



PPNS POLITEKNIK
PERKAPALAN
NEGERI SURABAYA

TUGAS AKHIR (DM43300)

PERANCANGAN STRUKTUR MESIN SORTIR BIBIT TANAMAN MENGGUNAKAN METODE SCAMPER

MUHAMMAD IMAN DWI DARMAWAN

NRP. 0621040011

DOSEN PEMBIMBING

DHIKA ADITYA PURNOMO, S.ST., M.T.

WIDIYA EMILIA PRIMANINGTYAS, S.T., M.T.

PROGRAM STUDI D4 TEKNIK DESAIN DAN MANUFAKTUR

JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL

POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA

SURABAYA

2025

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



TUGAS AKHIR (DM43300)

PERANCANGAN STRUKTUR MESIN SORTIR BIBIT TANAMAN MENGGUNAKAN METODE SCAMPER

MUHAMMAD IMAN DWI DARMAWAN

NRP. 0621040011

DOSEN PEMBIMBING:

DHIKA ADITYA PURNOMO, S.S.T., M.T.

WIDYA EMILIA PRIMANINGTYAS, S.T., M.T

PROGRAM STUDI D4 TEKNIK DESAIN DAN MANUFAKTUR

JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL

POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA

SURABAYA

2025

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

TUGAS AKHIR

PERANCANGAN STRUKTUR MESIN SORTIR BIBIT TANAMAN

PP MENGGUNAKAN METODE SCAMPER PPNS

Disusun Oleh : Muhammad Iman Dwi Darmawan

0621040011

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Kelulusan

Program Studi D4 Teknik Desain dan Manufaktur

Jurusan Teknik Permesinan Kapal

POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA

Disetujui Oleh Tim Penguji Tugas Akhir Tanggal Ujian : 31 Juli 2025

Periode Wisuda : Oktober 2025

Dosen Penguji

Menyetujui,

1. Rizal Indrawan, S.ST., M.T.

NIDN

(0023078902)

Tanda Tangan

2. Tri Andi Setiawan, S.ST., M.T.

(0028018902)

3. Dhika Aditya Purnomo, S.ST., M.T.

(0007108902)

4. Fipka Bisono, S.ST., M.T.

(0008078805)

Dosen Pembimbing

1. Dhika Aditya Purnomo, S.ST., M.T.

NIDN

(9007108902)

Tanda Tangan

2. Widya Emilia Primaningtyas, S.T., M.T.

(0730079101)

Menyetujui,

Ketua Jurusan,

Mengetahui

Koordinator Program Studi,

Dr. Priyo Agus Setiawan, S.T., M.T.

NIP. 197708192005011001

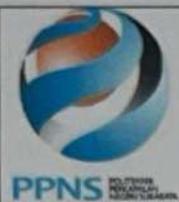
Dhika Aditya Purnomo, S.ST., M.T.

NIP. 198910072019031008



Dipindai dengan CamScanner

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



PERNYATAAN BEBAS PLAGIAT

No. : F.WD I. 021
Date : 3 Nopember 2015
Rev. : 01
Page : 1 dari 1

Yang bertandatangan dibawah ini:

Nama : Muhammad Iman Dwi Darmawan

NRP. : 0621040011

Jurusan/Prodi : Teknik Desain dan Manufaktur

Dengan ini menyatakan dengan sesungguhnya bahwa :

Tugas Akhir yang akan saya kerjakan dengan judul :

” Perancangan Struktur Mesin Sortir Bibit Tanaman Menggunakan Metode SCAMPER”

Adalah benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari karya orang lain.

Apabila dikemudian hari terbukti terdapat plagiat dalam karya ilmiah tersebut, maka saya bersedia menerima **sanksi** sesuai ketentuan peraturan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan penuh tanggung jawab.

Surabaya, 30 Juli 2025

Yang membuat pernyataan,



(Muhammad Iman Dwi Darmawan)

NRP, 0621040016

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran Allah SWT atas berkat rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir dengan judul “Perancangan Struktur Mesin Sortir Bibit Tanaman Menggunakan Metode SCAMPER”. Tugas akhir ini disusun sebagai salah satu persyaratan akademik guna mendapatkan gelar Sarjana Terapan (S. Tr. T) di Program Studi Teknik Desain dan Manufaktur Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.

Pada kesempatan ini penulis menyampaikan terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu selama penggerjaan Tugas Akhir ini, baik dorongan moral maupun materil serta baik secara langsung maupun tidak langsung, diantaranya kepada:

1. Allah SWT, yang selalu menjadi sumber perlindungan, kekuatan dan tempat bercerita bagi penulis dalam segala proses terutama dalam penyusuanan Tugas Akhir ini.
2. Orang tua penulis, Ayah Andik Setiaji dan Ibu Tri Palupi Yamanti serta kakak penulis, Annisa Aisyah Nurliana, S.T. dan Alfathan Azhar, S.T. yang tiada henti memberikan dukungan, doa serta semangat selama kuliah hingga penyelesaian Tugas Akhir ini.
3. Bapak Dhika Aditya Purnomo, S.ST., M.T. dan Ibu Widya Emilia Primaningtyas, S.T., M.T. selaku dosen pembimbing yang telah memberikan ilmu dan masukan-masukan selama penggerjaan Tugas Akhir ini
4. Sahabat serta Rekan Deservisman, Ahmad Royhan Firdausi Wirahman,, Irgifa Cahyono, Muhammad Arif Abidin, Muchsinul Ikhwan yang telah menemani suka duka, mendengarkan keluh kesah, berbagi cerita dan sabar menemani selama berproses dalam pembelajaran.
5. Keluarga Mahasiswa HIMA TDM yang bersama-sama berjuang, berproses, memberi dukungan dan motivasi bersama penulis selama 4 (empat) tahun
6. *Awardees* IISMA NFU yang telah memberikan kepercayaan kepada penulis untuk menjadi pemimpin dan bersama-sama menjalani proses pembelajaran

serta penelitian di negeri orang. Kebersamaan ini tidak hanya membuka pandangan dan wawasan yang lebih luas, tetapi juga memberikan pengalaman berharga dalam kepemimpinan, kerja sama tim, dan adaptasi terhadap lingkungan internasional.

7. Semua pihak lainnya yang tidak bisa disebutkan satu per satu, namun telah memberikan dukungan, bantuan, doa, serta semangat kepada penulis hingga terselesaiannya Tugas Akhir ini.

Penulis menyadari bahwa penyusunan Tugas Akhir ini masih jauh dari kesempurnaan, oleh karena itu diperlukan kritik dan saran membangundemi kemajuan Tugas Akhir yang lebih baik. Penulis berharap Tuhan Akhir ini dapat memberikan manfaat dan referensi untuk penelitian selanjutnya. Apabila terdapat kesalahan yang penulis buat, penulis mohon maaf sebesar-besarnya.

Suranya, 20 Juli 2025

Penulis

Perancangan Struktur Mesin Sortir Bibit Tanaman Menggunakan Metode SCAMPER

Muhammad Iman Dwi Darmawan

ABSTRAK

Sektor pertanian Indonesia masih banyak menggunakan metode tradisional dalam memantau kualitas bibit tanaman, yang sering kali menimbulkan penilaian subjektif. Penelitian ini merancang mesin sortir bibit tanaman berbasis teknologi *phenotyping* untuk meningkatkan efisiensi dan akurasi dalam proses seleksi bibit. *phenotyping* memungkinkan deteksi kesehatan tanaman secara otomatis melalui analisis warna daun, sehingga mendukung konsep pertanian presisi. Metode penelitian meliputi penerapan teknik SCAMPER untuk inovasi desain, perhitungan kinematika guna memastikan pergerakan optimal lengan robot 3 derajat kebebasan, serta analisis kekuatan struktur menggunakan *software* Fusion 360 untuk menjamin keamanan desain. Mesin dirancang dengan sistem konveyor berkapasitas 60 unit/jam, dilengkapi sensor Intel RealSense dan motor Panasonic M9MZ90 dengan *worm gearbox* NMRV030. Hasil simulasi menunjukkan tegangan maksimum pada rangka konveyor (8,147 MPa) dan lengan robot (19,143 MPa) masih di bawah tegangan ijin material (125 MPa dan 105 MPa). Total biaya produksi mesin ini mencapai Rp44.623.183. Penelitian ini menghasilkan rancangan mekanik yang inovatif dan dapat dijadikan referensi untuk pengembangan sistem sortir berbasis teknologi otomatis di sektor pertanian.

Kata Kunci : Desain Produk, Konveyor, Lengan Robot, Scamper

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

The Design of a Seed Sorting Machine Structure Using the SCAMPER Method

Muhammad Iman Dwi Darmawan

ABSTRACT

Indonesia's agricultural sector still relies heavily on traditional methods to monitor seedling quality, which often leads to subjective assessments. This study focuses on the design of a seedling sorting machine utilizing phenotyping technology to improve efficiency and accuracy in the selection process. Phenotyping enables automatic detection of plant health by analyzing leaf color, supporting the concept of precision agriculture. The research methods include the application of the SCAMPER technique for design innovation, kinematic calculations to ensure optimal movement of a 3-degree-of-freedom robotic arm, and structural strength analysis using Fusion 360 to guarantee design safety. The machine is designed with a conveyor system capable of handling 60 units per hour, equipped with an Intel RealSense sensor and a Panasonic M9MZ90 motor combined with an NMRV030 worm gearbox. Simulation results show that the maximum stress on the conveyor frame (8.147 MPa) and the robotic arm (19.143 MPa) are below the allowable stress limits of the materials used (125 MPa and 105 MPa). The total estimated production cost of this machine is Rp44,623,183. This study provides an innovative mechanical design and can serve as a reference for developing automated sorting systems in the agricultural sector.

Keyword : Arm Robot , Conveyor, Design Product, Scamper

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

HALAMAN SAMPUL.....	i
HALAMAN PENGESAHAN.....	iii
PERNYATAAN BEBAS PLAGIAT	v
KATA PENGANTAR.....	vii
ABSTRAK	ix
ABSTRACT	xi
DAFTAR ISI.....	xiii
DAFTAR GAMBAR.....	xvii
DAFTAR TABEL	xix
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Manfaat Penelitian.....	3
1.5 Batasan Masalah.....	3
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 Penelitian Terdahulu.....	5
2.2 <i>Phenotyping</i>	8
2.3 Pemantauan Tanaman.....	8
2.4 <i>Conveyor</i>	10
2.5 Jenis <i>Conveyor</i>	10
2.6 Kapasitas <i>Conveyor</i>	13
2.7 <i>Belt</i>	14
2.8 Daya Motor Penggerak.....	20

2.9 Poros	21
2.10 Pasak	24
2.11 <i>Bearing</i>	26
2.12 Gaya Gesek	31
2.13 Robot Lengan.....	33
2.14 Derajat Kebebasan Gerak	34
2.15 <i>Study Motion</i>	34
2.16 Servo	34
2.17 Stepper Motor	35
2.18 Metode SCAMPER.....	36
2.19 Tegangan Ijin.....	38
2.20 <i>Safety Factor</i>	39
2.21 Jenis – Jenis Pembebatan.....	40
2.22 Tegangan	41
2.23 Defleksi.....	43
2.24 Rancangan Anggaran Biaya	45
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN	47
3.1 Diagram Alir Penelitian	47
3.2 Langkah – Langkah Penelitian	47
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN	51
4.1 Identifikasi Masalah.....	51
4.2 Penerapan Metode SCAMPER	51
4.3 Perhitungan dan Perencanaan Komponen Konveyor	59
4.4 Analisa Kekuatan Struktur Rangka Konveyor.....	72
4.5 Perencanaan Dimensi <i>Main Beam</i>	83
4.6 Perhitungan dan Perencanaan Komponen Lengan Robot.....	86

4.7 Rancangan Anggaran Biaya	92
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN.....	97
5.1 Kesimpulan.....	97
5.2 Saran	98
DAFTAR PUSTAKA	99
LAMPIRAN 1.....	103
LAMPIRAN 2.....	113
BIODATA PENULIS.....	115

“Halaman sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 <i>Conveyor System</i> (www.wylerindustrial.com)	10
Gambar 2. 2 <i>Screw Conveyor</i> (www.gulfatlanticequipment.com)	11
Gambar 2. 3 <i>Roller Conveyor</i> (www.citconveyors.com).....	11
Gambar 2. 4 <i>Belt Conveyor</i> (www.richmondau.com).....	11
Gambar 2. 5 <i>Conveyor Pneumatic</i> (www.flexicon.com) (a), Conveyor Hidrolik (www.indiamart.com) (b), Conveyor Gravitasi (www.bmhinc.com) (c)	12
Gambar 2. 6 <i>Macam Conveyor</i> Berdasarkan Bentuk dan Arah (Sochib, 2018) ...	13
Gambar 2. 7 <i>Textile Fabric Belt</i> (www.sparksbelting.com)	14
Gambar 2. 8 <i>Steel Cord</i> (www.trucorubber.com)	15
Gambar 2. 9 <i>Skema Belt Conveyor</i> (www.metallurgist.com)	15
Gambar 2. 10 Tarikan atau Tegangan pada <i>Belt Conveyor</i>	19
Gambar 2. 11 Poros transmisi (www.blog.mesin77.com)	21
Gambar 2. 12 Poros Spindel (www.id.made-in-china.com)	22
Gambar 2. 13 Poros Gandar (www.parts.cat.com)	22
Gambar 2. 14 Macam-macam pasak (Sularso, 2004)	25
Gambar 2. 15 <i>Dry Sliding</i> (Sularso, 2004).....	26
Gambar 2. 16 <i>Sliding Bearing</i> (Sularso, 2004)	27
Gambar 2. 17 Bantalan Gelinding (Sularso, 2004)	27
Gambar 2. 18 <i>Ball Bearing</i> dengan Beban Aksial Eksentrik (Pa)	28
Gambar 2. 19 <i>Ball Bearing</i> Tersegmentasi yang dikombinasikan dengan Gaya Radial (BBC).....	28
Gambar 2. 20 Koefisien Untuk Bantalan Gellinding Standar Pada Jarak Bebas Bantalan Rata-Rata.....	29
Gambar 2. 21 Konfigurasi Robot Lengan (Pitowarno, 2006)	33
Gambar 2. 22 <i>Degree of Freedom</i> (www.industrial-ia.com)	34
Gambar 2. 23 Macam – macam motor servo (www.indomaker.com)	35
Gambar 2. 24 Motor Stepper NEMA Bipolar (www.components101.com)	36
Gambar 2. 25 Motor Stepper Nema Unipolar (www.components101.com)	36
Gambar 2. 26 Pembebanan terpusat (www.sarastiana.com)	40

Gambar 2. 27 Pembebanan Merata (www.sarastiana.com).....	41
Gambar 2. 28 Balok Sebelum Terjadi Deformasi (a)	43
Gambar 3. 1 Diagram Alir Penelitian.....	47
Gambar 4. 1 Illustrasi Petani Memindahkan Tanaman	53
Gambar 4. 2 <i>Conveyor Belt</i>	54
Gambar 4. 3 Lengan robot dan <i>Conveyor Belt</i>	55
Gambar 4. 4 Lidar Sensor.....	55
Gambar 4. 5 Produk eksisting Lengtan Robot 6 Axis dan Lengan Robot 3 Axis .	56
Gambar 4. 6 <i>Conveyor belt</i> dengan Braket dan Rell	57
Gambar 4. 7 Tahanan pada sabuk.....	62
Gambar 4. 8 Diagram Pembebanan pada <i>Main Beam</i> Batang 1 dan Bagang 2....	74
Gambar 4. 9 <i>Free Body Diagram Main Beam</i> Batang 1 dan Batang 2	76
Gambar 4. 10 Diagram Geser pada Titik A-B	76
Gambar 4. 11 Peletakan Pembebanan pada Konveyor.....	81
Gambar 4. 12 Hasil Simulasi <i>Safety Factor</i>	82
Gambar 4. 13 Hasil Simulasi <i>Von Mises</i>	82
Gambar 4. 14 Hasil Simulasi Defleksi pada Konveyor.....	83
Gambar 4. 15 Profil <i>Main Beam</i>	83
Gambar 4. 16 Diagram Titik Berat <i>Main Beam</i>	84
Gambar 4. 24 Posisi <i>Home Base</i>	88
Gambar 4. 25 Mengambil Pot.....	89
Gambar 4. 26 Diagram <i>Motion Study</i> (Mengambil).....	89
Gambar 4. 27 Memindahkan Pot	90
Gambar 4. 28 Diagram <i>Motion Study</i> (Mengambil).....	90
Gambar 4. 29 Kembali Ke Posisi Awal.....	91

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Penelitian Sebelumnya	5
Tabel 2. 2 Koefisien Gesekan	18
Tabel 2. 3 Faktor Koreksi Daya Transmisi	20
Tabel 2. 4 Baja S-C	23
Tabel 2. 5 Faktor Beban Lentur	24
Tabel 2. 6 Tabel Katalog Pemilihan Pasak	25
Tabel 2. 7 Gaya Aksial dan Gaya Radial	29
Tabel 2. 8 Beban Equivalent	30
Tabel 2. 9 <i>Safety Factor</i> berdasarkan Kondisi Tertentu.....	39
Tabel 2. 10 <i>Safety Factor</i> berdasarkan Jenis Beban.....	39
Tabel 2. 11 Perhitungan Momen, Defleksi dan Lokasi Maksimum.....	44
Tabel 4. 1 Pertanyaan Metode SCAMPER	51
Tabel 4. 2 Spesifikasi Sabuk Pada Konveyor	60
Tabel 4. 3 Ukuran Pasak	67
Tabel 4. 4 UCFB 206	69
Tabel 4. 5 Nilai X dan Y untuk B Beban Dinamis Bearing	70
Tabel 4. 6 Komponen Mesin Konveyor	71
Tabel 4. 7 Sifat fisik material ASTM A36	72
Tabel 4. 8 Perhitungan Berat setiap Bagian Profil	74
Tabel 4. 9 Perhitungan Berat setiap Bagian Profil	75
Tabel 4. 10 Perhitungan Pembagian Berat	75
Tabel 4. 11 Bending Momen pada Titik Tertentu	78
Tabel 4. 12 Diagram Momen pada Titik A-B, B-C, C-D, D-E, F-G, G-H, H-I,I-J	79
Tabel 4. 13 Katalog Pemilihan Profil Hollow	79
Tabel 4. 14 Momen Inersia pada sumbu x Profil Konstruksi Baja	80
Tabel 4. 17 Pesifikasi Dimensi Main Beam.....	84
Tabel 4. 18 Hasil Perhitungan Titik Berat.....	85
Tabel 4. 19 Spesifikasi Lengan Robot	86
Tabel 4. 21 Spesifikasi Lengan Robot	86
Tabel 4. 22 Hasil Torsi Lengan Robot	87

Tabel 4. 23 Biaya Bahan Baku Conveyor 92

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Indonesia adalah negara agraris, menurut Tempo.co luas lahan pertanian di Indonesia mencapai hingga 8,1 juta hektar dengan pulau jawa sebagai yang terbesar sebanyak 42%, lahan terluas berada di Provinsi Jawa Timur dengan luas sekitar 1,2 juga hektar, pulau jawa secara keseluruhan memiliki luas sekitar 132.000 km². menjadikannya sebagai salah satu daerah penting dalam penyediaan pangan di Indonesia. Salah satu pekerjaan yang paling banyak di Indonesia adalah petani, menurut Badan Pusat Statistik Indonesia jumlah rumah tangga usaha pertanian di Indonesia sebanyak 28.419.398 rumah tangga. Sedangkan jumlah rumah tangga petani di Indonesia mencapai 27.368.975 rumah tangga. Dengan ini menjadikan sektor pertanian menjadi salah satu sektor penting di Indonesia

Sektor pertanian adalah kegiatan yang mencakup produksi yang berkaitan dengan tanaman pangan, sektor pertanian masuk ke dalam salah satu dari empat sektor utama yang ada di Indonesia, yang dimana hal ini termasuk ke dalam visi Indonesia untuk menjadi salah satu negara dengan perekonomian terbesar di dunia (Asian Development Bank, 2019; Bappenas, 2019). Di Indonesia sektor pertanian termasuk salah satu dari tiga kontribusi terbesar terhadap Produk Domestik Bruto (PDB) dengan rata – rata total 11 - 13% PDB nasional pertahunnya, menjadikan sektor utama dalam perekonomian (Pusat Data dan Sistem Informasi Pertanian, 2023).

Ketergantungan masyarakat Indonesia terhadap hasil pertanian sangat tinggi, mengingat sektor ini merupakan pilar penting dalam ekonomi dan ketahanan pangan sehingga Indonesia perlu memenuhi kebutuhan pangan domestik. Dalam hal ini diperlukan adanya suatu sistem pertanian yang berkelanjutan sehingga dapat meningkatkan produktivitas dalam hal pemeliharaan dan pemantauan dari suatu tanaman pangan.

Metode tradisional yang sering digunakan dalam menentukan waktu panen adalah dengan pendekatan visual, dimana petani mengamati perubahan warna dan tekstur tanaman untuk memperkirakan kematangan buah atau sayuran. Namun, pendekatan visual ini memiliki beberapa keterbatasan. Petani sering menghadapi kesulitan dalam mengenali perubahan yang halus pada warna dan tekstur tanaman, terutama jika mereka belum memiliki pengalaman yang cukup. Selain itu, penilaian visual juga dapat dipengaruhi oleh preferensi individu atau persepsi subjektif (Maulana Ibrahim DKK, 2023).

Dari masalah tersebut penulis berinisiatif merancang sebuah mesin sortir bibit tanaman berteknologi *phenotyping* yang nantinya mesin tersebut dapat memantau sekaligus melakukan pensortiran terhadap tanaman yang membutuhkan perawatan dengan memantau warna daun dari bibit tanaman tersebut. *Phenotyping* adalah sebuah metode yang berkaitan dengan karakter-karakter tanaman yang berhubungan dengan sifat yang tersedia oleh tanaman itu (Furbank, 2009). *Phenotyping* digunakan untuk mendeteksi stres tanaman serta memantau kesehatan tanaman secara menyeluruh dan dilakukan secara otomatis, teknologi *phenotyping* telah menjadi alat penting dalam pemantauan tanaman dan pertanian yang presisi (Chawade DKK, 2019).

Saat ini, teknologi *phenotyping* untuk mendeteksi pemantauan pertumbuhan tanaman masih sangat jarang ditemukan di Indonesia, jika pun ada *phenotyping* masih pengaplikasianya masih pada sektor kesehatan terutama berfokus pada penggunaan *electronic health record* (EHR) dan *machine learning* (ML) untuk mengidentifikasi fenotipe penyakit, padahal teknologi *phenotyping* juga dapat digunakan untuk pertanian presisi. Oleh karena itu pengembangan teknologi *phenotyping* yang mempertimbangkan aspek efisiensi, probalitas dan kemudahan dalam penggunaannya penting untuk mendukung sektor pertanian di Indonesia

1.2 Rumusan Masalah

Dari latar belakang diatas, maka dapat diambil rumusan masalah sebagai berikut

1. Bagaimana rancangan struktur mesin sortir bibit tanaman menggunakan metode SCAMPER?
2. Bagaimana hasil analisis kekuatan struktur perancangan mesin sortir bibit tanaman?
3. Bagaimana rencana anggaran biaya pada perancangan mesin sortir bibit tanaman ?

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian yang diperoleh dari perumusan masalah diatas adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui perancangan mesin sortir bibit tanaman berteknologi phenotyping?
2. Bagaimana hasil analisis kekuatan struktur perancangan mesin sortir bibit tanaman berteknologi phenotyping?
3. Mengetahui rancangan anggaran biaya pada perancangan mesin sortir bibit tanaman berteknologi phenotyping?

1.4 Manfaat Penelitian

Manfaat yang diharapkan dari penelitian ini adalah:

1. Menghasilkan rancangan tata letak dan fasilitas mekanik penunjang ruang sortir bibit tanaman berteknologi *phenotyping*.
2. Sebagai kesempatan untuk memperluas dan memperdalam pengetahuan mengenai perancangan sekaligus pembuatan desain teknologi phenotyping.
3. Sebagai inovasi yang dapat dijadikan sebagai referensi atau acuan keilmuan dalam penelitian yang serupa.

1.5 Batasan Masalah

Batasan masalah pada tugas akhir adalah sebagai berikut:

1. Penelitian ini tidak membahas aspek pemrograman digital images processing secara menyeluruh, hanya berfokus pada aspek mechanical.
2. Pemantauan tanaman hanya berfokus pada warna daun tanpa mengindahkan distraksi cahaya.

3. Maksimal beban permuatan adalah 5 kg dan kapasitas maksimal *conveyor* adalah 25kg
4. Lengan robot yang digunakan adalah lengan robot yang memiliki 3 derajat kebebasan
5. Sistem kelistrikan dan perkabelan dianggap aman.

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Terdahulu

Penelitian ini didukung dengan adanya studi sebelumnya yang berhubungan mengenai teknologi *phenotyping* yang dijadikan referensi pada tabel 2.1 berikut:

Tabel 2. 1 Penelitian Sebelumnya

No	Nama	Judul Penelitian	Tahun	Hasil
1.	Resalfa Amelza Wibowo	Reka Bentuk Alat Angkut Ergonomis Tanaman Hortikultura untuk Menurunkan Sindrom Musculoskeletal	2023	Dengan menggunakan metode Quality Function Deployment (QFD), penelitian ini merancang alat angkut ergonomis untuk hortikultura. Alat ini menurunkan risiko sindrom musculoskeletal hingga 60% dan mengurangi risiko tinggi menjadi rendah. Selain itu, alat ini memenuhi persyaratan pengguna untuk kenyamanan, kemudahan penggunaan, kekuatan, dan efektivitas. Desain alat yang dapat mengangkut enam kotak tanaman sekaligus ini terbukti valid pada tingkat signifikansi 5% dan menawarkan solusi praktis untuk meningkatkan efisiensi dan kenyamanan kerja dalam kegiatan hortikultura.
2.	Junfeng Yuan	<i>Design of Six DOF Watering Robotic Arm</i>	2024	Penelitian ini mengembangkan lengan robot yang memiliki 6 DOF untuk menyiram tanaman secara otomatis. Robot ini menunjukkan kinerja yang stabil dalam mendekripsi posisi pot dan melakukan penyiraman dengan akurasi tinggi berkat integrasi desain mekanik yang presisi

				menggunakan CAD dengan kontrol elektronik berbasis Arduino. Aplikasi material plastik rekayasa di pertanian dan bidang lain dapat mengurangi berat robot, meningkatkan otomatisasi dalam banyak industri.
3.	Dongdong Ma	<i>Stress Distribution Analysis on Hyperspectral Corn Leaf Images for Improved Phenotyping Quality</i>	2020	Penelitian ini menyarankan algoritma berbasis <i>machine learning</i> yang dikenal sebagai Random Forest untuk menganalisis distribusi stres pada daun jagung menggunakan gambar hiperspektral. Metode ini lebih akurat daripada metode tradisional untuk menganalisis pola distribusi NDVI pada daun untuk membedakan tingkat stres nitrogen. Selain meningkatkan kualitas fenotip tanaman, algoritma ini menawarkan perspektif baru untuk mengidentifikasi stres dan pengelolaan nitrogen yang lebih efektif dalam budidaya tanaman.
4.	Ningyuan Yang	<i>Detection of Color Phenotype in Strawberry Germplasm Resources Based on Field Robot and Semantic Segmentation</i>	2024	Penelitian ini mengembangkan model segmentasi yang ditingkatkan dari Model Segmentasi Stroberi (SSM), untuk mempelajari fenotip warna pada organ tanaman stroberi. Robot lapangan yang dilengkapi dengan kamera industri mengumpulkan data di lingkungan lapangan yang kompleks. Model ini mencapai Intersection over Union (mIoU) rata-rata 80,20% pada dataset gambar ponsel dan 75,81% pada dataset kamera industri. Hasil

				penelitian analisis fenotip otomatis menunjukan akurasi 100% untuk daun dan bunga dan 92,59% untuk buah.
5.	Takanari Tanabata	<i>Development of a Plant Conveyance System Using an AGV and a Self-Designed Plant-Handling Device: A Case Study of DIY Plant Phenotyping.</i>	2022	Penelitian ini megembangkan system konveyor tanaman berbasis Automated Guided Vehicle (AGV), dirancang untuk mengangkut pot tanaman di rumah kaca. Sistem ini menggunakan kit AGV komersial dan perangkat penanganan tanaman yang dirancang khusus untuk mengutamakan biaya dan fleksibilitas. Dengan dua modul AGV dan mampu memindahkan hingga 480 pot tanaman setiap hari, penelitian ini menunjukan bahwa system ini dapat menghemat biaya, fleksibel, dan mudah dioperasikan dibandingkan dengan sistem konveyor sabuk tradisional.
6	Shangpeng Sun	<i>In-field High Throughput Phenotyping and Cotton Plant Growth Analysis Using LiDAR.</i>	2018	Penelitian ini mengembangkan system fenotipe tanaman berbasis LiDAR, yang digunakan untuk mematau dan menganalisis pertumbuhan tanaman kapas. Agar data yang didapat akurat digunakan teknologi LiDAR 2D yang terintegrasi dengan RTK-GPS. Tingkat kanopi, area kanopi proyeksi, dan volume tanaman memiliki korelasi tinggi terhadap pengukuran manual (R^2 hingga 0,98). Sistem ini mengawasi empat kultivar kapas selama 43 hingga 109 hari setelah tanam, menunjukkan tren pertumbuhan

				yang serupa dengan nilai sifat akhir unik untuk setiap kultivar. Sifat morfologi dan hasil akhir tanaman sangat terkait, terutama pada 67 hingga 109 hari setelah tanam, ketika volume tanaman dan area kanopi proyeksi menunjukkan korelasi tertinggi terhadap hasil dibandingkan dengan tinggi kanopi. Penelitian ini menunjukkan bahwa sistem berhasil mengumpulkan data dengan kecepatan tinggi. Ini dapat diterapkan pada tanaman lain.
--	--	--	--	--

2.2 Phenotyping

Phenotyping adalah proses pengukuran dan analisis sifat – sifat tanaman yang berkembang sebagai hasil dari interaksi antara genotype tanaman dan lingkungannya. Fenotip mencakup semua karakteristik tanaman, seperti struktur, fungsi dan perilaku selama tahap pertumbuhan tanaman yang dipengaruhi oleh perubahan lingkungan (Roland Pieruschka, 2019). *Phenotyping* sangat penting untuk memahami bagaimana tanaman berinteraksi dengan lingkungannya, meningkatkan hasil panen, dan membantu tanaman menyesuaikan diri dengan kondisi pertanian yang membutuhkan jumlah input yang lebih sedikit. Untuk memungkinkan pengukuran non-invasif dengan throughput tinggi, teknologi *phenotyping* kontemporer menggunakan sensor, otomatisasi, dan analisis data kuantitatif. Ini mencakup pemeriksaan sifat seperti fotosintesis, pertumbuhan akar, dan dinamika distribusi karbon pada tingkat organ dan kanopi tanaman secara keseluruhan.

2.3 Pemantauan Tanaman

Pemantauan Tanaman adalah proses yang melibatkan teknologi *digital images processing* dan *machine learning* untuk mendeteksi penyakit pada daun, yang dimana memerlukan karakteristik visual daun seperti warna, tekstur, dan bentuk untuk membedakan daun sehat maupun tidak sehat. Sangat penting untuk mengidentifikasi penyakit pada daun karena mencakup berbagai alasan

yang saling terkait, seperti produktivitas pertanian, stabilitas ekonomi, kesehatan lingkungan, dan ketahanan pangan global. Petani dapat mengambil tindakan cepat untuk mencegah kerusakan tanaman yang signifikan dan memastikan tanaman mencapai potensi hasil maksimalnya. Hal ini sangat penting di dunia yang terus mengalami pertumbuhan populasi dan peningkatan permintaan akan makanan. Secara ekonomi, deteksi dini sangat membantu mengurangi biaya. Adapun klasifikasi dari tanaman sehat maupun tidak seperti:

1. Tanaman sehat memiliki ciri seperti:

- Warna daun, daun hijau tidak mengalami perubahan warna seperti bercak kuning, cokelat, atau kehitaman; warnanya merata dan menunjukkan klorofil yang sehat.
- Tekstur daun, Halus dan tidak menunjukkan tanda-tanda kerusakan mekanis.
- Bentuk daun, tanpa robekan atau deformasi di tepinya. simetris, sesuai dengan bentuk genetik spesies tanaman.
- Pola tumbuhan, memiliki ukuran dan pola daun yang konsisten. Area daun tidak membengkak atau menipis.

2. Tanaman tidak sehat memiliki ciri seperti:

- Warna daun, memiliki bercak berwarna kuning atau coklat yang menunjukkan infeksi yang disebabkan oleh jamur dan bakteri, warna kehitaman yang menunjukkan kerusakan akibat pembusukan atau kekeringan, warna tidak merata yang menunjukkan kekurangan nutrisi
- Tekstur Daun, kasar atau berlubang dan kering atau keriting yang diakibatkan oleh hama maupun infeksi, hal ini menunjukkan gangguan fisiologis atau kekurangan air.
- Bentuk daun, terjadi deformasi misalnya daun melengkung atau menggulung dikarenakan stres patogen atau kondisi lingkungan, kerusakan mekanis tepi daun rusak atau robek
- Pola tumbuhan, tidak konsistensi dalam ukuran, tanaman yang sama memiliki daun yang lebih kecil atau lebih besar dari

biasanya, pertumbuhan tidak seragam seperti Bagian tanaman tertentu tidak mengalami kerusakan atau infeksi, tetapi bagian lain tetap sehat.

2.4 *Conveyor*

Untuk menjalankan proses produksi yang baik sebuah perusahaan membutuhkan alat bantu untuk memindahkan dan mengangkut material. Dalam memfasilitasi proses tersebut salah satu alat bantunya adalah *conveyor*, Dalam industri, sistem *conveyor* adalah peralatan mekanis yang digunakan untuk memindahkan material dari satu tempat ke tempat lain. Sistem ini sangat berguna untuk aplikasi yang melibatkan pengiriman barang berat atau besar, dan *conveyor* banyak digunakan dalam industri pengemasan dan penanganan material.



