



PPNS POLITEKNIK
PERKAPALAN
NEGERI SURABAYA

TUGAS AKHIR (DM43300)

PERANCANGAN ULANG *SWING ARM* PADA MESIN POLES VERTIKAL MENGGUNAKAN PENDEKATAN ULRICH

Aulia Rachma Alfianti
NRP. 0622040007

DOSEN PEMBIMBING:
TRI ANDI SETIAWAN, S.ST., M.T.
RIDHANI ANITA FAJARDINI, S.Tr.T., M.T.

PROGRAM STUDI D4 TEKNIK DESAIN DAN MANUFAKTUR
JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI
SURABAYA
2026

(Halaman ini sengaja dikosongkan)



PPNS POLITEKNIK
PERKAPALAN
NEGERI SURABAYA

TUGAS AKHIR (DM43300)

**PERANCANGAN ULANG SWING ARM PADA MESIN POLES
VERTIKAL MENGGUNAKAN PENDEKATAN ULRICH**

Aulia Rachma Alfianti
NRP. 0622040007

DOSEN PEMBIMBING:
TRI ANDI SETIAWAN, S.ST., M.T.
RIDHANI ANITA FAJARDINI, S.Tr.T., M.T.

PROGRAM STUDI D4 TEKNIK DESAIN DAN MANUFAKTUR
JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI
SURABAYA
2026

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LEMBAR PENGESAHAN

TUGAS AKHIR

PERANCANGAN ULANG *SWING ARM* PADA MESIN POLES VERTIKAL MENGGUNAKAN PENDEKATAN ULRICH

Disusun Oleh:
Aulia Rachma Alfianti
NRP 0622040007

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 : 08 Juli 2026
Periode Wisuda : Oktober 2026

Menyetujui,

Dosen Penguji

1. Dhika Aditya Purnomo, S.ST., M.T.
2. Tri Andi Setiawan, S.ST., M.T.
3. Ridhani Anita Fajardini, S.Tr.T., M.T.

NIDN/NUPTK

(0007108902)
(0028018902)
(9361775676230163)

Tanda Tangan

(.....)
(.....)
(.....)

Dosen Pembimbing

1. Tri Andi Setiawan, S.ST., M.T.
2. Ridhani Anita Fajardini, S.Tr.T., M.T.

NIDN/NUPTK

(0028018902)
(9361775676230163)

Tanda Tangan

(.....)
(.....)

Menyetujui
Ketua Jurusan,



Dr. Ir. Priyo Agus Setiawan, S.T., M.T.
NIP. 197708192005011001

Mengetahui
Koordinator Program Studi,

Dhika Aditya Purnomo, S.ST., M.T.
NIP. 198910072019031008

(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 : Aulia Rachma Alfianti

NRP. : 0622040007

Jurusan/Prodi : Teknik Permesinan Kapal/D4 - Teknik Desain dan Manufaktur

Dengan ini menyatakan dengan sesungguhnya bahwa :

Tugas Akhir yang akan saya kerjakan dengan judul :

**PERANCANGAN ULANG *SWING ARM* PADA MESIN POLES VERTIKAL
MENGGUNAKAN PENDEKATAN ULRICH**

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, 6 September 2026

Yang membuat pernyataan,



(Aulia Rachma Alfianti)
NRP.0622040007

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran Tuhan Yang Maha Esa atas limpahan rahmat, karunia, dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul **“Perancangan Ulang *Swing Arm* pada Mesin Poles Vertikal Menggunakan Pendekatan Ulrich.”** Tugas akhir ini disusun sebagai salah satu syarat akademik untuk menyelesaikan pendidikan pada jenjang Sarjana Terapan Teknik (S.Tr.T) pada Program Studi Teknik Desain dan Manufaktur, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.

Dalam proses penyusunan Tugas Akhir ini, penulis memperoleh berbagai pengalaman dan pengetahuan baru, serta menghadapi berbagai tantangan dan kendala dalam menyelesaikan Tugas Akhir. Berkat bantuan, dukungan, bimbingan, dan arahan dari berbagai pihak, Tugas Akhir ini dapat diselesaikan dengan baik. Oleh karena itu, dengan rasa hormat dan kerendahan hati, penulis menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Allah SWT atas segala nikmat, rahmat dan hidayah-Nya yang senantiasa diberikan kepada penulis, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan baik dan lancar.
2. Kedua orang tua tercinta dan keluarga besar penulis, yang senantiasa memberikan kekuatan, kehangatan, kasih sayang, perhatian, serta doa yang tulus dalam setiap proses yang dilalui penulis. Terima kasih atas segala dukungan, pengorbanan, baik secara moril maupun materiil, yang telah diberikan sehingga penulis dapat terus bersemangat dan menyelesaikan pendidikan dengan baik.
3. Bapak Rachmad Tri Soelistijono, S.T., M.T., selaku Direktur Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
4. Bapak Dr. Ir. Priyo Agus Setiawan, S.T., M.T. selaku Ketua Jurusan Teknik Permesinan Kapal.
5. Bapak Dhika Aditya Purnomo, S.ST., M.T. selaku Koordinator Program Studi D4 – Teknik Desain dan Manufaktur.
6. Bapak Fipka Bisono, S.ST., M.T. selaku Koordinator Tugas Akhir Program Studi Teknik Desain dan Manufaktur.

