT	53	475
SAE 3245 hardened by WQT	65	475
SAE 4340 hardened by WQT	65	475
SAE 4640 hardened by WQT	55	475
SAE 6145 hardened by WQT	67,5	475
Copper base materials		
SAE 43 / ASTM B147-52,8A (Manganese Bronze)	20	100
SAE 62 / ASTM B143-52,1A (gun metal)	10	80
SAE 65 / ASTM B144-52,3C (Phosphor Bronze)	12	100
SAE 68 / ASTM B148-52,98 (Al Bronze, heat treated)	22	180
Nonmetals		
Bakelite, Micarta, Celeron	8	

(Deutschman A: 1983 : 552)

Lampiran 4 Ukuran Umum Rantai Roll

No. Rantai	Jarak bagi p	Diameter Rol R	Lebar Rol W	Plat mata rantai			Dia. Pena D
				Tebal	Lebar	Lebar	
				T	H	h	
40	12,70	7,94	7,95	1,5	12,0	10,4	3,97
50	15,88	10,16	9,53	2,0	15,0	13,0	5,09
60	19,05	11,91	12,70	2,4	18,1	15,6	5,96

(Sumber : Sularso, 2004)

Lampiran 5 Ukuran Individual Rantai Roll

No. Rantai	rang-kaian	L1	L2	Batas Kekuatan Tarik,kg	Batas Kekuatan Tarik Rata-rata, kg	Beban Maks yg diijinkan kg	Berat kasar kg/m
40	1	8,25	9,95	1420	1950	300	0,64
40-2	2	15,45	17,15	2840	3900	510	1,27
40-3	3	22,65	24,15	4260	5850	750	1,90
40-4	4	29,90	31,30	5680	7800	990	2,53
40-5	5	37,10	38,60	7100	9750	1170	3,16
40-6	6	44,30	45,80	8520	11700	1380	3,79
50	1	10,30	12,00	2210	3200	520	1,04
50-2	2	19,35	21,15	4420	6400	880	2,07
50-3	3	28,40	30,20	6630	9600	1300	3,09
50-4	4	37,45	39,25	8840	12800	1710	4,11
50-5	5	46,50	48,30	11050	16000	2020	5,14
50-6	6	55,60	57,40	13260	19200	2390	6,16
60	1	12,85	15,25	3200	4450	740	1,53
60-2	2	24,25	27,75	6400	8900	1260	3,04
60-3	3	36,65	38,15	9600	13350	1850	4,54
60-4	4	47,05	49,55	12800	17800	2440	6,04
60-5	5	58,5	61	16000	22250	2880	7,54
60-6	6	69,9	72,5	19200	26700	3400	9,05

(Sutarso, 2004)

Lampiran 6 Jenis Faktor Koreksi Fc

Tumbukan	Penggerak Pemakaian	Motor listrik atau turbin	Motor torak	
			Dengan transmisi hidrolik	Tanpa transmisi hidrolik
Transmisi halus	Konveyor sabuk dan rantai dengan variasi beban kecil, pompa sentrifugal dan blower, mesin tekstil umum, mesin industri umum dengan variasi beban kecil	1,0	1,0	1,2
Tumbukan sedang	Kompresor sentrifugal, propeler, konveyor dengan sedikit variasi beban, tanur otomatis, pengering, penghancur, mesin perkakas umum, alat-alat besar umum, mesin kertas umum	1,3	1,2	1,4
Tumbukan berat	Pres, penghancur, mesin pertambangan, bor minyak bumi, pencampur karet, rol, mesin penggetar, mesin-mesin umum dengan putaran dapat dibalik atau beban tumbukan	1,5	1,4	1,7

Lampiran 7 Standart Dimensions Radial Rolling Ball Bearing

Standar dimensions and load rating of Radial Rolling Bearing
(C_0 = basic static load ,lb ; C = basic dynamic load rating, lb)

Bearing Bore, d mm	Outside Dia. D mm	Max Fillet Radius in	Dimension Series 03										
			Width B mm	Self aligning Ball Bearing		Single Row Deep Groove Ball Bearing		Angular Contact Sleep angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing	
				C_0	C	C_0	C	C_0	C	C_0	C	C_0	C
4	16	0,012	5										
5	19	0,012	6										
6													
7													
8													
9													
10	35	0,024	11			845	1400						
12	37	0,039	12	530	1630	1040	1680						
15	42	0,039	13	590	1650	1220	1960						
17	47	0,039	14	820	2170	1470	2340						
20	52	0,039	15	900	2150	1750	2750	1920	3000				
25	62	0,039	17	1350	3110	2390	3660	2870	4220	2870	5130	6000	6700
30	72	0,039	19	1740	3700	3340	4850	3840	5370	3940	6760	8500	9500
35	80	0,059	21	2210	4350	4020	5750	4620	6340	5370	8830	9800	10800
40	90	0,059	23	2740	5110	5020	7040	5770	7740	6340	10300	12900	13700
45	100	0,059	25	3580	6600	6730	9120	7730	10100	9030	14200	17300	17000
50	110	0,079	27	3930	7510	8010	10760	9200	11800	11100	17000	18300	19300

Sumber : Deuschman, 1975

Lampiran 8 Beban Equivalen Bearing

Factor X and Y for Ball and Roller Bearings

Contact angular α , deg	$(i.Fa/Co)$	Single-Row Bearing		Double-Row Bearing				e
		$(Fa/V.Fr) > e$		$(Fa/V.Fr) < e$		$(Fa/V.Fr) > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	
Radial Contact Ball Bearing								
	0,014	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19
	0,028		1,99				1,99	0,22
	0,056		1,71				1,71	0,26
	0,084		1,55				1,55	0,28
	0,110		1,45				1,45	0,30
	0,170		1,31				1,31	0,34
	0,280		1,15				1,15	0,38
	0,420		1,04				1,04	0,42
	0,560		1,00				1,00	0,44
Anguler Contact Ball Bearing								
5	0,014	0,56	2,30	Use X, Y and e evaluates applicable to single- row radial contact bearing	0,78	2,78	3,74	0,23
	0,028		1,99			2,40	3,23	0,26
	0,056		1,71			2,07	2,78	0,30
	0,085		1,55			1,87	2,52	0,34
	0,110		1,45			1,75	2,36	0,36
	0,170		1,31			1,58	2,13	0,40
	0,280		1,15			1,39	1,87	0,45
	0,420		1,04			1,26	1,69	0,50
	0,560		1,00			1,21	1,63	0,52
10	0,014	0,46	1,88	1,0	0,75	2,18	2,30	0,19
	0,029		1,71			1,98	1,99	0,22
	0,057		1,52			1,76	1,71	0,26
	0,086		1,41			1,63	1,55	0,28
	0,110		1,34			1,55	1,45	0,30
	0,170		1,23			1,42	1,31	0,34
	0,290		1,10			1,27	1,15	0,38
	0,430		1,01			1,17	1,04	0,42
	0,570		1,00			1,16	1,00	0,44

Catatan :

$(Fa/V.Fr) = e$, maka : X = 1 dan Y = 0 (Single-row Bearing)