Gambar 2. 1 *Conveyor System* (www.wylerindustrial.com)

2.5 Jenis *Conveyor*

Untuk menunjang berbagai kebutuhan pemindahan *conveyor* dibagi menjadi beberapa jenis,

2.5.1 Berdasarkan Jenis Material

Pengangkut muatan curah (*bulk load*) mengacu pada muatan banyak partikel atau beberapa gumpalan yang seragam, seperti batu-batu kecil dan pasir. Contoh peralatan untuk mengangkut muatan curah adalah screw *conveyor* yang ditunjukan oleh gambar 2.2 yaitu:



Gambar 2. 2 Screw Conveyor (www.gulfatlanticequipment.com)

- a. Pengangkut muatan satuan (*unit load*) mengacu pada muatan yang terdiri dari muatan curah yang disatukan atau terbungkus, seperti muatan karung atau balok kayu. Contohnya peralatan untuk mengangkut muatan satuan adalah *roller conveyor* yang ditunjukkan oleh gambar 2.3 yaitu:



Gambar 2. 3 Roller Conveyor (www.citconveyors.com)

- b. Pengangkut yang dapat digunakan untuk berbagai jenis muatan, baik itu berupa curah maupun satuan, seperti *belt conveyor* yang ditunjukkan oleh gambar 2.4 yaitu:



Gambar 2. 4 Belt Conveyor (www.richmondau.com)

- c. Berdasarkan cara transmisi daya, ada beberapa jenis *conveyor* seperti *conveyor pneumatic*, *conveyor hidrolic* dan *conveyor* gravitasi. Gambar 2.5 menampilkan contoh dari *conveyor* pneumatik, *conveyor* hidrolik, dan *conveyor* gravitasi:



Gambar 2.5 Conveyor Pneumatic (www.flexicon.com) (a), Conveyor Hidrolik (www.indiamart.com) (b), Conveyor Gravitasi (www.bmhinc.com) (c)

2.5.2 Berdasarkan Bentuk dan Arahnya

Conveyor yang berjalan secara vertikal adalah *bucket elevator* alat yang digunakan untuk mengangkut material secara vertikal, baik itu material kering, basah, maupun cair. Alat ini banyak digunakan di berbagai industri karena efisiensinya dalam mengangkut material dalam jumlah besar dengan konsumsi energi yang rendah dan biaya perawatan yang minimal.

Conveyor yang berjalan secara horizontal maupun vertical meliputi:

- *Belt conveyor*, sebuah alat pengangkut material baik secara vertical maupun horizontal dengan memanfaatkan *belt* sebagai alat pengangkutnya
- *Conveyor* tenaga fluida udara dengan sistem pneumatik
- *Conveyor* yang beroperasi dengan *gravity flow*

Gambar 2.6 menampilkan berbagai jenis *conveyor* berdasarkan bentuk dan arah operasinya:



Figure 2.2 Horizontal belt.



Figure 2.6 Ascending and horizontal path, when advisable to use two conveyor belts.



Figure 2.3 Horizontal and ascending path, when space will permit vertical curve and belt strength will permit one belt.

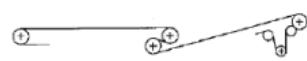


Figure 2.7 Possible horizontal and ascending path, when space will not permit vertical curve but belt strength will permit only one belt.



Figure 2.4 Ascending and horizontal path, when belt tensions will permit one belt and space will permit vertical curve.



Figure 2.8 Compound path with declines, horizontal portions, vertical curves, and incline.

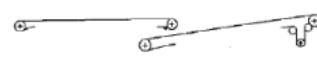


Figure 2.5 Possible horizontal and ascending path, when space will not permit a vertical curve or when the conveyor belt strength requires two belts.



Figure 2.9 Loading can be accomplished, as shown, on minor inclines or declines.

Gambar 2. 6 Macam *Conveyor* Berdasarkan Bentuk dan Arah (Sochib, 2018)

2.6 Kapasitas Conveyor

Kapasitas *belt conveyor* bervariasi tergantung pada jenis material yang diangkut, lebar *belt*, dan daya motor yang digunakan. Faktor-faktor ini mengubah kecepatan dan jarak perpindahan sabuk. Untuk menentukan kapasitas yang diperlukan dari *conveyor* cara pertama yaitu menghitung waktu yang diperlukan untuk mengangkut material dengan persamaan berikut (Rudenko N., 2012):

$$t = \frac{L}{v} \quad (2.1)$$

dimana:

t : waktu mengangkut material (s)

L : panjang lintasan (m)

V : kecepatan sabuk (m/s)

Selanjutnya, untuk menentukan berat muatan digunakan persamaan berikut (Rudenko N., 2012):

$$W = m \cdot z \quad (2.2)$$

dimana:

W : berat muatan (kg)

m : berat muatan (kg)

z : banyaknya muatan dalam satu lintasan

Dengan demikian, kapasitas konveyor dapat dihitung dengan membagi berat muatan dengan waktu tempuh, seperti pada persamaan berikut (Rudenko N., 2012).

$$Q \frac{w}{t} \quad (2.3)$$

dimana:

Q : kapasitas *conveyor* (muatan per unit waktu)

w : berat muatan (kg)

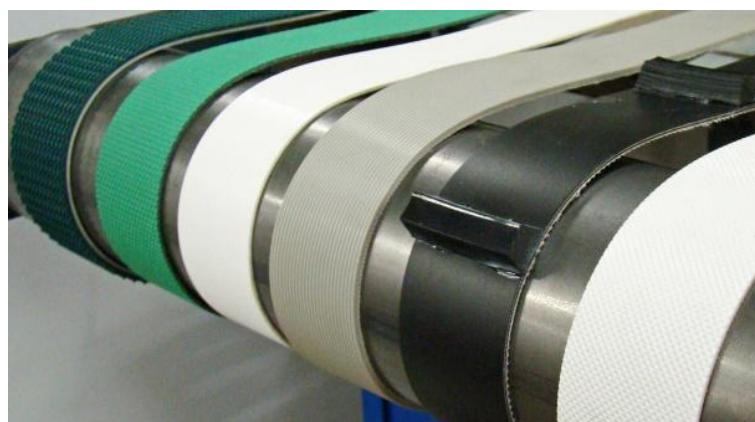
t : waktu tempuh (s)

2.7 Belt

Dalam sistem konveyor sabuk, sabuk terdiri dari tiga bagian utama: lapisan atas (*top cover*), kakas (*cascase*), dan lapisan bawah (*bottom cover*). Sabuk dapat rusak selama operasi. *Textile fabric belt* dan *steel cord belt* adalah dua jenis sabuk yang namanya terkait dengan jenis karkasnya (Spivakovsky, A. And V. Dyackhov, 1970):

a. *Textile Fabric Belt*

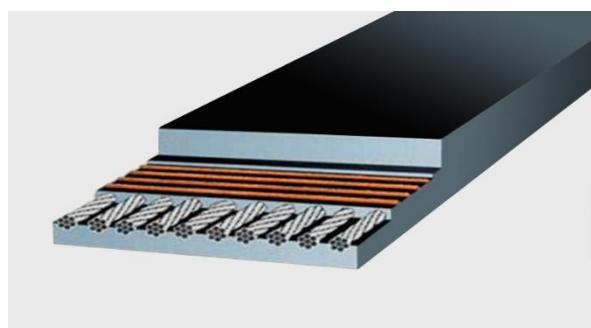
Karkas kain yang digunakan untuk sabuk ini memiliki lapisan khusus atau plies. Bagian luar sabuk ini biasanya terbuat dari karet, juga dikenal sebagai karet, atau PVC, dan disebut sebagai "Sabuk Kain PVC" dan sejenisnya. Gambar 2.7 menunjukkan dari jenis-jenis *textile fabric belt* dapat dilihat pada:



Gambar 2.7 *Textile Fabric Belt* (www.sparksbelting.com)

b. *Steel Cord*

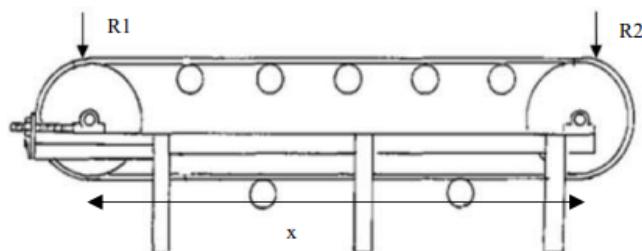
Belt jenis ini menggunakan karkas yang terbuat dari kawat baja (juga dikenal sebagai *cord steel*), sling, atau kabel baja. Kawat baja ini disusun secara paralel pada satu lapisan dan kemudian dilapisi karet untuk memastikan bahwa permukaannya tetap tahan lama. Contoh kawat baja dapat diketahui pada Gambar 2.8 sebagai berikut:



Gambar 2. 8 *Steel Cord* (www.trucorubber.com)

2.7.1 Panjang Sabuk

Skema sederhana dari *belt conveyor* untuk menentukan panjang sabuk dapat dilihat pada Gambar 2.9 sebagai berikut:



Gambar 2. 9 Skema *Belt Conveyor* (www.metallurgist.com)

Panjang sabuk dapat dihitung menggunakan persamaan 2.4 berikut (Rudenko N., 2012):

$$L = [\pi(r_1 + r_2) + 2.x + \frac{(r_1+r_2)^2}{x}] \quad (2.4)$$

dimana:

L : panjang sabuk (m)

r : jari-jari tail pulley (mm)

r_2 : jari-jari *head pulley* (mm)

x : jarak sumbu poros (m)

2.7.2 Berat Sabuk per-Meter (q_b)

Untuk menghitung berat sabuk dapat diketahui dengan persamaan 2.5 berikut (Rudenko N., 2012):

$$q_b = 1,1 \cdot B (\delta \cdot i + \delta_1 + \delta_2) \quad (2.5)$$

dimana:

q_b : berat sabuk per meter (kg/m)

B : lebar *belt* (mm)

δ : tebal lapisan *belt* (mm)

δ_1 : tebal lapisan permukaan atas (mm)

δ_2 : tebal lapisan permukaan bawah (mm)

i : jumlah lapisan (*plies*)

2.7.3 Berat Idler

Berat *idler rotating parts* tergantung pada desain dan ukurannya, yang merupakan fungsi lebar sabuk (B). Untuk menghitung berat idler bagian atas, dapat menggunakan persamaan 2.6 sebagai berikut (Rudenko N., 2012):

$$G'p = 10 B + 3 \text{ (kg)} \quad (2.6)$$

Selanjutnya, untuk menghitung berat roller bagian bawah, dapat diketahui dengan persamaan 2.7 sebagai berikut (Rudenko N., 2012):

$$G''p = 10 B + 7 \text{ (kg)} \quad (2.7)$$

Sehingga berat idler rotating parts per meter dapat diketahui dengan persamaan 2.8 dan 2.9 sebagai berikut (Rudenko N., 2012):

$$q'_p = \frac{G'p}{l_1} \text{ kg/m} \quad (2.8)$$

$$q''_p = \frac{G''p}{l_2} \text{ kg/m} \quad (2.9)$$

dimana :

q'_p : berat idler atas per meter

q''_p : berat idler bawah per meter

l : panjang (m)

Untuk menentukan gaya maksimal yang dapat diterima oleh satu roller idler, langkah pertama adalah menentukan jumlah idler yang digunakan dengan persamaan 2.10 berikut (Rudenko N., 2012):

$$Total\ idler = \frac{L}{l} \quad (2.10)$$

Selanjutnya, untuk menentukan berat idler per satuan panjang sabuk, dapat diketahui dengan persamaan 2.11 berikut.

$$Wr = \frac{Gp}{l} \times g \quad (2.11)$$

Kemudian, berat muatan yang diterima oleh masing-masing idler dapat diketahui dengan persamaan 2.12 berikut :

$$Wr = \frac{Gp}{jumlah\ roller\ idler \times l} \times g' \quad (2.12)$$

Dengan mengetahui jumlah idler yang digunakan, berat idler, dan berat muatan yang diterima oleh idler, gaya maksimal yang dapat diterima satu roller idler dapat dihitung menggunakan persamaan berikut (Rudenko N., 2012):

$$W_{tot} = (W_{mr} + q_b + W_r) \times l \quad (2.13)$$

dimana:

W_{tot} : gaya maksimal (N)

W_{mr} : berat muatan yang diterima oleh idler (N/m)

q_b : berat sabuk per meter (N/m)

W_r : berat idler (N/m)

l : jarak antar roller yang direncanakan (m)

L : panjang sabuk (m)

2.7.4 Tahanan Gerak Sabuk (W)

Gaya resistensi atau tahanan pada bagian yang dibebani muatan dapat dihitung dengan persamaan 2.14 sebagai berikut (Rudenko N. 2012):

$$W_{3,4} = (q + qb + q'p).L.\omega'.\cos\beta + (q + qb).L.\sin\beta \quad (2.14)$$

Gaya tahanan pada bagian yang tidak dibebani muatan (gerak balik) dapat diketahui dengan persamaan 2.15 sebagai berikut (Rudenko N., 2012):

$$W_{1,2} = (qb + q''p).L.\omega'.\cos\beta - qb.L.\sin\beta \quad (2.15)$$

dimana:

q : berat beban (kg/m)

q'_p : berat idler atas yang berotasi per meter (kg/m)

q''_p : berat idler bawah yang berotasi per meter (kg/m)

β : sudut inklinasi konveyor terhadap bidang horizontal

L : panjang bagian lurus / rectilinear section (m)

ω' : koefisien hambatan pada idle

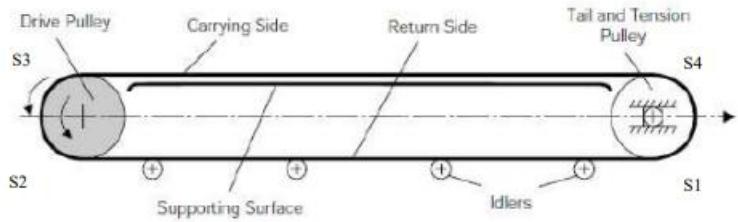
Informasi mengenai koefisien gesekan untuk menentukan idler pada bantalan dapat ditemukan dalam Tabel 2.2 sebagai berikut:

Tabel 2.2 Koefisien Gesekan

Keadaan Ketika Operasi	Harga ω'	
	Datar	Palung
Kondisi optimal. Tanpa kontaminasi yang menghasilkan gesekan	0,18	0,2
Kondisi ada kontaminasi terbatas yang menyebabkan sedikit gesekan, dengan kelembapan dalam kondisi normal	0,22	0,25
Kondisi terburuk, dengan banyak kontaminasi, debu, dan ruangan tertutup	0,35	0,4

2.7.5 Tegangan pada Belt

Untuk menghitung tegangan sabuk digunakan empat titik. Titik pertama S1 terletak di bawah puli penggerak (*pulley head*), titik kedua S2 di bawah puli penarik (*pulley tail*), titik ketiga S3 di bawah puli penarik, dan titik keempat S4 di bawah puli penggerak. Gambaran tarikan atau tegangan pada *belt conveyor* dapat dilihat sesuai gambar 2.10 sebagai berikut:



Gambar 2. 10 Tarikan atau Tegangan pada *Belt Conveyor*
(Rudenko N., 2012)

Tegangan S1, dimana sabuk meninggalkan *head pulley* sebagai S1. Tegangan S2 dapat dihitung dengan persamaan 2.16 sebagai berikut (Rudenko N., 2012):

$$S_2 = S_1 + W_{1,2} \text{ (kg)} \quad (2.16)$$

dimana:

S_1 : tegangan yang terjadi pada titik 1

$W_{1,2}$: hambatan yang terjadi antara titik 1-2 (kg)

Tegangan S3, dengan pertimbangan gesekan pada puli, sekitar 5-7%, sesuai dengan persamaan 2.17 sebagai berikut (Rudenko N., 2012):

$$S_3 = S_2 + W_{2,3}(\text{kg}) \quad (2.17)$$

dimana:

S_2 : tegangan yang terjadi pada titik 2

$W_{2,3}$: hambatan yang terjadi pada puli, umumnya antara 5-7% dari S2

Tegangan S4 diketahui untuk material yang seketika jatuh pada ujung *head pulley*, dengan persamaan berikut:

$$S_4 = S_3 + W_{3,4}(\text{kg}) \quad (2.18)$$

dimana:

S_3 : tegangan yang terjadi pada titik 3

$W_{3,4}$: hambatan antara titik 3-4, yang mencakup hambatan pada gesekan sabuk dengan idler sampai pada S4

Menurut teori gesekan penggerak (hukum Euler), sabuk tidak tergelincir pada puli, persamaan 2.19 berikut (Rudenko N., 2012) :

$$S_4 \leq S_1 \cdot e^{\mu\alpha} \quad (2.19)$$

dimana:

- S_4 : gaya tarik pada sisi sabuk yang tegang (tight tension)
- S_1 : gaya tarik pada sisi sabuk yang longgar (slack tension)
- μ : koefisien gesek antara sabuk dan puli
- α : sudut kontak pada sabuk dan puli (dalam radian)
- e : bilangan logaritma dasar ($e = 2,718$)

2.8 Daya Motor Penggerak

Motor sangat penting untuk *belt conveyor* karena tanpanya, *belt conveyor* tidak dapat berfungsi. Untuk menghitung daya motor penggerak yang diperlukan, dapat ditentukan dengan persamaan 2.20 sebagai berikut (Rudenko N., 2012):

$$N = \frac{W_o \cdot v \cdot f_c}{102 \eta_g} \quad (2.20)$$

dimana:

- N : daya motor penggerak (kW)
- v : kecepatan (m/s)
- η_g : efisiensi motor penggerak (80%)
- f_c : faktor koreksi daya
- W_o : tegangan efektif puli

Konstanta W_o dapat dihitung menggunakan persamaan 2.22 berikut :

$$W_{dr} = 0,03 (S_4 + S_1) \quad (2.22)$$

Untuk menentukan faktor koreksi daya yang ditransmisikan sesuai pada Tabel 2.3 berikut ini:

Tabel 2. 3 Faktor Koreksi Daya Transmisi

Daya yang akan ditransmisikan	f_c
Daya rata-rata yang dibutuhkan	1,2 – 2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8 – 1,2

Setelah mendapatkan nilai daya motor penggerak, langkah berikutnya adalah menghitung putaran drum *pulley* dengan menggunakan persamaan berikut (Rudenko N., 2012) :

$$n_p = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} \quad (2.23)$$

- n_p : putaran *pulley* (rpm)
- v : kecepatan sabuk yang direncanakan (m/s)

D : diameter *pulley* yang direncanakan (m)

Selanjutnya, untuk menentukan rasio perbandingan transmisi, dapat diketahui dengan persamaan 2.24 berikut (Rudenko N., 2012):

$$i = \frac{n_d}{n_p} \quad (2.24)$$

dimana:

I : perbandingan transmisi

n_d : putaran motor yang digunakan (rpm)

n_p : putaran *pulley* (rpm)

2.9 Poros

Poros adalah komponen yang terpenting karena setiap mesin membutuhkan poros. Fungsi utama poros adalah untuk mentransfer daya, melakukan putaran, dan menahan beban (Sularso, 2004).

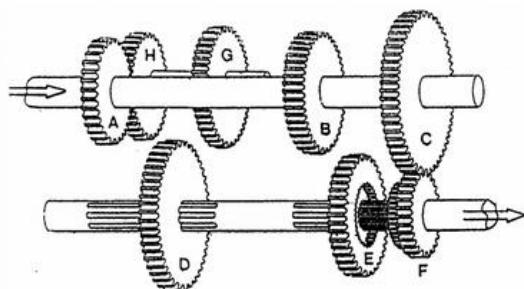
2.9.1 Macam – Macam Poros

Poros memiliki banyak macam variasi untuk mentransmisikan daya. Poros transmisi daya bervariasi tergantung pada jenis beban yang diterimanya. Berikut adalah contohnya:

1. Poros Transmisi

Poros ini menerima beban puntir lentur, daya dikirim ke poros ini melalui kopling, roda gigi, puli sabuk, atau sproket rantai.

Gambar 2.11 menunjukkan ilustrasi poros transmisi:



Gambar 2. 11 Poros transmisi (www.blog.mesin77.com)

2. Spindel

Poros transmisi yang memiliki panjang relatif pendek, seperti poros utama pada mesin perkakas, menggunakan puntiran, atau spindel,

untuk memenuhi persyaratan dimensi yang presisi dan deformasi yang kecil. Gambar 2.12 menunjukkan contoh spindel:



Gambar 2. 12 Poros Spindel (www.id.made-in-china.com)

3. Gandar

Poros yang dipasang di antara roda-roda kereta barang, dimana tidak menerima beban putaran, bahkan terkadang tidak boleh berputar sama sekali, disebut gandar. Gandar ini hanya menerima beban lentur kecuali saat digerakkan oleh penggerak awal, dimana saat itu akan mengalami beban puntir juga. Bentuk dari gandar dapat dilihat pada Gambar 2.13 sebagai berikut:



Gambar 2. 13 Poros Gandar (www.parts.cat.com)

2.9.2 Material Poros

Baja karbon (baja karbon), yang biasanya disebut sebagai baja S-C dan ditunjukkan pada Tabel 2.4 dengan perlakuan panas untuk

mencapai kekuatan tarik tertentu, biasanya digunakan untuk membuat poros. Selain itu, poros yang dirancang untuk mentransmisikan putaran yang cukup tinggi dan menanggung beban yang berat biasanya dibuat dengan baja paduan.

Tabel 2. 4 Baja S-C

Standar dan macam bahan	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	-	52	
	S40C	-	55	
	S45C	-	58	
	S50C	-	62	
	S55C	-	66	
Batang baja Yang difinis dingin	S35C-D S45C-D S55C-D	- - -	53 60 72	Ditarik dingin, digerinda, dll

2.9.3 Momen Puntir Rencana

Gaya yang membuat benda dapat berputar disebut momen puntir.

Untuk mendapatkan daya dalam daya kuda (Hp), daya harus dikalikan dengan 0,74, sehingga momen puntir diperoleh dengan persamaan 2.25 sebagai berikut (Sularso, 2004):

$$\tau = 9,74 \times 10^5 \frac{N}{n} \quad (2.25)$$

2.9.4 Tegangan Geser yang Dijinkan

Untuk menghitung tegangan geser yang diijinkan (kg/mm²), dapat digunakan persamaan 2.26 sebagai berikut (Sularso, 2004):

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2} \quad (2.26)$$

dimana:

τ_a : tegangan geser yang diijinkan (kg/mm²)

σ_B : kekuatan tarik bahan poros (kg/mm²)

Sf_1 : angka keamanan 1

Sf_2 : angka keamanan 2

Faktor keamanan 26 pertama Sf_1 adalah $\frac{1}{0,18} = 5,6$ untuk bahan kekuatan yang dijamin, dan 6,0 untuk bahan S-C dan baja paduan, dengan batas kelelahan puntir 18 persen dari kekuatan tarik σ_B menurut

standar ASME. Faktor keamanan 26 kedua Sf2 menghitung efek alur pasar pada kekasaran permukaan, yang berkisar antara 1,3 dan 3,0.

2.9.5 Diameter Poros

Rumus untuk menghitung diameter poros ds dapat diketahui dari persamaan sebagai berikut (Sularso, 2004):

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot K_t \cdot C_b \cdot \tau \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.27)$$

dimana:

d_s : diameter poros (mm)

τ : momen puntir (kg.mm)

τ_a : tegangan geser yang diijinkan (kg/mm²)

K_t : faktor koreksi yang dianjurkan ASM

1,0 = beban dikenakan secara halus

1,0-1,5 = jika terjadi sedikit kejutan atau tumbukan

1,5-3,0 = beban dikenakan kejutan atau tumbukan besar

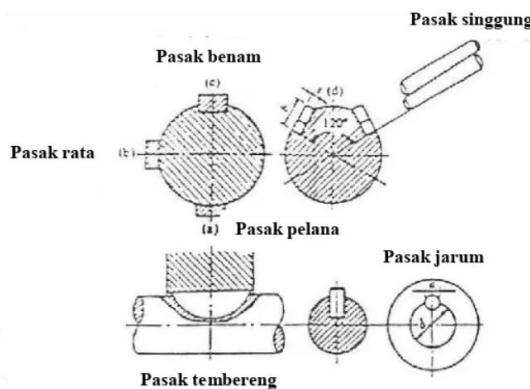
C_b : faktor beban lentur seperti pada Tabel 2.5 berikut

Tabel 2. 5 Faktor Beban Lentur

Jenis Pembebanan	C_b
Pembebanan momen lentur yang konstan	1,5
Beban dengan dampak ringan	1,5 – 2,0
Beban dengan dampak berat	2,0 – 3,0

2.10 Pasak

Sesuai dengan standar ASME B17 tahun 1967, pasak adalah komponen mesin yang digunakan untuk mentransmisikan torsi antara poros dan mengunci sambungan. Pasak pelana, pasak rata, pasak benam, dan pasak singgung, yang biasanya berpenampang segi empat, adalah beberapa jenis pasak yang dapat dibedakan berdasarkan posisinya di poros. Gambar 2.16 berikut menunjukkan berbagai jenis pasak yang dapat diketahui:



Gambar 2. 14 Macam-macam pasak (Sularso, 2004)

Kemudian untuk pemilihan pasak dapat dilihat pada tabel 2.7 berikut:

Tabel 2. 6 Tabel Katalog Pemilihan Pasak

Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar $b, b_1,$ dan b_2	Ukuran standar h		C	l	Ukuran Standar l_t	Ukuran Standar l_t			r_1 dan r_2	Referensi	
		Pasak prismatis	Pasak luncur				Pasak Prismat	Pasak Luncur	Pasak Tirus			
2 x 2	2	2	3	0,16-0,25	6-20	1,2	1,0	0,9	0,5	0,08-0,16	Lebih dari 6-8	
3 x 3	3				6-36	1,8	1,4	1,2	0,9	"	8-10	
4 x 4	4				8-45	2,5	1,8	1,6	1,2	"	10-12	
5 x 5	5				10-56	3,0	2,3	2,0	1,7	"	12-17	
6 x 6	6				14-70	3,5	2,8	2,5	2,2	"	17-22	
(7 x 7)	7	7	7,2	0,25-0,40	16-80	4,0	3,01	3,5	3,0	0,16-0,25	" 20-25	
8 x 7	8	7	8		18-90	4,0	3,3	3,0	2,4	"	22-30	
10 x 8	9				22-110	5,0	3,3	3,0	2,4	"	30-38	
12 x 8	10	8	8	0,40-0,60	28-140	5,0	3,3	3,0	2,4	"	38-44	
14 x 9	12	9	9		36-160	5,5	3,8	3,5	2,9	0,25-0,40	" 44-50	
(15 x 10)	15	10	10,2		40-180	5,0	5,0	5,5	5,0	"	50-55	
16 x 10	16	10	11	0,40-0,60	45-180	6,0	4,3	4,0	3,4	"	50-58	
18 x 11	18				50-200	7,0	4,4	4,0	3,4	"	58-65	
20 x 12	20				56-220	7,5	4,9	4,5	3,9	"	65-75	
22 x 14	22	14	14	0,60-0,80	63-250	9,0	5,4	5,0	4,4	"	75-85	
(24 x 16)	24	16	16,2		70-280	8,0	8,0	8,5	8,0	0,40-0,60	" 80-90	
25 x 14	25	14	16		70-280	9,0	5,4	5,0	4,4	"	85-95	
28 x 16	28				80-320	10,0	6,4	6,0	5,4	"	95-110	
32 x 18	32				90-360	11,0	7,4	7,0	6,4	"	110-130	

Lebar dan tinggi pasak dapat dihitung sebesar 25%-30% dari diameter poros yang digunakan (Sularso, 2004) dengan persamaan 2.28 berikut:

$$W = 30\% \cdot d_s \quad (2.28)$$

dimana:

W : lebar dan tinggi pasak (mm)

Selanjutnya, panjang pasak dapat ditentukan 0,75 hingga 1,5 dari diameter poros yang digunakan, seperti pada persamaan berikut :

$$L = 0,75 \cdot d_s \quad (2.29)$$

Gaya tangensial atau gaya geser (F) pada permukaan poros dapat diketahui dengan menggunakan persamaan berikut ini (Sularso, 2004):

$$F = \frac{\tau}{d_s/2} \quad (2.30)'$$

dimana :

F : gaya tangensial (N)

τ : momen puntir (kg.mm)

d_s : diameter poros (mm)

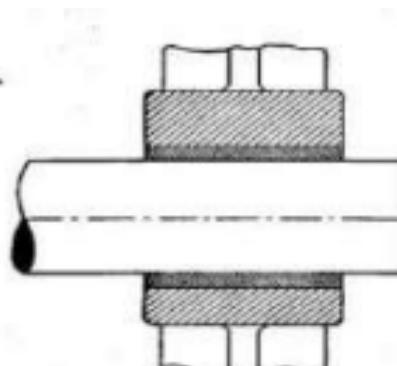
2.11 Bearing

Bearing juga dikenal sebagai bantalan, berfungsi untuk menampung poros sehingga gerakan pada poros dapat berlangsung dengan lancar dan aman serta menahan beban yang bekerja pada poros. Jika bantalan tidak berfungsi dengan benar, kinerja seluruh sistem dapat menurun atau mesin dapat bekerja dengan buruk.

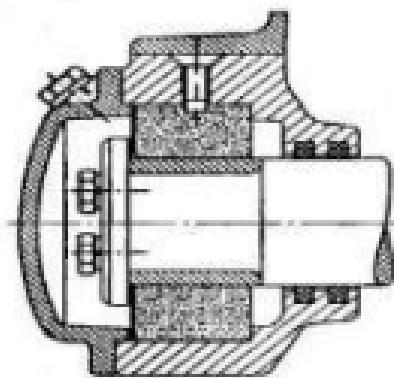
2.11.1 Klasifikasi Bearing

1. *Journal bearing* (Bantalan luncur)

Karena permukaan poros berputar langsung bersentuhan dengan bantalan yang diam, jenis bantalan ini menyebabkan gesekan luncur antara poros dan bantalan. Seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.15 dan 2.16, *sintered bearing* dan *dry sliding bearing* dapat dibedakan satu sama lain.



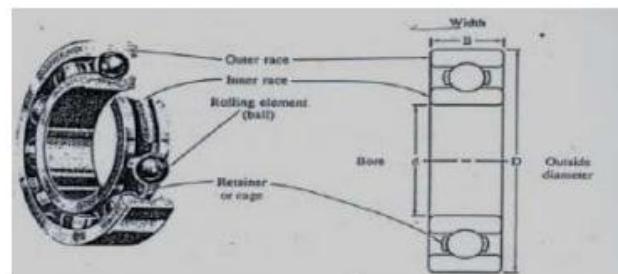
Gambar 2. 15 *Dry Sliding* (Sularso, 2004)



Gambar 2. 16 Sliding Bearing (Sularso, 2004)

2. Rolling bearing (bantalan gelinding)

Untuk mengetahui bantalan gelinding jenis ini, pertimbangkan perencanaan dan pemilihan elemen mesin. Bantalan gelinding terjadi antara bagian yang berputar (seperti bola, silinder, atau jarum) dan bagian yang diam. dapat dilihat pada Gambar 2.19 sebagai berikut:

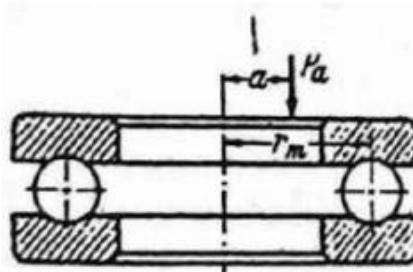


Gambar 2. 17 Bantalan Gelinding (Sularso, 2004)

2.11.2 Perhitungan *Ball Bearing*

1. Gaya Aksial

Untuk mengetahui gaya aksial dapat dilihat pada Gambar 2.20 dan persamaan 2.31 berikut ini (Sularso, 2004):



Gambar 2. 18 *Ball Bearing* dengan Beban Aksial Eksentrik (Pa)

$$W_A = m \times g \quad (2.31)$$

dimana :

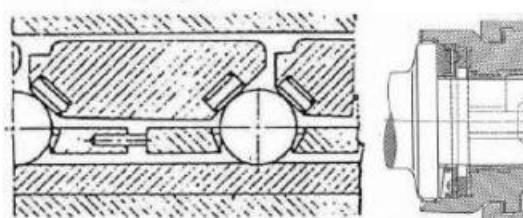
W_A : gaya aksial (N)

M : massa yang diterima oleh bearing (kg)

g : percepatan gravitasi (m/s²)

2. Gaya Radial

Untuk mengetahui gaya radial dapat dilihat pada Gambar 2.21 dan persamaan 2.32 berikut ini (Sularso, 2004):



Gambar 2. 19 *Ball Bearing* Tersegmentasi yang dikombinasikan dengan Gaya Radial (BBC)

$$W_R = \frac{1,5 \times \tau}{d/2} \quad (2.32)$$

dimana :

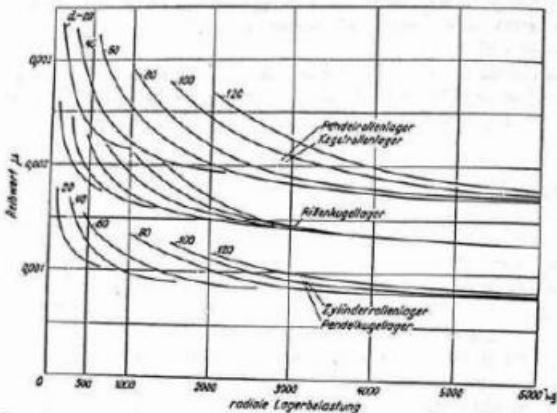
W_R : gaya radial (N)

τ : momen puntir (N.mm)

d : diameter poros yang digunakan (mm)

3. Nilai *Equivalent*

Adapun rumus untuk mencari nilai e pada Gambar 2.19 dan menggunakan persamaan 2.22 sebagai berikut:



Gambar 2. 20 Koefisien Untuk Bantalan Gellinding Standar Pada Jarak Bebas Bantalan Rata-Rata

$$e = \frac{W^A}{C_o} \quad (2.33)$$

dimana :

W_A : beban aksial (N)

C_o : kapasitas normal statis (N)

Pada *bearing* ada gaya yang perlu dicari, mencari nilai x dan y berdasarkan gaya aksial dan gaya radial bearing menggunakan Tabel 2.8 berikut.