7. Bapak Tri Andi Setiawan, S.ST., M.T., selaku Dosen Pembimbing 1 atas segala bimbingan, arahan, serta ilmu yang berharga telah diberikan kepada penulis dengan penuh kesabaran dan keikhlasan selama proses penyusunan Tugas Akhir.
8. Ibu Ridhani Anita Fajardini S.Tr.T., M.T., selaku Dosen Pembimbing 2 atas segala bimbingan, arahan, serta ilmu yang berharga telah diberikan kepada penulis dengan penuh kesabaran dan keikhlasan selama proses penyusunan Tugas Akhir.
9. Kepada Bapak Florens dan Bapak Bagus selaku pembimbing saat penulis melaksanakan OJT di PT. Meco Inoxprima dan memberikan kontribusi yang sangat besar terkait data penting pada Tugas Akhir ini.
10. Seluruh tim dosen penguji, dosen pengajar, dan staf Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya yang telah memberikan ilmu, pengalaman, serta inspirasi selama masa perkuliahan.
11. Kedua orang tua tercinta dan keluarga besar penulis, yang senantiasa memberikan kekuatan, dukungan, kasih sayang, perhatian, serta doa yang tulus dalam setiap proses yang dilalui penulis. serta pengorbanan, baik secara moril maupun materiil, yang telah diberikan sehingga penulis dapat terus bersemangat hingga dapat menyelesaikan Pendidikan di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
12. Kepada sosok yang begitu berarti bagi penulis, yaitu Muhammad Deni A, yang senantiasa memberikan dukungan, perhatian, waktu, semangat dan motivasi kepada penulis dengan penuh kesabaran dan ketulusan hingga penulis dapat menyelesaikan Pendidikan di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
13. Sahabat tercinta, Aprillia Dwi Martha dan Yolanda Dwi R, yang senantiasa memberikan dukungan, semangat, waktu dan kebersamaan kepada penulis selama menjalani masa perkuliahan. Kehadiran dan kebersamaan dalam berbagai suka dan duka menjadi bagian yang berarti dalam perjalanan penulis hingga dapat menyelesaikan pendidikan di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya
14. Sahabat seperjuangan, Deni, Anqi, Rama, Lala, Deva, dan Iklil, yang telah menjadi bagian dari perjalanan panjang penulis selama menempuh pendidikan. Kebersamaan, perjuangan, bantuan, dan semangat yang saling diberikan dalam

setiap suka maupun duka menjadi cerita dan kenangan yang berharga. Bersama-sama melewati berbagai tantangan hingga akhirnya dapat menyelesaikan pendidikan di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.

15. Rekan- rekan penulis di PSM Gita Bahari PPNS selama masa studi yaitu, Burhan, Rura, Euis, Ira, Vinda, Dania serta rekan-rekan yang tidak bisa penulis sebutkan satu persatu, Terimakasih atas kehangatan dan kebahagiaan yang telah diberikan kepada Penulis.
16. Bapak Bagus, Bapak Amin, Bapak Riski, Bapak Hariyanto, Bapak Mulyono, Bapak Noko, Bapak Floren. Terimakasih telah meluangkan waktu untuk memberikan informasi, arahan, serta pengetahuan yang bermanfaat bagi penulis. Informasi dan bantuan yang diberikan menjadi bagian penting dalam melengkapi data serta mendukung kelancaran proses penyusunan Tugas Akhir Penulis.

Penulis menyadari bahwa masih banyak kekurangan dalam penelitian, penulisan maupun penyusunan laporan tugas akhir ini, penulis sangat mengharapkan kritik dan saran yang membangun demi perbaikan di masa yang akan mendatang. Penulis berharap tugas akhir ini dapat memberikan manfaat sebagai referensi bagi penelitian atau pengembangan topik sejenis di masa yang akan datang.

Sidoarjo, 26 Juli 2026

Penulis

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

PERANCANGAN ULANG *SWING ARM* PADA MESIN POLES VERTIKAL MENGGUNAKAN PENDEKATAN ULRICH

Aulia Rachma Alfianti

ABSTRAK

Perancangan ulang mesin poles vertikal dilakukan untuk mengatasi keterbatasan stabilitas, pengoperasian, dan keamanan pada pemolesan *shell* tangki. Penelitian ini bertujuan untuk menghasilkan desain mesin poles vertikal yang lebih stabil, mudah dioperasikan, dan aman melalui perancangan ulang *swing arm* berbasis metode ulrich dan validasi menggunakan *Finite Element Method* (FEM). Tiga alternatif konsep dievaluasi berdasarkan kriteria stabilitas, operasional, perawatan, dan proses manufaktur. Hasil evaluasi menunjukkan konsep desain 2 sebagai alternatif terbaik dengan nilai relatif tertinggi sebesar 28,42%. Rancangan terpilih menggunakan sistem penggerak pneumatik sehingga *swing arm* lebih mudah dioperasikan, dilengkapi *spring* sebagai penyeimbang untuk kestabilan gaya pemolesan, serta *safety brake* dan *limit switch* untuk meningkatkan keselamatan operator. Analisis kekuatan struktur secara teoritis menunjukkan tegangan maksimum sebesar 10,2 MPa dan defleksi maksimum sebesar 0,654 mm. Validasi kekuatan struktur menggunakan *Autodesk Fusion 360* menunjukkan *safety factor* minimum sebesar 14,13. Tegangan maksimum sebesar 17,57 MPa berada di bawah tegangan ijin material sebesar 62,5 MPa, sedangkan defleksi maksimum sebesar 0,684 mm berada di bawah defleksi ijin sebesar 13,33 mm. Berdasarkan hasil tersebut, rancangan dapat dinyatakan memenuhi persyaratan kekuatan struktur. Selain itu, estimasi biaya perancangan sebesar Rp22.330.540,00. Dengan demikian, rancangan ulang *swing arm* dinilai mampu meningkatkan stabilitas, keamanan, dan kemudahan pengoperasian.