Sumber : Deutchman, 1975

Lampiran 9 Ball Bearing Service Factors

4.2.1. Ball bearing service factors, F_s

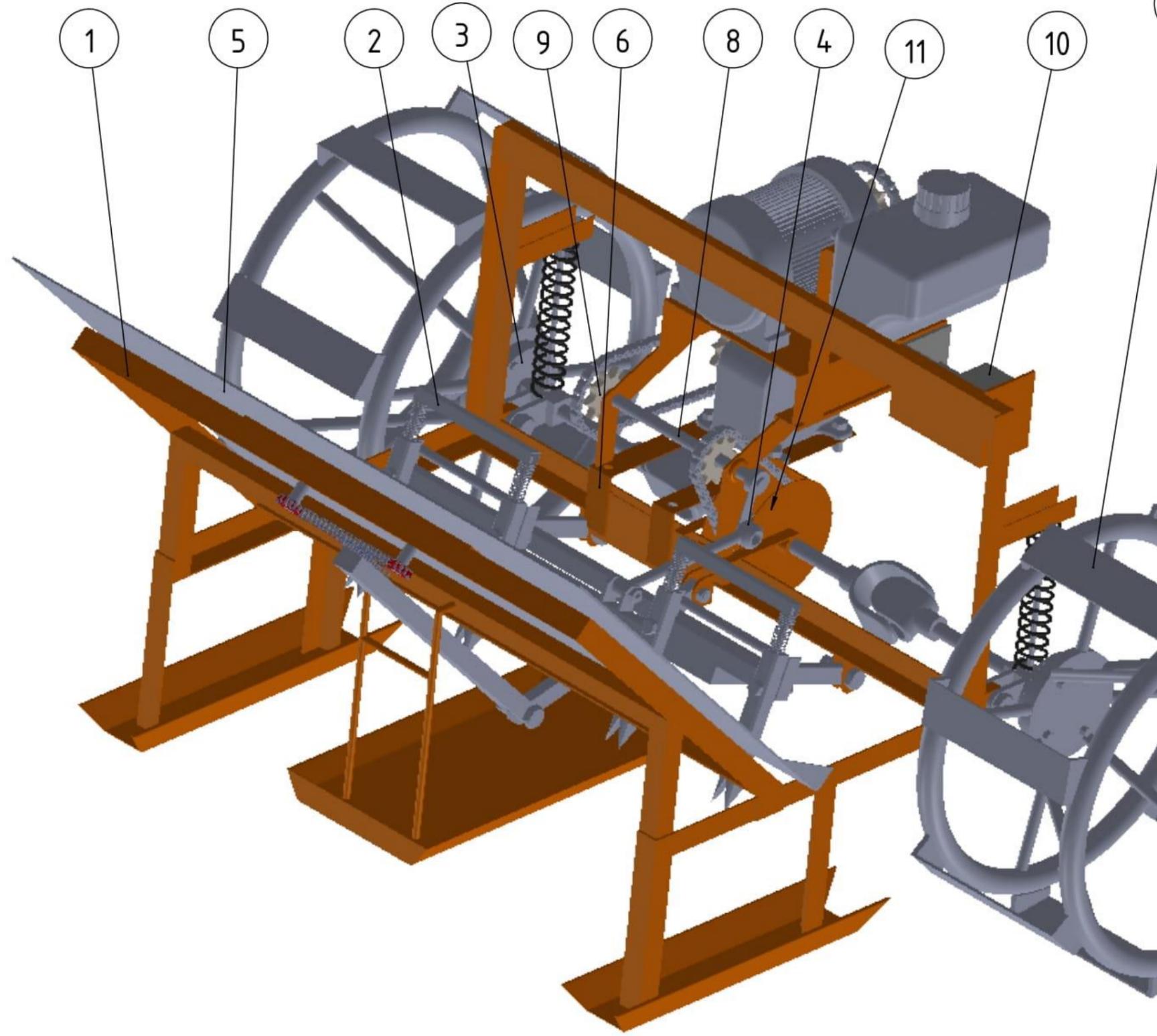
Type of Service	Multiply Calculated Load by Following Factors	
	Ball Bearings	Roller Bearings
Uniform and steady load _____	1.0	1.0
Light shock load _____	1.5	1.0
Moderate shock load _____	2.0	1.3
Heavy shock load _____	2.5	1.7
Extreme and indeterminate shock load _____	3.0	2.0

Lampiran 10 Tabel Hasil Uji Kinerja Mesin Rice Transplanter

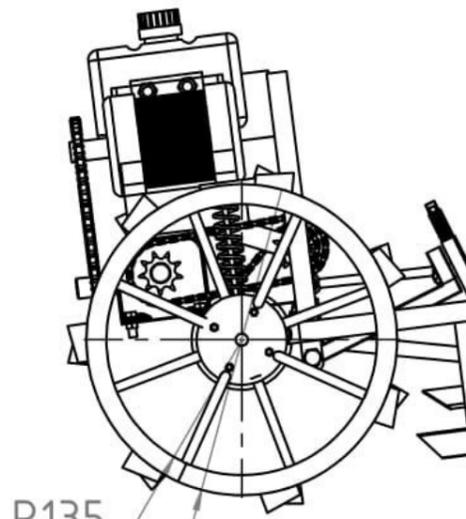
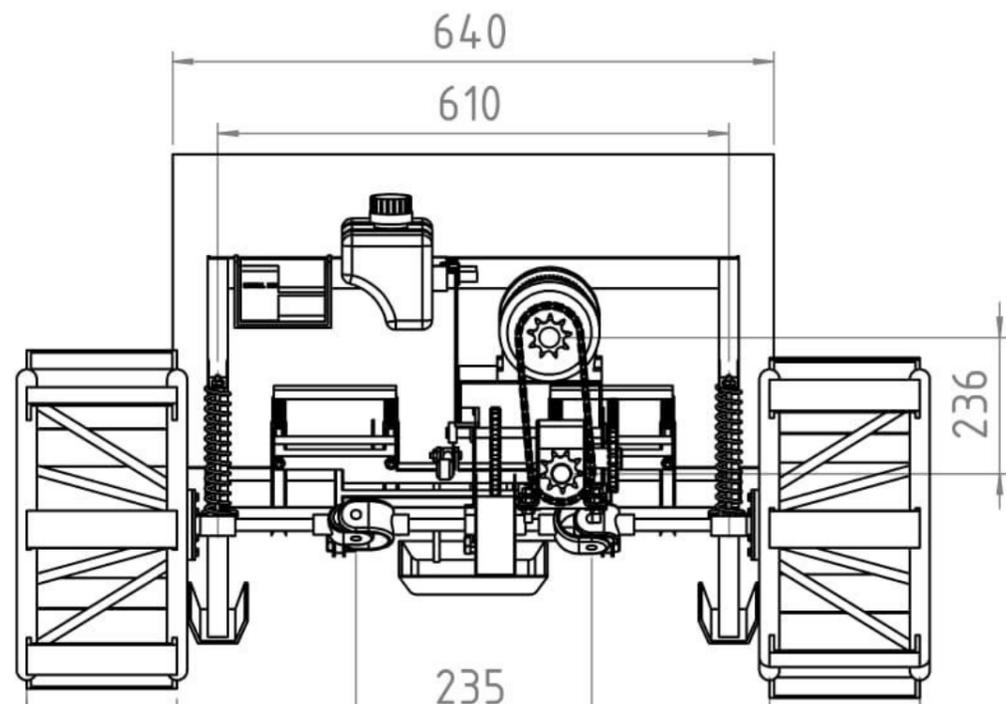
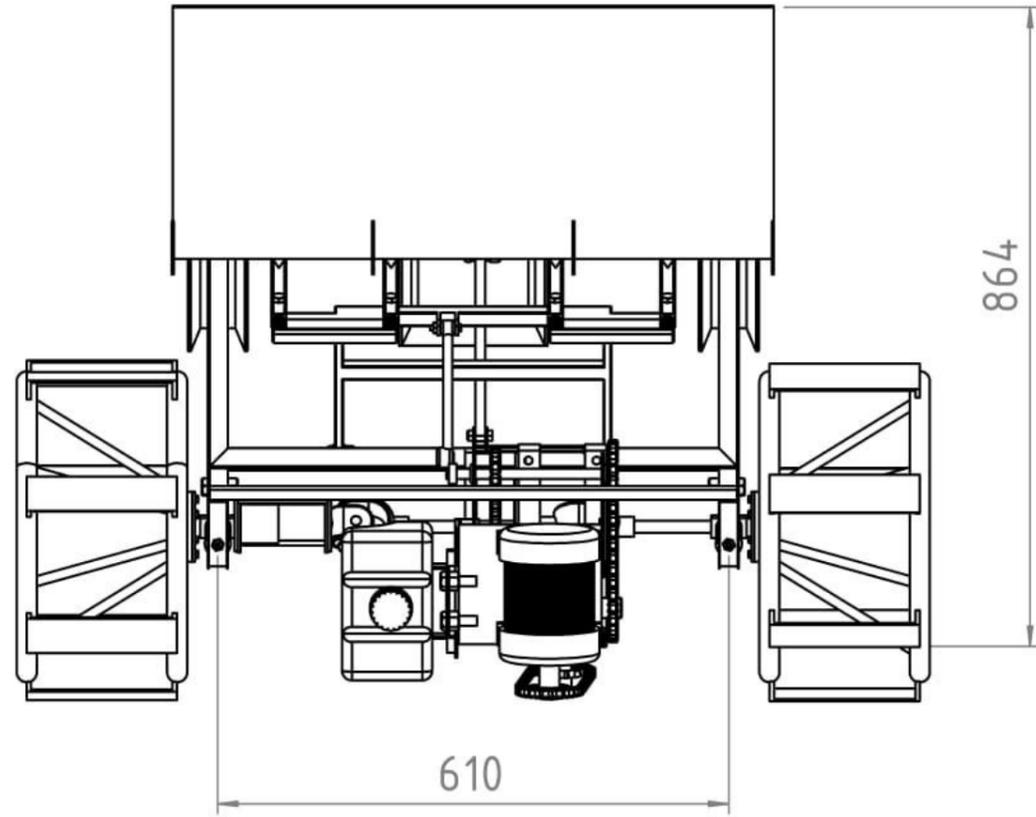
Tabel 1. Hasil uji kinerja kerja lapang mesin tanam padi rice transplanter