Tabel 2. 7 Gaya Aksial dan Gaya Radial

Tipe	Spesifikasi	$\frac{W_A}{W_R} \leq e$		$\frac{W_A}{W_R} \geq e$		e
		X	Y	X	Y	
Deep groove ball bearing	$\frac{W_A}{W_R} \leq e = 0,025$	1	0	0,56	2,0	0,22
	= 0,04				1,8	0,24
	= 0,07				1,6	0,27
	= 0,13				1,4	0,31
	= 0,25				1,2	0,37
	= 0,5				1,0	0,44
Angular contact ball bearing	Single row	1	0	0,35	0,57	1,14
	Two rows in tandem				0,35	1,14
					0,55	0,93
	Two rows back to back				0,62	1,17
	Double row					0,86

Self-aligning bearings	Light series: for bores 10-20 mm 25-35 40-45 50-65 70-100 105-110	1	1,3	6,5	2,0	0,5
			1,7	0,65	2,6	0,37
			2,0		3,1	0,31
			2,3		3,5	0,28
			2,4		3,8	0,28
			2,3		3,5	0,28
			1,0		1,6	0,63
			1,2		1,9	0,52
			1,5		2,3	0,43
			1,6		2,5	0,39

Selanjutnya, penentuan keamanan servis akan mempengaruhi perhitungan beban equivalent seperti yang diperlihatkan pada Tabel 2.9 berikut:

Tabel 2.8 Beban Equivalent

No	Type of service	Service Factor (Ks) Ball Bearings
1	Beban stabil dan sama	1,0
2	Beban kejut dan ringan	1,5
3	Beban kejut sedang	2,0
4	Beban kejut berat	2,5
5	Beban kejut ekstrim	3,0

4. Beban Ekuivalen

Persamaan untuk menemukan beban ekuivalen adalah sebagai berikut, beban radial yang bekerja pada bantalan dengan cincin dalam yang berputar sehingga memberikan umur yang sama adalah beban ekuivalen (Sularso, 2004).

$$P = K_s[(X \cdot V \cdot W_R) + (Y \cdot W_a)] \quad (2.34)$$

dimana:

P : beban ekuivalen (N)

W_r: gaya radial (N)

W_a : gaya aksial (N)

X : konstanta radial

Y : konstanta aksial

V : faktor putaran (konstan)

1 untuk semua jenis bearing dalam yang berputar

1,2 untuk semua jenis bearing luar yang berputar

5. Prediksi Umur Bearing

Jika diasumsikan bahwa putaran tetap konstan, prediksi umur bantalan dalam jam dengan persamaan berikut (Sularso, 2004):

$$L_H = \left(\frac{C}{W}\right)^b x \frac{10^6}{60N} \quad (2.35)$$

dimana :

LH : umur bantalan (jam kerja)

C : beban dinamis, dari tabel bantalan sesuai dengan diameter dalam bantalan yang diketahui (N)

W : beban ekuivalen (N)

b : 3, untuk bantalan dengan bola 3,333 untuk bantalan rol

N : putaran poros (rpm)

2.12 Gaya Gesek

Rusmardi (2008) menyatakan bahwa gaya gesek terjadi ketika dua benda padat bersentuhan dan bertentangan dengan gerakan atau arah kecenderungan benda untuk bergerak. Gaya gesek statis (F_s) dan gaya gesek kinetis (F_k) terjadi antara dua benda padat. Gaya gesek statis terjadi saat benda dalam keadaan diam atau tepat sebelum bergerak, dan koefisiennya selalu lebih besar daripada gaya gesek kinetis. Sebaliknya, gaya gesek kinetis terjadi saat benda bergerak. Rumus dasar untuk menghitung koefisien gesek dengan persamaan berikut (Yanuar, 2007):

$$f = \mu \cdot N \quad (2.36)$$

dimana:

f : gaya gesek (N)

μ : koefisien gesek

N : gaya normal (N)

Untuk menghitung torsi aktual, nilai F diperoleh dari torsi yang dibebankan, yang setara dengan gaya normal dalam persamaan dasar, seperti yang dinyatakan dalam persamaan berikut :

$$\tau = F \cdot x \rightarrow F = N \quad (2.37)$$

dimana:

τ : momen puntir (N.mm)

F : Gaya (N)

X : jarak (mm)

N : gaya normal (N)

Dalam rumus dasar gaya gesek ini, nilai f didapat dari daya yang digunakan oleh motor. Persamaan 2.38 berikut menjelaskan gaya gesek yang diperlukan untuk memulai gerakan (berputar) dan mempertahankan gerakan (berputar):

$$P = \tau \cdot \omega \quad (2.38)$$

$$P = F \cdot R \cdot \omega \rightarrow F = f$$

$$f = \frac{P}{R \cdot \omega}$$

$$f = \frac{P}{R \cdot \frac{2\pi n}{60}}$$

$$f = \frac{P \cdot 60}{R \cdot 2\pi n}$$

F : gaya gesek (N)

P : daya motor (watt)

τ : momen puntir (N.mm)

ω : kecepatan sudut (rad/det)

R : jari-jari (mm)

n : putaran motor (rpm)

Dari persamaan tersebut, variabel-variabel diperoleh melalui rumus dasar gaya gesek, dimana pada awalnya hasilnya tidak diketahui sehingga nilai gaya normal dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$N = \frac{\tau}{x} \quad (2.40)$$

dimana :

N : gaya normal (N)

τ : momen puntir (N.mm)

x : jarak kedua poros (mm)

Setelah gaya gesek dan gaya normal yang terjadi diketahui, koefisien gesek material dapat dihitung dengan persamaan 2.41 berikut:

$$\mu = \frac{f}{N}$$

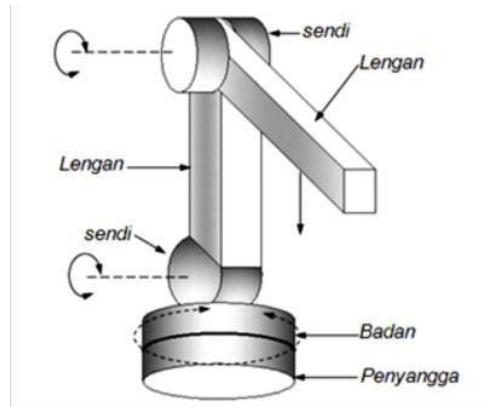
(2.41)

dimana:

- μ : koefisien gesek
- f : gaya gesek (N)
- N : gaya normal (N)

2.13 Robot Lengan

Pada dasarnya, robot merupakan piranti mekanik elektrik yang bekerja secara otomatis yang terdiri dari mekanisme mekanik yang memiliki suatu kontrol elektrikuntuk melaksanakan tugas tertentu (Syuknarullah, 2019). Robot lengan biasanya memiliki 1 atau 2 lengan lebih dan sendi untuk pergerakannya, dalam menjalankan fungsinya robot lengan membutuhkan 4 bagian, manipulator, sensor, aktuator dan *controller*.

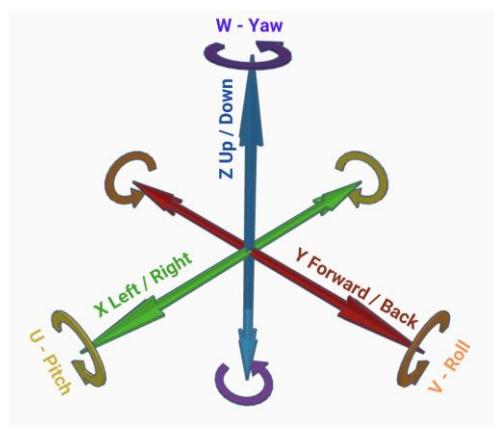


Gambar 2. 21 Konfigurasi Robot Lengan (Pitowarno, 2006)

Manipulator merupakan bagian mekanik yang digunakan untuk memindah, mengangkat dan memanipulasi benda kerja. Sensor adalah komponen yang digunakan untuk mendeteksi berbagai keadaan atau kedudukan dari kondisi manipulator, Aktuator adalah komponen yang pengerak, aktuator dibagi menjadi 3 bagian jika dilihat dari prinsipnya yaitu pengerak berbasis motor listrik (motor servo, stepper motor, motor AC, dsb). Pengerak pneumatik yang berbasis kompresi gas (udara nitrogen, dsb) dan penggerak hidrolik berbasis benda cair (minyak pelumas, dsb).

2.14 Derajat Kebebasan Gerak

Degree of Freedom (DoF) atau dikenal dengan derajat kebebasan adalah banyaknya Gerakan atau sudut yang bisa dilakukan oleh sebuah objek (Abidin Mukhlis, 2020). Pada Robot lengan derajat kebebasan merupakan representasi dari sebuah sendi dari lengan manusia. Banyaknya sendi pada robot lengan biasanya memiliki maksimal 6 DoF. Dengan adanya derajat kebebasan perhitungan langkah robot menjadi lebih kompleks. Terdapat tiga gerakan yaitu 1 maju-mundur, 2 kiri kanan, 3 atas bawah. Kemudian untuk gerakan dipergelangan tangan ada tiga yaitu 4 yaw, 5 pitch dan 6 roll.



Gambar 2. 22 *Degree of Freedom* (www.industrial-ia.com)

2.15 Study Motion

Study Motion merupakan sebuah fitur dari software Autodesk Fusion 360. Fitur ini merupakan bagian dari modul Animation & Motion yang digunakan untuk menganalisis pergerakan dari suatu mekanisme atau rakitan (assembly). Fitur ini memungkinkan pengguna untuk melihat, mempelajari dan memvalidasi cara komponen bergerak dalam simulasi, termasuk interaksi antar komponen seperti sambungan (joints) dan pembatasan gerak (constraints)

2.16 Servo

Motor servo adalah motor DC yang dirancang dengan *positional feedback control system control* atau dikenal dengan istilah control umpan balik yang memungkinkan rotor data diposisikan secara akurat (Muhammad Agni, 2020). Motor servo merupakan motor listrik dengan menggunakan *system closed loop*. *System closed loop* digunakan untuk mengendalikan

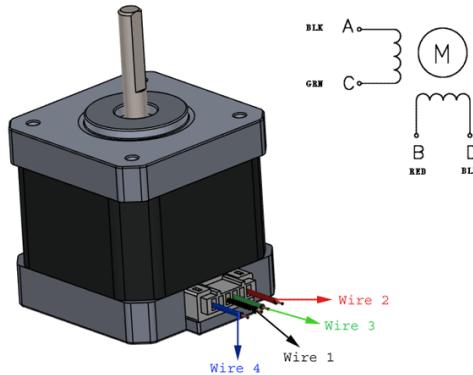
akselerasi dan kecepatan pada sebuah motor listrik dengan keakuratan yang tinggi. Motor servo biasa digunakan dengan mengubah energi listrik menjadi mekanik dari komponen dua magnet permanen. Motor servo mempunyai tiga utama yaitu motor, potensi dan system control sehingga motor dapat berputar 360 derajat dengan begitu putaran dari motor servo bisa diatur maju atau mundurnya.



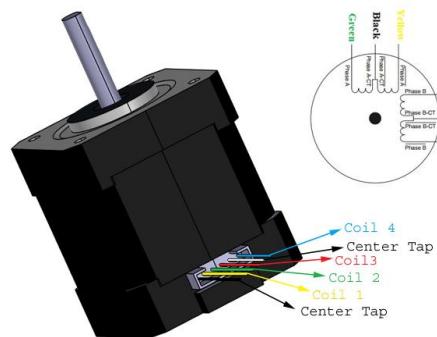
Gambar 2. 23 Macam – macam motor servo (www.indomaker.com)

2.17 Stepper Motor

Stepper motor seperti halnya motor servo yang berkerja dengan mengubah energi listrik menjadi energi mekanik. *Stepper* motor mempunyai mekanisme motor brushless yaitu menggunakan *shaft* digabungkan permanent magnet berada ditengah dan coil electromagnet pada setiap sisi menempel ditempat motor sehingga setiap putaran langkah pergerakan *stepper* menjadi lebih presisi dalam setiap derajatnya. Motor *stepper* memiliki 2 jenis yaitu bipolar dan unipolar. Perbedaan kedua jenis tersebut terletak pada input yang digunakan dan mempunyai kelebihan dan kekurangan masing – masing.



Gambar 2. 24 Motor Stepper NEMA Bipolar (www.components101.com)



Gambar 2. 25 Motor Stepper Nema Unipolar (www.components101.com)

Bipolar menggunakan 4 buah input membuat motor *stepper* ini mempunya dua kutub pada lilitan coil. Kelebihan dari jenis ini adalah daya torsi yang lebih besar dari pada unipolar tetapi kekurangannya adalah mengendalikan putaran yang sulit, sedangkan unipolar menggunakan 6 buah input sehingga memiliki 6 kutub lilitan yang ada pada kail. Kelebihannya adalah mudah diatur dalam setiap putarannya tetapi kekurangannya tidak mempunyai daya torsi yang besar seperti bipolar.

2.18 Metode SCAMPER

SCAMPER adalah struktur yang membantu untuk meningkatkan kreativitas, memperluas pemikiran, dan menemukan berbagai solusi untuk masalah atau proyek baru. Metode ini pertama kali diterapkan oleh Bob Eberle; dia menggunakan berbagai pertanyaan untuk membantu 30 dirinya menyelesaikan masalah, memungkinkan ide kreatif muncul selama proses brainstorming.

Substitute, Combine, Adapt, Magnify, Put to other uses, Eliminate, dan Reverse adalah akronim dari "SCAMPER". Setiap huruf menunjukkan berbagai metode untuk mendorong dan membuat ide-ide. Ini dapat mencakup lokasi, prosedur, peralatan, individu, gagasan, atau bahkan suasana psikologis (Suhartono, Chamdani, Susiani, & Salim, 2016). Setiap huruf dalam SCAMPER memiliki arti, yaitu:

1. *Substitute*

Dengan kata lain, Anda mungkin memikirkan untuk mengganti bagian lain dari bisnis Anda dengan yang baru atau berbeda. Mengubah bahan baku menjadi yang lebih ramah lingkungan, misalnya, atau menggunakan teknologi terbaru untuk menggantikan bagian tertentu dalam produk. Contoh pertanyaan yang dapat digunakan adalah bagaimana jika kita menggunakan bahan ramah lingkungan sebagai pengganti plastik saat membuat produk?

2. *Combine*

Dalam bagian ini, Anda dapat membuat sesuatu yang baru dan unik dengan menggabungkan dua atau lebih ide atau komponen. Misalnya, Anda dapat membuat produk baru dengan nilai tambahan dengan menggabungkan dua produk yang berbeda. Berikut adalah contoh pertanyaan yang dapat digunakan: bisakah kita membuat satu paket yang lebih lengkap dan menarik bagi pelanggan?

3. *Adapt*

Selanjutnya, Anda harus memiliki kemampuan untuk mengubah atau menyesuaikan produk atau gagasan yang sudah ada agar sesuai dengan permintaan atau kebutuhan pasar yang berubah. Pertanyaan yang mungkin muncul adalah bagaimana kita bisa mengubah produk agar sesuai dengan kebutuhan pasar yang berbeda?

4. *Modify*

Dalam bagian ini, Anda harus mempertimbangkan metode untuk meningkatkan efisiensi atau kinerja produk atau proses bisnis. Contoh pertanyaan yang dapat digunakan adalah bagaimana kita

bisa meningkatkan kenyamanan dan keamanan pengguna dengan mengubah desain produk?

5. *Put to Another Uses*

Di sini, Anda dapat memikirkan cara lain untuk menggunakan barang, bahan, atau gagasan untuk tujuan yang mungkin belum Anda pikirkan sebelumnya. Salah satu contohnya adalah bagaimana jika produk yang kami buat untuk industri juga dapat digunakan oleh pelanggan?

6. *Eliminate*

Di sini, Anda harus menemukan komponen atau bagian dari perusahaan Anda yang tidak relevan lagi atau memberikan nilai tambahan dan mempertimbangkan untuk menghapusnya. Misalnya, pertanyaan yang dapat digunakan adalah apakah ada proses atau fitur yang dapat dihilangkan untuk mengurangi biaya produksi tanpa mengorbankan kualitas produk.

7. *Reverse*

Terakhir, ada bagian yang dibalik. Di sini, Anda harus berpikir tentang membalikkan urutan, proses, atau cara sesuatu berfungsi untuk membuat cara baru. Salah satu contoh pertanyaannya adalah, bisakah kita mempercepat proses produksi dan distribusi agar lebih efisien dan waktu tunggu lebih sedikit.

2.19 Tegangan Ijin

Tegangan ijin atau allowable stress adalah tegangan dapat diterima suatu material tanpa menyebabkan patah atau perubahan bentuk yang mengarah pada kerusakan, saat dipaparkan pada beban yang berlangsung tanpa batas waktu.

Pemilihan tegangan ijin sangat penting untuk menghitung dan mengevaluasi dimensi dari elemen mesin. Oleh karena itu, struktur yang direncanakan harus memenuhi batas tegangan yang diijinkan sebelum mencapai kegagalan, yang bergantung pada nilai faktor keamanan (safety factor, SF).

Berikut adalah persamaan untuk tegangan ijin seperti yang dijelaskan oleh Khurmi and Gupta (2005):

$$\sigma_{ijin} = \frac{\sigma_{ijin}}{s_f} \quad (2.54)$$

dimana :

σ_{ijin} : tegangan yang diijinkan (MPa)

σ_{max} : tegangan luluh atau yield strength (MPa)

Sf : safety factor

2.20 Safety Factor

Safety factor untuk menilai keamanan dalam perencanaan elemen mesin, sehingga dimensi yang digunakan mencapai nilai minimum yang memadai (Vidosic, 2010). Safety factor dapat bervariasi tergantung pada kondisi penggunaannya, dapat diketahui pada Tabel 2.9 sebagai berikut:

Tabel 2. 9 Safety Factor berdasarkan Kondisi Tertentu

<i>Safety Factor</i>	<i>Deskripsi</i>
1,25 – 1,5	Kondisi yang terkendali dan tegangan yang bekerja dapat ditentukan dengan tepat
1,5 – 2,0	Bahan yang diketahui, kondisi lingkungan, beban, dan tegangan yang stabil dan dapat ditentukan dengan mudah
2,0 – 2,5	Bahan yang beroperasi dalam kondisi beban yang diketahui secara rata-rata.
2,5 – 3,0	Bahan yang diketahui tanpa pengujian, dalam kondisi beban dan tegangan rata-rata.
3,0 – 4,5	Bahan yang sudah diketahui dengan kondisi beban, tegangan, dan lingkungan yang tidak pasti

Safety factor berdasarkan jenis bahan tersedia dalam Tabel 2.10 untuk memberikan panduan tentang nilai keamanan yang direkomendasikan untuk setiap jenis bahan sebagai berikut:

Tabel 2. 10 Safety Factor berdasarkan Jenis Beban

<i>Jenis beban</i>	<i>Safety Factor</i>
Beban statis	1,25 – 2,0
Beban dinamis	2,0 – 3,0
Beban kejut	3,0 – 5,0

Faktor keamanan juga dapat dihitung secara manual, maka persamaan yang digunakan adalah sebagai berikut:

$$Sf = \frac{\sigma_y}{\sigma_{maks}} \quad (2.56)$$

dimana :

Sf : safety factor

σ_y : yield strength (Mpa)

σ_{maks} : tegangan maksimal yang terjadi

2.21 Jenis – Jenis Pembebanan

Faktor yang mempengaruhi besar defleksi pada batang sesuai dengan jenis beban yang diterapkannya. Beban ini dapat dibagi menjadi dua jenis, yaitu beban terpusat dan beban merata :

1. Terpusat

Beban terpusat memiliki titik kerja pada batang yang dapat dianggap sebagai titik karena luas kontaknya kecil. Rumus untuk momen maksimal pada beban terpusat dapat dilihat pada persamaan berikut (Khurmi and Gupta, 2005) :

$$M_{max} = \frac{P \times l}{4} \quad (2.57)$$

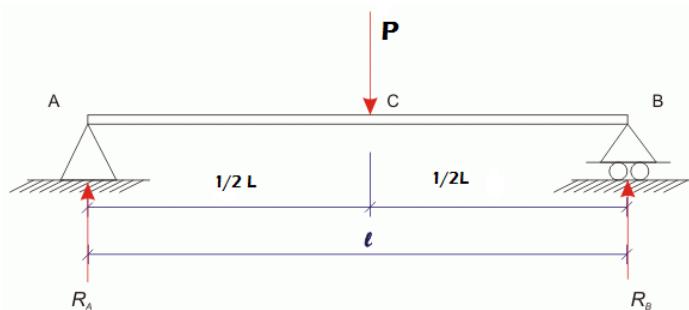
dimana :

M_{max} : Momen maksimal (N/mm)

P : Gaya (N)

L : Panjang span yang tidak ditumpu (mm)

Untuk mengetahui gambar dari pembebanan terpusat dapat dilihat pada Gambar 2.29 sebagai berikut :



Gambar 2. 26 Pembebanan terpusat (www.sarastiana.com)

2. Merata

Beban merata karena didistribusikan merata sepanjang batang, dengan simbol q (kg/m atau kN/m). Rumus untuk momen maksimal pada beban merata suatu batang dengan tumpuan sederhana di kedua ujungnya dapat dilihat pada persamaan 2.49 berikut (Khurmi and Gupta, 2005) :

$$M_{max} = \frac{q \times L^2}{8} \quad (2.58)$$

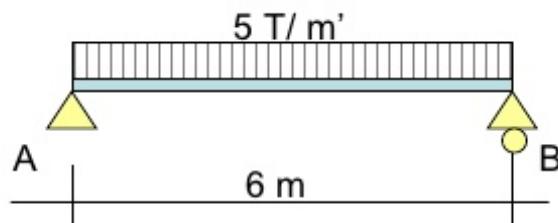
dimana :

M_{max} : Momen maksimal (N/mm)

q : berat profil (N/mm)

L : Panjang span yang tidak ditumpu (mm)

Ilustrasi dari pembebahan merata dapat dilihat pada Gambar 2.23 sebagai berikut :



Gambar 2. 27 Pembebanan Merata (www.sarastiana.com)

2.22 Tegangan

Tegangan merupakan suatu insentitas pembebahan yang disebut gaya dibagi oleh luas tempat gaya tersebut bekerja. Satuan untuk tegangan adalah N/mm² atau Megapascal (Mpa) (Iremonger, 1990).

1. Gaya pembebahan

Besarnya pembebahan pada mesin dapat diketahui dengan menggunakan persamaan berikut (Khurmi and Gupta, 2005) :

$$F = m \times g \quad (2.59)$$

dimana :

F : Gaya pembebahan (N)

m : Massa komponen (kg)

g : Percepatan gravitasi (m/s²)

2. Beban desain (N)

Setelah nilai gaya pembebanan diketahui, langkah selanjutnya adalah menghitung beban desain yang terjadi. Beban desain dapat dihitung dengan persamaan berikut (Khurmi and Gupta, 2005) :

$$P_{desain} = F \times N \quad (2.60)$$

dimana :

Pdesain : Beban desain (N)

F : Gaya pembebanan (N)

N : faktor koreksi pembebanan

3. Tegangan Normal

Tegangan normal adalah tegangan yang terjadi saat gaya yang diterapkan secara tegak lurus terhadap luas penampang material, menghasilkan tegangan utama atau nilai maksimum dari tegangan normal pada material. Besarnya tegangan normal dapat diketahui dengan persamaan 2.52 sebagai berikut (Ferdinan L. Singer, 2005) :

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (2.61)$$

dimana :

σ : tegangan (N/mm^2)

P : beban (N)

A : luas penampang (mm^2)

Sedangkan untuk perhitungan tegangan akibat momen bending pada conveyor, digunakan persamaan 2.53 berikut :

$$\sigma = \frac{M_{max}}{Z_x} \quad (2.62)$$

dimana :

σ : tegangan (N/mm^2)

M_{max} : momen bending pada sumbu x-axis (N.mm)

Z_x : modulus section sumbu x-axis (mm^3)

4. Tegangan geser (*shearing stress*)

Tegangan geser terjadi ketika suatu bahan menerima beban yang bekerja tegak lurus terhadap permukaannya. Untuk mengetahui tegangan

geser dengan persamaan 2.54 berikut (Ferdinand, 2012) :

$$\tau = \frac{V, Q}{Ix \cdot b} \quad (2.63)$$

dimana :

τ : tegangan geser (N/mm^2)

V : gaya / beban yang diberikan (N)

Q : momen statis penampang (mm^3)

I_x : momen inersia (mm^4)

b : lebar penampang (mm)

5. Tegangan Von Mises

Tegangan Von Mises adalah tegangan yang dapat menyebabkan kegagalan pada suatu benda dengan mempertimbangkan akumulasi dari semua tegangan yang dikenai pada balok tersebut, menghasilkan tegangan maksimal yang terbentuk (Bhandari, 1994: 93).

Persamaan untuk tegangan Von Mises dapat dilihat sebagai berikut :

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad (2.64)$$

dimana :

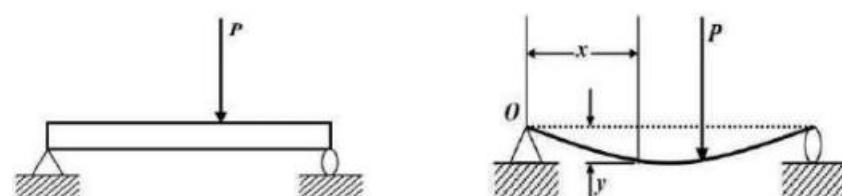
σ_v : tegangan Von Mises (N/mm^2)

σ_t^2 : tegangan bending (N/mm^2)

τ : tegangan geser (N/mm^2)

2.23 Defleksi

Defleksi merupakan perubahan dari bentuk balok berarah y yang disebabkan oleh pembebanan vertical. Defleksi diukur dari posisi netral awal balok sebelum deformasi (Gambar 2. 30 (a)) ke posisi netral setelah deformasi terjadi (Gambar 2. 30 (b)). (Sumber : Prasetyo, 2010).

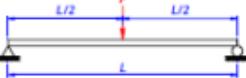
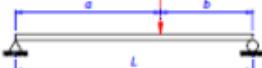
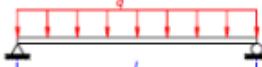
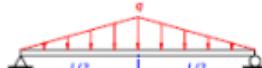


Gambar 2. 28 Balok Sebelum Terjadi Deformasi (a)

dan Balok Dalam Konfigurasi (b)

Persamaan untuk menghitung defleksi pada beban merata dapat ditemukan dalam referensi Mekanika Bahan Edisi Keempat, J.M. Gere & S.P. Timoshenko dan juga dalam buku Structural Engineer's Pocket Book, F. Cobb, yang memberikan persamaan untuk defleksi maksimal pada Tabel 2.11 sebagai berikut :

Tabel 2. 11 Perhitungan Momen, Defleksi dan Lokasi Maksimum

Struktur & Pembebanan	Momen Maksimum	Defleksi Maksimum	Lokasi Maksimum
	$\frac{1}{4}PL$	$\frac{PL^3}{48EI}$	$\frac{1}{2}L$
	$\frac{Pab}{L}$	$a \geq b \rightarrow \frac{Pb(L^2 - b^2)^{3/2}}{9\sqrt{3}LEI}$	$a \geq b \rightarrow \sqrt{\frac{L^2 - b^2}{3}}$
	Pa	$\frac{Pa}{24EI}(3L^2 - 4a^2)$	$\frac{1}{2}L$
	$\frac{1}{8}qL^2$	$\frac{5qL^4}{384EI}$	$\frac{1}{2}L$
	$\frac{1}{12}qL^2$	$\frac{qL^4}{120EI}$	$\frac{1}{2}L$

Untuk menghitung defleksi pada suatu balok dengan pembebanan terpusat seperti yang dijelaskan dalam Tabel 2.11 dari buku "Mesin Pengangkat" karya Rudenko, dapat digunakan persamaan 2.65 sebagai berikut :

$$\delta = \frac{5.q.L^4}{348.E.Ix} \quad (2.65)$$

dimana :

δ : defleksi (mm)

q : beban berata (N/mm)

L : panjang batang (mm)

E : modulus elastisitas

Ix : momen inersia (mm^4)

Pergerakan lendutan yang disebabkan oleh beban pada sebuah komponen sangat bergantung pada besarnya beban (load) yang diterapkan. Selain itu, kekuatan material juga mempengaruhi tingkat displacement tersebut, semakin kuat materialnya, semakin kecil displacement yang terjadi saat diberi beban.

Hasil defleksi mencerminkan perubahan bentuk desain setelah dibebankan. Dalam analisis tegangan, perubahan ini dapat diamati dari perubahan warna pada desain rangka yang memvisualisasikan angka-angka hasilnya. Displacement berfungsi untuk mengevaluasi apakah material rangka berada dalam wilayah elastis. Jika nilai displacement cukup kecil, maka kondisi ini masih dapat diterima.

2.24 Rancangan Anggaran Biaya

Anggaran, menurut Mulyadi (2001:488), merupakan rencana kerja yang dinyatakan dalam bentuk kualitatif, diukur dalam satuan moneter standar, dan satuan lainnya. Menurut Horngren (2008), harga pokok produksi adalah biaya bahan baku yang dibeli untuk diproses menjadi barang jadi, baik sebelum maupun selama periode produksi berlangsung.

Mulyadi (2001) menjelaskan bahwa manfaat dari penetapan harga pokok produksi bagi perusahaan manufaktur meliputi fungsi sebagai penentu harga jual produk, alat untuk memonitor realisasi biaya produksi, alat untuk menghitung laba atau rugi secara berkala, serta alat untuk menetapkan harga pokok persediaan barang jadi.

Dalam penentuan biaya produksi, terdapat komponen biaya yang harus terpenuhi, seperti yang dijelaskan oleh Munandar (2011):

1. Biaya bahan baku, yang mencakup perencanaan rinci terkait biaya bahan baku yang diperlukan untuk produksi selama periode yang akan datang.
2. Biaya pembelian komponen, yang mencakup biaya untuk membeli komponen pendukung yang diperlukan dalam pembuatan mesin.
3. Biaya manufaktur, merupakan biaya yang terkait dengan pembuatan atau fabrikasi beberapa komponen pada mesin.

‘Kemudian untuk menghitung biaya total atau total cost yang dikeluarkan selama proses perencanaan dan pembuatan mesin, yang mencakup biaya bahan baku, biaya pembelian komponen, dan biaya manufaktur yang terakumulasi dapat diketahui dengan persamaan 2.66 berikut :

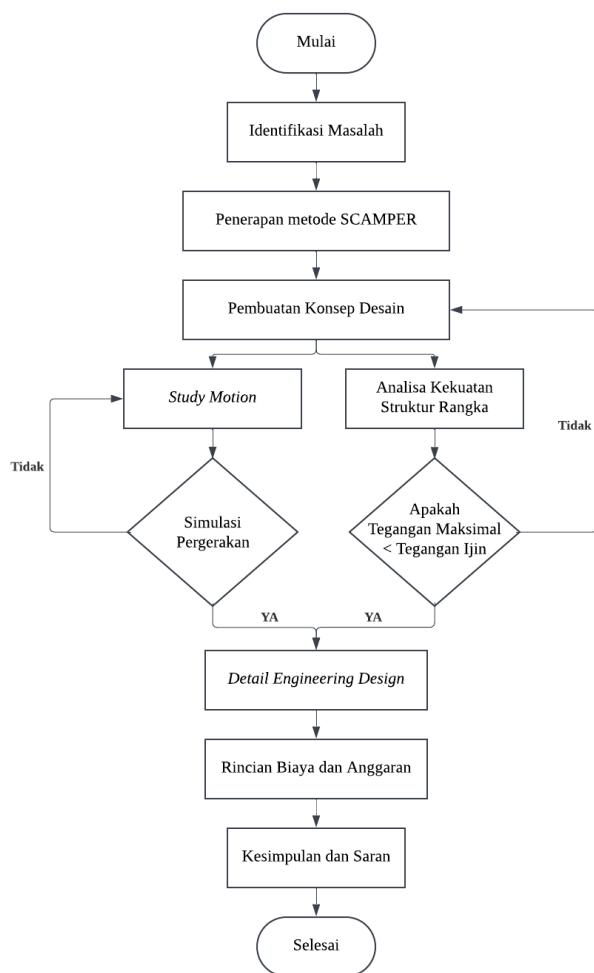
$$\text{Biaya total} = \text{Total biaya bahan bak} + \text{Total biaya manufaktur} \quad (2.66)$$

BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

Tahapan yang dilakukan selanjutnya agar penelitian ini berjalan secara sistematis, maka dibuat diagram alir penelitian seperti pada gambar 3. 1 dibawah ini



Gambar 3. 1 Diagram Alir Penelitian

3.2 Langkah – Langkah Penelitian

Adapun Langkah – Langkah penelitian yang sudah dibuat sesuai dengan diagram alir dapat dijabarkan menjadi.

3.2.1 Identifikasi Masalah

Pada tahap ini dilakukan identifikasi masalah untuk memperjelas tujuan penelitian dan menentukan batasan yang relevan untuk memfokuskan masalah yang akan dibahas, sehingga dapat mengetahui konsep penelitian yang akan dibuat serta proses penelitian menjadi lebih mudah dan tujuan penelitian tercapai.

3.2.2 Penerapan Metode SCAMPER

Penelitian ini menggunakan metode SCAMPER, yang dimana metode ini menggunakan teknik brainstorming yang efektif untuk mendorong kreativitas dan inovasi. Proses ini melibatkan beberapa langkah, *Substitute* atau mengganti, *combine* atau menggabungkan, *adapt* atau menyesuaikan, *Magnify* atau mengubah, *Put to Other Uses* atau memakai untuk penggunaan lain, *Eliminate* atau menghilangkan yang tidak perlu, dan *Reverse* atau balikkan proses kerja atau bagian produk jika diperlukan.

3.2.3 Pembuatan Konsep Desain

Langkah selanjutnya adalah membuat konsep desain, setelah melakukan penerapan metode SCAMPER, maka didapatkan daftar kebutuhan dari data ini digunakan untuk membuat konsep desain.

1. Perhitungan Kinematika

Untuk mengetahui pergerakan lengan robot dibutuhkan perhitungan kinematika. Perhitungan ini mencakup mengukur posisi, orientasi, kecepatan, dan percepatan setiap segmen lengan dalam sistem koordinat yang ditentukan. Tujuan dari analisis ini adalah untuk memastikan bahwa lengan robot dapat bergerak sesuai dengan kebutuhan desain.

2. Analisa Kekuatan Struktur Rangka

Analisa kekuatan struktur rangka dilakukan untuk mengukur tegangan maksimum yang terjadi pada komponen rangka. Proses ini dilakukan untuk memastikan bahwa tegangan maksimum yang dihasilkan selalu berada di bawah batas

tegangan yang diizinkan, sehingga desain rangka memenuhi syarat keamanan dan keandalan saat beroperasi.

3.2.4 Detail Engineering Drawing

Tahap selanjutnya dilakukan *detail engineering drawing* dengan tujuan memberikan informasi untuk memperjelas mekanisme perancangan dan membuat dimensi lebih mudah dibaca

3.2.5 Rincian Anggaran Biaya Perancangan

Pada tahap ini biaya produksi akan dihitung untuk membuat perencanaan anggaran biaya produksi yang rinci, untuk membuat sebuah produk umumnya harga berasal dari produsen maupun distributor yang ada dipasaran

3.2.6 Kesimpulan dan Saran

Pada tahap akhir ini dilakukan pengumpulan data pengujian, dianalisa serta dilakukan evaluasi terhadap desain teknologi *phenotyping* yang telah dirancang. Kesimpulan dibuat untuk menilai apakah desain tersebut sesuai dengan tujuan penelitian yang telah dijelaskan dalam Bab 1. Jika terdapat ketidaksesuaian, disarankan untuk dilakukan perbaikan dalam penelitian selanjutnya dengan mencantumkan saran berdasarkan kekurangan dan kendala yang teridentifikasi selama proses penelitian.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Identifikasi Masalah

Identifikasi masalah pada produk eksisting merupakan sebuah proses yang berfungsi untuk memenuhi kebutuhan pengguna produk yang akan dibuat. Pengguna dari produk adalah pelaku dari Industri *algriculture* yang dimana petani sering mengalami kesulitan dalam mengenali perubahan yang halus pada bibit tanaman, dalam kondisi ini dalam menilai hal tersebut masih menggunakan prefensi individu sehingga untuk memisahkan bibit yang siap pakai dan tidak siap pakai terjadi persepsi yang subjektif. Jadi dibutuhkan alat untuk menyelesaikan dan membantu para pelaku *algriculture* untuk memenuhi kebutuhan mereka.