Kata kunci: *Finite Element Method* (FEM), Pemolesan, Ulrich

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

REDESIGN OF THE SWING ARM ON A VERTICAL POLISHING MACHINE USING THE ULRICH APPROACH

Aulia Rachma Alfianti

ABSTRACT

The redesign of a vertical polishing machine was conducted to overcome limitations in the stability, operability, and safety of the existing system during tank shell polishing. This study aims to develop an improved swing arm design that provides greater operational stability, ease of operation, and enhanced operator safety. The redesign was carried out using the Ulrich method, while structural performance was evaluated through the Finite Element Method (FEM) using Autodesk Fusion 360. Three alternative design concepts were developed and evaluated based on four criteria: stability, operation, maintenance, and manufacturing processes. The evaluation results identified Design Concept 2 as the most suitable alternative, with the highest relative score of 28.42%. The selected design incorporates a pneumatic actuation system to facilitate swing arm movement, a spring mechanism to counterbalance the swing arm and maintain a stable polishing force, and a safety brake and limit switch to enhance operational safety. The theoretical structural analysis yielded a maximum stress of 10.20 MPa and a maximum deflection of 0.654 mm. FEM validation in Autodesk Fusion 360 resulted in a minimum safety factor of 14.13 and a maximum stress of 17.57 MPa, both below the allowable material stress of 62.5 MPa. The maximum deflection of 0.684 mm is also below the allowable deflection of 13.33 mm. Furthermore, these results demonstrate that the proposed design satisfies the required structural strength criteria. The estimated redesign cost is IDR 22.330.540,00. Overall, the redesigned swing arm offers a technically feasible solution to improve the stability, safety, and ease of operation of the vertical polishing machine.

Keywords: Finite Element Method (FEM), Polishing, Ulrich.

(Halaman ini Sengaja Dikosongkan)

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI	v
KATA PENGANTAR.....	vii
ABSTRAK	xi
<i>ABSTRACT</i>	xiii
DAFTAR ISI.....	xv
DAFTAR TABEL	xxi
DAFTAR GAMBAR.....	xxiii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	4
1.3 Tujuan Penelitian.....	4
1.4 Manfaat Penelitian	5
1.5 Batasan Masalah.....	5
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	7
2.1 Penelitian Terdahulu.....	7
2.2 Pengertian Pemolesan (<i>Polishing</i>)	8
2.3 Jenis Bahan <i>Abrasive</i> Mesin Poles.....	9
2.4 Klasifikasi Pemilihan Material.....	10
2.4.1 Material ASTM A36.....	10
2.5 Komponen dan Sistem Transmisi.....	11
2.5.1 Motor.....	11
2.5.2 <i>Pulley</i>	17
2.5.3 <i>V-Belt</i>	17
2.5.4 <i>Reducer</i>	18
2.5.5 <i>Spur gears</i>	19
2.5.6 Poros.....	20
2.6 Tali Baja	24

2.7 <i>Spring</i>	28
2.8 Pneumatik	29
2.9 Metode Ulrich.....	35
2.9.1 Proses Perancangan dan Pengembangan Produk.....	36
2.9.2 Penyusunan Daftar Kebutuhan	37
2.9.3 Penetapan Spesifikasi	38
2.9.4 Penyusunan Konsep.....	39
2.9.5 Penyaringan Konsep	40
2.9.6 Pemilihan Konsep.....	43
2.9.6.1 <i>Simple Additive Weighting</i> (SAW).....	44
2.9.7 Perwujudan Desain dan Rancangan Komponen.....	46
2.10 Metode Elemen Hingga	47
2.11 <i>Software Autodesk Fusion 360</i>	48
2.12 Analisis Pembebanan Berdasarkan Distribusi	48
2.12.1 <i>Cantilever Beam</i> Beban Terkonsentrasi di Ujung Bebas.....	49
2.12.2 <i>Cantilever Beam</i> Beban Terdistribusi Rata.....	50
2.12.3 <i>Cantilever Beam</i> Beban Terkonsentrasi pada Titik Tertentu	51
2.13 Perhitungan Berat Plat Besi.....	52
2.14 Pembebanan Tuas	52
2.15 Momen Inersia	53
2.16 Tegangan (<i>Stress</i>).....	55
2.17 Defleksi.....	56
2.18 <i>Safety Factor</i>	58
2.19 Rencana Anggaran Biaya (RAB).....	58

BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN 63

3.1 Diagram Alir Penelitian	63
3.2 Identifikasi dan Perumusan Masalah.....	63
3.3 Studi Literatur.....	64
3.4 Kajian Produk <i>Existing</i>	64
3.5 Identifikasi dan Penyusunan Daftar Kebutuhan	64
3.6 Pembuatan Konsep Desain	65

3.7 Pemilihan Konsep Desain	66
3.8 Perhitungan Komponen dan Perancangan	66
3.9 Analisis Kekuatan Struktur	67
3.10 Perhitungan Rencana Anggaran Biaya (RAB).....	67
3.11 Kesimpulan dan Saran.....	67
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN	69
4.1 Kajian Produk <i>Existing</i>	69
4.2 Penyusunan Daftar Kebutuhan.....	70
4.3 Pembuatan Konsep Desain.....	70
4.3.1 Konsep Desain 1	71
4.3.2 Konsep Desain 2	72
4.3.3 Konsep Desain 3	73
4.4 Pemilihan Konsep Desain	74
4.4.1 Stabilitas.....	74
4.4.2 Operasional	86
4.4.3 Perawatan	88
4.4.4 Proses Manufaktur	94
4.4.5 Penetapan Konsep Desain Terpilih	108
4.5 Perhitungan Sistem Transmisi.....	110
4.5.1 Daya Motor pada <i>Swing Arm</i>	110
4.5.2 Poros.....	113
4.5.3 Menghitung Perencanaan <i>Pulley</i> dan <i>V-belt</i>	119
4.6 Perhitungan Tali Baja	120
4.6.1 Perhitungan Diameter Drum	120
4.6.2 Umur Tali Baja	123
4.7 Perencanaan Sistem Pneumatik	124
4.7.1 Perhitungan Gaya Gesek	125
4.7.2 Perhitungan Diameter <i>Rod Piston</i>	125
4.7.3 Gaya Piston pada Saat Langkah Maju dan Mundur.....	125
4.7.4 Kebutuhan udara pada piston saat langkah maju dan mundur .	126
4.7.5 Kecepatan silinder pada saat langkah maju dan mundur	127

4.8 Perhitungan Kekuatan Struktur pada <i>Swing Arm</i>	128
4.8.1 Perhitungan Reaksi Pembebanan.....	128
4.8.2 Perhitungan profil penampang.....	130
4.8.3 Tegangan (<i>Stress</i>).....	132
4.8.4 Defleksi.....	133
4.8.5 Faktor Keamanan (<i>Safety Factor</i>)	133
4.9 Analisis <i>Finite Element Method</i> (FEM)	134
4.9.1 Simulasi <i>Static Structural Analysis</i> pada Rangka <i>Swing Arm</i> ..	134
4.9.2 Simulasi <i>Static Structural Analysis</i> pada Poros.....	136
4.10 Hasil Perancangan	137
4.10.1 Konsep Terpilih	137
4.10.2 Nilai Perhitungan dan Simulasi	138
4.10.3 Spesifikasi Akhir Mesin	141
4.11 Rencana Anggaran Biaya.....	142
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN	147
5.1 Kesimpulan.....	147
5.2 Saran	148
DAFTAR PUSTAKA	149
LAMPIRAN	153
Lampiran 1 Hasil <i>Survey</i>	153
Lampiran 2 Kuesioner Tingkat Kesulitan Proses Manufaktur	160
Lampiran 3 Spesifikasi Produk <i>Existing</i>	163
Lampiran 4 Perhitungan Nilai Normalisasi	164
Lampiran 5 Katalog Motor	166
Lampiran 6 Motor <i>Reducer 1</i>	167
Lampiran 7 Motor <i>Reducer 2</i>	168
Lampiran 8 <i>Bearing</i>	169
Lampiran 9 <i>Pulley</i>	170
Lampiran 10 Katalog <i>V-Belt</i>	171
Lampiran 11 Katalog Pneumatik	172
Lampiran 12 Katalog <i>Spring</i>	173