No	Pengamatan	Satuan	Kinerja Transplanter
			kecepatan 1
1	Lebar Hasil Penanaman	m	0.9
2	Kecepatan maju rata-rata	km/jam	2.7
3	Luasan lahan	Ha	0.01
4	Lama pengolahan	Menit	6.9
5	Kapasitas Lapang		
	Teoritis(KLT)	ha/jam	0.32
	Efektif(KLE)	ha/jam	0.24
6	Efisiensi	%	74
	Slip	%	7.5

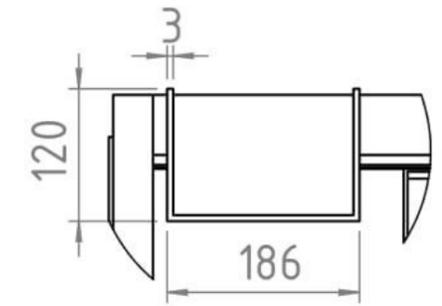
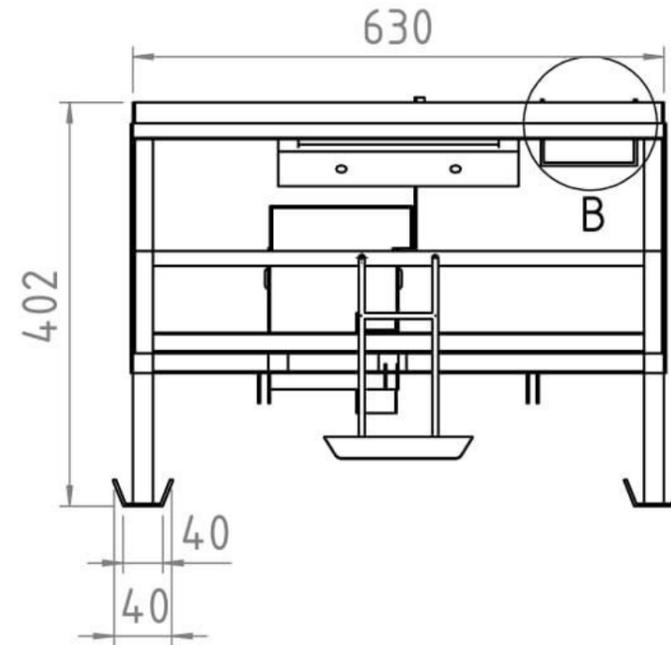
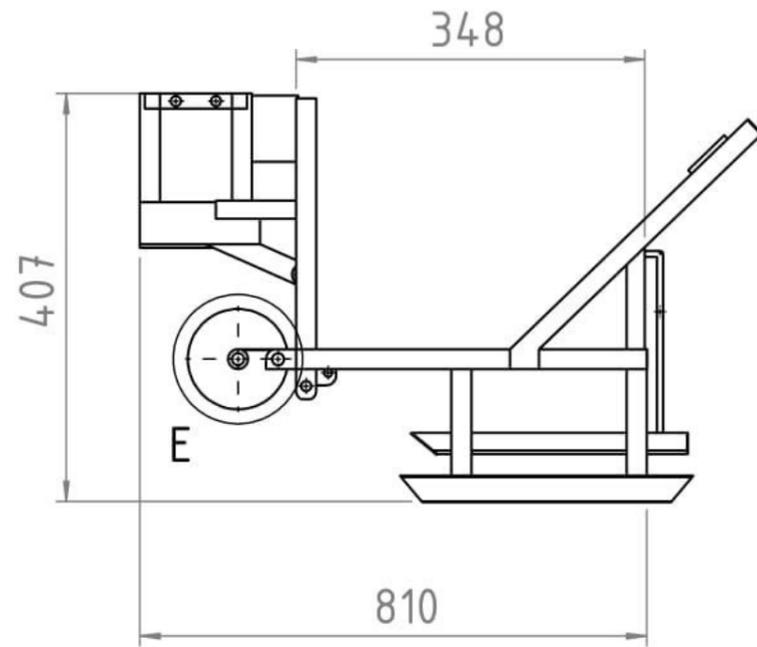
Lampiran 11 Gambar Teknik



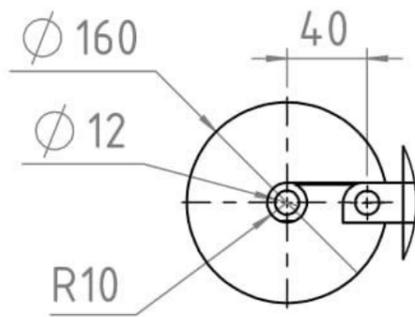
11	1
10	1
9	1
8	1
7	2
6	1
5	1



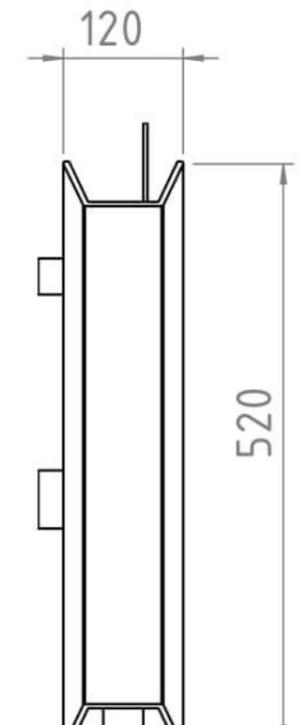
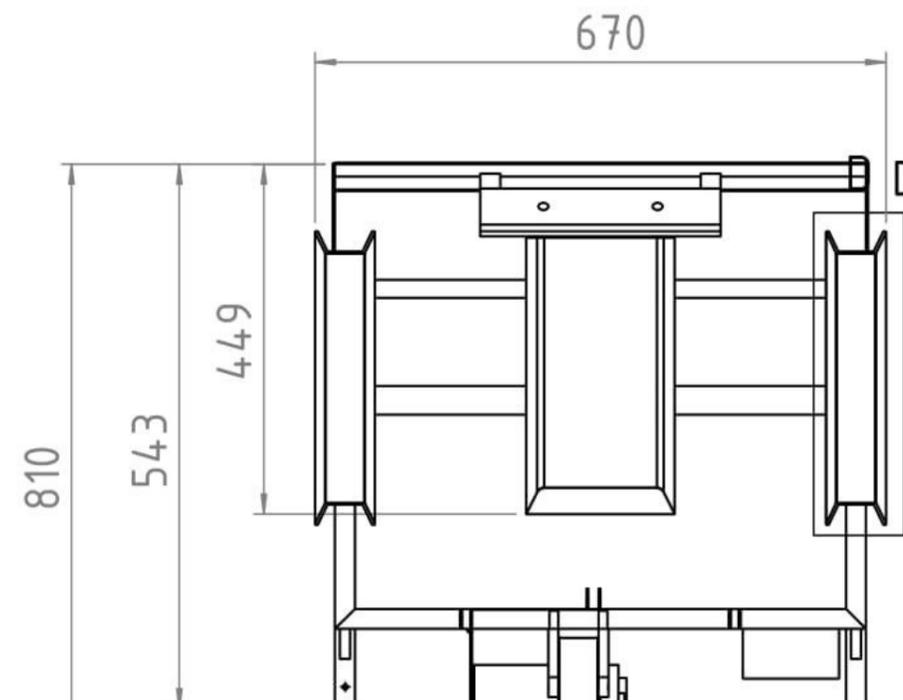
2D Assembly