4.2 Penerapan Metode SCAMPER

Metode SCAMPER adalah metode yang digunakan dalam *brainstorming*, dalam pengembangan desain produk dilakukan dalam tujuh tahap pengembangan, yakni yakni Substitute (pengganti), Combine (gabungkan), Adapt (adaptasi), Modify (ubah), Put to Another Uses (pakai untuk penggunaan lain), Eliminate (hilangkan), dan Reverse. Pada Buku Manajemen Inovasi dan Kreatifitas oleh Dr. Awan Kostrad Diharto, SE. M. AG mengandung banyak pertanyaan, namun perancang mengambil beberapa pertanyaan yang sesuai dengan perancangan desain teknik. Berikut beberapa pertanyaan yang berfokus dibidang keteknikan dapat dilihat pada tabel 4.1 berikut.

Tabel 4. 1 Pertanyaan Metode SCAMPER

Metode SCAMPER	Pertanyaan
<i>Substitute</i>	Apa yang bisa digantikan untuk membuat perbaikan?
<i>Combine</i>	Bisakah mencampur dua atau lebih alat Bersama sama?
<i>Adapt</i>	1. Apa yang perlu diubah untuk mencapai hasil yang lebih baik? 2. Bagian produk mana yang dapat diubah? 3. Bagaimana cara menyesuaikan produk yang sudah ada?

<i>Modify</i>	1. Dapatkah mengubah arti ataupun bentuk pada produk yang ada? 2. Apa yang bisa ditambahkan? 3. Apa yang bisa dibuat lebih tinggi, lebih besar, atau lebih kuat?
<i>Put to Another Uses</i>	Apa manfaat produk jika digunakan di tempat lain?
<i>Eliminate</i>	Bagaimana cara menyesuaikan produk yang sudah ada?
<i>Reverse</i>	Dapatkah mengubah arti ataupun bentuk pada produk yang ada?

Sumber: (Buku Manajemen Inovasi dan Kreativitas oleh Dr. Awan Kostrad Diharto, SE. M. AG)

Dengan memberikan tujuh pendekatan dalam bentuk pertanyaan untuk membantu pengguna mengembangkan konsep produk baru. Menurut Alex Osborn dan Bob Eberle, sebelum memulai penggunaan metode SCAMPER perancang harus mengimplementasikan dua gagasan utama.

1. Tidak ada urutan aliran yang harus diikuti saat menempuh 7 langkah-langkah ini. Fasilitator SCAMPER dapat dengan bebas bergerak di antara 7 ide pokok metode tanpa dibatasi aliran tertentu.
2. Penyesuaian gaya berpikir harus diadaptasi saat berpikir menggunakan metode ini. Misalnya, setiap jawaban terhadap sebuah pertanyaan SCAMPER bisa diterima, tidak peduli seberapa logisnya itu

Setelah membuat pertanyaan diatas maka metode SCAMPER dapat diterapkan melalui 7 Tahapan tanpa harus mengikuti urutan aliran dari 7 langkah-langkah tersebut.

4.3 Pembuatan Konsep Desain

Setelah mengetahui tahapan metode SCAMPER selanjutnya dilakukan pembuatan konsep desain dengan penerapan metode SCAMPER melalui 7 tahapan, *Substitute, Combine, Adapt, Modify, Put to Another Uses, Eliminate, Reverse*. Dari pertanyaan diatas, maka didapatkan jawaban seperti berikut ini:

4.3.1. **Substitute**

Sebelum perancangan, proses pemindahan dan penyortiran bibit dilakukan secara manual oleh operator. Metode ini melibatkan pengambilan pot satu per satu, inspeksi visual menggunakan mata manusia, dan pemindahan ke lokasi sortir. Secara teknis, pendekatan

tersebut menimbulkan beberapa kelemahan, seperti variasi waktu siklus per unit, ketidakkonsistenan posisi pengambilan, serta repetisi gerakan yang berpotensi menyebabkan kelelahan operator. Menurut Ergonomic Guidelines for Manual Material Handling (NIOSH, 2014), pekerjaan manual berulang memiliki risiko tinggi terhadap cedera muskuloskeletal dan penurunan produktivitas jika tidak didesain ulang secara ergonomis. Ilustrasi dapat dilihat pada gambar 4.1



Gambar 4. 1 Illustrasi Petani Memindahkan Tanaman
(Sumber: ekonomi.republika.co.id)

Konsep Substitute diterapkan dengan mengganti sistem manual menjadi belt conveyor otomatis. Tujuannya adalah meningkatkan throughput dan konsistensi produksi, mengurangi beban fisik operator, serta menyediakan platform yang dapat diintegrasikan dengan sistem sensor dan aktuator. Berdasarkan data Conveyor Equipment Manufacturers Association (CEMA, 2020), penggunaan belt conveyor untuk beban ringan dapat meningkatkan efisiensi perpindahan material hingga 50% dibanding metode manual.

Proses pengambilan keputusan dimulai dengan analisis kebutuhan produksi, yakni target harian 480 unit dalam 8 jam (60 unit/jam). Parameter ini kemudian digunakan untuk menentukan jarak antar pot, kecepatan konveyor, dan panjang sabuk. Setelah membandingkan beberapa opsi seperti Automated Guided Vehicle (AGV), roller conveyor, dan belt conveyor, dipilihlah belt conveyor

karena kemudahan integrasi dengan sensor, biaya yang lebih rendah, dan kesederhanaan perawatan.



Gambar 4. 2 *Conveyor Belt*

Sumber: Dokumentasi Pribadi

4.3.2. Combine

Sebelum adanya integrasi sistem, proses penyortiran bibit di lapangan dilakukan secara konvensional oleh petani. Bibit yang telah ditanam dalam pot kecil diletakkan di area penampungan. Petani kemudian mengambil pot satu per satu secara manual, mengamati kondisi tanaman menggunakan penglihatan langsung untuk menilai parameter seperti warna daun, ukuran, dan bentuk pertumbuhan. Pot yang dinilai memenuhi kriteria kualitas diletakkan ke rak atau area siap tanam, sedangkan pot yang dianggap kurang layak dipindahkan ke area perbaikan atau dibuang. Seluruh proses ini memerlukan perpindahan fisik bibit beberapa kali, dengan petani berjalan atau membungkuk untuk menjangkau pot, sehingga meningkatkan waktu tunda antar tahapan. Kegiatan ini umumnya tidak dilengkapi pencatatan data mutu setiap bibit, sehingga informasi yang dihasilkan bersifat subjektif dan tidak terdokumentasi secara sistematis, seperti gambar 4.3 dan 4.4 berikut:



Gambar 4. 3 *Lidar Sensor*
Sumber: www.intelrealsense.com



Gambar 4. 4 Lengan robot dan *Conveyor Belt*
(Sumber: Sumber: <https://www.fikhaglobalteknik.com> dan etcnmachining.com)

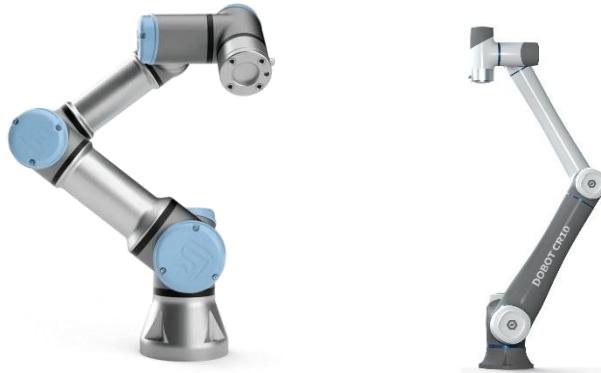
Konsep Combine diterapkan dengan mengintegrasikan tiga komponen utama: belt conveyor sebagai media transportasi, lengan robot sebagai alat pemindah bahan, dan sensor LiDAR sebagai sistem inspeksi. Integrasi ini memungkinkan proses end-to-end yang menggabungkan pengangkutan, pendekripsi kualitas, dan penyortiran tanpa intervensi manusia. Penempatan sensor dilakukan di atas jalur conveyor untuk memungkinkan inspeksi dilakukan saat pot bergerak (on-the-fly), sementara lengan robot ditempatkan di sisi conveyor dengan jangkauan yang telah dianalisis melalui perhitungan kinematika.

Zhang et al. (2021) dalam Computers and Electronics in Agriculture melaporkan bahwa integrasi conveyor, sensor, dan robot dapat meningkatkan akurasi sortir bahan hingga 94%. Integrasi ini juga mendukung pencatatan data phenotyping untuk setiap bahan, yang dapat digunakan dalam pengambilan keputusan agronomi. Pemilihan konfigurasi integrasi mempertimbangkan sinkronisasi antara kecepatan conveyor, waktu pemindaian sensor, dan waktu siklus robot, sehingga aliran proses tetap efisien dan akurat.

4.3.3. Adapt

Desain lengan robot diadaptasi dari model komersial yang umumnya memiliki enam derajat kebebasan (DOF) untuk fleksibilitas penuh dalam mengatur orientasi end-effector di ruang tiga dimensi. Meskipun fleksibilitas tersebut bermanfaat dalam berbagai aplikasi industri, untuk tugas pick-and-place pot bibit dengan posisi yang terprediksi, sebagian besar kemampuan ekstra ini tidak diperlukan. Penggunaan 6 DOF juga meningkatkan kompleksitas mekanik, biaya komponen, dan kebutuhan pemrograman..

Konsep Adapt diterapkan dengan mengurangi jumlah DOF menjadi tiga. Tujuannya adalah menyederhanakan sistem mekanik, menurunkan biaya, serta mempermudah pemrograman dan perawatan, sambil tetap mempertahankan kemampuan menjalankan fungsi utama yaitu mengambil dan menempatkan bibit. Groover (2020) menyatakan bahwa pengurangan DOF pada aplikasi spesifik dapat menurunkan biaya hingga 40% tanpa mengurangi kinerja secara signifikan. Dapat dilihat pada gambar 4.5



Gambar 4. 5 Produk eksisting Lengan Robot 6 Axis dan Lengan Robot 3 Axis
(Sumber: Sumber: www.knottsc.com dan Dokumentasi Pribadi)

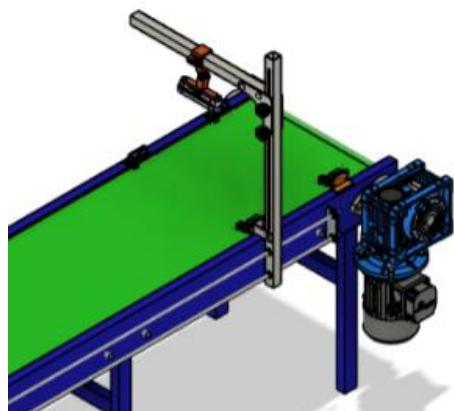
Proses adaptasi dimulai dengan penentuan workspace robot berdasarkan posisi pengambilan dan penempatan bibit pada layout konveyor. Yang nantinya dibuktikan dengan *study motion* untuk memverifikasi bahwa konfigurasi 3 DOF mampu menjangkau semua titik operasi dengan margin keamanan yang memadai. Keputusan akhir

diambil berdasarkan hasil simulasi jangkauan yang menunjukkan bahwa 3 DOF sudah memadai untuk kebutuhan desain ini.

4.3.4. Modify

Sistem *conveyor belt* standar umumnya dirancang untuk aplikasi umum dan belum dilengkapi fitur khusus untuk kebutuhan inspeksi bibit secara otomatis. Dalam kondisi awal, posisi sensor sulit diatur sesuai sudut pandang optimal, dan pot bibit memiliki kemungkinan bergeser selama transportasi. Dapat dilihat pada gambar 4.6

Konsep Modify diterapkan dengan melakukan penyesuaian pada komponen conveyor, termasuk penambahan braket khusus untuk pemasangan sensor dan rel pengatur posisi pot di atas belt. Tujuan modifikasi ini adalah untuk menempatkan sensor pada posisi yang stabil dan bebas getaran demi memastikan kualitas data inspeksi, serta menjaga posisi pot agar tetap presisi ketika diambil oleh lengan robot. Pandian et al. (2020) menyatakan bahwa modifikasi sederhana seperti penambahan braket dan rel dapat meningkatkan fleksibilitas dan akurasi sistem hingga 25%.



Gambar 4. 6 *Conveyor belt* dengan Braket dan Rell
(Sumber: Dokumentasi Pribadi)

4.3.5. Put to Another Use

Desain awal sistem difokuskan untuk penyortiran bibit tanaman, namun pendekatan Put to Another Use memungkinkan perluasan fungsi sistem ke aplikasi lain. Sistem yang dirancang secara modular dapat digunakan untuk inspeksi komponen industri, penyortiran barang

berdasarkan ukuran atau warna, bahkan pemilahan produk pertanian lain seperti buah atau umbi-umbian dengan sedikit penyesuaian pada end-effector dan perangkat lunak.

Penerapan prinsip ini dilakukan dengan merancang gripper yang dapat diganti (quick-change end-effector) dan sensor yang parameternya dapat diatur ulang. Lee dan Kim (2019) menjelaskan bahwa desain modular memungkinkan adaptasi fungsi alat secara cepat dengan pengurangan waktu penyesuaian ulang hingga 60%. Proses perancangan melibatkan standarisasi antarmuka mekanis dan elektrik, serta konfigurasi perangkat lunak agar profil kerja dapat dimuat ulang sesuai kebutuhan.

Dengan pendekatan ini, investasi sistem menjadi lebih bernilai karena dapat digunakan di berbagai lini produksi tanpa memerlukan penggantian besar pada struktur utama. Hal ini juga memperpanjang umur ekonomis peralatan dan memperluas potensi penerapannya di luar sektor pertanian.

4.3.6. Reverse

Rancangan awal alur kerja sistem dimulai dari transportasi bibit melalui conveyor, inspeksi oleh sensor, lalu pemindahan oleh lengan robot ke lokasi sortir. Namun, melalui konsep Reverse, urutan ini diuji ulang untuk mengevaluasi kemungkinan konfigurasi alternatif yang lebih efisien, seperti inspeksi setelah pemindahan atau inspeksi pada meja terpisah.

Tujuan penerapan Reverse adalah untuk menemukan urutan kerja yang meminimalkan waktu siklus, mengurangi potensi konflik gerakan antara robot dan aliran pot, serta meningkatkan reliabilitas sistem. Evaluasi dilakukan melalui simulasi motion study di perangkat CAD untuk membandingkan beberapa skenario operasi. Siemens PLM (2021) melaporkan bahwa penerapan motion study pada tahap desain dapat mengurangi risiko kesalahan dan konflik desain hingga 30% sebelum tahap produksi fisik.

Proses analisis dimulai dengan menyusun tiga skenario alternatif: (A) kondisi pengambilan, (B) kondisi pemindahan, dan (C) pemindahan pot terlebih dahulu kemudian inspeksi di meja terpisah. Hasil simulasi dibandingkan berdasarkan waktu siklus rata-rata, potensi tabrakan, dan jumlah gagal pengambilan. Skenario dengan kinerja terbaik kemudian dipilih untuk implementasi pada prototipe fisik.

4.3 Perhitungan dan Perencanaan Komponen Konveyor

Setelah dilakukan penerapan metode SCAMPER dilakukan perhitungan dan perencanaan elemen mesin yang akan digunakan dalam mendesain konveyor

4.3.1. Kapasitas Konveyor

Jumlah kapasitas yang dikehendaki dalam 8 jam menghasilkan 480 unit maka produksi unit perjamnya dapat diketahui.

$$\begin{aligned} Q &= N / T \\ &= 480 / 8 \\ &= 60 \text{ unit/jam} \end{aligned}$$

Dikarenakan sekali conveyor berjalan menghasilkan 5 unit dengan jarak antar pot adalah 0,6 m, maka Panjang total dari 5 unit.

$$\begin{aligned} \text{Panjang muatan (L)} &= (n - 1) \cdot \text{jarak (s)} \\ &= (5 - 1) \cdot 0,6 \\ &= 2,4 \text{ m} \end{aligned}$$

Dikarenakan target yang diinginkan dalam 1 jam adalah 60 unit dan setiap 5 unit butuhkan 2,4 m gerak conveyor, maka kecepatan conveyor.

$$\begin{aligned} v &= N \cdot L \\ &= 60 \cdot \frac{2,4}{5} \text{ m} \\ &= 28,8 \text{ m/jam atau } 0,48 \text{ m/menit} \end{aligned}$$

Waktu yang dibutuhkan untuk mengangkut pot bibit tanaman sepanjang lintasan dapat diperoleh dengan persamaan 2.1

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

$$t = \frac{3}{28,8}$$

$$= 0,1042 \text{ jam atau } 6,25 \text{ menit}$$

Berat muatan bibit tanaman dapat ditentukan dengan persamaan 2.2

$$W = m \cdot z$$

$$W = 5 \cdot 5$$

$$= 25 \text{ kg}$$

4.3.2. Panjang Sabuk

Tabel 4. 2 Spesifikasi Sabuk Pada Konveyor

Jenis	PVC Conveyor Belt
Lebar	215 mm
Tebal	3 mm
Jumlah Lapisan	2
Jarak Sumbu Poros	3 m
Diameter tail pulley	75 mm
Diameter head pulley	75 mm

Maka sabuk konveyor dapat ditentukan menggunakan persamaan 2.4

$$L = [\pi(r_1 + r_2) + 2x + \frac{(r_1 + r_2)^2}{x}]$$

$$L = [3,14(0,0375 + 0,0375) + 2.3 + \frac{(0,0375 + 0,0375)^2}{3}]$$

$$= 0,2355 + 6 + 0,001875$$

$$= 6,25 \text{ m}$$

4.3.3. Berat Sabuk Per Meter

Berat sabuk per meter dari conveyor dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 2.5

$$q = 1,1 \cdot B (\delta \cdot i + \delta 1 + \delta 2)$$

$$q = 1,1 \cdot 215 (3,2 + 3 + 3)$$

$$= 236,5 \cdot 12$$

$$= 2838 \frac{\text{kg}}{\text{mm}} \quad \text{atau} \quad 2,838 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Kemudian untuk berat sabuk keseluruhan dapat diketahui dengan persamaan berikut :

$$\begin{aligned}
 q_{\text{total}} &= q \cdot L \\
 q_{\text{total}} &= 2,898 \cdot 6,25 \\
 q_{\text{total}} &= 18,1125 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

4.3.4. Berat Idler

Idler berfungsi sebagai penyangga belt agar tidak kendor. Berat roller idler tergantung desain, ukuran, dan lebar belt. Untuk berat roller bagian atas dianggap tidak ada karena menggunakan plat untuk menyangga muatan. Untuk berat roller bagian bawah (q''_p) dapat diketahui dengan persamaan 2.7

$$\begin{aligned}
 G''_p &= 10 B + 7 \\
 G''_p &= 10 \cdot 0,215 + 7 \\
 G''_p &= 9,15 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Kemudian untuk mencari berat idler bawah per meter dapat menggunakan persamaan 2.8

$$\begin{aligned}
 q''_p &= \frac{C}{l^2} \\
 q''_p &= \frac{9,15}{3m} \\
 q''_p &= 3,05 \text{ kg/m}
 \end{aligned}$$

Dalam menentukan jumlah idler bawah tergantung dari Panjang lintasan dan jarak antar idler. Perencanaan jarak antar idler (l) yaitu sejauh 700 mm. Dalam menentukan gaya maksimal yang dapat diterima per idler dapat diketahui dengan persamaan berikut :

1. Jumlah idler yang digunakan diketahui dengan persamaan 2.10.

$$\begin{aligned}
 \text{Total idler} &= \frac{L}{l} \\
 \text{Total idler} &= \frac{3000}{700} = 4 \text{ idler}
 \end{aligned}$$

2. Berat idler per satuan Panjang sabuk dapat diketahui dengan persamaan 2.11.

$$W_r = G_p/l \times g$$

$$\begin{aligned} Wr &= 9,15 / 0,7 \times 9,81 \\ &= 128,23 \text{ N/m} \end{aligned}$$

3. Berat muatan yang diterima masing-masing idler dapat diketahui dengan persamaan 2.12.

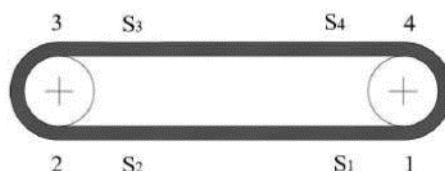
$$\begin{aligned} Wmr &= \frac{G_p}{Jumlah roller idler \times l} \times g \\ Wmr &= \frac{14}{4 \times 0,7} \times 9,81 \\ &= \frac{14}{2,8} \times 9,81 \\ &= 49,05 \text{ N/m} \end{aligned}$$

4. Gaya maksimal yang diterima satu roller idler dapat diketahui dengan persamaan 2.13.

$$\begin{aligned} Wtot &= (Wmr + qb + Wr) \times l \\ Wtot &= (49,05 + 2,898 + 128,81) \times 0,7 \\ &= 180,758 \times 0,7 \\ &= 126,53 \text{ N} \end{aligned}$$

4.3.5. Tahanan Gerak Sabuk (W)

Beban yang dikenakan pada sabuk meliputi beban yang diangkut, bobot sabuk itu sendiri, dan resistensi yang terjadi di sepanjang sistem belt conveyor. Tahanan yang terjadi di sisi tegang, sisi kendor, dan pada lengkungan sabuk.



Gambar 4. 7 Tahanan pada sabuk

Gaya tahanan pada bagian yang dibebani muatan dapat diketahui dengan persamaan 2.14

$$W_{3,4} = (q + qb + q'p) \cdot L \cdot \omega' \cdot \cos \beta + (q + qb) \cdot L \cdot \sin \beta$$

$$\begin{aligned} W_{3,4} &= (8,33 + 2,838 + 0) \cdot 6,25 \cdot 0,22 \cdot \cos 0 + (8,33 + 2,838) \cdot 6,25 \cdot \sin 0 \\ &= (11,171) \cdot 1,375 + (11,171) \cdot 0 \end{aligned}$$

$$= 15,36 \text{ kg}$$

Gaya tahanan pada bagian yang tidak dibebani muatan (gerak balik) dapat diketahui dengan persamaan 2.15

$$W_{1,2} = (qb + q''p) \cdot L \cdot \omega' \cdot \cos \beta - qb \cdot L \cdot \sin \beta$$

$$W_{1,2} = (2,838 + 3,05) \cdot 6,25 \cdot 0,22 \cdot \cos 0 - (2,838) \cdot 6,25 \cdot \sin 0$$

$$= (5,888) \cdot 1,375 - (2,838) \cdot 0$$

$$= 8,096 \text{ kg}$$

4.3.6. Tegangan pada Belt

Kemudian setelah diketahui gaya tahanan pada masing-masing bagian, maka dapat dihitung tegangan yang terjadi pada masing - masing titik dengan rumus berikut :

1. Tegangan S1 dimana belt meninggalkan head pulley = S1.
2. Tegangan S2 dapat ditentukan dengan persamaan 2.16.

$$\begin{aligned} S2 &= S1 + W_{1,2}(\text{kg}) \\ &= S1 + 8,096 \text{ kg} \end{aligned}$$

3. Tegangan S3, tahanan gesek pada pulley berkisar 5-7% sehingga dapat ditentukan dengan persamaan 2.17.

$$S3 = S2 + W(2,3) (\text{kg})$$

$W(2,3)$ = hambatan yang terjadi pada puli, antara 5-7% dari S2

$$= 0,07 \cdot S2$$

Sehingga

$$\begin{aligned} S3 &= S2 + 0,07 \cdot S2 \\ &= 1,07 \cdot S2 \\ &= 1,07 \cdot (S1 + 8,096) \\ &= 1,07 \cdot S1 + 8,663 \text{ kg} \end{aligned}$$

4. Tegangan S4 dihitung untuk material langsung dijatuhkan pada ujung head pulley sehingga sehingga dapat ditentukan dengan persamaan:

$$S4 = S3 + W_{(3,4)} (\text{kg})$$

$$= S3 + 15,36 \text{ kg}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} S4 &= 1,07 \cdot S1 + 8,663 \text{ kg} + 15,36 \text{ kg} \\ &= 1,07 \cdot S1 + 24,023 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dari teori penggerak gesek (hukum euler), belt tidak slip pada pulley jika memenuhi persamaan:

$$S4 = S1 \cdot e^{\mu a}$$

Dimana harga $e^{\mu a} = 2,56$, maka nilai dari $S1$ dapat diketahui berikut:

$$\begin{aligned} S4 &= S1 \cdot 2,56 \\ 1,07 \cdot S1 + 24,023 \text{ kg} &= S1 \cdot 2,56 \\ 2,56 \cdot S1 - 1,07 \cdot S1 &= 24,023 \\ 1,49 \cdot S1 &= 24,023 \\ S1 &= 16,123 \text{ kg} \end{aligned}$$

Sehingga dari persamaan di atas dapat ditentukan:

$$\begin{aligned} \text{a. } S1 &= 16,123 \text{ kg} \\ \text{b. } S2 &= S1 + 8,096 \text{ kg} \\ &= 16,123 + 8,096 \text{ kg} \\ &= 24,219 \text{ kg} \\ \text{c. } S3 &= 1,07 \cdot S1 + 8,663 \text{ kg} \\ &= 1,07 \cdot 16,123 + 8,663 \text{ kg} \\ &= 17,25161 + 8,663 \text{ kg} \\ &= 25,91461 \text{ kg} \\ \text{d. } S4 &= 1,07 \cdot S1 + 24,023 \text{ kg} \\ &= 1,07 \cdot 16,123 + 24,023 \text{ kg} \\ &= 17,25161 + 24,023 \text{ kg} \\ &= 41,27461 \text{ kg} \end{aligned}$$

4.3.7. Daya Motor Penggerak

Untuk menentukan bersarnya tegangan efektif puli dapat diketahui dengan mencari nilai konstanta Wdr dari persamaan 2.22

$$\begin{aligned} Wdr &= 0,03(S4 + S1) \\ &= 0,03(41,27461 + 16,123) \end{aligned}$$

$$= 0,03 \cdot 5739761$$

$$= 1,7219$$

Kemudian untuk menghitung nilai tegangan efektif puli (Wo) dengan persamaan 2.21

$$\begin{aligned} Wo &= S4 - S1 + Wdr \\ &= 41,27461 - 16,123 + 1,7219 \\ &= 26,87351 \end{aligned}$$

Besarnya daya motor penggerak dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.20 berikut dan faktor koreksi daya yang ditransmisikan dapat dilihat pada Tabel 2.7.

$$\begin{aligned} N &= \frac{Wo \cdot v \cdot fc}{102 \cdot \eta g} \\ N &= \frac{26,87351 \cdot 0,167 \cdot 1,2}{102 \cdot 0,8} \\ &= \frac{5,385}{81,6} \\ &= 0,065 \text{ kW atau } 0,087 \text{ HP} \end{aligned}$$

4.3.8. Perencanaan Transmisi

Untuk menghitung putaran drum pully dapat ditentukan dengan persamaan 2.23.

$$\begin{aligned} n_p &= \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} \\ n_p &= \frac{60 \cdot 0,167}{3,14 \cdot 0,075} \\ &= 42,54 \text{ rpm } \approx 43 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Jika diketahui spesifikasi motor dari katalog yaitu :

Putaran pully (np) : 43 rpm

Putaran motor yang digunakan (n) : 1400 rpm

Maka untuk rasio perbandingan transmisi dapat dihitung dengan persamaan 2.24.

$$i = \frac{n_o}{n_p}$$

$$i = \frac{1400}{43}$$

$$= 32,5$$

Berdasarkan hasil perhitungan perencanaan daya motor penggerak di atas, penggerak utama mesin ini dipilih menggunakan three phase induction motors NMRV 030 sesuai dengan yang ada di pasaran dengan tenaga sebesar 1 HP, daya motor penggerak 0,9 kw dan putaran motor sebesar 1400 rpm serta menggunakan gearbox dengan rasio 1:30.

4.3.9. Perhitungan Poros

Pada perhitungan poros direncanakan diameter drum pully sebesar 75 mm dengan menggunakan material poros bahan baja karbon konstruksi mesin (JIS S45C) dengan kekuatan tarik 58 kg/mm² dan poros sebesar 1/8 HP (0,093 kW) dan kecepatan sebesar 1400 rpm.

1. Momen Puntir

Untuk menghitung momen puntir dapat diketahui dengan persamaan 2.25.

$$\tau = 9,74 \times \frac{10^5 N}{n}$$

$$= 9,74 \times \frac{10^5 \cdot 0,065}{43}$$

$$= \frac{63310}{43}$$

$$= 1472,325 \text{ kg.m} \times 9,81$$

$$= 14443,5 \text{ N.m}$$

2. Tegangan geser yang diijinkan

Untuk menghitung tegangan geser yang diijinkan (kg/mm²) dapat diketahui dari persamaan 2.26.

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{\sigma B}{sf1 + sf2} \\ &= \frac{58}{6,0 + 2,0} \\ &= 4,83 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

3. Diameter Poros

Rumus untuk menghitung diameter poros ds dapat diketahui dari persamaan 2.27 dengan faktor kondisi momen lentur terdapat pada Tabel 2.8.

$$\begin{aligned}ds &= \left[\frac{5,1}{\tau_a} Kt \cdot Cb \cdot \tau \right]^{1/3} \\ &= \left[\frac{5,1}{4,83} 1,5 \cdot 2 \cdot 1472,325 \right]^{1/3} \\ &= [4663,88]^{1/3} \\ &= 16,7 \text{ mm}\end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan diameter poros di atas didapatkan diameter poros adalah 30 mm, ukuran tersebut sudah aman karena telah memenuhi syarat minimal ukuran diameter poros.

4.3.10. Perhitungan Pasak

Menentukan panjang pasak dapat ditentukan berdasarkan Tabel 4. 3 dengan diameter poros yang digunakan 30 mm. Berikut penentuan panjang pasak beserta perhitungan gaya yang terjadi pada pasak.

Tabel 4. 3 Ukuran Pasak

Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar b, b_1 , dan b_2	Ukuran standar h		C	l	Ukuran Standar l_i	Ukuran Standar l_i			r_1 dan r_2	Referensi
		Pasak prismatis	Pasak luncur				Pasak Prismatis	Pasak Luncur	Pasak Tirus		
2 x 2	2	2		0,16-0,25	6-20	1,2	1,0		0,5	0,08-0,16	Lebih dari 6-8
3 x 3	3	3			6-36	1,8	1,4		0,9		" 8-10
4 x 4	4	4			8-45	2,5	1,8		1,2	0,16-0,25	" 10-12
5 x 5	5	5			10-56	3,0	2,3		1,7		" 12-17
6 x 6	6	6			14-70	3,5	2,8		2,2		" 17-22
(7 x 7)	7	7	7,2	0,25-0,40	16-80	4,0	3,01	3,5	3,0	0,16-0,25	" 20-25
8 x 7	8	7			18-90	4,0	3,3		2,4		" 22-30
10 x 8	9	8		0,40-0,60	22-110	5,0	3,3		2,4	0,25-0,40	" 30-38
12 x 8	10	8			28-140	5,0	3,3		2,4		" 38-44
14 x 9	12	9			36-160	5,5	3,8		2,9		" 44-50
(15 x 10)	15	10	10,2		40-180	5,0	5,0	5,5	5,0	0,40	" 50-55
16 x 10	16	10			45-180	6,0	4,3		3,4		" 50-58
18 x 11	18	11			50-200	7,0	4,4		3,4		" 58-65
20 x 12	20	12		0,60-0,80	56-220	7,5	4,9		3,9	0,40-0,60	" 65-75
22 x 14	22	14			63-250	9,0	5,4		4,4		" 75-85
(24 x 16)	24	16	16,2	0,60-0,80	70-280	8,0	8,0	8,5	8,0	0,40-0,60	" 80-90
25 x 14	25	14			70-280	9,0	5,4		4,4		" 85-95
28 x 16	28	16			80-320	10,0	6,4		5,4		" 95-110
32 x 18	32	18			90-360	11,0	7,4		6,4		" 110-130

1. Menghitung lebar dan tinggi pasak dengan persamaan 2.28.

$$W = 30\% \cdot ds$$

$$= 30\% \cdot 30$$

$$= 7,5 \text{ mm} = 8 \text{ mm}$$

2. Menghitung Panjang pasak dengan persamaan 2.29.

$$L = 0,75 \cdot ds$$

$$= 0,75 \cdot 30$$

$$= 22,2 \text{ mm} = 22 \text{ mm}$$

3. Gaya tangensial atau geser (N) pada permukaan poros dapat diketahui dari persamaan 2.30.

$$\begin{aligned} F &= \frac{\tau}{ds/2} \\ &= \frac{1472,325}{30/2} \\ &= 98,155 \text{ kg} \times 9,81 \\ &= 962,9 \text{ N} \end{aligned}$$

Dari penentuan dan perhitungan pasak di atas dapat diketahui diameter poros 25 mm memiliki ukuran pasak ($b \times h$) adalah (8 x 7), panjang minimal pasak yaitu 22 mm dengan gaya tangensial permukaan poros sebesar 962,9 N.

4.3.11. Perhitungan Bearing / Bantalan

Bearing yang digunakan adalah UCFB 206 dengan spesifikasi pada Tabel 4. 4 sebagai berikut :

Tabel 4. 4 UCFB 206

d (diameter dalam)	30 mm
A (lebar)	30 mm
L (panjang)	78 mm
Co (kapasitas nominal statis)	11,3 kN
C (kapasitas nominal dinamis)	19,3 Kn
M (massa)	0,92 kg

1. Gaya aksial pada *bearing* dapat dihitung menggunakan persamaan 2.31.

$$\begin{aligned} Wa &= m \cdot g \\ &= 18,1125 \cdot 9,81 \\ &= 177,684 N \end{aligned}$$

2. Gaya radial pada bearing dapat dihitung menggunakan persamaan 2.32.

$$\begin{aligned} Wr &= \frac{1,5 \times T}{d/2} \\ &= \frac{1,5 \times 14443,5}{30/2} \\ &= 1444,35 N \end{aligned}$$

3. Nilai e

$$\begin{aligned} e &= \frac{Wa}{Co} \\ e &= \frac{117,784}{11300} \\ &= 0,0104 \end{aligned}$$

Kemudian mencari X dan Y dengan rumus berikut :

$$\begin{aligned} \frac{Wa}{Wr} &\geq e \\ \frac{177,684}{1444,35} &\geq 0,0104 \\ 0,123 &\geq 0,0104 \end{aligned}$$

Berdasarkan table 4.5 didapatkan nilai X dan Y untuk menghitung beban equivalen *bearing*.