Lampiran 13 <i>Detail Engineering Drawing</i>	174
BIODATA PENULIS	187

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Penelitian Terdahulu.....	7
Tabel 2. 2 Spesifikasi Material ASTM A36	11
Tabel 2. 3 Faktor-faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan	21
Tabel 2. 4 <i>Standard Designation of Ropes and Their Applications.</i>	25
Tabel 2. 5 Penyaringan Konsep.....	41
Tabel 2. 6 Penilaian Konsep.....	43
Tabel 2. 7 Keterangan Nilai	44
Tabel 2. 8 Batas Defleksi yang Diterapkan Beban.....	57
Tabel 3. 1 Daftar Kebutuhan	65
Tabel 4. 1 Spesifikasi Mesin Poles Vertikal	69
Tabel 4. 2 Daftar Kebutuhan	70
Tabel 4. 3 Spesifikasi Silinder Pneumatik.....	76
Tabel 4. 4 <i>Standards-based cylinders</i>	77
Tabel 4. 5 Hasil Perbandingan Gaya Pneumatik dan Beban Aktual <i>Swing Arm</i> ...	79
Tabel 4. 6 Spesifikasi <i>Spring</i>	80
Tabel 4. 7 Hasil Perbandingan Gaya Pneumatik dan Beban Aktual <i>Swing Arm</i> ...	83
Tabel 4. 8 Spesifikasi Beban <i>Ballscrew Linier and Guideway</i>	84
Tabel 4. 9 Hasil Perbandingan Gaya <i>Ballscrew</i> dengan Beban <i>Swing Arm</i>	85
Tabel 4. 10 <i>Rate</i> Nilai Kemampuan Gaya Dorong	85
Tabel 4. 11 Hasil Analisa Gaya Dorong	85
Tabel 4. 12 Skor Gaya Dorong Setiap Konsep Desain	86
Tabel 4. 13 Hasil Analisa Operasional	88
Tabel 4. 14 Hasil Analisa Perawatan Konsep Desain 1	91
Tabel 4. 15 Hasil Analisa Perawatan Konsep Desain 2	92
Tabel 4. 16 Hasil Analisa Perawatan Konsep Desain 3	92
Tabel 4. 17 Hasil Analisa Perawatan Produk <i>Existing</i>	93
Tabel 4. 18 Skor Analisa Perawatan Setiap Konsep Desain	93
Tabel 4. 19 Kriteria Pemilihan Proses Manufaktur	103
Tabel 4. 20 Hasil Penilaian Setiap Kriteria	105
Tabel 4. 21 Penentuan Nilai Minimum	105
Tabel 4. 22 Hasil Nilai Normalisasi	106
Tabel 4. 23 Hasil Nilai Akhir dan Rangking Setiap Konsep Desain.....	108
Tabel 4. 24 Keterangan Bobot Kriteria Seleksi.....	109
Tabel 4. 25 <i>Rate</i> Nilai Pemilihan Konsep	109
Tabel 4. 26 Matriks Penilaian Konsep	109
Tabel 4. 27 Spesifikasi Silinder Pneumatik.....	124
Tabel 4. 28 <i>Factor of Safety</i>	130
Tabel 4. 29 Spesifikasi Akhir Mesin Poles Vertikal	142

Tabel 4. 30 Estimasi Biaya Bahan Baku.....	143
Tabel 4. 31 Estimasi Biaya Proses Manufaktur	144

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. 1 Mesin Poles Vertikal.....	3
Gambar 2. 1 <i>Sandpaper</i>	9
Gambar 2. 2 <i>Flap Wheel</i>	10
Gambar 2. 3 Motor Listrik	12
Gambar 2. 4 <i>Pulley</i>	17
Gambar 2. 5 Sprue Gear.....	19
Gambar 2. 6 <i>Compression Helical Spring</i>	29
Gambar 2. 7 <i>Tension Helical Spring</i>	29
Gambar 2. 8 Kompresor Udara	30
Gambar 2. 9 <i>Regulator Unit</i> dan <i>Gauge</i>	31
Gambar 2. 10 <i>Directional Way Valve</i>	31
Gambar 2. 11 Tanki Akumulator	32
Gambar 2. 12 Silinder Kerja Ganda.....	32
Gambar 2. 13 Langkah -Langkah Penyusunan Pengembangan Konsep dari	36
Gambar 2. 14 Langkah Penyusunan	40
Gambar 2. 15 Tahap pada Metode <i>Simple Additive Weighting</i>	45
Gambar 2. 16 <i>Cantilever Beam-Concentrated Load at Free End</i>	49
Gambar 2. 17 <i>Cantilever Beam - Uniformly Distributed Load</i>	50
Gambar 2. 18 <i>Cantilever Beam - Concentrated Load at Any Point</i>	51
Gambar 2. 19 <i>Straight Lever</i>	53
Gambar 2. 20 Penampang Lingkaran.....	54
Gambar 2. 21 Penampang <i>Hollow Persegi Panjang</i>	54
Gambar 3. 1 Diagram Alir.....	63
Gambar 4. 1 Konsep Desain 1.....	72
Gambar 4. 2 Konsep Desain 2.....	73
Gambar 4. 3 Konsep Desain 3.....	74
Gambar 4. 4 Jangkauan <i>Swing Arm</i>	81
Gambar 4. 5 Bagian <i>Assembly</i> Konsep Desain 1	95
Gambar 4. 6 Bagian <i>Assembly</i> Konsep Desain 2	98
Gambar 4. 7 Bagian <i>Assembly</i> Konsep Desain 3	100
Gambar 4. 8 Analisis Beban Pada Poros	114
Gambar 4. 9 <i>Free Body Diagram</i>	115
Gambar 4. 10 <i>Shear and Moment Diagram</i>	116
Gambar 4. 11 Reaksi <i>Moment Swing Arm</i>	128
Gambar 4. 12 <i>Shear and Moment Diagram</i>	129
Gambar 4. 13 <i>Hollow Plate</i>	131
Gambar 4. 14 <i>Fixed Support and Force</i>	134
Gambar 4. 15 Hasil simulasi tegangan pada rangka <i>swing arm</i>	135