B Controller Base
(1 : 5)

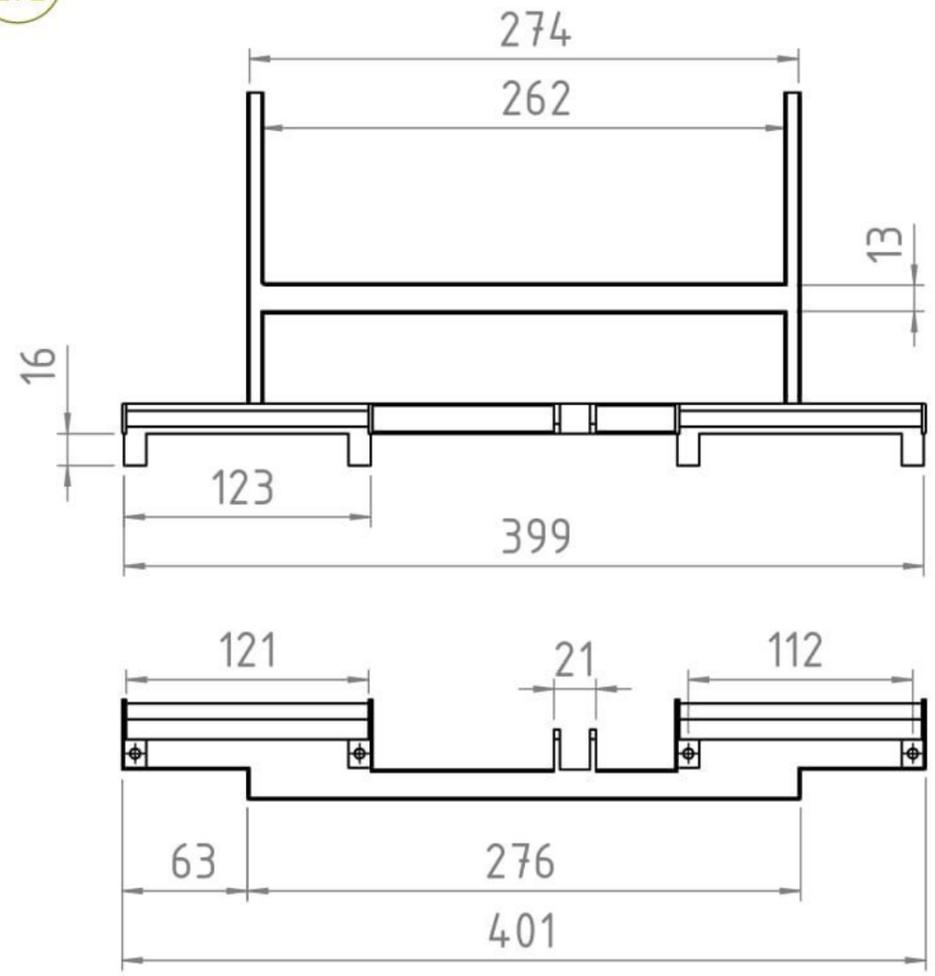


E (1 : 5)