Tabel 4. 5 Nilai X dan Y untuk B Beban Dinamis *Bearing*

Tipe	Spesifikasi	$\frac{WA}{WR} \leq e$		$\frac{WA}{WR} \geq e$		e
		X	Y	X	Y	
Deep groove ball bearing	$\frac{WA}{WR} \leq e = 0,025$	1	0	0,56	2,0	0,22
	= 0,04				1,8	0,24
	= 0,07				1,6	0,27
	= 0,13				1,4	0,31
	= 0,25				1,2	0,37
	= 0,5				1,0	0,44
Angular contact	Single row	1	0	0,35	0,57	1,14
	Two rows in tandem		0	0,35	0,57	1,14
			0,55	0,93	0,93	1,14

Berdasarkan Tabel 4.5, diperoleh X = 0,56 dan Y = 1,8. Selanjutnya, diperlukan nilai service factor (Ks) untuk menemukan kapasitas beban radial dinamis yang direncanakan. Nilai service factor 1,0 dapat ditentukan melalui Tabel 2.12.

4. Beban Equivalen

Selanjutnya pada perhitungan beban ekuivalen bearing menggunakan persamaan 2.34.

$$\begin{aligned}
 W &= KS \cdot (X \cdot V \cdot Wr + Y \cdot Wa) \\
 &= 1 \cdot (0,56 \cdot 1.1444,35 + 2 \cdot 177,684) \\
 &= 1077,543 \text{ N}
 \end{aligned}$$

5. Prediksi Umur *Bearing*

$$\begin{aligned}
 LH &= \left[\frac{C}{W} \right]^3 \times \frac{10^6}{60 \cdot n} \\
 &= \left[\frac{19300}{1077,543} \right]^3 \times \frac{10^6}{60 \cdot 43} \\
 &= 5746 \times 387,6 \\
 &= 2227149,7 \text{ jam}
 \end{aligned}$$

4.3.12. Perhitungan Gaya Gesek

Setelah RPM motor didapatkan, selanjutnya akan dilakukan perhitungan untuk mengetahui koefisien gesek yang terjadi antara belt dengan plat ketika dikenai beban karung bijih plastik saat dipindahkan.

1. Gaya Gesek

Untuk mencari gaya gesek yang terjadi dapat dihitung dengan persamaan 2.39.

$$f = \frac{65 \cdot 60}{0,075 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 1400} \\ = 5,91 N$$

2. Gaya Normal

Kemudian untuk mencari gaya normal dapat diketahui dengan persamaan 2.40.

$$N = \frac{\tau}{x} \\ = \frac{14443,5}{3} \\ = 4814,5 N$$

3. Koefisien Gesek Material (μ)

Setelah diketahui gaya gesek dan gaya normal yang terjadi maka dapat dihitung koefisien gesek material dengan persamaan 2.41.

$$\mu = \frac{f}{N} \\ = \frac{5,91}{4814,5} \\ = 0,0012$$

Setelah dilakukan perhitungan komponen elemen mesin yang akan digunakan dalam mendesain flat belt conveyor forward and reverse maka dapat disimpulkan seperti pada Tabel 4.69 berikut :

Tabel 4. 6 Spesifikasi Konveyor

Kapasitas conveyor	480 Unit/8 Jam
Panjang Belt	6,25 m
Berat Sabuk	18,1125 kg
Berat Return Idler	9,15 kg
Jumlah Idler	4 idler
Daya motor penggerak	0,09 kw atau 1 hp
Rasio Perbandingan Transmisi	1 : 30
Putaran motor	1400 rpm
Jenis penggerak utama	Three phase induction motors NMRV 030
Torsi pada poros	1472,325 kg/m

Diameter poros	30 mm
Ukuran pasak (b x h)	(8 x 7) mm
Panjang pasak	22 m
Gaya tangensial permukaan poros	962,9 N
Bearing	UCFB 206
Gaya gesek	5,91 N
Gaya normal	4814,5 N
Koefisien gesek material	0,0012

4.4 Analisa Kekuatan Struktur Rangka Konveyor

Analisis software digunakan untuk mengevaluasi kekuatan rangka dari desain mesin yang telah direncanakan. Desain ini menggunakan plat ketebalan 5 mm dan profil hollow persegi ASTM A36 berukuran 40 mm x 40 mm dengan tebal 1,2 mm. Pada Tabel 4.7 menunjukkan sifat-sifat fisik dari material ASTM A36.

Tabel 4. 7 Sifat fisik material ASTM A36

Parameter	Keterangan
<i>Material</i>	ASTM A36
<i>Modulus Elastisitas (E)</i>	200.000 Mpa (N/mm ²)
<i>Density</i>	7,85 g/cm ³
<i>Yield strength</i>	250 Mpa
<i>Ultimate Tensile Strength</i>	400 – 550 Mpa
<i>Modulus of Elasticity</i>	200 Gpa
<i>Bulk Modulus</i>	140 Gpa
<i>Poisson;s Ratio</i>	0,260
<i>Shear Modulus</i>	79,3 Gpa

Analisis kekuatan rangka untuk menilai kekuatan dari desain mesin yang telah dirancang. Analisis kekuatan ini menggunakan software Autodesk Fusion 360. Simulasi ini bertujuan untuk menentukan nilai tegangan maksimum yang mungkin terjadi pada rangka. Hasil simulasi harus memastikan stress yang diperoleh kurang dari tegangan ijin. Perhitungan tegangan ijin dapat dihitung menggunakan persamaan 2.54.

$$\sigma_{ijin} = \frac{\sigma_y}{S_f \cdot K}$$

$$\sigma_{ijin} = \frac{250}{2 \cdot 1}$$

$$= 125 \text{ MPa}$$

Dari hasil persamaan tersebut, diketahui bahwa nilai tegangan yang diizinkan adalah 250 MPa. Untuk melakukan analisis kekuatan rangka, perlu mendefinisikan distribusi beban, arah beban, serta tumpuan atau pengikatan pada rangka. Setiap beban pada konsep desain ditentukan oleh berat pot dengan beban maksimal mencapai 25 kg. Untuk menghitung gaya pembebanan yang bekerja, digunakan persamaan 2.59.

$$F = m \times g$$

$$F = 25 \text{ kg} \times 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$= 245 \text{ N}$$

Setelah menghitung gaya untuk melakukan simulasi, selanjutnya perlu menghitung beban desain atau pembebanan dinamis dengan menggunakan persamaan 2.60.

$$P_{desain} = F \times N$$

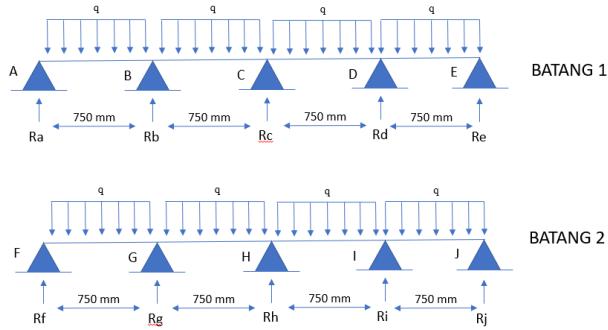
$$= 245 \times 1,5$$

$$= 367,5 \text{ N}$$

Dengan demikian, beban desain sebesar 367,5 N didapatkan dan struktur main beam diharapkan mampu menahan beban dinamis atau beban kejut yang terjadi pada belt conveyor.

4.4.1 Perhitungan Reaksi Pembebanan

Gaya yang diterima mencapai 721,035 N, yang merupakan total dari beban statis dan dinamis. Distribusi beban merata ini menyebabkan timbulnya tegangan di sepanjang area main beam. Terdapat 4 batang yang menerima pembebanan merata, dimana dari 4 batang tersebut, 3 batang memiliki panjang yang sama, seperti yang digambarkan dalam Gambar 4.8 berikut ini :



Gambar 4. 8 Diagram Pembebatan pada Main Beam Batang 1 dan Bagang 2

Batang 1 dan 2 menerima pembebatan merata dari profil. Pada langkah awal, dilakukan perhitungan penempatan beban pada batang 1 dan 2. beban dibagi menjadi 8 bagian merata pada kedua batang, dengan asumsi bahwa batang A-B, B-C, C-D, D-E dan F-G, G-H, H-I, I-J memiliki panjang yang sama. Berat balok ini perlu dipertimbangkan karena dudukan yang direncanakan juga menopang main beam yang terbuat dari besi hollow dan besi UNP.

Diketahui bahwa berat per meter dari hollow 30 x 30 x 1 mm material ASTM A36 adalah 0,9040 kg/m yang setara dengan 0,000904 kg/mm. Informasi lengkap mengenai berat material tersedia pada lampiran. Rangkuman perhitungan berat untuk setiap bagian profil dapat ditemukan dalam Tabel 4.8 berikut :

Tabel 4. 8 Perhitungan Berat setiap Bagian Profil

Titik	Panjang	W_{hollow} $L \times 0,000904 \text{ kg/mm}$
	(L) = mm	
A-B	750	0,678
B-C	750	0,678
C-D	750	0,678
D-E	750	0,678
F-G	750	0,678
G-H	750	0,678
H-I	750	0,678
I-J	750	0,678

Setelah menghitung berat setiap bagian profil hollow, langkah selanjutnya adalah menentukan pembagian beban dari batang 1 yang menerima beban dari profil UNP. Berat profil UNP dengan ukuran 100 x 50 mm adalah 9,36 kg/m, setara dengan 0,00936 kg/mm. Informasi

lengkap mengenai berat material tersedia pada lampiran. Rangkuman dari pembagian beban profil UNP ditemukan dalam Tabel 4.9 berikut:

Tabel 4. 9 Perhitungan Berat setiap Bagian Profil

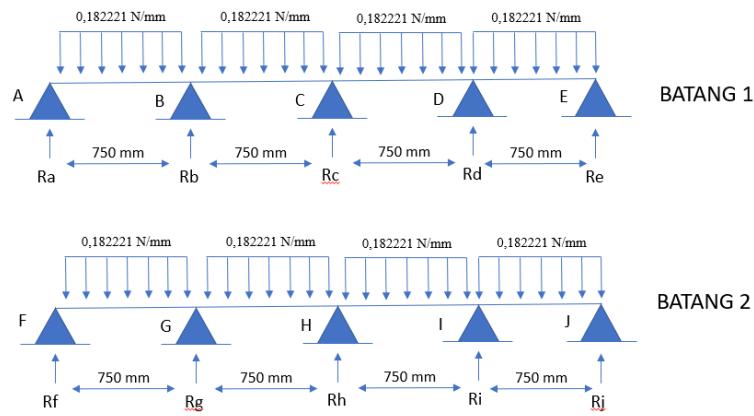
Titik	Panjang	W UNP	W hollow + W UNP
	(L) = mm	L x 0,00936 kg/mm	
A-B	750	7,02	7.698
B-C	750	7,02	7.698
C-D	750	7,02	7.698
D-E	750	7,02	7.698
F-G	750	7,02	7.698
G-H	750	7,02	7.698

Setelah menghitung berat untuk setiap bagian profil hollow dan UNP, langkah berikutnya adalah menentukan pembagian beban pada batang A-B, B-C, C-D, D-E, dan F-G, G-H, H-I, I-J yang menerima beban dari pot. Nilai berat beban per milimeter dihitung dengan membagi total beban dengan total panjang profil yang dibebani oleh pot, yaitu 0,00833 kg/mm. Rangkuman dari pembagian beban karung beserta beban profilnya sendiri ditunjukkan pada Tabel 4.10 berikut:

Tabel 4. 10 Perhitungan Pembagian Berat

Titik	Panjang	W Beban	W Total	Q total	q
	(L) = mm	L x 0,00833 kg/mm		W total x g	Q/L
A-B	750	6,2475	13,9455	136,6659	0.182221
B-C	750	6,2475	13,9455	136,6659	0.182221
C-D	750	6,2475	13,9455	136,6659	0.182221
D-E	750	6,2475	13,9455	136,6659	0.182221
F-G	750	6,2475	13,9455	136,6659	0.182221
G-H	750	6,2475	13,9455	136,6659	0.182221
H-I	750	6,2475	13,9455	136,6659	0.182221
I-J	750	6,2475	13,9455	136,6659	0.182221

Dalam perhitungan momen bending maksimal dengan menggunakan tumpuan fixed, yang merupakan jenis tumpuan dalam mekanika teknik yang dapat menahan gaya horizontal, vertical, dan momen, free body diagram dari main beam batang 1 dan 2 dapat dilihat pada Gambar 4.8 berikut ini:



Gambar 4. 9 Free Body Diagram Main Beam Batang 1 dan Batang 2

Setelah menghitung nilai beban merata di setiap batang, langkah selanjutnya adalah mencari nilai reaksi di setiap tumpuan. Proses ini melibatkan pembagian menjadi 8 bagian dan perhitungan setiap bagian secara terpisah. Untuk menjelaskan perhitungan dari pembebanan merata yang terjadi, dapat diuraikan sebagai berikut :

Langkah pertama adalah menghitung reaksi yang terjadi pada titik A-B beban merata sebagai berikut :

$$\Sigma MB = 0 \rightarrow Rav$$

$$-Rav \cdot L + (q \cdot L) \cdot \frac{1}{2} L = 0$$

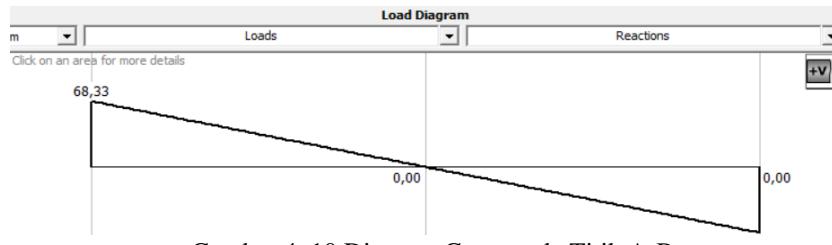
$$-Rav \cdot 750 + (0.182221 \cdot 750) \cdot \frac{1}{2} 750 = 0$$

$$-750 Rav + 51249,65625 = 0$$

$$Rav = 51249,65625 / 750$$

$$= 68,33 \text{ N}$$

$$Rav = Rbv = Rcv = Rdv = Rev = Rfv = Rgv = Rhv = Riv = Rjv = 68,33 \text{ N}$$



Gambar 4. 10 Diagram Geser pada Titik A-B

Reaksi yang terjadi pada Ra sama dengan reaksi yang terjadi pada Rb karena beban berada pada titik tengah. Demikian juga reaksi yang terjadi pada Rc, Rd, Re, Rf, Rg, Rh, Ri, dan Rj.

Reaksi yang terjadi pada titik B dan C dipengaruhi oleh dua pembebanan merata. Hasil perhitungan reaksi antara Rcv dan Rc'v akan dijumlahkan untuk mendapatkan reaksi total yang terjadi di titik C. Penjelasan mengenai total beban adalah sebagai berikut :

$$Rc \text{ total} = Rcv + Rcv = 68,33 N + 68,33 N = 136,66 N$$

(Diagram geser untuk batang 1 sama dengan batang 2)

4.4.2 Perhitungan Momen Bending

Momen lentur maksimal (Mmax) pada setiap batang yang disebabkan oleh reaksi pembebanan digunakan untuk menentukan nilai tegangan normal pada beban. Nilai momen bending (Mmax) diperoleh dari persamaan 2.62.

$$\begin{aligned} M_{\max \text{ batang } A-B} &= \frac{q x l^2}{8} \\ &= 0,182221 \times (750)^2 / 8 \\ &= 12812,41 N.mm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{\max \text{ batang } B-C} &= \frac{q x l^2}{8} \\ &= 0,182221 \times (750)^2 / 8 \\ &= 12812,41 N.mm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{\max \text{ batang } C-D} &= \frac{q x l^2}{8} \\ &= 0,182221 \times (750)^2 / 8 \\ &= 12812,41 N.mm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{\max \text{ batang } D-E} &= \frac{q x l^2}{8} \\ &= 0,182221 \times (750)^2 / 8 \\ &= 12812,41 N.mm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{\max \text{ batang } F-G} &= \frac{q x l^2}{8} \\ &= 0,182221 \times (750)^2 / 8 \end{aligned}$$

$$= 12812,41 \text{ N.mm}$$

$$\begin{aligned} M_{\max \text{ batang G-H}} &= \frac{q x l^2}{8} \\ &= 0.182221 \times (750)^2 / 8 \\ &= 12812,41 \text{ N.mm} \end{aligned}$$

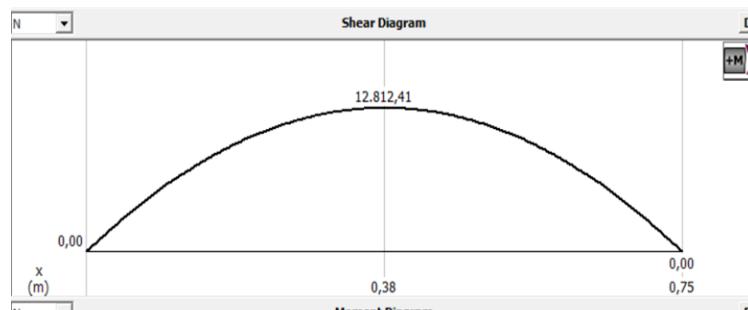
$$\begin{aligned} M_{\max \text{ batang H-I}} &= \frac{q x l^2}{8} \\ &= 0.182221 \times (750)^2 / 8 \\ &= 12812,41 \text{ N.mm} \\ M_{\max \text{ batang I-J}} &= \frac{q x l^2}{8} \\ &= 0.182221 \times (750)^2 / 8 \\ &= 12812,41 \text{ N.mm} \end{aligned}$$

Dengan demikian, nilai momen lentur maksimum diambil nilai terbesar, yaitu pada batang A-B, B-C, C-D sebesar 25058,73 N.mm. Nilai ini akan digunakan untuk menghitung tegangan lentur maksimum dan dikonversikan dengan hasil simulasi software. Secara singkat, nilai momen pada berbagai titik main beam tersebut dirangkum di Tabel 4.18

Tabel 4. 11 Bending Momen pada Titik Tertentu

Titik	Panjang	Bending Moment Max
A-B	750	12812,41 N.mm
B-C	750	12812,41 N.mm
C-D	750	12812,41 N.mm
D-E	750	12812,41 N.mm
F-G	750	12812,41 N.mm
G-H	750	12812,41 N.mm
H-I	750	12812,41 N.mm
I-J	750	12812,41 N.mm

Berikut merupakan gambar diagram momen untuk titik A-B, B-C, C-D, D-E, F-G, G-H, H-I, dan I-J pada Gambar 4.11



Tabel 4. 12 Diagram Momen pada Titik A-B, B-C, C-D, D-E, F-G, G-H, H-I dan I-J

4.4.3 Perhitungan Modulus Selection (Wreq)

Setelah menghitung momen gaya, dilakukan perhitungan tegangan ijin Steel ASTM A36 dan didapatkan W requirement (modulus section) sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 W_{req} &= M_{max} / \sigma_{ijin} \\
 &= 12812,41 / 125 \\
 &= 102,49928 \text{ mm}^3 \\
 &= 0,1025 \text{ cm}^3
 \end{aligned}$$

4.4.4 Pemilihan Profil

Berdasarkan perhitungan W requirement yang dibutuhkan, maka dipilihlah profil hollow dengan ukuran 30 x 30 x 1 mm dan masih memenuhi kebutuhan modulus penampang yang diizinkan yaitu $1,07 \text{ cm}^3 > 0,20047 \text{ cm}^3$ berdasarkan katalog profil hollow pada Tabel 4.12 berikut.

Tabel 4. 13 Katalog Pemilihan Profil Hollow

25 x 25	1 x 1	0.8	0.604	3.624	0.769	0.748	0.748	0.599	0.599	0.987	0.987	0.696	0.696
		1.0	0.747	4.765	0.981	0.910	0.910	0.728	0.728	0.976	0.976	0.654	0.654
		1.2	0.887	5.322	1.13	1.05	1.06	0.85	0.85	0.97	0.97	1.01	1.01
		1.6	1.160	6.960	1.48	1.34	1.34	1.07	1.07	0.95	0.95	1.29	1.29
30 x 30	-	1.0	0.904	5.423	1.15	1.61	1.61	1.07	1.07	1.18	1.18	1.25	1.25
		1.2	1.080	6.480	1.37	1.89	1.89	1.26	1.26	1.17	1.17	1.48	1.48
		1.6	1.410	8.460	1.80	2.40	2.40	1.60	1.60	1.16	1.16	1.91	1.91
32 x 32	1 1/4 x 1 1/4	1.0	0.987	5.800	1.23	1.97	1.97	1.23	1.23	1.26	1.26	1.43	1.43
		1.2	1.150	6.900	1.47	2.31	2.31	1.44	1.44	1.26	1.26	1.69	1.69
		1.6	1.510	9.060	1.92	2.95	2.95	1.84	1.84	1.24	1.24	2.19	2.19

4.4.5 Perhitungan Nilai Tegangan yang Terjadi

Setelah menemukan momen lentur maksimal yang terjadi, langkah selanjutnya adalah menentukan tegangan yang terjadi pada profil. Material yang digunakan untuk main beam adalah material hollow ASTM A36 dengan dimensi 30 x 30 x 1 mm dan yield point sebesar 250 Mpa. Informasi mengenai material terdapat di Tabel 4.7.

Tegangan normal dapat dihitung menggunakan momen lentur (M_{max}) yang diperoleh dari perhitungan sebelumnya dengan menggunakan nilai M_{max} terbesar pada batang A-B.

Untuk menghitung nilai tegangan normal, diperlukan nilai momen dari profil yang sedang dianalisis. Nilai momen inersia (I_x)

dan momen tampang profil hollow dapat ditemukan dalam Tabel 4.14 sebagai berikut :

Tabel 4. 14 Momen Inersia pada sumbu x Profil Konstruksi Baja

Ukuran Profil	Momen Inersia profil	Modulus of section		Area of Section
		Zx (mm ³)	Zy (mm ³)	
30 x 30 x 1 mm	16278,67 mm ⁴	1070	1070	30 x 30 x 1 mm

Setelah mendapat nilai Mmax dan momen inersia, nilai tegangan normal dapat ditentukan dengan rumus persamaan 2.61.

$$\begin{aligned}\sigma &= M_{\text{max}} / Z_x \\ &= 12812,41 / 1070 \\ &= 11,97 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Jadi, nilai tegangan normal yang didapatkan adalah 11,97 N/mm². dikarenakan pada profil terdapat tegangan geser yang terjadi maka dapat diketahui dengan persamaan 2.63.

$$\begin{aligned}\tau &= Q \cdot V / I_x \cdot \sigma \\ &= 1150 \cdot 257,9073 / 16278,67 \cdot 11,97 \\ &= 1,5219 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

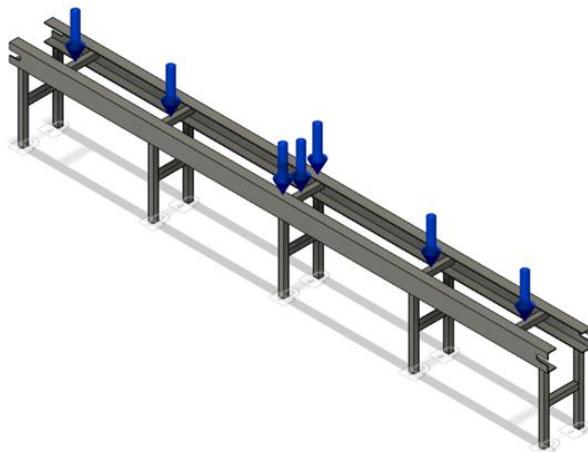
Jadi, nilai tegangan geser yang didapatkan adalah 29,41 N/mm². Untuk menghitung total tegangan menggunakan rumus von mises untuk mengetahui tegangan maksimal pada profil dengan persamaan 2.64.

$$\begin{aligned}\sigma_v &= \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \\ &= \sqrt{11,97^2 + 3 \cdot 1,5219^2} \\ &= \sqrt{143,28+6,94} \\ &= \sqrt{150,22} \\ &= 12,25 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

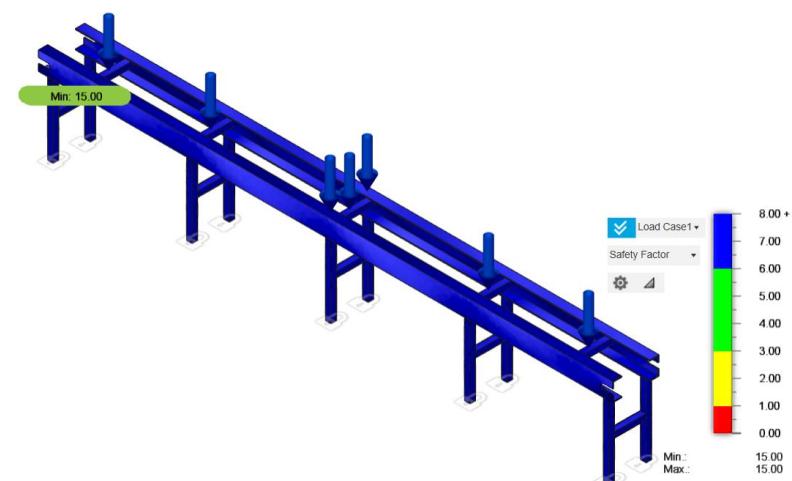
4.4.6 Perbandingan Perhitungan dengan Simulasi berbasis Software

Setelah melakukan pemodelan 3D dan menyelesaikan perhitungan tegangan, langkah berikutnya adalah melakukan simulasi pembebatan menggunakan software Autodesk Fusion 360.

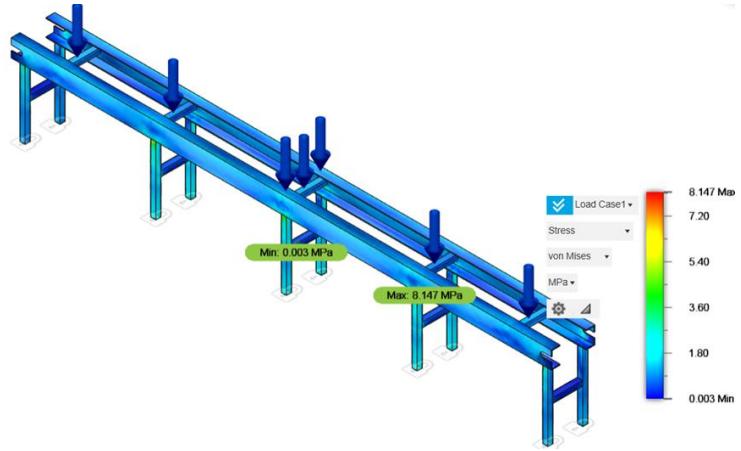
Tujuan dari tahapan ini adalah untuk membandingkan perhitungan yang telah dilakukan dan menganalisis nilai tegangan serta defleksi pada desain conveyor. Penempatan pembebaan sesuai dengan desain dapat dilihat dalam Gambar 4.11 berikut:



Gambar 4. 11 Peletakan Pembebaan pada Konveyor
Struktur rangka disimulasikan menggunakan software Autodesk Fusion 360, dan hasilnya terlihat pada Gambar 4.13 sebagai berikut:

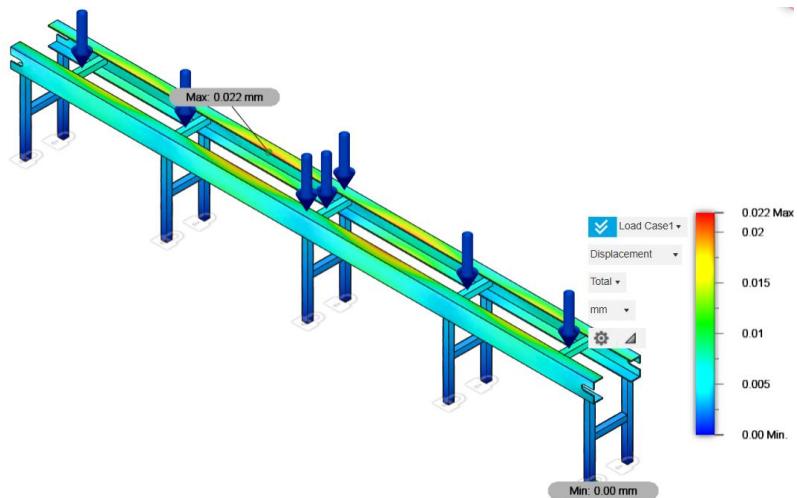


Gambar 4. 12 Hasil Simulasi *Safety Factor*



Gambar 4. 13 Hasil Simulasi Von Mises

Data hasil analisis pada Gambar 4.19 menunjukkan bahwa nilai tegangan pada komponen struktur memenuhi syarat karena nilai maksimumnya, yaitu 8,147 Mpa lebih kecil (<) dari nilai tegangan ijin sebesar 125 Mpa.



Gambar 4. 14 Hasil Simulasi Defleksi pada Konveyor

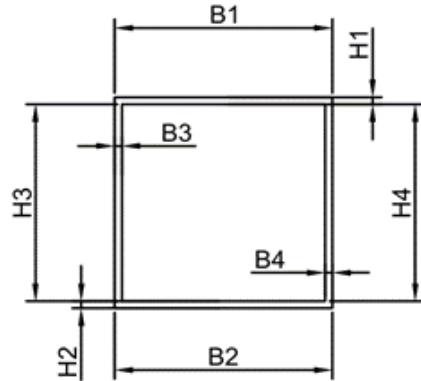
Hasil analisis defleksi pada Gambar 4.20 menunjukkan nilai maksimum sebesar 0,022 mm. Nilai ini memenuhi persyaratan karena nilai defleksi maksimum dari analisis FEM lebih kecil, yaitu 0,064 mm dibandingkan dengan batas defleksi izin yaitu 6,35 mm.

4.5 Perencanaan Dimensi Main Beam

Setelah mengetahui elemen mesin dan beban statis yang terjadi pada rangka konveyor, Langkah selanjutnya adalah merencanakan dimensi main, ini menjadi faktor yang penting penting pada struktur peralatan seperti konveyor

4.5.1 Dimensi Profil Main Beam

Rangka utama yang direncanakan adalah profil hollow, seperti yang terlihat dalam Gambar 4.15, sesuai spesifikasi dimensi profil main beam yang tercantum di Tabel 4.18.



Gambar 4. 15 Profil Main Beam

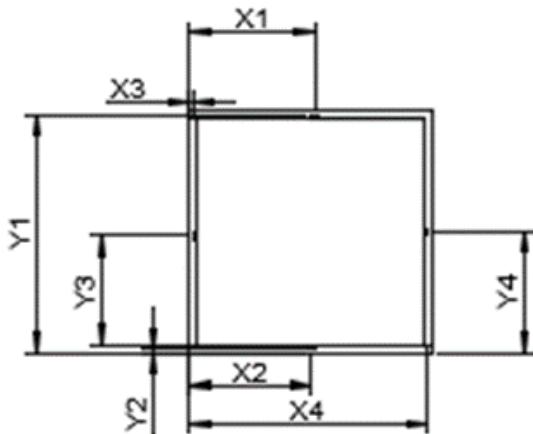
Tabel 4. 15 Pesifikasi Dimensi Main Beam

Spesifikasi Dimensi Profil			
Bagian	Ukuran (mm)	Bagian	Ukuran (mm)
B1	30	H1	1
B2	30	H2	1
B3	1	H3	28
B4	1	H4	28

Setelah menetapkan dimensi setiap balok yang dipilih, langkah berikutnya adalah menemukan pusat berat dari area tersebut serta momen statis pada profil.

4.5.2 Perhitungan Titik Berat, Luas Profil dan Momen Statis

Gambar 4.16 menunjukkan jarak titik berat dari setiap profil terhadap sumbu netral. Luas dan titik berat dapat dihitung menggunakan persamaan 2.42 dan 2.43 :



Gambar 4. 16 Diagram Titik Berat Main Beam

Profil 1, Bidang 1

$$A = B \times H$$

$$= 30 \times 1$$

$$= 30 \text{ mm}^2$$

$$X_i = \text{Jarak dari titik koordinat} + \frac{B_1}{2}$$

$$= 0 + \frac{30}{2}$$

$$= 15 \text{ mm}$$

$$Y_1 = \text{Jarak dari titik koordinat} + \frac{H_1}{2}$$

$$= 29 + \frac{1}{2}$$

$$= 29,5 \text{ mm}$$

Dari perhitungan tersebut, telah diperoleh nilai titik berat dan luas dari masing-masing balok. Rangkuman hasil perhitungan titik berat balok dapat dilihat pada Tabel 4.18 berikut :

Tabel 4. 16 Hasil Perhitungan Titik Berat

Bagian	Dimensi		Titik Berat		Luas
	B (mm)	H (mm)	X (mm)		
1	30	1	15	29,5	30
2	30	1	15	0,5	30
3	1	28	0,5	15	28
4	1	28	29,5	15	28
Total					116

Setelah menentukan titik berat dan luas profil, langkah berikutnya adalah menghitung momen statis dari setiap bagian sesuai dengan desain profil pada main beam, seperti yang ditunjukkan dalam Tabel 4.20 berikut :

Bagian	Dimensi		Titik berat		Luas	Momen Statis	
	B (mm)	H (mm)	X (mm)	Y (mm)		B (mm)	H (mm)
1	30	1	15	29,5	30	450	885
2	30	1	15	0,5	30	450	15
3	1	28	0,5	15	28	14	420
4	1	28	29,5	15	28	826	420
Total					116	1740	1740

Setelah mendapatkan nilai total momen statis dan total luas profil, perhitungan sumbu X dan Y dapat dilakukan menggunakan persamaan 2.44.

$$X = (\sum(X \times A)) / (\sum A)$$

$$= 1740 / 116$$

$$= 15 \text{ mm}$$

$$Y = (\sum(Y \times A)) / (\sum A)$$

$$= 1740 / 116$$

$$= 15 \text{ mm}$$

Dengan demikian dapat diketahui titik berat pada profil terletak pada koordinat (15 : 15)

4.5.3 Perhitungan Momen Inversia

Untuk mencari momen inersia pada hollow dapat menggunakan persamaan 2.45:

$$A = bh - (b - 2t)(h - 2t) = 30 \times 30 - 28 \times 28 = 116 \text{ mm}^2$$

$$I_x = I_y = \frac{bh^3 - b_i h_i^3}{12} = \frac{30 \times 30^3 - 28 \times 28^3}{12} = 16278,7 \text{ mm}^4$$

Dari perhitungan di atas didapatkan momen inersia sebesar 16278,67 mm⁴.

4.6 Perhitungan dan Perencanaan Komponen Lengan Robot

Setelah mengetahui spesifikasi elemen mesin dan kekuatan struktur dari konveyor. Langkah selanjutnya adalah merencanakan komponen untuk lengan robot. Spesifikasi lengan robot yang digunakan dapat dilihat pada table

Tabel 4. 17 Spesifikasi Lengan Robot

Parameter	Keterangan
Material	Zinc Aloy Z3
Modulus Elastisitas (E)	86.000 Mpa (N/mm ²)
Density	6,7 g/cm ³
Yield strength	210 Mpa
Ultimate Tensile Strength	280 Mpa
Bulk Modulus	70 Gpa
Poisson;s Ratio	0,33
Shear Modulus	31 Gpa

4.6.1 Perhitungan Torsi dan Daya Motor

Torsi motor adalah faktor penting dikarenakan kekuatan torsi yang nantinya menahan beban dari bibit tanaman serta struktur lengan. Untuk mengetahui kemampuan motor servo dalam mengangkat beban maka diperlukan menghitung torsi motor servo setiap jointnya pada lengan robot. Spesifikasi lengan robot dapat dilihat pada tabel 4.22.