Gambar 4. 16 Hasil simulasi defleksi pada rangka <i>swing arm</i>	135
Gambar 4. 17 Hasil simulasi <i>safety factor</i> pada rangka <i>swing arm</i>	136
Gambar 4. 18 Hasil simulasi defleksi pada poros	137

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

PT. Meco Inoxprima adalah perusahaan yang bergerak di bidang manufaktur, konstruksi, fabrikasi dan permesinan. Perusahaan ini, menyediakan pelayanan pembuatan *plant equipment* seperti tangki penyimpanan (*storage tank*), *pressure vessel*, tangki *transport* BBM tangki LPG, dan *heat-exchanger*. Selain itu, Perusahaan dapat memproduksi peralatan atau permesinan yang ada di industri sesuai dengan kegunaan peralatan tersebut. Perusahaan ini juga memproduksi komponen atau suku cadang berbahan *stainless steel* atau baja ringan untuk industri kimia, petrokimia, kosmetik, makanan dan minuman sesuai dengan standar kualitas yang diharapkan oleh pelanggan.

Dalam proses manufakturnya, PT. Meco Inoxprima menerapkan tahapan produksi yang sesuai dengan jenis produk yang akan dihasilkan, mulai dari perancangan, pemilihan material, pemotongan, pengerolan, *bending*, pengelasan, *flanging*, *machining*, pemolesan, *sandblasting* hingga pelapisan cat. Diantara tahapan tersebut, proses pemolesan menjadi sangat krusial terutama pada produk yang digunakan pada aplikasi pengolahan makanan, minuman, kosmetik dan farmasi. Material yang umumnya digunakan pada produk *food grade* adalah SUS 316, SUS 304, dan SUS 304L. Pada penelitian Han dkk. (2023) menunjukkan bahwa baja tahan karat AISI 304, karena skala strukturalnya dikurangi ke skala nanometer tanpa mengorbankan kualitas permukaan dan komposisi fasa, ketahanan terhadap korosi lubang dalam larutan berair *NaCl* 0,6 mol/L lebih unggul daripada yang berbutir kasar.

Kondisi ini, menjadikan proses pemolesan sebagai tahap yang penting dalam menjaga produk agar lebih tahan korosi dan memiliki kualitas produk yang lebih baik. Selain itu, tanpa adanya proses pemolesan, dapat membuat produk memiliki tingkat kekasaran yang tinggi sehingga berpotensi sebagai tempat penumpukan residu maupun sisa produk yang nantinya sulit dibersihkan, sedangkan untuk produksi makanan membutuhkan tingkat higienis

lebih tinggi untuk menjamin keamanan karena celah dari produk dapat menimbulkan bakteri bahkan kontaminasi antara alat dan material produk. Oleh karena itu pemolesan perlu diperhatikan, sebagai salah satu cara untuk meminimalisir adanya korosi, mempertahankan produk agar memiliki jangka waktu yang lebih lama, dan membantu proses pembersihan sisa produk khususnya produk yang mudah terkontaminasi dengan material alat. Menurut penelitian. Setiawan dkk. (2023) dalam Septiyani A dkk. (2024) tujuan utama proses *polishing* adalah memperhalus, membersihkan, dan memberikan kilap pada permukaan suatu komponen, semakin baik kualitas pemolesan yang dilakukan, maka semakin meningkat pula nilai estetika serta umur pakai dari komponen tersebut.

Pada kondisi aktual nya, proses pemolesan yang ada di PT. Meco Inoxprima untuk produk tangki yang memiliki *segment shell* berkisar 4ft-5ft dan rentang diameter *shell* 1500 mm sampai dengan 4000 mm, proses pemolesan menggunakan mesin poles vertikal yang dapat bergerak naik dan turun secara vertikal. Mesin tersebut dapat digunakan untuk pemolesan dalam dan luar dengan cara mengarahkan *swing arm* pada permukaan produk secara manual menggunakan tenaga manusia. Mekanisme kerjanya menggunakan bandul yang diberi beban sebagai penyeimbang sekaligus sumber tekanan pada saat pemolesan. Sistem pemolesan bekerja melalui *shaft* yang terhubung dengan mata gerinda poles, di mana *shaft* berputar untuk menghaluskan permukaan produk. Sementara itu, produk dijepit pada meja putar sehingga dapat diposisikan dan diputar secara stabil selama proses pemolesan berlangsung. Selain itu terdapat alat pendukung berupa tali tambang sebagai penyeimbang tambahan apabila terjadi ketidakstabilan getaran selama mata poles berputar. Penggunaan pengendalian manual membuat konsistensi hasil poles bergantung pada keterampilan operator, sehingga hasil pada pemolesan memungkinkan memiliki kekasaran yang bervariasi.