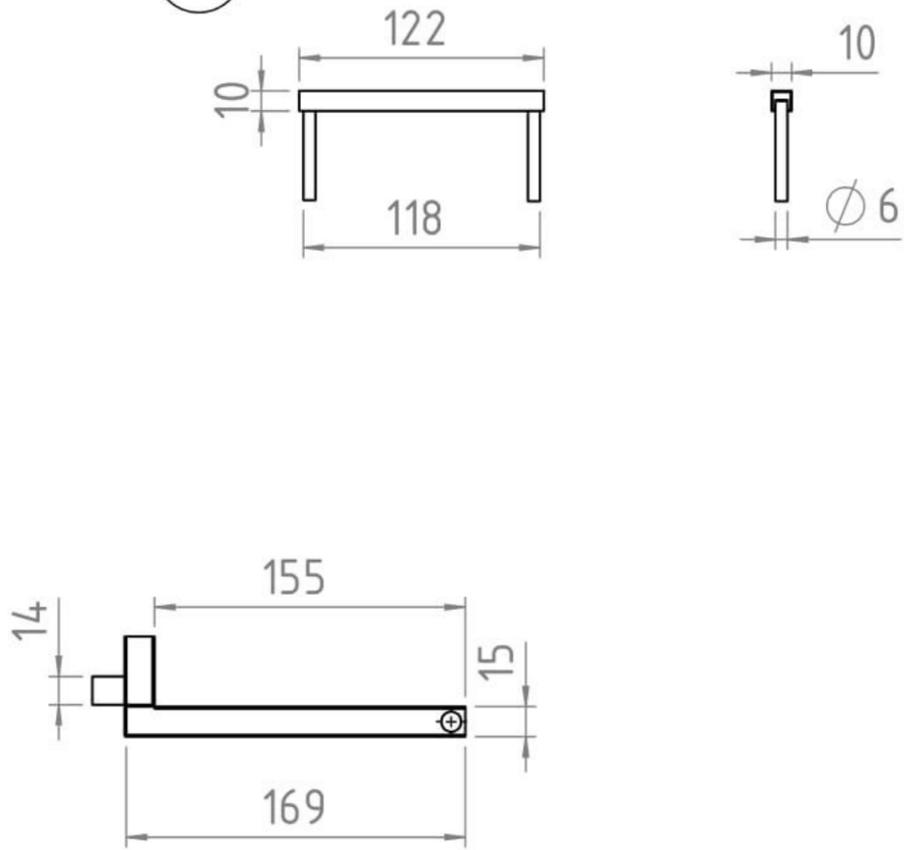


2.c

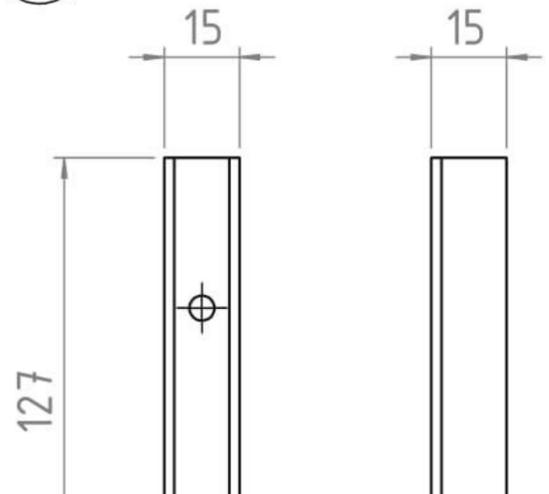
2.a



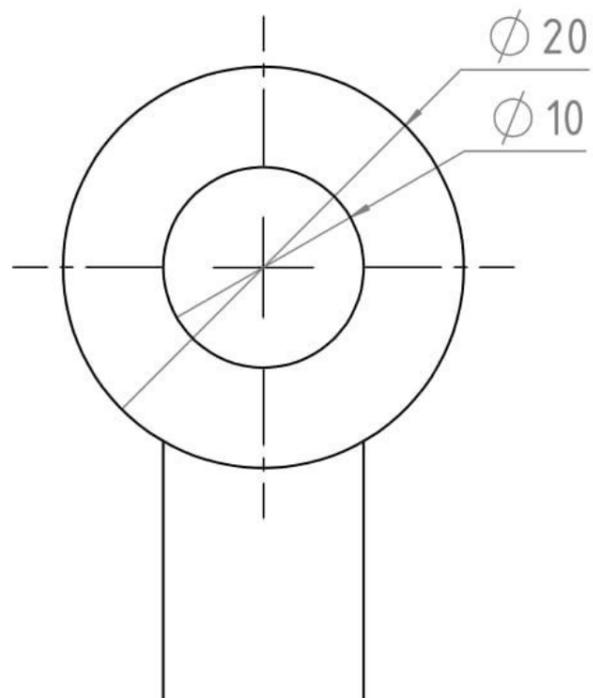
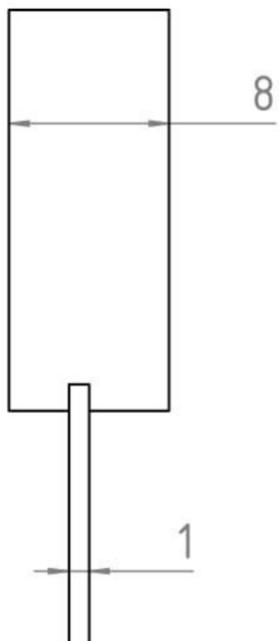
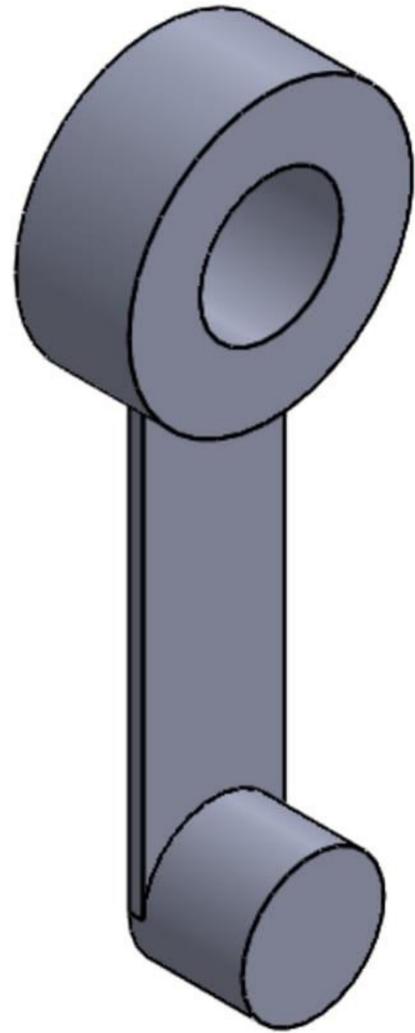
2.b



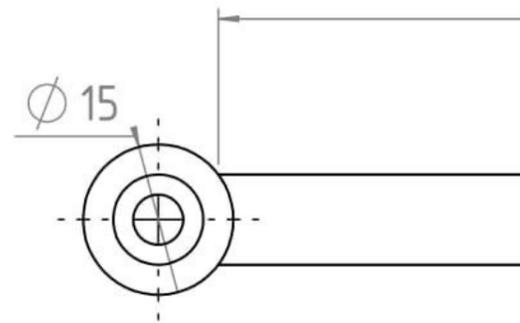
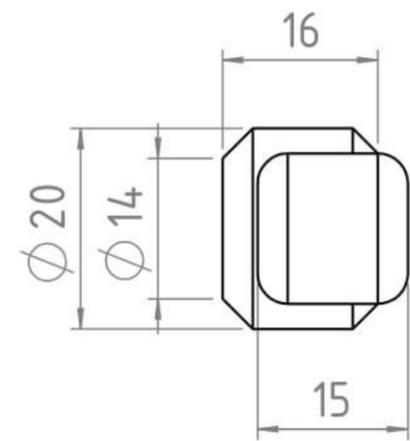
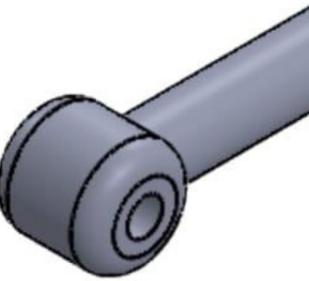
2.c