Tabel 4. 18 Spesifikasi lengan robot

Parameter	Label	nilai
Panjang lengan 1	$L1$	116 mm
Panjang lengan 2	$L2$	516 mm
Panjang lengan 3	$L3$	75 mm
Massa lengan 1	$M1$	0,5 kg
Massa lengan 2	$M2$	1 kg
Massa lengan 3	$M3$	0,3 kg
Massa beban	Mb	5 kg
Sudut Gerak	θ	90°
Waktu Gerak	t	0,5 s
Kecepatan Sudut	ω	6,28 Rad/s

Setelah mengetahui spesifikasi dari lengan robot tahap selanjutnya adalah menghitung torsi motor servo, perhitungan torsi motor servo adalah sebagai berikut.

1. Perhitung Torsi Joint 3 (Wrist)

$$\begin{aligned}
 T_3 &= 5 \times 9,81 \times 0,075 = 3,68 \text{ Nm dengan safety factor} \\
 &= 3,68 \times 2 \\
 &= 7,36 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

2. Perhitungan Torsi Joint 2 (Elbow)

$$\begin{aligned}
 T_2 &= (5 + 0,3) \times 9,81 \times 0,516 + 1 \times 9,81 \times 0,258 \\
 &= 26,82 \times 2,53 = 29,35 \text{ Nm dengan safety factor} \\
 &= 29,35 \times 2 \\
 &= 58,7 \text{ N}
 \end{aligned}$$

3. Perhitungan Torsi Joint 1 (Base)

$$\begin{aligned}T_1 &= 5 \times 9,81 \times 0,707 + 0,3 \times 9,81 \times 0,6695 + 1 \times 9,81 \times \\&\quad 0,374 + 0,5 \times 9,81 \times 0,058 \\&= 34,67 \times 1,97 + 3,67 + 0,28 = 40,6 \text{ Nm dengan safety} \\&\quad \text{factor} \\&= 40,6 \times 2 \\&= 81,2 \text{ Nm}\end{aligned}$$

Setelah mengetahui nilai dari torsi pada masing – masing joint selanjut dilakukan perhitungan daya motor. Perhitungan daya motor dapat dihitung menggunakan persamaan ()

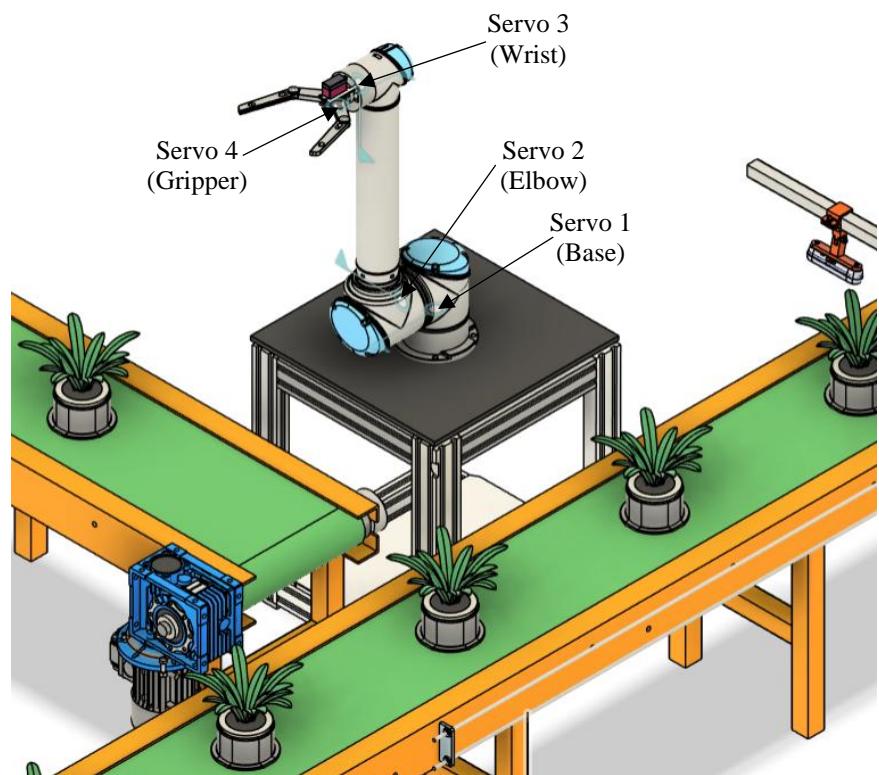
Tabel 4. 19 Hasil Torsi Lengan Robot

Joint	Torsi	Daya
Joint 3 (Wrist)	7,36 Nm	46,2 W
Joint 2 (Elbow)	58,7 Nm	368,7 W
Joint 1 (Base)	81,2 Nm	509,9 W

Berdasarkan hasil perhitungan perencanaan torsi dan daya motor servo diatas, motor servo yang dipilih menggunakan Nema 34 sesuai dengan yang ada di pasaran dengan tenaga sebesar 24-35 Nm sebagai penggerak lengan robot.

4.6.7 Studi Gerak Lengan Robot

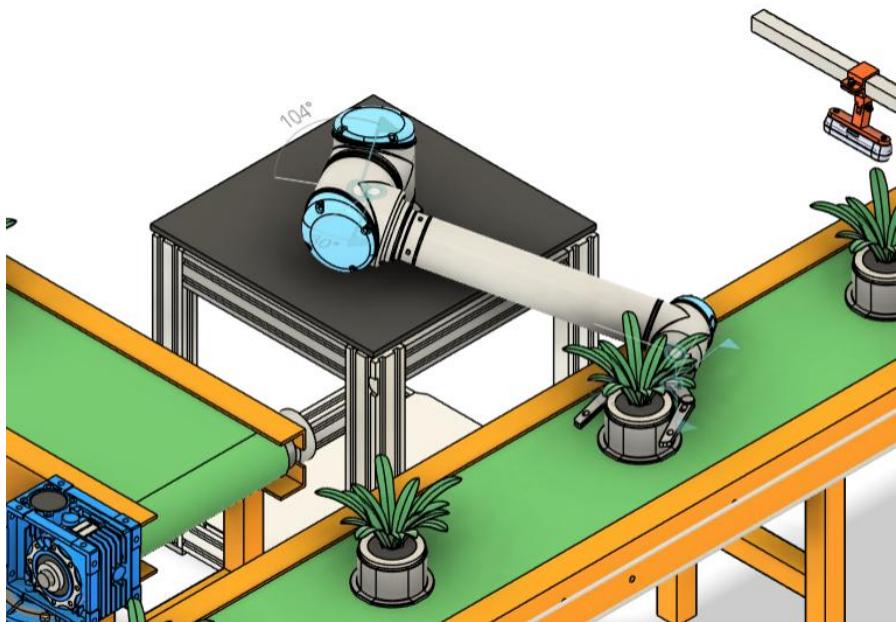
Studi gerak lengan robot bertujuan untuk mengetahui gerakan joint pada lengan robot sesuai dengan yang diinginkan. Untuk menganalisa gerakan lengan robot menggunakan software Autodesk Fusion 360 dengan menggunakan motion study fitur ini memungkinkan untuk menganalisis gerakan kinematic dari model 3D. Terdapat 3 kondisi pada lengan robot, kondisi awal, kondisi mengambil barang, kondisi memindahkan barang.



Gambar 4. 17 Posisi *Home Base*

1. Kondisi Mengambil

Kondisi mengambil adalah kondisi dimana lengan robot bersiap untuk memindahkan pot bibit tanaman ke konveyor 2, untuk berada diposisi ini tiap joint membutuhkan



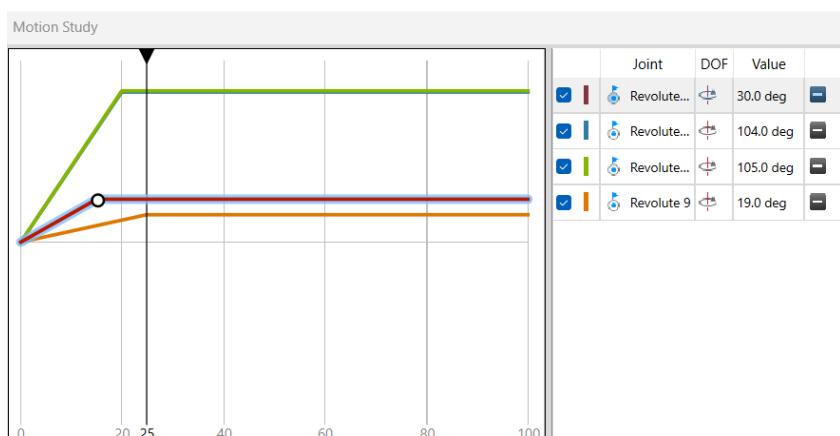
Gambar 4. 18 Mengambil Pot

Servo 1 (Base) = 30°

Servo 2 (Elbow) = 104°

Servo 3 (Wrist) = 105°

Servo 4 (Gripper) = 19°

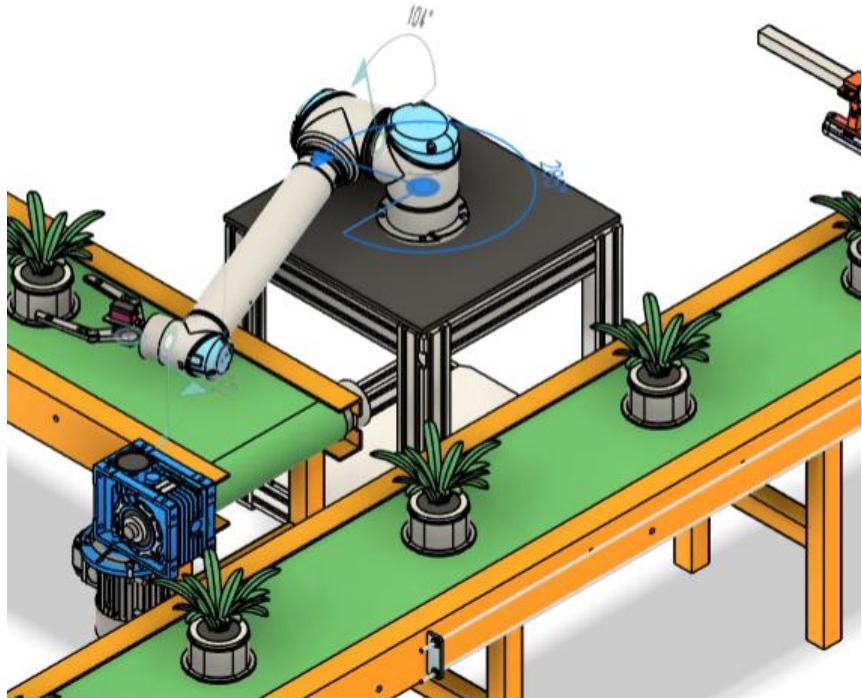


Gambar 4. 19 Diagram *Motion Study* (Mengambil)

Langkah awal adalah pada step ke 15 servo 1 (base) akan bergerak sebesar 30° , kemudian pada step 20 servo 2 (elbow) akan bergerak sebesar 104° dan servo 3 (wrist) akan bergerak sebesar 105° secara bersamaan, terakhir pada step ke 25 servo 4 (gripper) akan bergerak sebesar 19° .

2. Kondisi Memindahkan

Kondisi memindahkan adalah kondisi dimana lengan robot mulai memindahkan bibit tanaman yang masih membutuhkan perawatan dari conveyor 1 ke conveyor 2. Untuk berada pada posisi ini tiap joint membutuhkan.

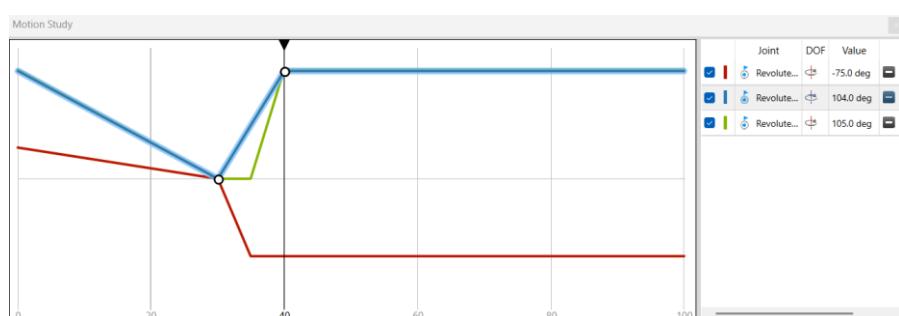


Gambar 4. 20 Memindahkan Pot

$$\text{Servo 1 (Base)} = -75^\circ$$

$$\text{Servo 2 (Elbow)} = 104^\circ$$

$$\text{Servo 3 (Wrist)} = 105^\circ$$



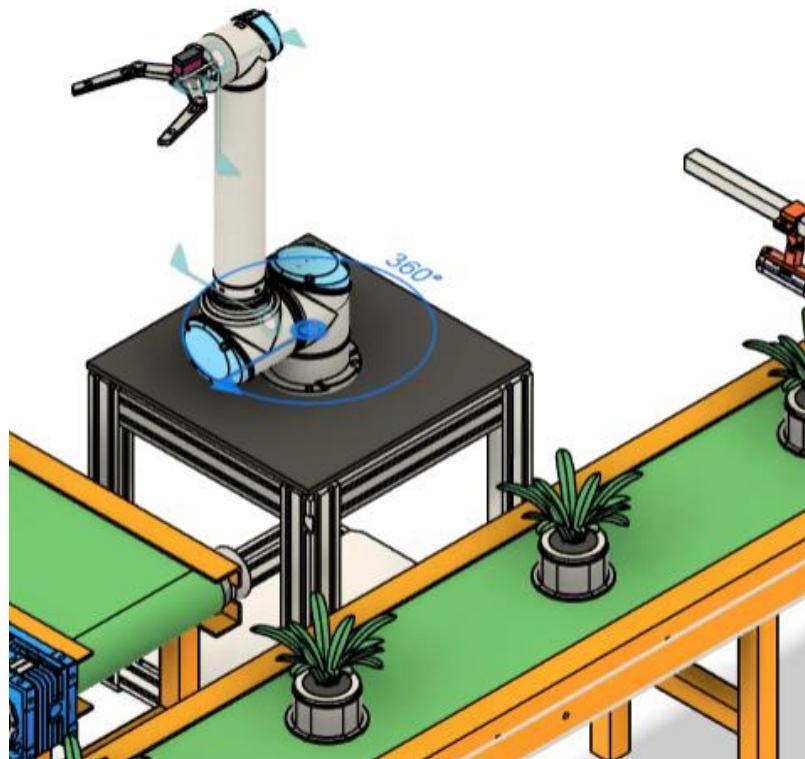
Gambar 4. 21 Diagram Motion Study (Mengambil)

Pada step ke 30 semua servo kembali ketitik awal yaitu 0° , kemudian pada step ke 35 servo 1 (base) bergerak sebesar -75° , kemudian pada step ke 40 servo 2 (elbow) bergerak sebesar 104° dan servo 3 bergerak sebesar 105° secara bersamaan.

3. Kondisi Awal

Pergerakan terakhir dari lengan robot adalah kembali keposisi semua, sampai ada perintah kembali untuk melakukan pergerakan pemindahan.

Untuk Mencapai Posisi ini



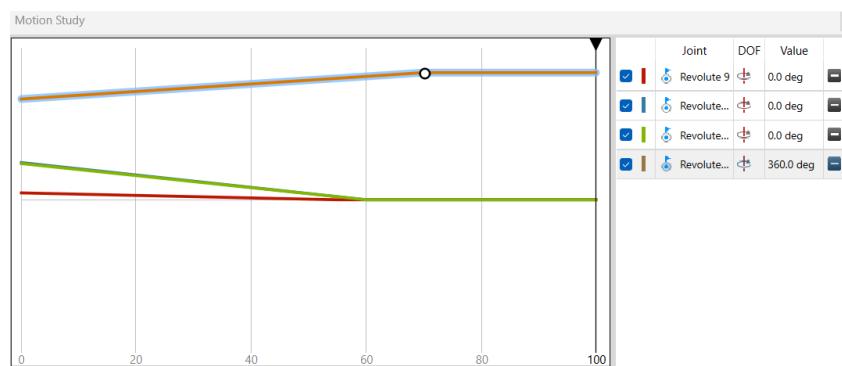
Gambar 4. 22 Kembali Ke Posisi Awal

Servo 1 (Base) = 0°

Servo 2 (Elbow) = 0°

Servo 3 (Wrist) = 0°

Servo 4 (Gripper) = 0°



Gambar 4. 23 Diagram Motion Study (Kembali ke Posisi Awal)

Pada step ke 55 servo 4 (Gripper) kembali keposisi awal yaitu 0° , kemudian pada step ke 60 servo 2 (elbow) dan servo 3 (wrist) kembali keposisi awal yaitu 0° , terakhir pada step ke 70 servo 1 bergerak kembali keposisi awalnya sebesar 360° .

4.7 Rancangan Anggaran Biaya

Rancangan anggaran biaya (RAB) merupakan jumlah biaya yang diperlukan untuk memproduksi mesin sortir bahan tanaman. Maka diperlukan analisis perhitungan biaya produksi yang mencakup biaya pembelian bahan baku, dan biaya manufaktur. Rincian biaya produksi mesin ini adalah sebagai berikut :

1. Biaya Pembelian Bahan Baku

Biaya bahan baku mencakup biaya untuk pembelian material dan komponen yang diperlukan konveyor. Detail dari biaya bahan baku tersebut dijelaskan dalam tabel 4.23

Tabel 4. 20 Biaya Bahan Baku Conveyor

No.	Komponen	Qty	Besar Satuan	Harga Satuan	Total Harga
1	Profile Hollow 30x30x1 mm	3	6 m	Rp486.000	Rp1.458.000
2	Profil U 100x50x5 mm	1	6 m	Rp640.000	Rp640.000
3	Plate SS 5 mm	1	2440 x 1220 x 5 mm	Rp1.850.000	Rp1.850.000
4	Shaft 25 mm	1	1 m	Rp100.000	Rp100.000
5	Belt PVC	4	1 unit	Rp350.000	Rp1.400.000
6	Roller	4	1 unit	Rp130.000	Rp520.000
7	Drum Pully	2	1 unit	Rp550.000	Rp1.100.000
8	UCFB 206	4	1 unit	Rp275.000	Rp1.100.000

9	Mur + baut m8	16	1 set	Rp3.000	Rp48.000
10	Mur + baut m10	12	1 set	Rp4.000	Rp48.000
11	Mur + baut m14	8	1 set	Rp5.000	Rp40.000
12	Panasonic M9MZ90	1	1 buah	Rp4.800.000	Rp4.800.000
13	Worm Gear NMRV030	1	1 buah	Rp588.000	Rp588.000
14	Foot Adjuster M16	8	1 buah	Rp90.000	Rp720.000
15	Push Button Switch Box	2	1 set	Rp400.000	Rp800.000
16	Warning Light	2	1 set	Rp120.000	Rp240.000
17	Intel realsense L515	1	1 Buah	Rp19.000.000	Rp19.000.000
Total					Rp34.452.000

Setelah itu untuk biaya lengan robot, yang terdiri dari biaya pembelian material dan komponen yang diperlukan adalah sebagai berikut

Tabel 4. 21 Biaya Bahan Baku Lengan Robot

No.	Komponen	Qty	Besar Satuan	Harga Satuan	Total
1	Struktur Lengan Robot (Aluminium)	1	1 set	Rp2.000.000	Rp2.000.000
2	Nema 34	2	1 buah	Rp1.350.000	Rp2.700.000
3	Nema 23	1	1 buah	Rp750.000	Rp750.000
4	SERVO MG996R	1	1 buah	Rp74.000	Rp74.000
5	PLC Microcontroller	1	1 buah	Rp500.000	Rp500.000
6	Proximity Swith	2	2 buah	Rp72.000	Rp144.000
Total					Rp6.168.000

2. Biaya Manufaktur

Biaya manufaktur merupakan biaya yang terkait dengan pembuatan atau fabrikasi beberapa komponen pada conveyor dan lengan robot. Rincian biaya pembuatan mesin ini mengacu pada upah minimum pekerja (UMP) di Surabaya sebesar Rp4,961.753, dengan begitu RAB adalah sebagai berikut:

Tabel 4. 22 Biaya Pembuatan

No	Pekerjaan	Standard Time	Satuan	Qty	Total Wa	Jam	Tarif/Jam	Biaya Tenaga Kerja

					ktu (me nit)			
1	Potong Material (Hollow & UNP)	5 Menit/Potongan	Potongan	21	105	1,75	Rp28.6 62	Rp50.159
2	Drilling	2 Menit/lubang	Lubang	36	72	1,2	Rp28.6 62	Rp34.394
3	Welding	2 menit/titik	Titik	74	148	2,47	Rp28.6 62	Rp70.832
4	Gerinda dan Dempul	5 menit/bagian	Bagian	31	155	2,58	Rp28.6 62	Rp73.960
5	Painting	10 menit/bagian	Bagian	13	130	2,17	Rp28.6 62	Rp62.193
Total					621	10,3 5		Rp291.538

Tidak semua perkerjaan manufaktur dapat dilakukan oleh Tenaga kerja umum, beberapa perkerjaan membutuhkan keahlian, peralatan khusus dan pengalaman professional. Oleh karena itu unutk perhitungan biaya pekerja profesional sebagai berikut:

No	Jenis Jasa	Volume	Total Biaya
1	Pembubutan Shaft (137 mm x Rp85/mm)	137 mm	Rp11.645
2	CNC Machining (10 hari x Rp220.000/hari)	10 hari	Rp2.200.000
3	Perakitan (Profesional)	1 unit	Rp1.500.000
Total			Rp3.711.645

Setelah mendapatkan keseluruhan biaya manufaktur dapat diketahui untuk pengrajan manufaktur mesin ini di Surabaya membutuhkan total biaya manufaktur sebesar Rp4.003.183

3. Perhitungan Biaya Total

Jumlah total biaya adalah total biaya yang dikeluarkan selama proses perencanaan dan pembuatan mesin sortir bibi tanaman, yang mencakup biaya produksi dan biaya manufaktur, yang terakumulasi dapat dihitung dengan persamaan 2.60.

$$\begin{aligned}\text{Biaya total} &= \text{Total biaya Produksi} + \text{Total biaya manufaktur} \\ &= \text{Rp}34.452.000 + \text{Rp}6.168.000 + \text{Rp}4.003.183 \\ &= \mathbf{\text{Rp}44.623.183}\end{aligned}$$

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, beberapa kesimpulan dapat diuraikan sebagai berikut :

1. Konveyor menggunakan belt PVC (lebar 215 mm, tebal 3 mm, 2 lapis) dengan kapasitas 60 unit/jam, Kecepatan konveyor adalah 0,48 m/menit, dengan panjang belt 6,25 m dan berat sabuk 18,1 kg. 5 pot bibit diletakkan dengan jarak antar pot 0,6 m, sehingga panjang muatan total 2,4 m. Dipilih motor penggerak Panasonic M9MZ90 (90 W) dan worm gearbox NMRV030 memiliki rasio 1:30. Struktur ini dilengkapi dengan braket, idler, roller, drum pulley, dan sensor Intel RealSense. Lengan robot didesain dengan 3 derajat kebebasan agar lebih ekonomis, berbahan Zinc Alloy Z3. Study Motion digunakan untuk menentukan posisi gripper. Servo dan motor stepper (NEMA 34 untuk joint 1–2, NEMA 23 untuk joint 3) dipilih berdasarkan analisis torsi.
2. Struktur rangka konveyor menggunakan profil hollow ASTM A36 dengan tegangan ijin 125 MPa dan lengan robot menggunakan Zinc Alloy Z3 dengan tegangan ijin 105 Mpa. Analisis Fusion 360 menunjukkan Konveyor mendapatkan hasil dimana tegangan sebesar 8,147 Mpa lebih kecil (<) dari tegangan ijin 125 Mpa, Lengan robot dengan kondisi awal mendapatkan tegangan sebesar 14.00 Mpa dan lengan robot dengan kondisi mengambil mendapatkan tegangan sebesar 19,143 Mpa lebih kecil (<) dari tegangan ijin 105 Mpa. Hasil menunjukkan tegangan maksimum di bawah tegangan ijin.
3. Total biaya bahan baku yang dibutuhkan mesin sortir bibit tanaman berteknologi phenotyping sebesar Rp40.620.000, Total biaya manufaktur untuk membangun mesin ini di Surabaya sebesar Rp4.003.183. Dengan total keseluruhan sebesar Rp44.623.183

5.2 Saran

Ini adalah beberapa saran yang dapat digunakan untuk meningkatkan penelitian selanjutnya:

1. Perancangan mesin sortir bibit tanaman diharapkan dapat digunakan sebagai referensi untuk pembuatan alat berikutnya.
2. Desain konveyor dan lengan robot dapat dikembangkan lebih lanjut untuk meningkatkan kapasitas produksi serta efisiensi gerakan tanpa mengurangi stabilitas
3. Pengujian beban statis pada konveyor dan lengan robot perlu dilakukan secara menyeluruh untuk memastikan kinerja pada kondisi nyata
4. Optimasi biaya dapat dilakukan dengan memanfaatkan daerah yang lebih terjangkau.
5. Saat merencanakan suatu alat, harus memperhatikan banyak hal seperti fungsinya, dimensi, biaya pembuatan, hingga cara perawatan yang relative mudah

DAFTAR PUSTAKA

- Hilty, J., Muller, B., Pantin, F., & Leuzinger, S. (2021). Plant Growth: The What, the How, and the Why. *New Phytologist*, 232(1), 25–41. <https://doi.org/10.1111/nph.17610>
- Ma, D., Wang, L., Zhang, L., Song, Z., Rehman, T. U., & Jin, J. (2020). Stress distribution analysis on hyperspectral corn leaf images for improved phenotyping quality. *Sensors*, 20(13), 3659. <https://doi.org/10.3390/s20133659>
- Ningyuan, Y., Huang, Z., He, Y., Xiao, W., Yu, H., Qian, L., Xu, Y., Tao, Y., Lyu, P., Lyu, X., & Feng, X. (2024). Detection of color phenotype in strawberry germplasm resources based on field robot and semantic segmentation. *Computers and Electronics in Agriculture*, 226, 109464. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2024.109464>
- Santos, M. P. D., Heckler, W. F., Bavaresco, R. S., & Barbosa, J. L. V. (2024). Machine learning applied to digital phenotyping: A systematic literature review and taxonomy. *Computers in Human Behavior*, 161, 108422. <https://doi.org/10.1016/j.chb.2024.108422>
- Sochib, M., & Kusbiantoro, G. M. (2018). Perencanaan gravity conveyor batu bara dengan kapasitas 1000 ton per jam di PT. Meratus Jaya Iron Steel Tanah Bumbu. *Teknik: Jurnal Keilmuan dan Terapan Teknik*, 7(1), 16–33.
- Sun, S., Li, C., Paterson, A. H., Jiang, Y., Xu, R., Robertson, J. S., Snider, J. L., & Chee, P. W. (2018). In-field High Throughput Phenotyping and Cotton Plant Growth Analysis Using LiDAR. *Frontiers in Plant Science*, 9, Article 16. <https://doi.org/10.3389/fpls.2018.00016>
- Wibowo, R. A., & Soewardi, H. (2023). Reka Bentuk Alat Angkut Ergonomis Tanaman Hortikultura untuk Menurunkan Sindrom Musculoskeletal. *TEKNIK*, 44(2), 203–210. <https://doi.org/10.14710/teknik.v44i2.50281>

CEMA. (2020). Belt Conveyors for Bulk Materials (7th ed.). Conveyor Equipment Manufacturers Association.

Groover, M. P. (2020). Automation, Production Systems, and Computer-Integrated Manufacturing (5th ed.). Pearson.

Lee, J., & Kim, H. (2019). Modular gripper design for flexible manufacturing systems. *Journal of Manufacturing Systems*, 52, 280–289. <https://doi.org/10.1016/j.jmsy.2019.05.004>

NIOSH. (2014). Ergonomic Guidelines for Manual Material Handling. National Institute for Occupational Safety and Health.

Pandian, S. R., Kumar, M., & Saravanan, M. (2020). Design modification in conveyor systems to improve operational efficiency. *Material Handling Journal*, 15(4), 45–53.

Siemens PLM. (2021). Motion Simulation and Digital Mock-Up Guidelines. Siemens Digital Industries Software.

Zhang, X., Wang, L., & Li, D. (2021). Intelligent sorting system for seedlings based on machine vision and robotics. *Computers and Electronics in Agriculture*, 182, 106016. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2021.106016>

Badan Pusat Statistik. (2023). Produk Domestik Bruto Sektor Pertanian Indonesia. Jakarta: BPS.

Food and Agriculture Organization. (2020). The state of food and agriculture. Rome: FAO.

Furbank, R. T., & Tester, M. (2011). Phenomics – Technologies to relieve the phenotyping bottleneck. *Trends in Plant Science*, 16(12), 635–644. <https://doi.org/10.1016/j.tplants.2011.09.005>

Araus, J. L., & Cairns, J. E. (2014). Field high-throughput phenotyping: The new crop breeding frontier. *Trends in Plant Science*, 19(1), 52–61. <https://doi.org/10.1016/j.tplants.2013.09.008>

- Eberle, B. (2008). SCAMPER: Creative games and activities for imagination development. Waco, TX: Prufrock Press.
- Craig, J. J. (2018). Introduction to robotics: Mechanics and control (4th ed.). Hoboken, NJ: Pearson.
- Spong, M. W., Hutchinson, S., & Vidyasagar, M. (2020). Robot modeling and control (2nd ed.). Hoboken, NJ: Wiley.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2019). Shigley's mechanical engineering design (11th ed.). New York, NY: McGraw-Hill Education.
- Gere, J. M., & Goodno, B. J. (2017). Mechanics of materials (9th ed.). Boston, MA: Cengage Learning.
- Mulcahy, D. E. (2018). Conveyors: Application, selection, and integration. Boca Raton, FL: CRC Press.
- Groover, M. P. (2020). Automation, production systems, and computer-integrated manufacturing (5th ed.). Hoboken, NJ: Pearson.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

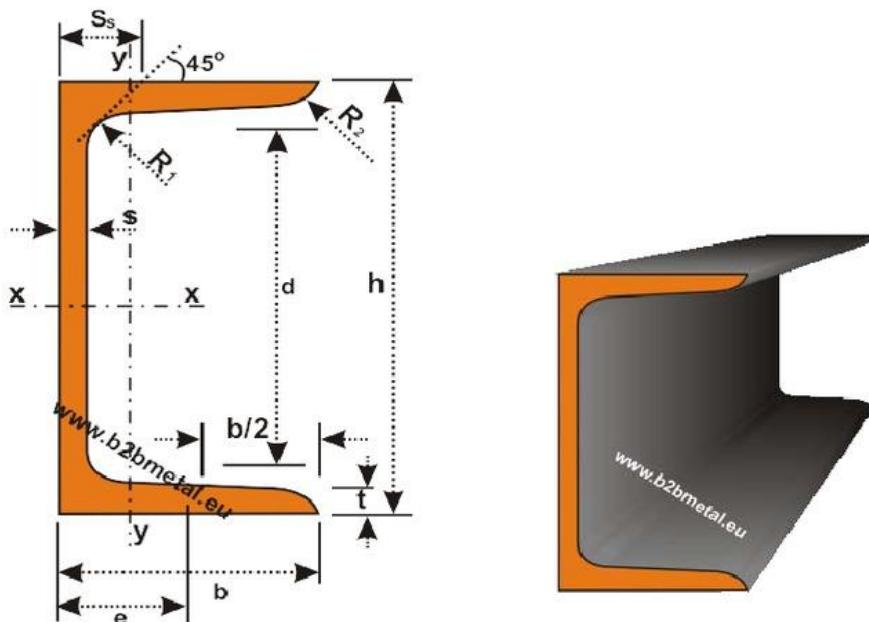
LAMPIRAN 1

1.A. Katalog Profile UPN

UPN (UPN) EUROPEAN STANDARD U CHANNELS, UPN STEEL PROFILE SPECIFICATIONS, DIMENSIONS, PROPERTIES

Current table represents European standard U (UPN, UNP) channels, UPN steel profile (UPN beam), specifications, properties, dimensions. Manufactured according to standards :

DIN 1026-1: 2000, NF A 45-202: 1986
 EN 10279: 2000 (Tolerances)
 EN 10163-3: 2004, class C, subclass 1 (Surface condition)
 STN 42 5550
 ČTN 42 5550
 TDP: STN 42 0135



Identification	Nominal weight 1m	Nominal dimensions						Cross-section		Dimensions for detailing				Surface	
		UNP	b	h	s	t=R1	R2	e	A	d	Ø	emin	emax	AL	AG
			kg/m	mm						cm ²	mm	mm	mm	m ² /m	m ² /t
UPN 30	4,27	33	30	5,0	7,0	3,5	-		5,4	-	-	-	-	-	-
UPN 40x20	2,86	20	40	5,0	5,5	2,5	-		3,7	-	-	-	-	-	-
UPN 40	4,87	35	40	5,0	3,5	7,0	-		6,2	-	-	-	-	-	-
UPN 50	5,59	38	50	5,0	7,0	3,5	13,7		7,12	21	-	-	-	0,232	42,22
UPN 65	7,09	42	65	5,5	7,5	4,0	14,2		9,03	34	-	-	-	0,273	39,57
UPN 80	8,64	45	80	6,0	8,0	4,0	14,5		11,00	47	-	-	-	0,312	37,10
UPN 100	10,6	50	100	6,0	8,5	4,5	15,5		13,50	64	-	-	-	0,372	35,10

1.B. Katalog Profile Hollow



Section Properties

Properties of Tata Structura (Rectangular Hollow Sections) YST 310 Grade

RHS DxB mm	Thickness mm	Sec Area A cm ²	Unit W Kg/m	Moment of Inertia		Radius of Gyration		Elastic Modulus		Torsional Constants		Outer Surface Area per m m ²
				I _x cm ⁴	I _y cm ⁴	r _x cm	r _y cm	Z _x cm ³	Z _y cm ³	J cm ⁴	B cm ⁴	
50x25	2.00	2.74	2.15	8.38	2.81	1.75	1.01	3.35	2.25	6.79	3.79	0.142
	2.60	3.46	2.71	10.16	3.36	1.71	0.99	4.06	2.69	8.27	4.53	0.137
	3.20	4.13	3.24	11.63	3.80	1.68	0.96	4.65	3.04	9.52	5.12	0.134
	4.00	4.95	3.88	13.13	4.23	1.63	0.92	5.25	3.38	10.86	5.69	0.129
60x40	2.60	4.76	3.73	22.76	12.09	2.19	1.59	7.59	6.05	25.59	9.83	0.187
	2.90	5.25	4.12	24.74	13.11	2.17	1.58	8.25	6.56	28.02	10.66	0.185
	3.60	6.35	4.98	28.90	15.23	2.13	1.55	9.63	7.62	33.30	12.41	0.181
	4.50	7.67	6.02	33.31	17.44	2.08	1.51	11.10	8.72	39.34	14.29	0.177
66x33	2.60	4.70	3.69	25.15	8.43	2.31	1.34	7.62	5.11	20.75	8.71	0.185
	2.90	5.19	4.07	27.33	9.12	2.29	1.33	8.28	5.53	22.65	9.43	0.183
	3.60	6.28	4.93	31.87	10.52	2.25	1.29	9.66	6.37	26.71	10.90	0.179
	4.50	7.58	5.95	36.64	11.93	2.20	1.25	11.10	7.23	31.21	12.43	0.175
80x40	2.60	5.80	4.55	46.58	15.74	2.84	1.65	11.65	7.87	38.50	13.46	0.227
	3.20	7.01	5.50	54.94	18.41	2.80	1.62	13.74	9.21	45.83	15.78	0.224
	4.00	8.55	6.71	64.79	21.49	2.75	1.59	16.20	10.74	54.77	18.49	0.219
	4.80	10.01	7.85	73.22	24.03	2.71	1.55	18.30	12.02	62.81	20.79	0.215
96x48	3.20	8.54	6.71	98.61	33.28	3.40	1.97	20.54	13.87	82.13	23.82	0.272
	4.00	10.47	8.22	117.54	39.32	3.35	1.94	24.49	16.38	99.11	28.24	0.267
	4.80	12.31	9.66	134.35	44.55	3.30	1.90	27.99	18.56	114.80	32.14	0.263
122x61	3.60	12.32	9.67	232.61	78.83	4.34	2.53	38.13	25.84	193.91	44.50	0.347
	4.50	15.14	11.88	278.94	93.78	4.29	2.49	45.73	30.75	235.39	53.13	0.343
	5.40	17.85	14.01	320.83	107.03	4.24	2.45	52.60	35.09	274.29	60.89	0.338
145x82	4.80	20.28	15.92	555.16	228.50	5.23	3.36	76.57	55.73	534.27	94.45	0.429
	5.40	22.60	17.74	610.85	250.59	5.20	3.33	84.26	61.12	592.70	103.81	0.426
172x92	4.80	23.83	18.71	917.13	346.91	6.20	3.82	106.64	75.41	826.04	128.85	0.503
	5.40	26.59	20.88	1012.47	381.74	6.17	3.79	117.73	82.99	918.10	142.04	0.500
200x100	4.00	22.95	18.01	1199.71	410.78	7.23	4.23	119.97	82.16	991.47	141.46	0.579
	5.00	28.36	22.26	1459.25	496.94	7.17	4.19	145.93	99.39	1216.96	171.53	0.574
	6.00	33.63	26.40	1703.31	576.91	7.12	4.14	170.33	115.38	1434.05	199.68	0.569
	8.00	43.79	34.38	2146.21	719.19	7.00	4.05	214.62	143.84	1843.86	250.68	0.559
240x120	4.00	27.75	21.78	2110.72	725.35	8.72	5.11	175.89	120.89	1736.39	208.03	0.699
	5.00	34.36	26.97	2579.67	882.47	8.67	5.07	214.97	147.08	2138.48	253.55	0.694
	6.00	40.83	32.05	3025.91	1030.45	8.61	5.02	252.16	171.74	2528.39	296.70	0.689
	8.00	53.39	41.91	3851.84	1299.95	8.49	4.93	320.99	216.66	3272.90	376.29	0.679
300x150	6.00	51.63	40.53	6073.51	2079.57	10.85	6.35	404.90	277.28	5034.64	478.20	0.869
	8.00	67.79	53.22	7807.95	2654.12	10.73	6.26	520.53	353.88	6559.05	612.64	0.859
	10.00	83.43	65.49	9403.90	3173.71	10.62	6.17	626.93	423.16	8011.67	736.01	0.848
300x200	6.00	57.63	45.24	7370.23	3962.19	11.31	8.29	491.35	396.22	8186.02	650.85	0.969
	8.00	75.79	59.50	9513.66	5097.04	11.20	8.20	634.24	509.70	10722.83	839.51	0.959
	10.00	93.43	73.34	11507.24	6144.30	11.10	8.11	767.15	614.43	13169.70	1015.43	0.948

Orange box sizes are for large diameter sections

10

1.C. Katalog Head Pulley

Drum Pulleys — Machined

Martin

Machined Drum Pulleys — Crowned

Martin's Machined Drum Pulleys are manufactured from thick wall pipe or tubing, then machined on a lathe to form the crown and ensure minimum runout in operation.