Kondisi tersebut dapat menimbulkan permasalahan teknis terutama pada pengoperasian yang menyulitkan operator. Menurut penelitian Mufarrih dkk. (2024) posisi kerja yang kurang nyaman dapat memperlambat penyelesaian

pengerjaan, sehingga dapat menurunkan produktivitas mesin poles. Selain itu, mesin tersebut tidak memiliki keamanan dan keselamatan yang memadai. Pada kondisi aktual, *swing arm* tidak memiliki penahan dan sepenuhnya bergantung pada sling sebagai mekanisme pengangkatnya. Apabila sistem pengangkatan seperti sling mengalami kerusakan atau putus akibat beban kerja yang diterapkan, maka dapat menyebabkan resiko cedera serius pada operator di area kerja, karena operator secara langsung memantau secara berkala, selain itu dapat menyebabkan kerusakan pada produk yang di poles, karena produk terletak di area sekitar mesin tersebut. Berikut adalah gambar mesin poles vertikal dapat dilihat pada Gambar 1.1



Gambar 1. 1 Mesin Poles Vertikal
(Dokumentasi Pribadi)

Melihat kondisi aktual yang dijelaskan, mesin poles vertikal masih memiliki beberapa kekurangan, baik dari sisi kualitas pemolesan maupun dari segi keamanan dan kenyamanan operator. Oleh karena itu, penelitian ini menggunakan metode ulrich yang bersifat terstruktur, dan sistematis sebagai pendekatan dalam perancangan ulang *swing arm* pada mesin poles vertikal. Metode terstruktur ini membantu meningkatkan kualitas hasil desain dengan memastikan bahwa keputusan teknis didasarkan pada kebutuhan pelanggan, dianalisis secara sistematis, dan terdokumentasi dengan baik Ulrich & Eppinger (2016). Metode ini dimulai dengan identifikasi kebutuhan pelanggan, penyusunan daftar kebutuhan dan spesifikasi, pembuatan konsep desain, hingga pemilihan konsep terbaik. Pendekatan ini akan menjadi landasan dalam

pengembangan konsep terhadap rancangan mesin poles vertikal, khususnya desain *swing arm* yang diharapkan lebih stabil, efektif dan dapat meningkatkan keamanan.

Dalam proses perancangan sebagai analisis teknik, penelitian ini menggunakan *Finite Element Method* (FEM), untuk mengevaluasi kekuatan struktur dan keamanan pada rancangan mesin poles vertikal. Analisis kekuatan struktur dengan FEM difokuskan pada rangka *swing arm* untuk mengetahui tegangan, defleksi dan *safety factor*. Analisis FEM diharapkan dapat memastikan rancangan memiliki tingkat keamanan yang baik. Dengan demikian, tujuan penelitian ini adalah berkontribusi pada pengembangan desain mesin poles vertikal yang lebih aman, stabil, dan mudah dioperasikan melalui perancangan ulang *swing arm* berbasis metode ulrich dan validasi menggunakan *Finite Element Method* (FEM).

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan uraian latar belakang diatas dapat dirumuskan permasalahan sebagai berikut:

1. Bagaimana rancangan *swing arm* pada mesin poles vertikal menggunakan pendekatan ulrich?
2. Bagaimana hasil analisis kekuatan struktur *swing arm* pada mesin poles vertikal menggunakan analisis FEM (*Finite Element Method*)?
3. Bagaimana Rencana Anggaran Biaya (RAB) yang dibutuhkan untuk produksi *swing arm* pada mesin poles vertikal?

1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah:

1. Merancang *swing arm* pada mesin poles vertikal menggunakan pendekatan ulrich.
2. Menganalisis kekuatan struktur *swing arm* pada mesin poles vertikal menggunakan analisis FEM (*Finite Element Method*).
3. Menyusun Rencana Anggaran Biaya (RAB) yang dibutuhkan untuk produksi *swing arm* pada mesin poles vertikal.

1.4 Manfaat Penelitian

Manfaat penelitian yang dapat diambil dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Penulis dapat memahami tahapan perancangan dan pengembangan produk yang terstruktur menggunakan metode ulrich, dan menerapkan pembelajaran yang dipelajari sewaktu menempuh mata kuliah.
2. Perancangan dapat diaplikasikan atau sebagai referensi perbaikan desain mesin poles vertikal di industri.
3. Dapat dijadikan referensi untuk kepentingan akademik atau penelitian lanjutan yang membahas perancangan.

1.5 Batasan Masalah

Berdasarkan identifikasi masalah diatas diperlukan adanya penetapan batasan masalah penelitian yaitu:

1. Perancangan hanya menggunakan pendekatan ulrich, dengan fokus pengembangan pada modifikasi *swing arm* mesin poles vertikal.
2. Vibrasi tidak dikaji lebih dalam pada perancangan ulang *swing arm* mesin poles vertikal.
3. Analisis difokuskan pada kekuatan statis dan keamanan struktur rangka *swing arm* menggunakan *Finite Element Method* (FEM).
4. Hasil pemolesan tidak dibahas pada penelitian ini.
5. Pemolesan hanya digunakan untuk *shaft*, *shell*, dan benda yang berbentuk silinder atau tabung.
6. Material yang digunakan dalam perancangan ulang *swing arm* adalah ASTM A36.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Terdahulu

Penelitian terdahulu yang berkaitan dengan perancangan mesin poles telah dilakukan melalui penelusuran berbagai sumber, terutama yang membahas tentang metode atau rancangan mesin poles. Tabel 2.1 menyajikan ringkasan penelitian terdahulu yang meliputi penulis, tahun, metode penelitian, serta hasil yang diperoleh.