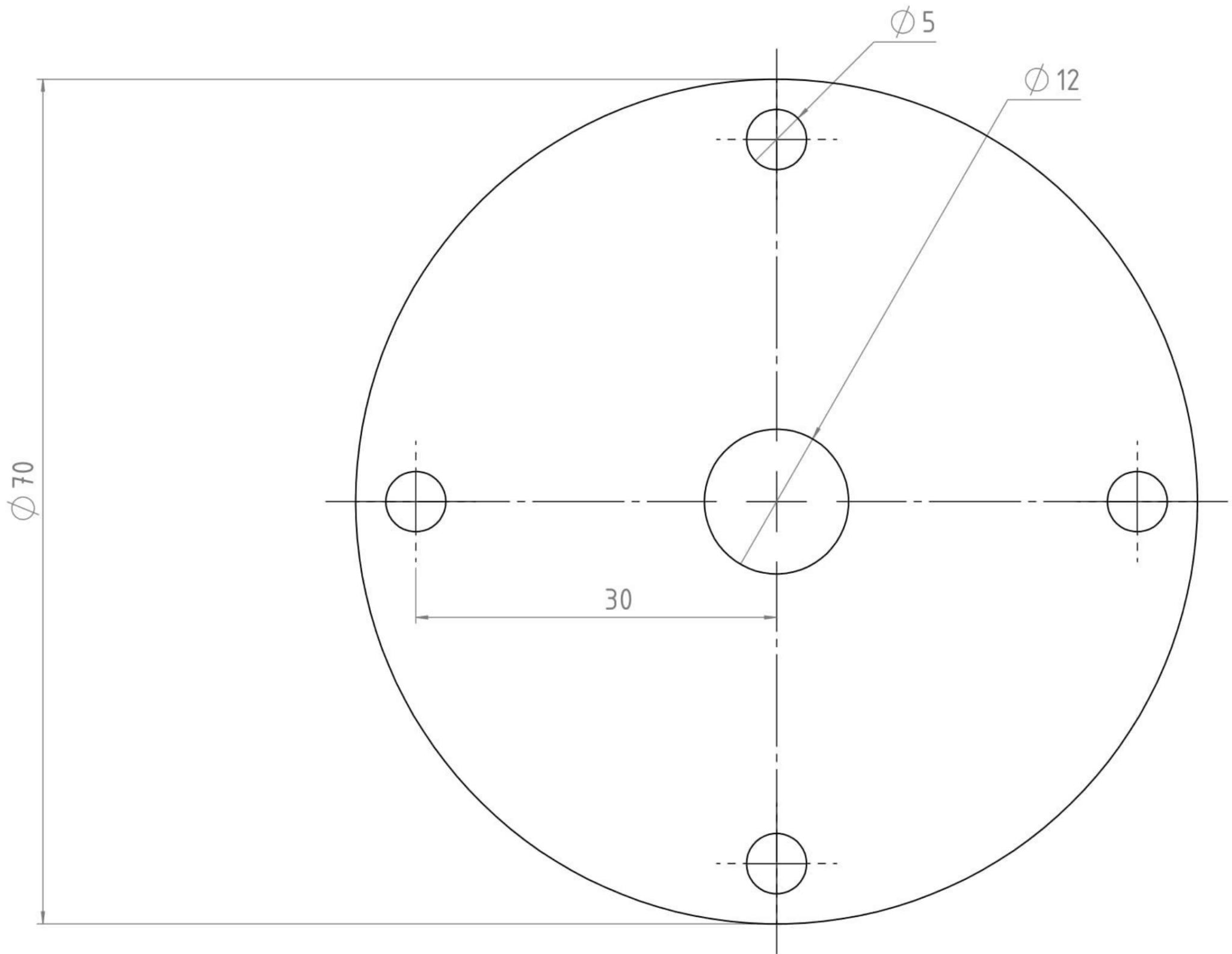


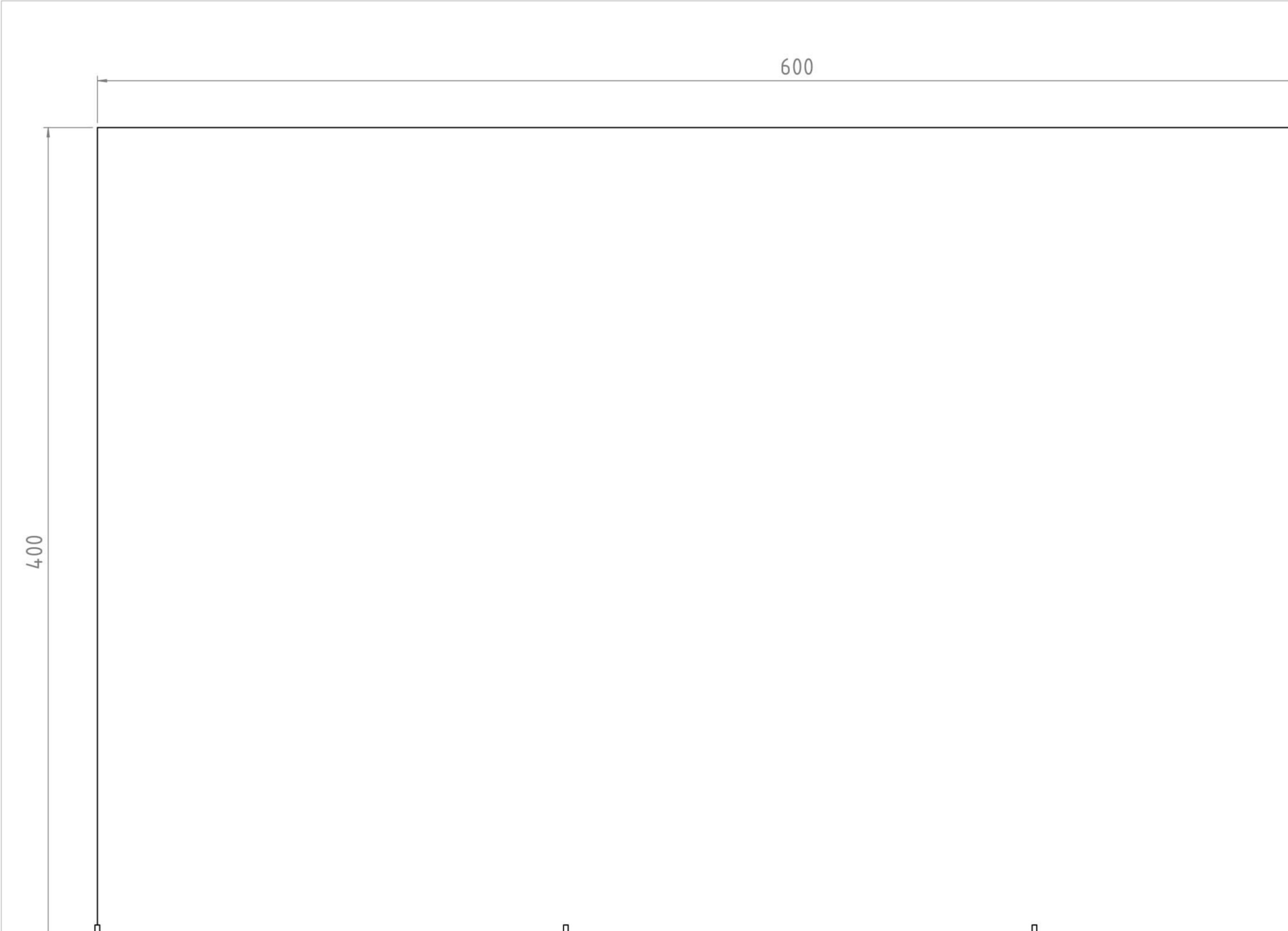
4.a



4.b

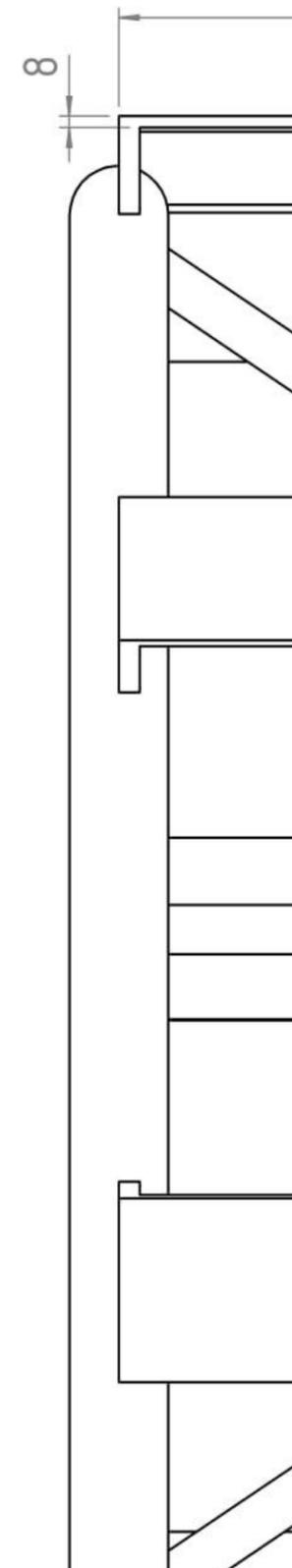
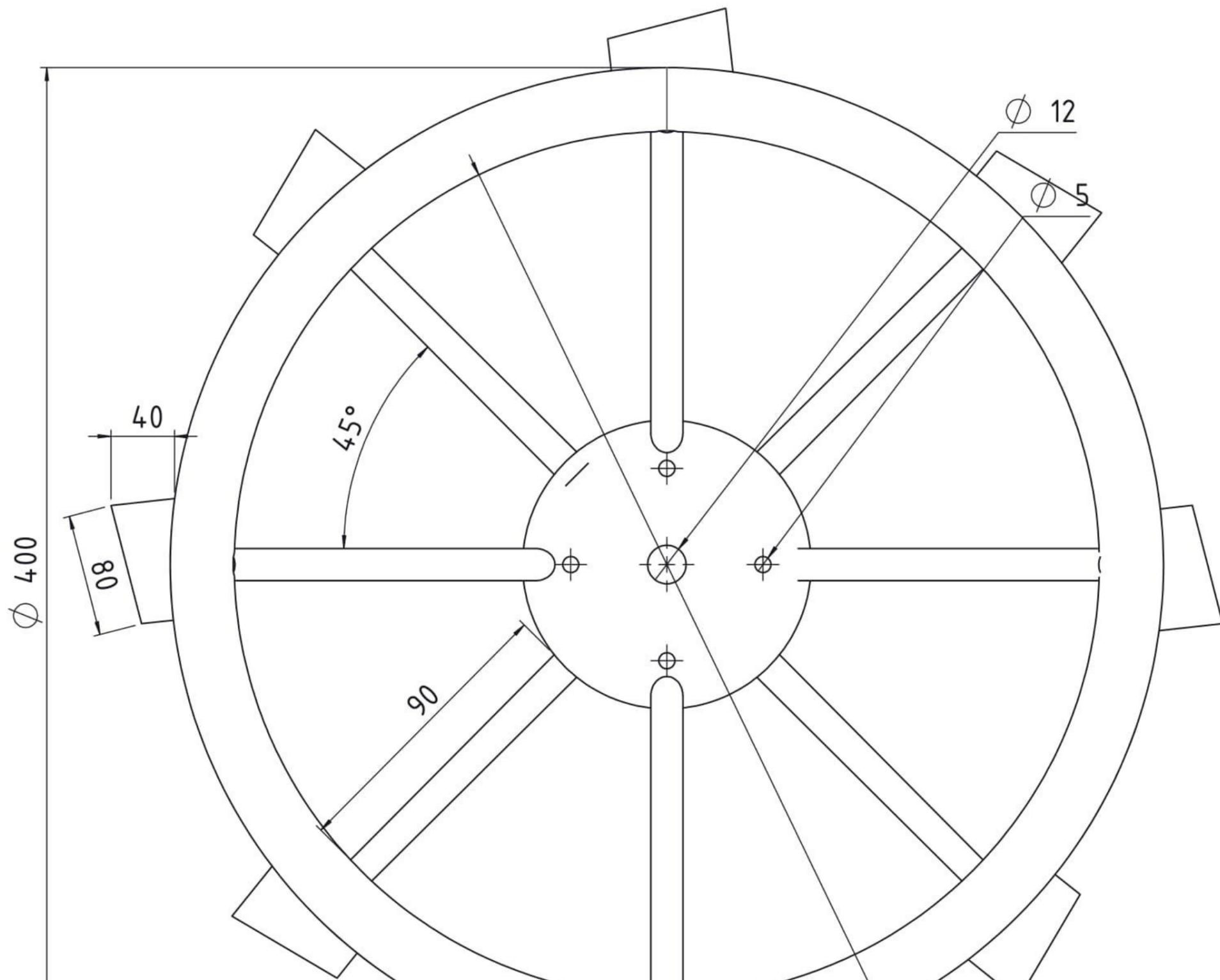