Our Machined Drum Pulleys are the heaviest in the business, featuring a 3/8" minimum end disc, or 3/4" thick integral hub and end discs, minimum 1/4" rims and 1/4" center plates. Because each pulley has been machined, the pulley is the thickest in the center where the load is the highest.

Our Machined Drum Pulleys run more concentric than pulleys made by the "expansion" method. This ensures better belt tracking and less vibration transferred to the bearings.

FEATURES:

- 4 to 10-3/4" Diameter
- 3/8" minimum End Disc
- 1/4" minimum Center Plates
- Several Hub/Bushing systems available

OPTIONS:

- Lipping
- Shafting
- Bearing Assemblies
- Take-Up Systems

Martin's Machined Drum Pulleys are manufactured with Crown face flat face available upon request.

Machined Drum Pulleys

Diameter (in)	Part Number	Face (in)	Hub	Min. Rim	Shaft	Overall Width (in)	Avg. Weight (lb)
4	CSD04068X15	8	MXT15	1-1/2	3/4	8	
4	CSD04044X15	14	MXT15	1-1/2	3/4	14	
4	CSD04068X15	20	MXT15	1-1/2	3/4	16	
4	CSD04068X15	26	MXT15	1-1/2	3/4	24	
4	CSD04068X15	32	MXT15	1-1/2	3/4	30	
4	CSD04068X15	38	MXT15	1-1/2	3/4	36	
4	CSD04044X15	44	MXT15	1-1/2	3/4	46	
4	CSD04028X15	51	MXT15	1-1/2	3/4	46	
4	CSD04036X15	57	MXT15	1-1/2	3/4	52	
4	CSD04032X15	63	MXT15	1-1/2	3/4	57	
4-1/2	CSD04068X15	8	MXT15	1-1/2	3/4	16	
4-1/2	CSD04068X20	8	MXT20	2	3/4	12	
4-1/2	CSD04068X15	14	MXT15	1-1/2	3/4	16	
4-1/2	CSD04054X20	14	MXT20	2	3/4	17	
4-1/2	CSD04054X15	20	MXT15	1-1/2	3/4	23	
4-1/2	CSD04054X15	26	MXT20	2	3/4	28	
4-1/2	CSD04054X15	32	MXT20	2	3/4	34	
4-1/2	CSD04054X15	38	MXT20	2	3/4	40	
4-1/2	CSD04054X15	44	MXT15	1-1/2	3/4	46	
4-1/2	CSD04054X20	44	MXT20	2	3/4	47	
4-1/2	CSD04054X15	51	MXT15	1-1/2	3/4	53	
4-1/2	CSD04054X15	57	MXT20	2	3/4	54	
4-1/2	CSD04054X20	57	MXT20	2	3/4	58	
4-1/2	CSD04054X15	63	MXT15	1-1/2	3/4	65	
4-1/2	CSD04054X20	63	MXT20	2	3/4	66	



Machined Drum Pulleys

Diameter (in)	Part Number	Face (in)	Shaft	Hub	Min. Rim	Bore (in)	Avg. Weight (lb)
5	CSD05068X20	26	MXT20	2	3/4	36	
5	CSD05032X15	32	MXT15	1-1/2	3/4	38	
5	CSD05032X20	32	MXT20	2	3/4	43	
5	CSD05036X15	38	MXT15	1-1/2	3/4	45	
5	CSD05036X20	38	MXT20	2	3/4	49	
5	CSD05044X20	44	MXT20	2	3/4	52	
5	CSD05044X20	44	MXT20	2	3/4	56	
5	CSD05051X15	51	MXT15	1-1/2	3/4	59	
5	CSD05051X20	51	MXT20	2	3/4	64	
5	CSD05051X15	57	MXT15	1-1/2	3/4	66	
5	CSD05051X20	57	MXT20	2	3/4	70	
5	CSD05048X15	63	MXT15	1-1/2	3/4	73	
5	CSD05048X20	63	MXT20	2	3/4	77	
5-1/2	CSD05068X15	6	MXT15	1-1/2	3/4	83	
5-1/2	CSD05068X20	6	MXT20	2	3/4	86	
5-1/2	CSD05054X15	14	MXT15	1-1/2	3/4	87	
5-1/2	CSD05054X20	14	MXT20	2	3/4	92	
5-1/2	CSD05054X15	20	MXT15	1-1/2	3/4	92	
5-1/2	CSD05054X20	20	MXT20	2	3/4	97	
5-1/2	CSD05054X15	26	MXT15	1-1/2	3/4	97	
5-1/2	CSD05054X20	26	MXT20	2	3/4	101	
5-1/2	CSD05054X15	32	MXT15	1-1/2	3/4	101	
5-1/2	CSD05054X20	32	MXT20	2	3/4	106	
5-1/2	CSD05054X15	38	MXT15	1-1/2	3/4	106	
5-1/2	CSD05054X20	38	MXT20	2	3/4	111	
5-1/2	CSD05054X20	44	MXT20	2	3/4	116	
5-1/2	CSD05054X15	51	MXT15	1-1/2	3/4	126	
5-1/2	CSD05054X20	51	MXT20	2	3/4	129	
5-1/2	CSD05057X15	57	MXT15	1-1/2	3/4	143	
5-1/2	CSD05057X20	57	MXT20	2	3/4	143	
5-1/2	CSD05056X15	63	MXT15	1-1/2	3/4	157	
5-1/2	CSD05056X20	63	MXT20	2	3/4	162	
6	CSD06068X20	8	MXT20	2	3/4	179	
6	CSD06068X25	8	MXT25	2-1/2	3/4	174	
6	CSD06068X25	8	MXT25	2-1/2	3/4	177	
6	CSD06064X20	14	MXT20	2	3/4	23	
6	CSD06064X20	20	MXT15	1-1/2	3/4	23	
6	CSD06064X20	20	MXT20	2	3/4	27	

*General position for running face - for position per application consult [www.martin.com](#).

**TYPE INDICATES PRODUCT CARRIED IN STOCK. Other sizes are available for quick delivery from [www.martin.com](#) facility.

1.D. Katalog Return Roller

High capacity roller K540



LAR
TRANSPORTING SYSTEMS

GRAVITY

Type: Standard K540

ROLLER DESCRIPTION

SERIES : K - Metal bearing system
CLASS : 5 - High-duty load capacity roller
TYPE : 40 - Steel, bearing 6202 with a plastic bushing

USABILITY :

- Suitable for high-duty loads in positions where a low surface-sensitive roller is provided
- A cost-effective gravity roller
- Precise and suitable also for axial loads

APPLICATION :

- In-house transport technology
- Useful for gravity- and driven-type applications

CHARACTERISTICS :

- Standard metal roller
- Precise and smooth roller operation due to a standard ball bearing
- Smoothly running, surface-resistant and durable gravity roller

PIPE DESIGNS:	AXIS DESIGNS:
- Galvanised metal tube	- Even, spring
- Inox metal pipe	- Wrench socket
- Aluminium pipe	- Internal thread
	- External thread
	- a low BM 12 nut is added (DIN 439) for axis (fi10-BM10, fi12-BM12, fi14-BM14)

MATERIAL :

- Roller bearing : from galvanised steel sheet with a built-in standard groove ball bearing 6202 that is available in 2RS or ZZ design.
- Seal :
- Bushing : plastic

LAR
TRANSPORTNI SISTEMI

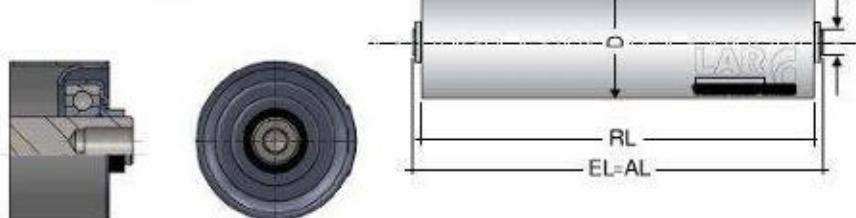


Type: Standard K540



6202 EP-2 0-80 °C 300 daN

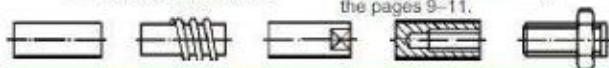
Max. roller speed: 3.2m/s



Pipe - D (mm)	Axis- d (mm)	Pipe design	J	K	G	O	X	P	A	Max. load capacity daN per roller K540	Recommended approx. max. roller speed m/s
50 x 1.5	10,12,14,15,6k11	● ● ○ ○ ○	●							240	2.0
50 x 2.0	10,12,14,15,6k11	● ● ○ ○ ○								240	2.0
60 x 2.0	10,12,14,15,6k11	● ● ○ ○ ○								300	2.3
80 x 2.0	12,14,15,6k11	● ● ○ ○ ○								300	3.2

○ - design on request
● - standard programme

* - To determine the axis and pipe load capacity use the diagram on the pages 9-11.

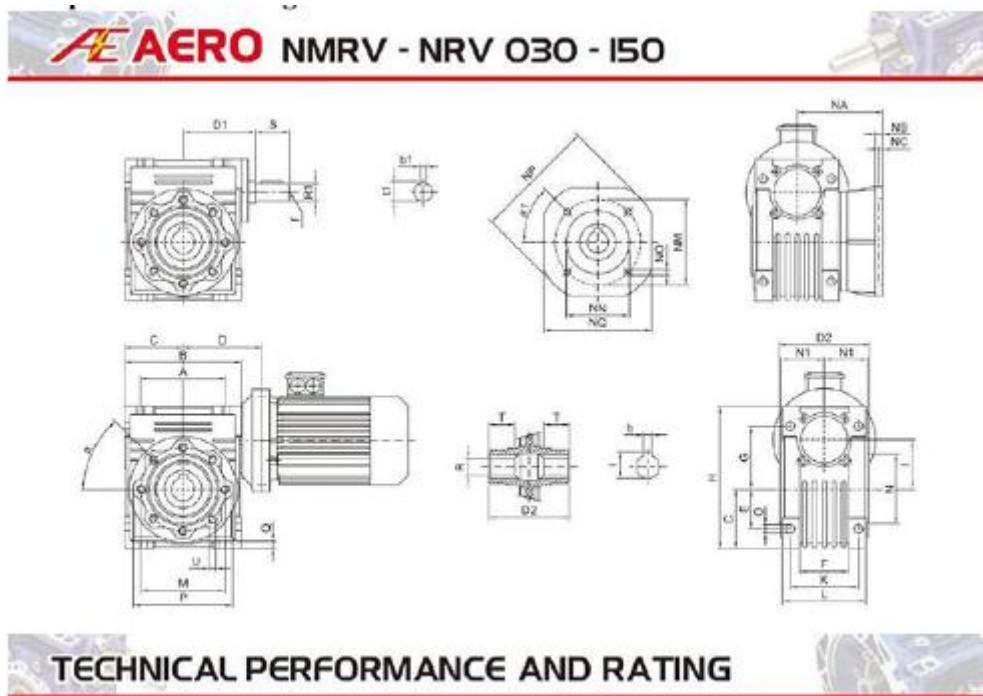


LAR

Pipe - D (mm)	Axis- d (mm)	DIMENS IONS (mm)	Even G	Spring axis VZ	Wrench socket NK	Internal thread NN	External thread ZN
50,60	10	RL=EL- AL=EL+	-12 20	-12 20	-15 20	-15 0	-25 30
50,60,80	12	RL=EL- AL=EL+	-12 20	-12 20	-15 20	-15 0	-27 30
50,60,80	14	RL=EL- AL=EL+	-12 20	-12 20	-15 20	-15 0	-29 40
50,60,80	15	RL=EL- AL=EL+	-12 20	-12 20	-15 20	-15 0	

Other versions on request.

1.E. Katalog Gearbox



TECHNICAL PERFORMANCE AND RATING

Ratings - Motorised Unit

Input speed at 1400 rpm

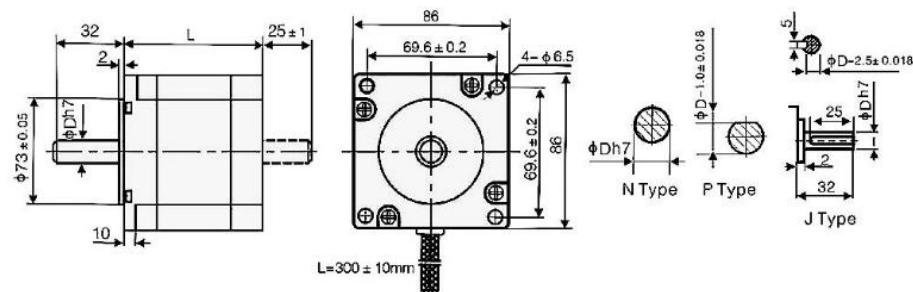
Motor kW n1 r/min	Motor Frame	Wormgeared Motor Size	Ratio <i>i</i>	n2 r/min	T2 Nm	f2	Wormgear Reducer Size	Rated kW 1	T2 Nm	ER %
0.18kW 1400rpm	63014	NMRV 030	7.5	187	7.6	2.3	NRV 030	0.41	17.6	0.55
	63015	NMRV 043	7.5	187	6.0	5.0	NRV 040	0.9	40.0	0.87
	63014	NMRV 030	10	140	10.1	1.8	NRV 030	0.32	17.8	0.82
	63016	NMRV 043	10	140	10.4	3.8	NRV 040	0.89	40.0	0.85
	63014	NMRV 030	15	94	14.1	1.3	NRV 030	0.23	15.0	0.77
	63015	NMRV 043	15	94	15.0	2.7	NRV 040	0.48	40.0	0.82
	63014	NMRV 030	20	70	17.9	1.0	NRV 030	0.16	17.8	0.73
	63015	NMRV 043	20	70	19.2	2.1	NRV 040	0.37	39.4	0.78
	63016	NMRV 030	25	56	20.9	1.0	NRV 030	0.18	20.9	0.68
	63015	NMRV 043	25	56	23.0	1.7	NRV 040	0.3	38.4	0.75
	63014	NMRV 043	30	47	23.8	1.7	NRV 030	0.21	40.0	0.66
	63016	NMRV 050	30	47	25.0	3.2	NRV 040	0.57	81.1	0.79
	63014	NMRV 043	40	35	29.0	1.3	NRV 030	0.23	37.0	0.59
	63015	NMRV 050	40	35	31.9	2.3	NRV 040	0.42	74.5	0.65
0.37kW 1400rpm	63015	NMRV 043	50	26	38.1	1.0	NRV 040	0.18	38.1	0.62
	63016	NMRV 050	50	26	39.5	0.9	NRV 050	0.28	27.0	0.53
	63016	NMRV 063	60	24	42.3	1.6	NRV 050	0.28	65.7	0.59
	63016	NMRV 063	60	18	60.8	1.2	NRV 050	0.22	81.0	0.53
	63015	NMRV 050	70	14	57.7	0.9	NRV 040	0.16	51.5	0.47
	71015	NMRV 043	7.5	187	16.4	2.4	NRV 040	0.9	45.0	0.57
	71016	NMRV 063	7.5	187	16.8	4.3	NRV 050	1.58	71.0	0.68
	71015	NMRV 043	10	140	21.5	1.9	NRV 040	0.59	40.0	0.65
	71016	NMRV 050	10	140	21.7	3.3	NRV 050	1.23	72.2	0.86
	71015	NMRV 043	15	94	30.0	1.3	NRV 040	0.48	45.0	0.62
	71016	NMRV 050	15	94	30.8	2.4	NRV 050	0.88	73.0	0.82
	71015	NMRV 043	20	70	38.4	1.0	NRV 040	0.37	38.4	0.78
	71016	NMRV 050	20	70	39.0	1.8	NRV 050	0.68	73.3	0.79
	71015	NMRV 050	25	56	48.0	1.5	NRV 050	0.54	70.0	0.76
	71016	NMRV 050	25	47	54.1	1.5	NRV 050	0.57	83.4	0.72
	71016	NMRV 060	40	35	67.6	1.1	NRV 060	0.42	78.6	0.67
	71016	NMRV 063	40	35	70.2	2.1	NRV 063	0.74	142.0	0.70
	71016	NMRV 050	50	28	79.5	0.9	NRV 050	0.24	73.1	0.83
0.55kW 1400rpm	71016	NMRV 063	50	28	81.3	1.6	NRV 063	0.51	135.1	0.66
	71016	NMRV 063	60	24	91.3	1.4	NRV 063	0.51	125.0	0.62
	71016	NMRV 063	80	18	111.9	1.1	NRV 063	0.39	117.9	0.57
	71016	NMRV 063	100	14	120.7	0.9	NRV 063	0.26	110.3	0.51
	80015	NMRV 043	7.5	187	24.4	1.6	NRV 040	0.9	40.0	0.67
	80016	NMRV 050	7.5	187	24.7	2.9	NRV 050	1.58	71.0	0.68
	80015	NMRV 043	10	140	31.9	1.3	NRV 040	0.59	40.0	0.65
	80016	NMRV 050	10	140	32.3	2.2	NRV 050	1.23	72.2	0.86
	80015	NMRV 050	15	94	45.5	1.6	NRV 050	0.58	73.3	0.62
	80016	NMRV 063	15	94	46.4	3.0	NRV 063	0.85	139.1	0.63
	80015	NMRV 050	20	70	59.3	1.2	NRV 050	0.58	73.3	0.79
	80016	NMRV 063	20	70	60.0	2.2	NRV 063	1.22	134.0	0.61
	80015	NMRV 063	30	47	82.7	1.9	NRV 063	1.00	159.4	0.74
	80016	NMRV 075	30	47	83.1	1.8	NRV 075	1.04	142.2	0.70
	80016	NMRV 075	40	35	115.6	2.0	NRV 075	1.12	255.3	0.77
	80016	NMRV 063	50	28	123.8	1.1	NRV 063	0.81	135.1	0.66
	80016	NMRV 075	60	24	165.4	1.4	NRV 075	0.76	211.9	0.71
	80016	NMRV 075	60	18	192.6	1.1	NRV 075	0.56	203.1	0.66
	80016	NMRV 075	100	14	253.0	0.9	NRV 075	0.48	110.7	0.61

1.G. Katalog Nema 34

2 Phase Open Loop Stepper Motor



Specification



Model	Step Angle (°)	Motor Length (mm)	Rated Current (A)	Holding Torque (N.m)	Phase Resistance (Ω)	Phase Inductance (mH)	Rotor Inertia (g.cm²)	Lead Wires (NO.)	Motor Weight (Kg)
FY86ES350A	1.8	80	3.5	4.50	1.0	4.4	1500	4	2.00
FY86EM400A		94	4.0	6.00	0.8	3.5	2700	4	2.80
FY86EL400A		118	4.0	8.50	0.97	5.5	4100	4	3.80
FY86EC500A		150	5.0	12.0	1.20	6.0	6200	4	5.20

ATO

Nema 34 Stepper Motor

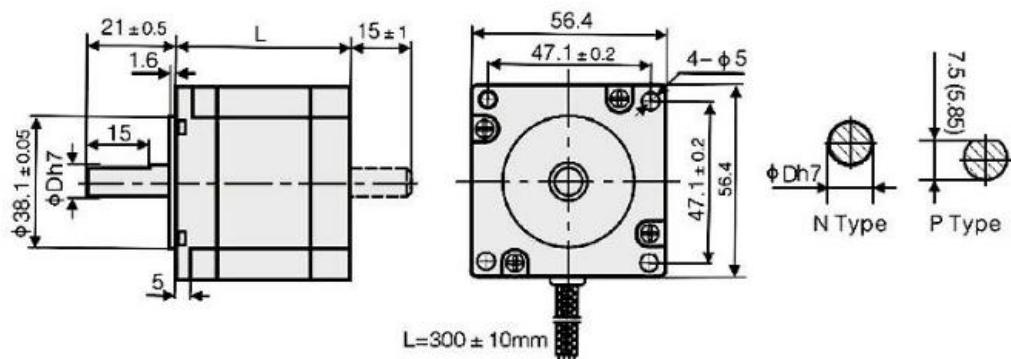
Technical Specification	
Shaft Diameter	14mm/ 12.7mm
Step Angle Accuracy	±5% (Full Step, No Load)
Resistance Accuracy	±10% (20°C)
Inductance Accuracy	±20% (1KHz)
Temperature Rise	80°C Max. (rated current, 2 phase on)
Ambient Temperature	-20°C~+50°C
Insulation Resistance	100MΩ Min. 500VDC
Dielectric Strength	1Min. 500VAC
Shaft Radial Play	0.02Max. 450g Load
Shaft Axial Play	0.08Max. 450g Load
Radial Max. Load	75N
Axial Max. Load	15N
Warranty Period	12 months
Certificate	CE, ROHS, FCC

1.H. Nema 23

2 Phase Open Loop Stepper Motor



Specification



Model	Step Angle (°)	Motor Length (mm)	Rated Current (A)	Holding Torque (N.m)	Phase Resistance (Ω)	Phase Inductance (mH)	Rotor Inertia (g.cm²)	Lead Wires (NO.)	Motor Weight (Kg)
FY56ES250A	1.8	41	4.2	0.40	1.4	1.4	150	4	0.47
FY56EC350A		82	3.5	2.20	0.9	3.0	520	4	1.20
FY56EL300A		76	3.0	1.00	1.0	3.5	460	4	1.00
FY56EM300A		54	3.0	1.00	0.9	5.2	260	4	0.70
FY56ED420A		100	4.2	3.00	0.7	2.9	680	4	1.50

ATO

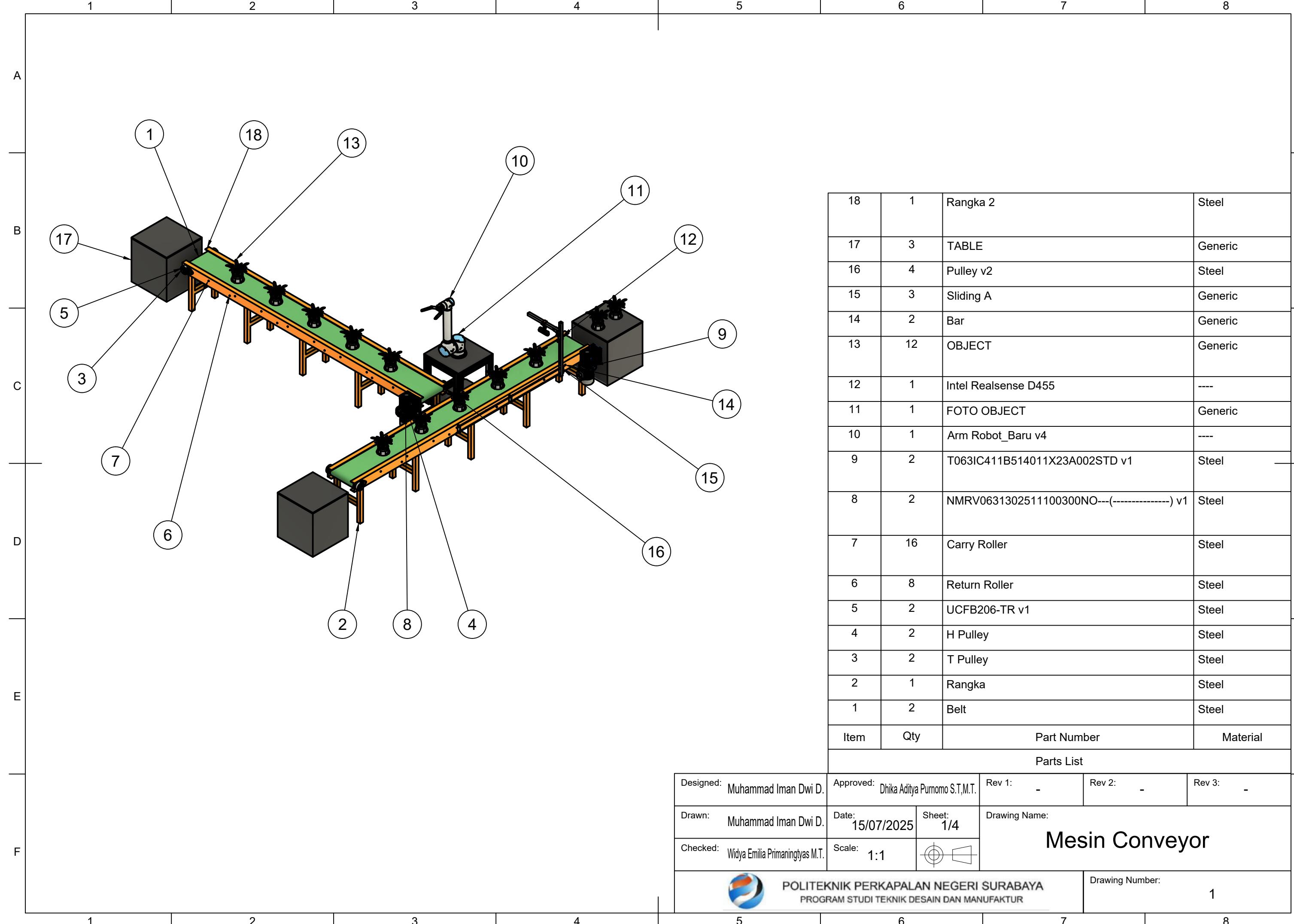
Nema 23 Stepper Motor

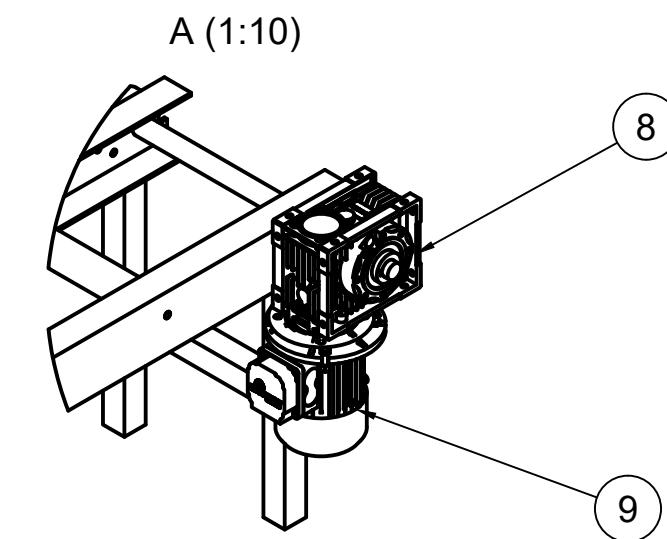
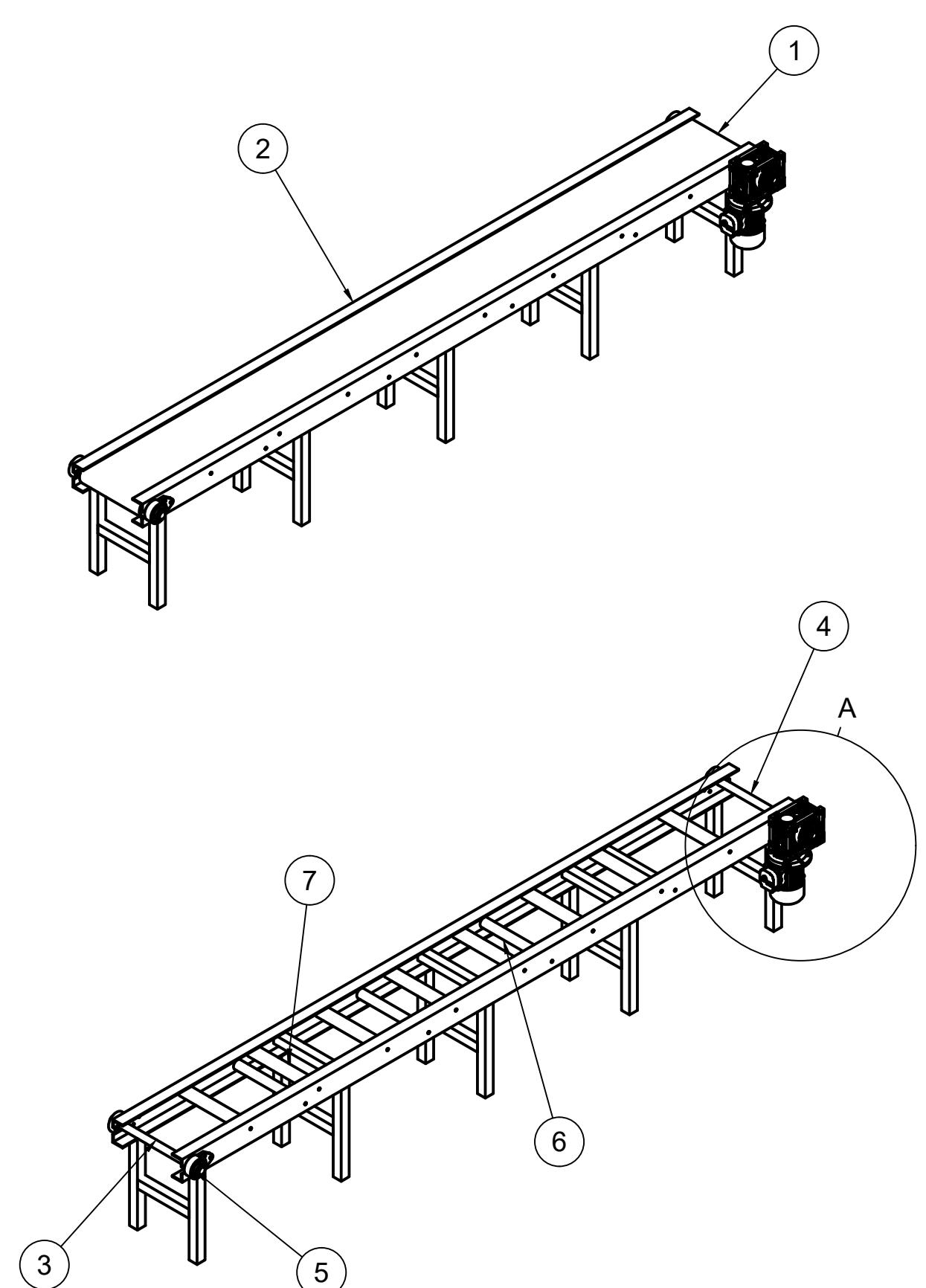
Technical Specification	
Shaft Diameter	8mm/ 6.35mm
Step Angle Accuracy	±5% (Full Step, No Load)
Resistance Accuracy	±10% (20°C)
Inductance Accuracy	±20% (1KHz)
Temperature Rise	80°C Max. (rated current, 2 phase on)
Ambient Temperature	-20°C~+50°C
Insulation Resistance	100MΩ Min. 500VDC
Dielectric Strength	1Min. 500VAC
Shaft Radial Play	0.02Max. 450g Load
Shaft Axial Play	0.08Max. 450g Load
Radial Max. Load	28N
Axial Max. Load	10N
Warranty Period	12 months
Certificate	CE, ROHS, FCC