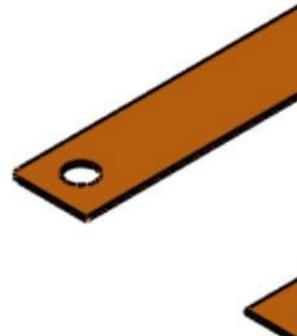
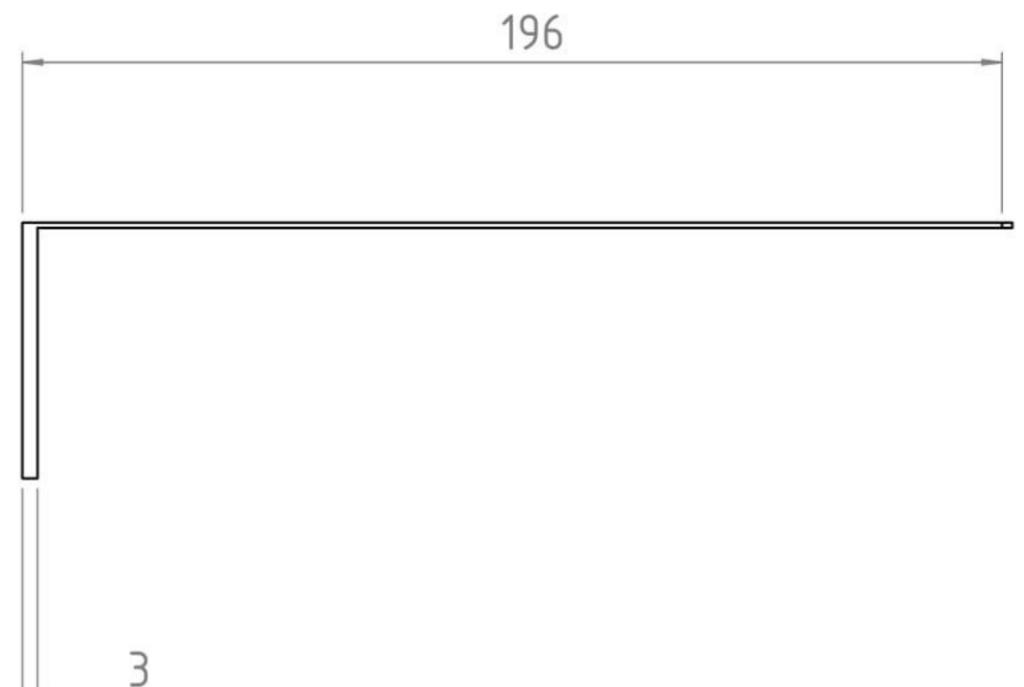
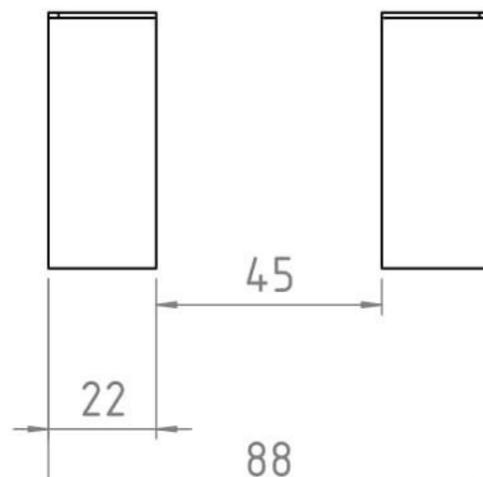
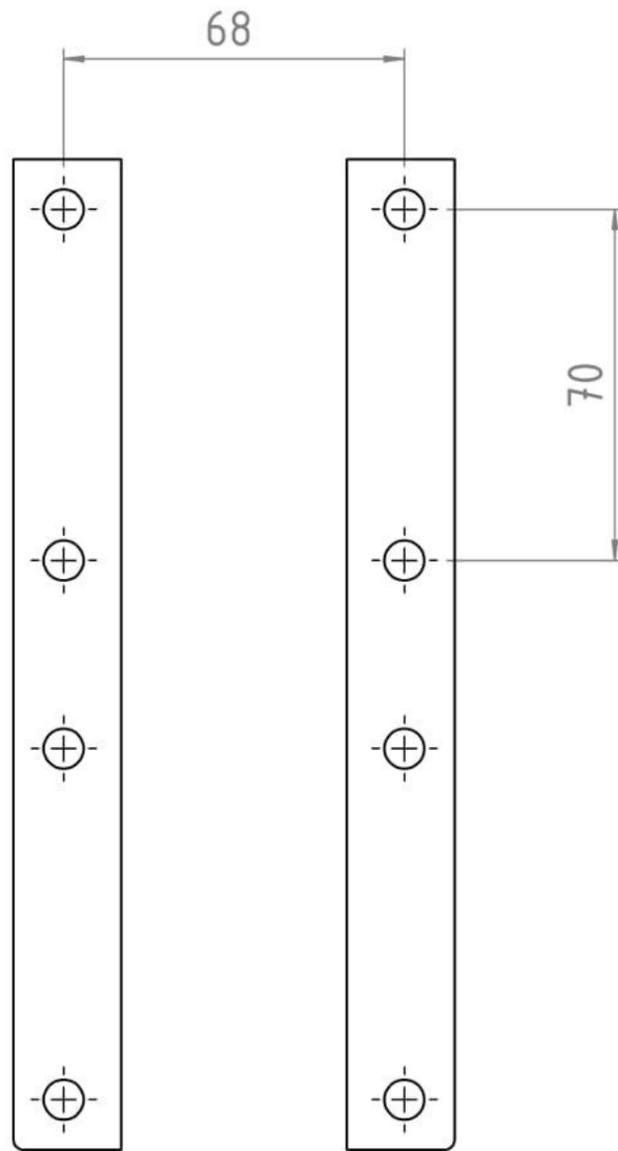


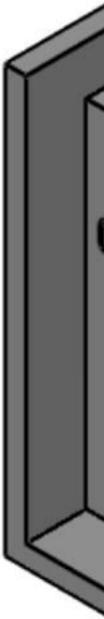
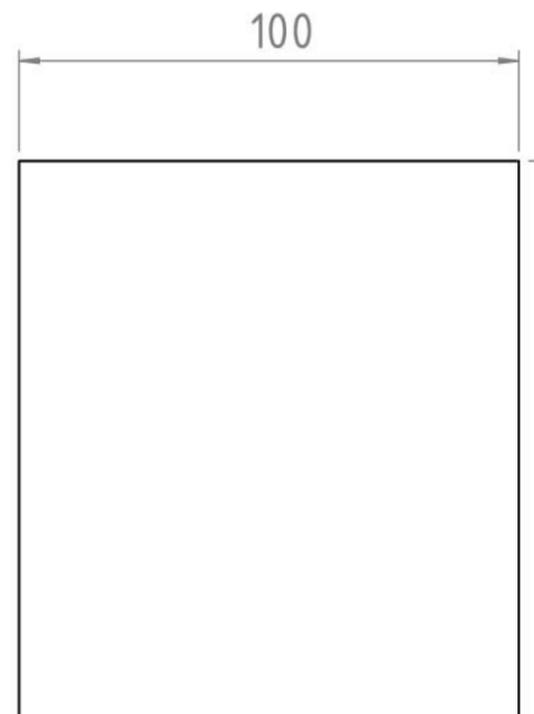
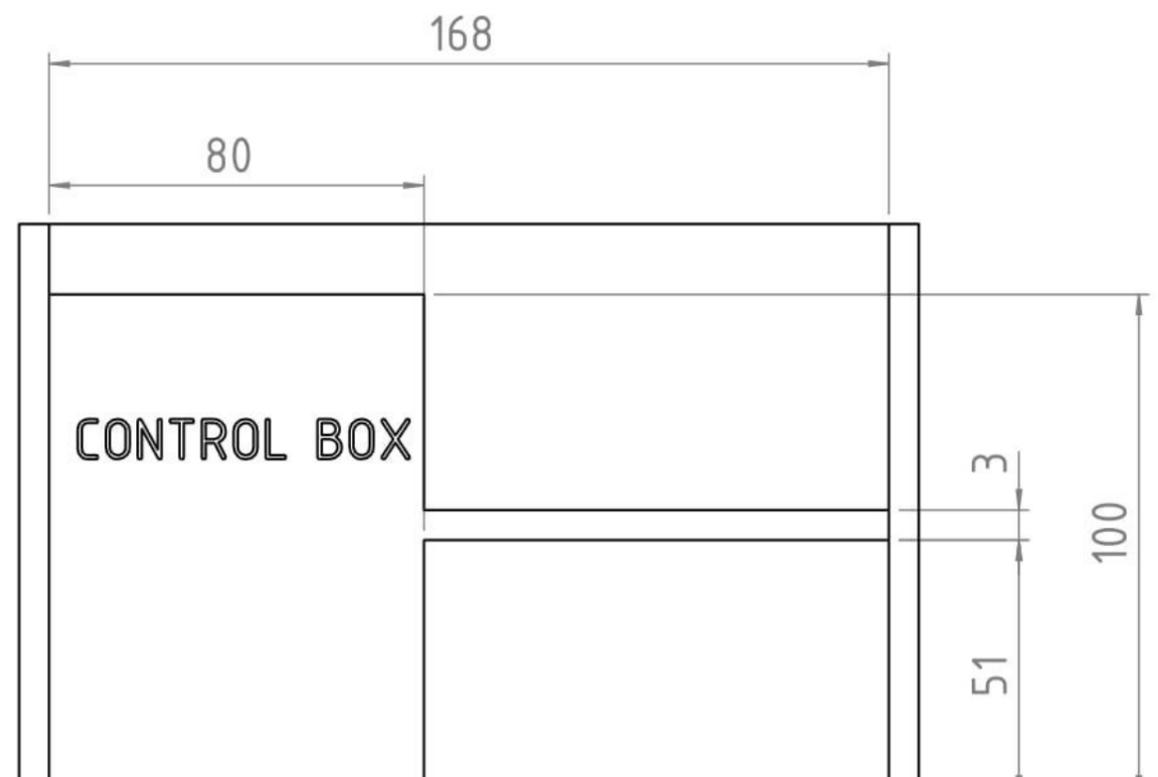
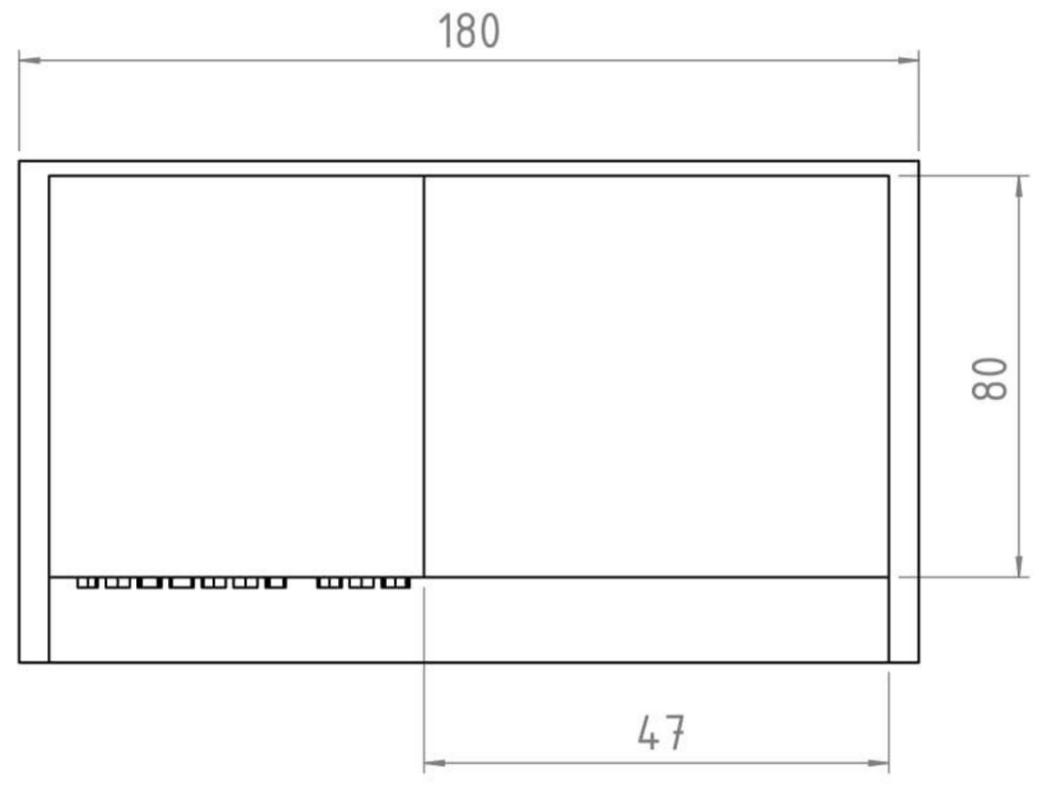


400

600







BIODATA PENULIS

Bagusanda Eramadany (10211710010068)



Penulis dilahirkan di kota Tuban, 27 April 1999, dan merupakan anak pertama dari 2 bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di SDN Karang Agung, SMPN 1 Palang dan SMAN 4 Tuban. Setelah lulus penulis diterima di Diploma 3 Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi - ITS dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 1021710010068

Di Departemen Teknik Mesin Industri ini penulis mengambil spesialisasi di program studi Konversi Energi. Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga pernah mengikuti berbagai Kegiatan Mahasiswa yang diadakan di ITS sebagai peserta yaitu, GERIGI ITS (Generasi Integralistik) (2017), OKKBK (Orientasi Keprofesian Kompetensi Berbasis Kurikulum) (2017), LKMM (Latihan Ketrampilan Manajemen) Pra-TD (Tingkat Dasar) (2017). Penulis juga pernah mengikuti Organisasi Mahasiswa pada Departemen Teknik Mesin Industri yang disebut dengan HMDM ITS sebagai Staff divisi Non Teknik BSO Bengkel, dan turut serta mewarnai proker, agenda dan event BSO Bengkel 2019. Selama kuliah penulis pernah melaksanakan Kerja Praktik di PT. Trans Pacific Petrochemical Indotama.