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LAMPIRAN 2

2.A. Detail Drawing Engineering



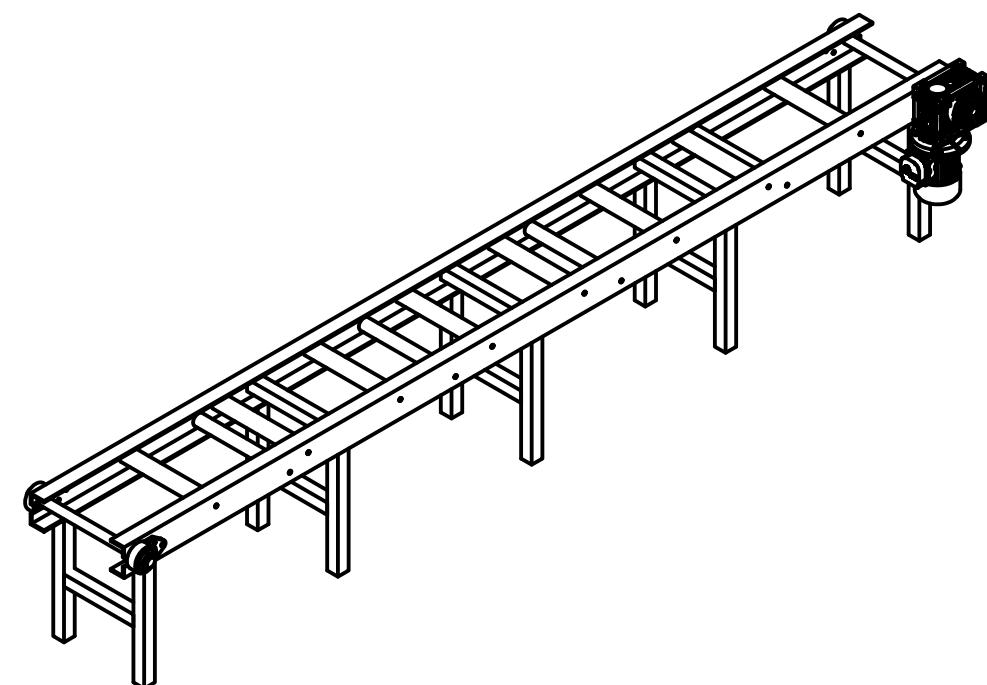


No	Qty	Name Part	Material
Parts List			
9	2	T062IC411B514011X23A002STD	-
8	2	NMRV0631302511100300NO-V1	-
7	8	Carry Roller	Steel
6	16	Return ROLLer	Steel
5	6	Bearing	Steel
4	2	H Pulley	Steel
3	2	T Pulley	Steel
2	2	Rangka	Steel
1	2	Belt	PVC
No Qty		Name Part	

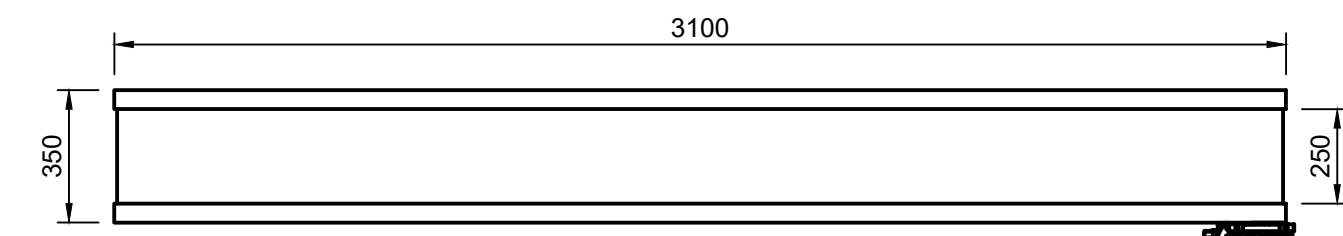
Designed: Muhammad Iman Dwi D.	Approved: Dhika Aditya Purnomo S.T,M.T.	Rev 1: -	Rev 2: -	Rev 3: -
Drawn: Muhammad Iman Dwi D.	Date: 15/07/2025	Sheet: 2/4	Drawing Name: Mesin Conveyor	
Checked: Widya Emilia Primaningsyas M.T.	Scale: 1:1			
 POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA PROGRAM STUDI TEKNIK DESAIN DAN MANUFAKTUR			Drawing Number: 1	

1 2 3 4 5 6 7 8

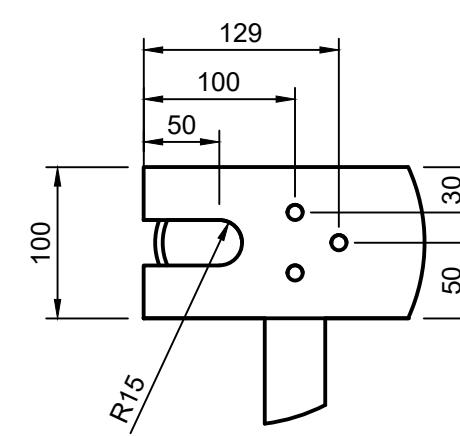
A



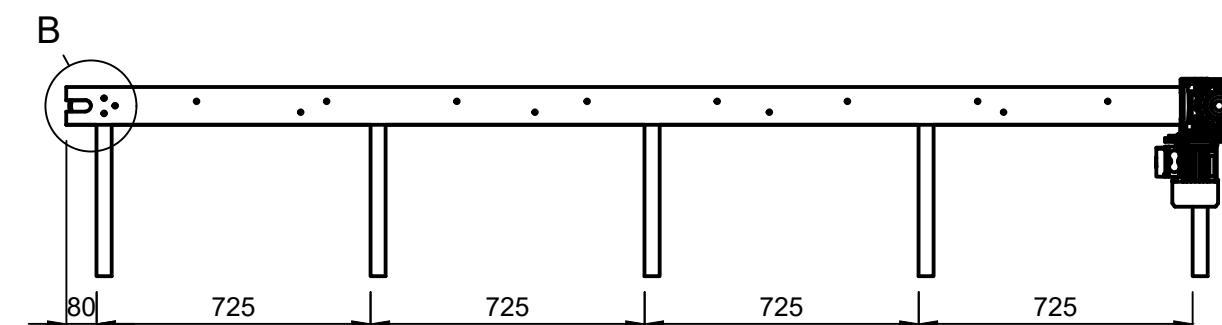
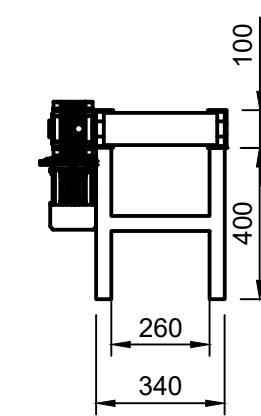
B



C



B (1:5)



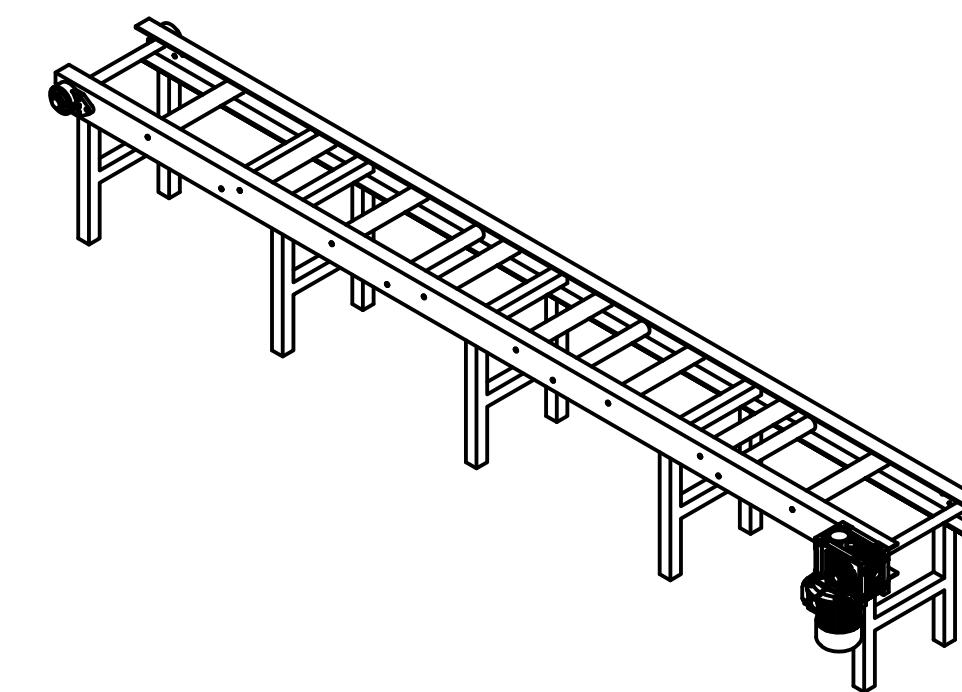
E

Designed:	Muhammad Iman Dwi D.	Approved:	Dhika Aditya Purnomo S.T,M.T.	Rev 1:	-	Rev 2:	-	Rev 3:	-	
Drawn:	Muhammad Iman Dwi D.	Date:	15/07/2025	Sheet:	3/4	Drawing Name:	Mesin Conveyor			
Checked:	Widya Emilia Primaningsyah M.T.	Scale:	1:1							
Drawing Number: 3										

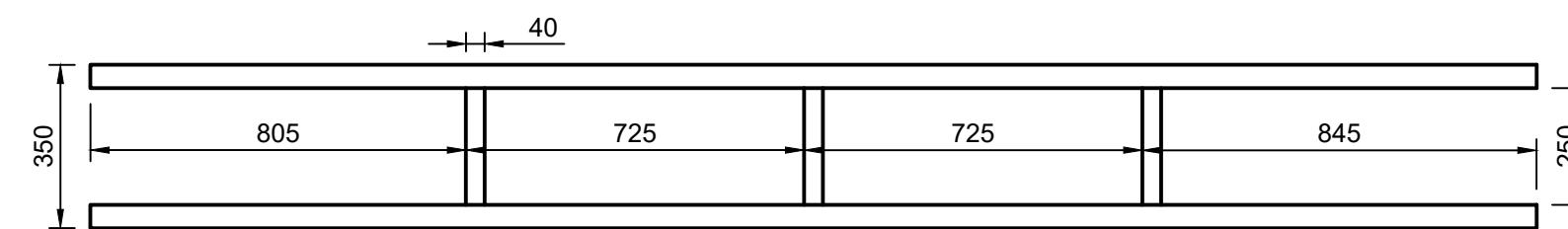


1 2 3 4 5 6 7 8

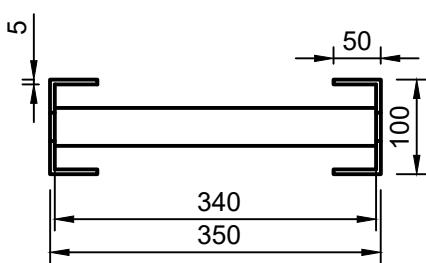
A



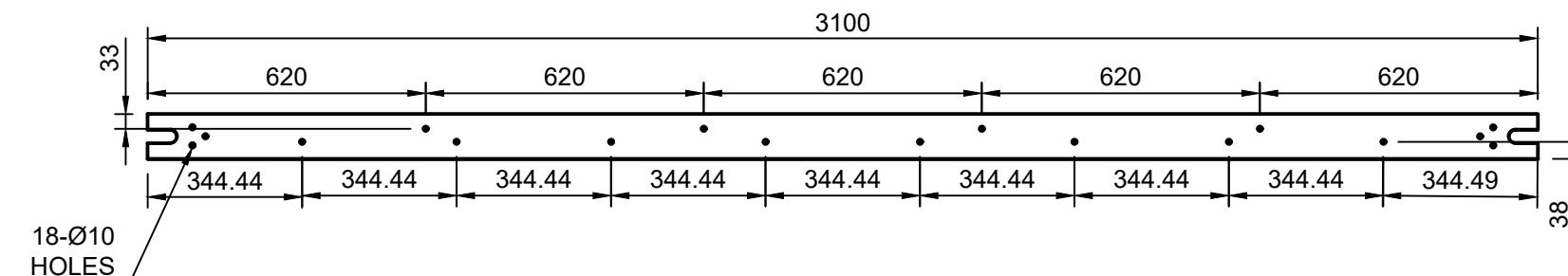
B



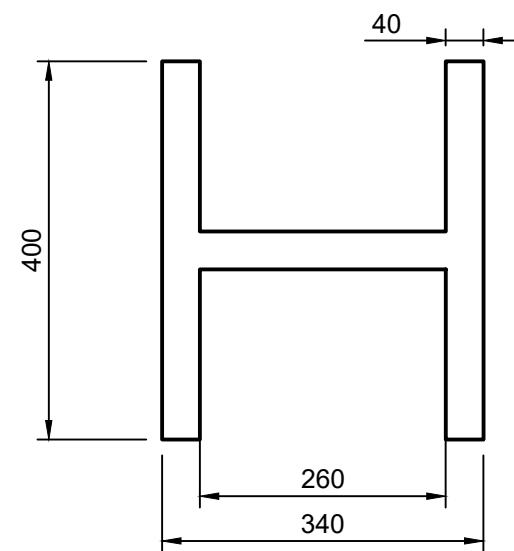
C



1.1



D



1.2

1.2	5	Baja Profil Hollow 40x40	Steel
1.1	2	Baja Profil UNP 100x50x5	Steel
No	Qty	Name Part	Material

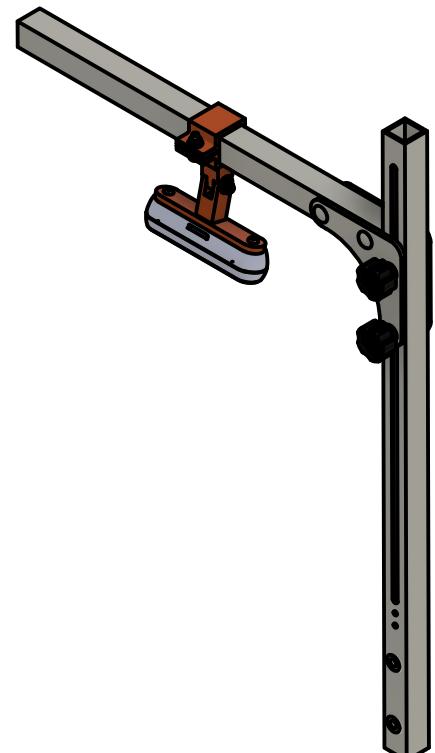
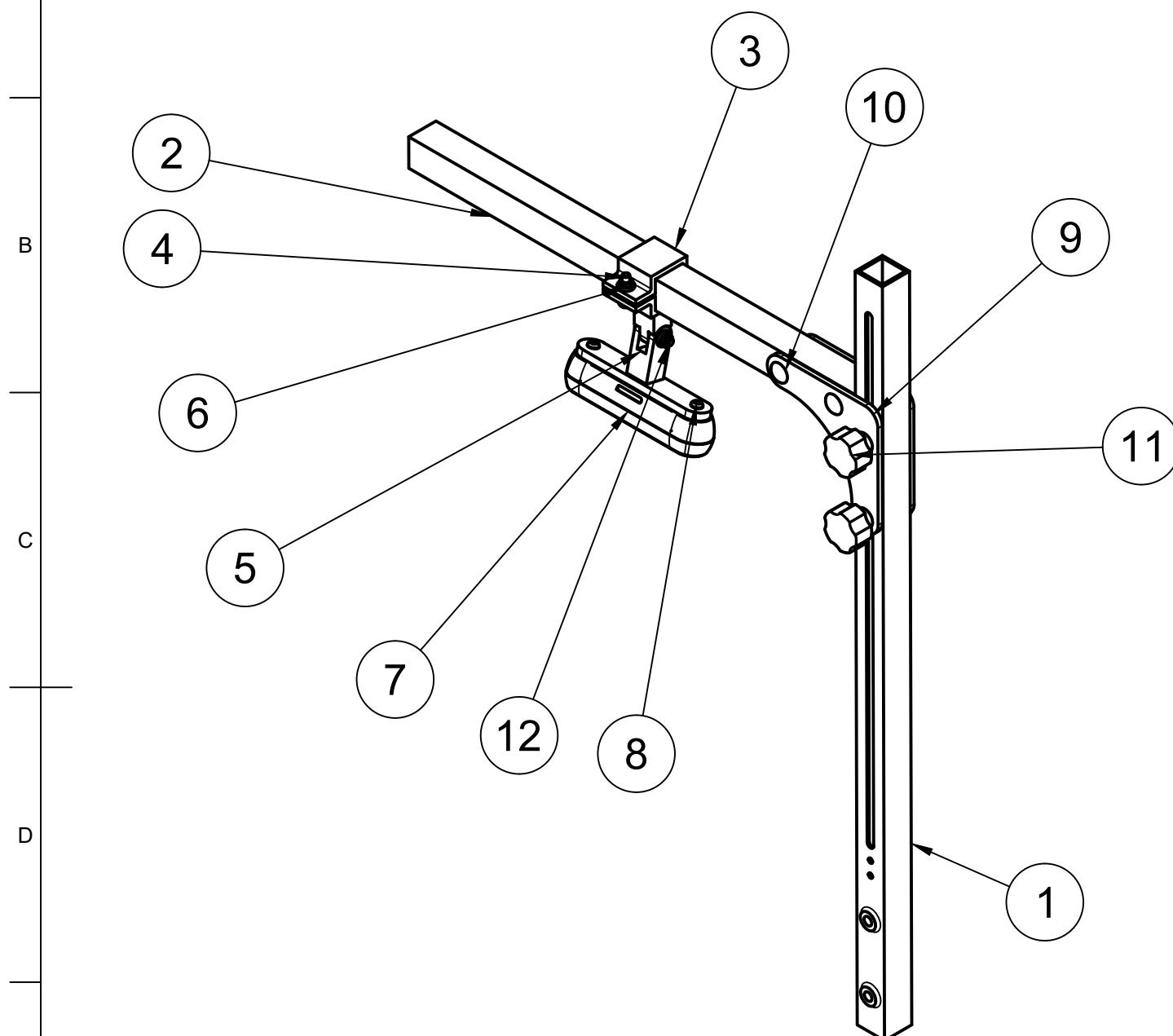
Parts List

Designed: Muhammad Iman Dwi D.	Approved: Dhika Aditya Purnomo S.T,M.T.	Rev 1: -	Rev 2: -	Rev 3: -
Drawn: Muhammad Iman Dwi D.	Date: 15/07/2025	Sheet: 4/4	Drawing Name:	Mesin Conveyor
Checked: Widya Emilia Primaningsyah M.T.	Scale: 1:1			



1 2 3 4 5 6 7 8

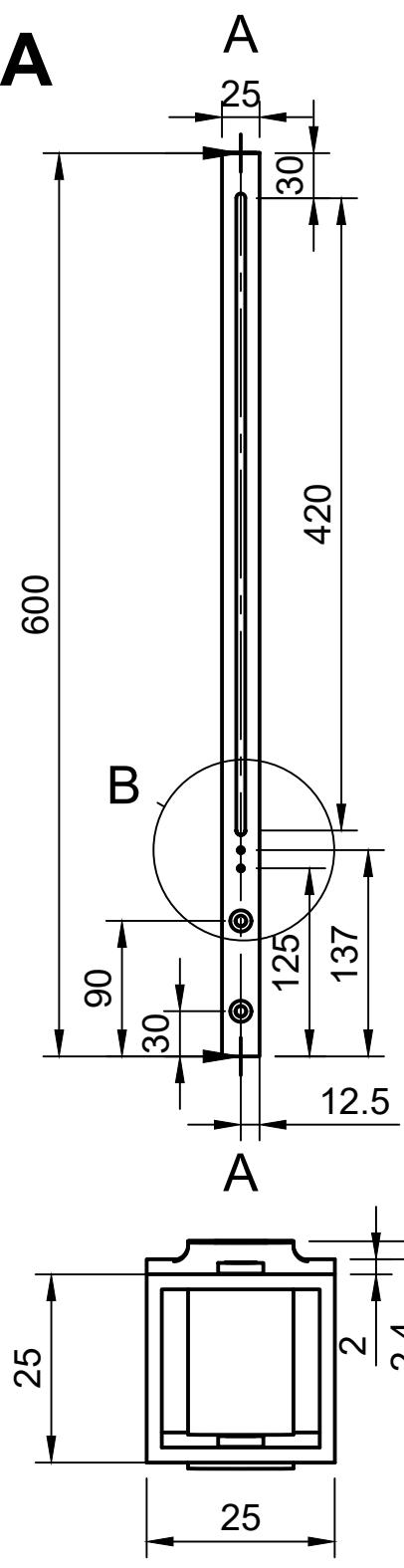
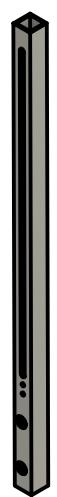
1 2 3 4 5 6 7 8



No	Qty	Name Part	Material
Parts List			
12	1	BS 4168 - 6 x 16	Steel, Mild
11	2	DKS 30 knob M6 x 30	Polystyrene, High Impact
10	2	Rivet GB_T 871-1986-6 X 34	Steel, Mild
9	2	Arm Cam Stand	Generic
8	2	KS B 1023 - A M 4 x 8 - H(1)	Steel, Mild
7	1	MD0645501_ASM_12_ASM	Generic
6	2	ISO 4161 - M5	Stainless Steel
5	1	Cam Bracket B	Generic
4	1	BS 4168 - 6 x 10	Steel, Mild
3	1	Cam Bracket A	Generic
2	1	Cam Stand B	Generic
1	1	Cam Stand A	Generic
No Qty		Name Part	

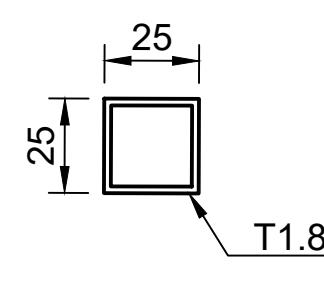
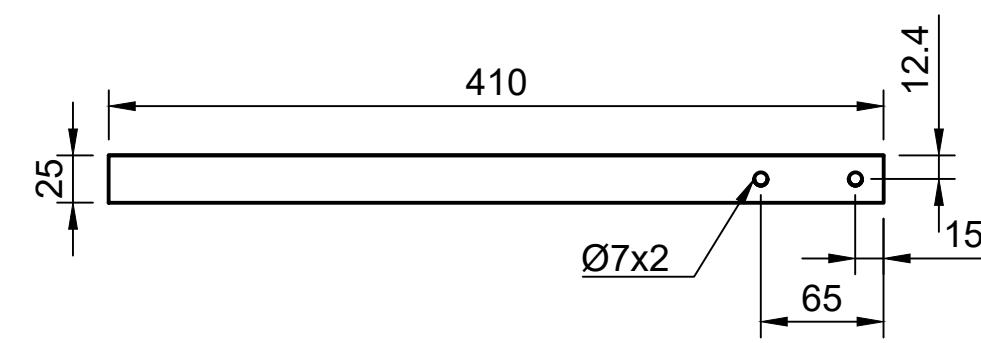
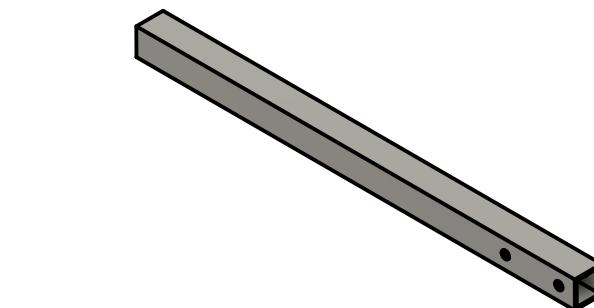
Designed:	Muhammad Iman Dwi D.	Approved:	Dhika Aditya Purnomo S.T,M.T.	Rev 1:	-	Rev 2:	-	Rev 3:	-
Drawn:	Muhammad Iman Dwi D.	Date:	10/07/2025	Sheet:	1/3	Drawing Name:			
Checked:	Widya Emilia Primaningsyah M.T.	Scale:	1:1		Sensor Vision System				
POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA PROGRAM STUDI TEKNIK DESAIN DAN MANUFAKTUR							Drawing Number: 1		

1. Cam Stand A

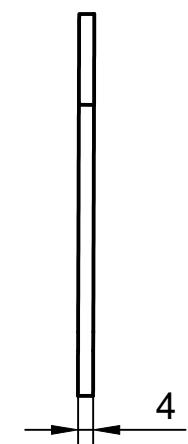
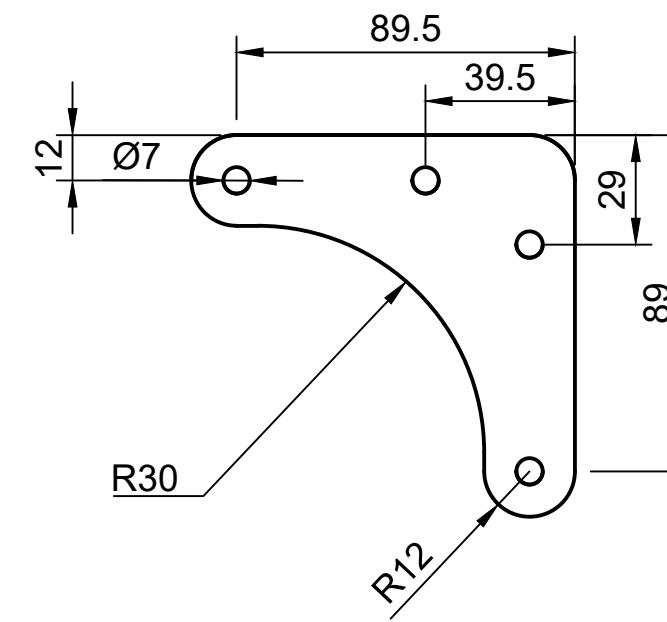
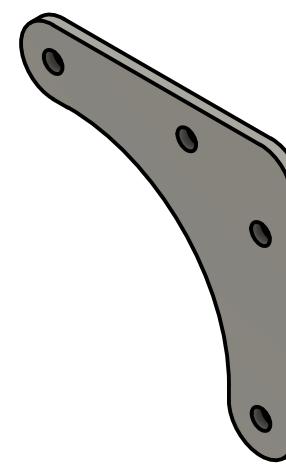


A-A (1:5)

2. Cam Stand B



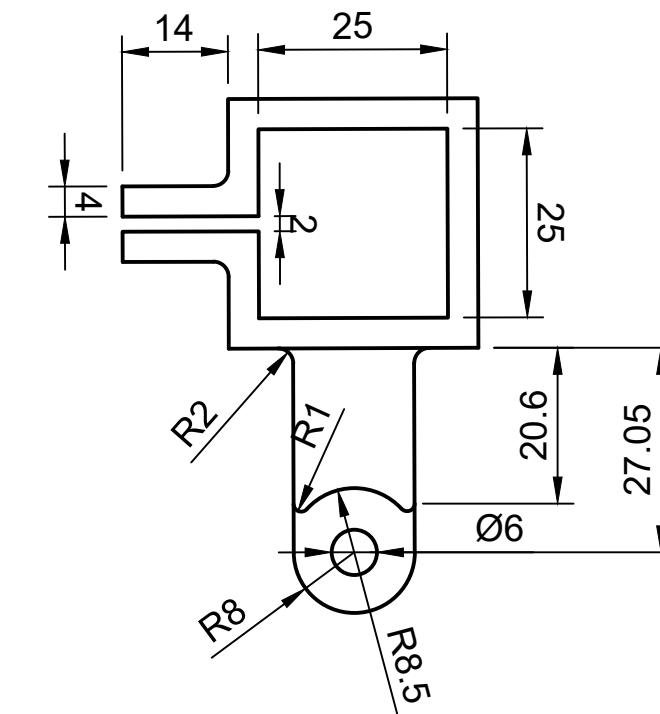
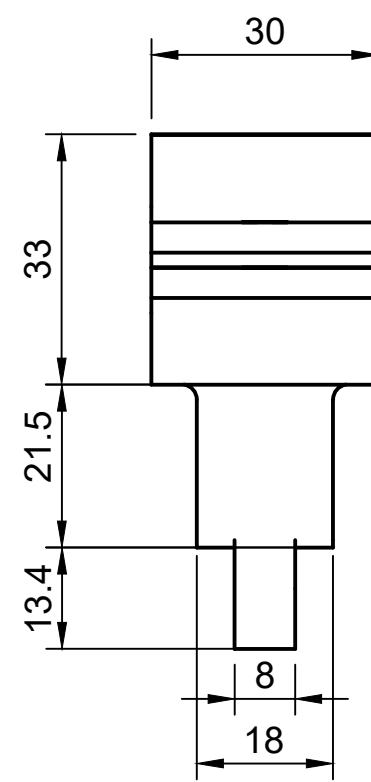
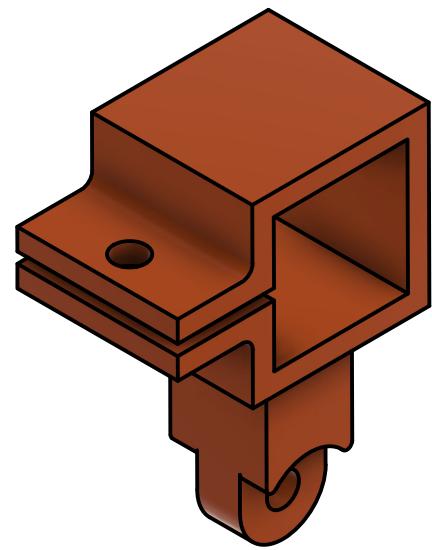
3. ARM



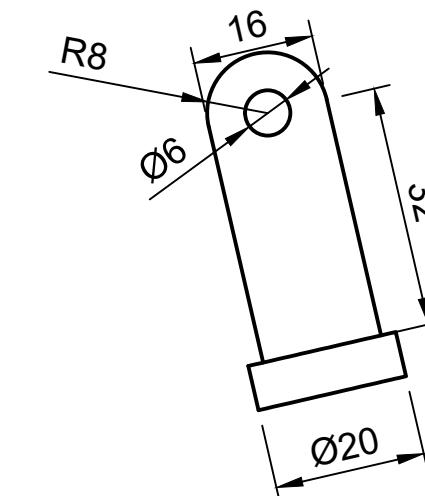
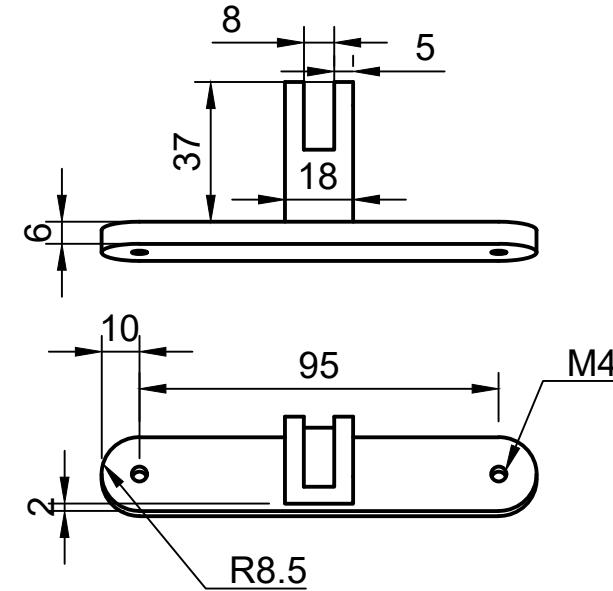
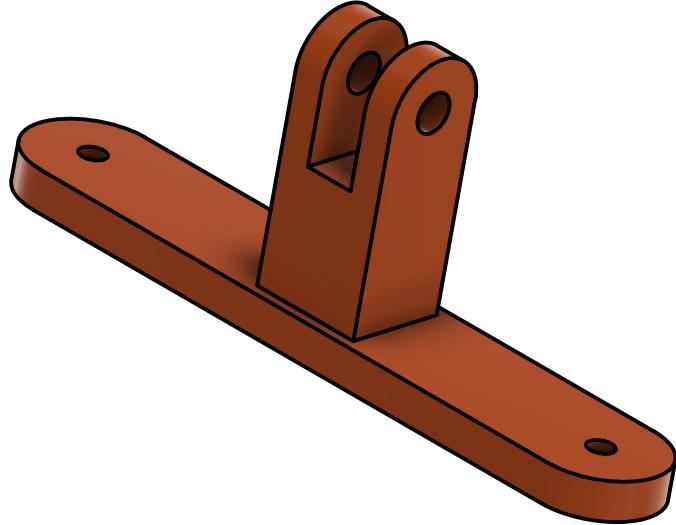
Designed:	Muhammad Iman Dwi D.	Approved:	Dhika Aditya Purnomo S.T.,M.T.	Rev 1:	-	Rev 2:	-	Rev 3:	-
Drawn:	Muhammad Iman Dwi D.	Date:	10/07/2025	Sheet:	2/3	Drawing Name:	Sensor Vision System		
Checked:	Widya Emilia Primaningsyah M.T.	Scale:	1:1						
POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA PROGRAM STUDI TEKNIK DESAIN DAN MANUFAKTUR									Drawing Number: 2



4. Cam Bracket A



5. Cam Bracket B



Designed:	Muhammad Iman Dwi D.	Approved:	Dhika Aditya Purnomo S.T.,M.T.	Rev 1:	-	Rev 2:	-	Rev 3:	-
Drawn:	Muhammad Iman Dwi D.	Date:	10/07/2025	Sheet:	3/3				
Checked:	Widya Emilia Primaningtyas M.T.	Scale:	1:1						
Drawing Name:									Sensor Vision System
Drawing Number:									3



BIODATA PENULIS



Nama	:	Muhammad Iman Dwi Darmawan
Tempat, Tanggal Lahir	:	Batam, 13 Febuari 2002
Alamat	:	Bumi Sarana Indah 1 E1/6, Batu Aji Batam
Email	:	miman@student.ppons.ac.id
Riwayat Pendidikan	:	 2021 – 2025 Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya 2017 – 2021 SMK Negeri 1 Batam 2014 – 2017 SMP Negeri 1 Batam 2008 – 2014 SD Negeri 1 Batam
Pengalaman Organisasi	:	<ul style="list-style-type: none">- Ketua Mahasiswa Teknik Desain dan Manufaktur (2023 – 2024)- Sekretaris Departemen Dalam Negeri Himpunan Mahasiswa Teknik Desain dan Manufaktur (2022 – 2023)- Staf Magang Departemen Dalam Negeri Himpunan Mahasiswa Teknik Desain dan Manufaktur (2021 – 2022)
Pengalaman Magang	:	<ul style="list-style-type: none">- Indonesian International Student Mobility Awards (NFU)
Sertifikasi Kompetensi	:	<i>Junior Engineer</i> Pemesinan NC/CNC BNSP (2025)
Sertifikasi Bahasa	:	TOEIC (2025)

“Halaman ini sengaja dikosongkan”