Tabel 2. 1 Penelitian Terdahulu

No.	Peneliti	Judul Penelitian	Metode	Hasil
1.	Septiyani A dkk. (2024)	Rancang Bangun Mesin Poles untuk Material Logam	Rancang Bangun dan Pengujian (Metode Rekayasa Teknik)	Hasil pembuatan mesin poles dapat berfungsi dengan optimal. Putaran lebih cepat hanya membutuhkan waktu kurang lebih 1 menit untuk menghaluskan. Hasil pengujian pada benda kerja untuk material baja yang terkorosi dan dapat berubah mengkilat
2.	Rizal Indrawan, Salsabila Diya Ulhaque, Dhika Aditya Purnomo (2024)	Pemilihan Konsep Desain <i>Jig</i> dan <i>Fixture Bearing Housing</i> Pada Mesin <i>CNC Turning Vertical</i>	Metode <i>Ulrich</i>	Menghasilkan rancangan <i>jig</i> dan <i>fixture bearing housing</i> menggunakan metode <i>ulrich</i> . Konsep desain 3 terpilih karena memenuhi kriteria daftar kebutuhan yang mudah dioperasikan, manufaktur produk mudah, dan perawatan produk mudah
3.	Ilham Heru Setiawan, Gatot Eka Pramono, Roy Waluyo (2023)	Rancang Bangun <i>Belt Sander</i>	Rancang Bangun dan Pengujian (Metode Rekayasa Teknik)	Hasil rancang bangun berupa mesin <i>belt sander</i> yang dapat melakukan beroperasi dengan posisi horizontal dan vertikal. Pengujian dilakukan pada material kayu balok, logam ringan, aluminium dengan menggunakan amplas grit 80, 150 dan 240. Hasil pengujian yang paling halus pada material kayu dan hasil paling kasar pada material aluminium.
4.	Setiawan dkk. (2023)	<i>How to Utilize Autodesk Fusion 360 that Reinforces Product redesign Simulation?</i>	<i>Finite Element Method</i> (FEM)	Penelitian menggunakan <i>Autodesk Fusion 360</i> untuk melakukan perancangan dan analisis struktur secara terintegrasi melalui simulasi CAE. Hasil optimasi <i>bracket</i> mampu meningkatkan kekuatan lentur longitudinal dan kekuatan

				torsi rangka sepeda motor dengan beban tinggi
5.	Muhammad Haikal Izkayoga (2019)	Perancangan Mesin <i>Belt Sander</i> pada Kelompok Kerja <i>Fall Board</i> di PT Yamaha Indonesia	Observasi dan Wawancara	Hasil perancangan berupa mesin belt sander untuk proses penghalusan cat terhadap bagian <i>edge fall board</i> . Hasil analisis menunjukkan bahwa mesin memenuhi persyaratan teknis dengan tegangan tarik <i>belt</i> dan jarak lengan bandul pemberat yang aman. Selain itu, penggunaan mesin ini mampu menurunkan biaya <i>sandpaper</i> sebesar 25,5% dan mengurangi jumlah pemakaian <i>sandpaper</i> 47,55%.
6.	Vijayan dkk. (2019)	<i>Design and Fabrication of a Continuous Polishing Machine</i>	<i>Design and Fabrication</i> (Metode Rekayasa Teknik)	Hasil menunjukkan bahwa mesin poles kontinu yang dirancang berhasil beroperasi dengan baik. Penggunaan sistem multi- <i>spindle</i> dengan <i>flap wheel</i> yang dipasang bertahap menghasilkan permukaan yang halus dan seragam. Mesin mampu mengurangi waktu proses dan dapat digunakan untuk pemolesan batang datar <i>stainless steel</i> , persegi, atau persegi panjang. Kepala <i>spindle</i> dapat dikembangkan dengan mengintegrasikan beberapa derajat kebebasan gerak.
Perbedaan dengan Penelitian saat ini				
Penelitian ini berfokus pada perancangan ulang <i>swing arm</i> pada mesin poles vertikal untuk pemolesan <i>segment shell</i> pada tangki. Metode yang digunakan adalah pendekatan ulrich dengan validasi teknik menggunakan <i>Finite Element Method</i> (FEM). <i>Output</i> yang dihasilkan dari perancangan berupa kemudahan pengoperasian, lebih stabil, dan aman melalui perancangan ulang <i>swing arm</i> pada mesin poles vertikal				

2.2 Pengertian Pemolesan (*Polishing*)

Polishing merupakan salah satu proses *finishing* pada permukaan yang memiliki ketidakberaturan pada permukaan. Proses pemolesan diterapkan pada beberapa jenis material seperti logam, kayu, plastik, dan resin. Pemolesan dilakukan untuk menghaluskan dan meratakan permukaan material menggunakan alat atau media abrasif seperti kertas amplas, batu gerinda, atau *abrasive belt*. Tujuan utama pada proses pemolesan adalah menghasilkan permukaan yang lebih halus dan rata. Dengan demikian proses tersebut dapat meningkatkan nilai estetika serta berfungsi mendukung proses *finishing* lanjutan seperti pelapisan *coating*, pengecatan, dan perlindungan permukaan lainnya.

2.3 Jenis Bahan *Abrasive* Mesin Poles

Bahan *abrasive* memiliki fungsi utama dalam proses *finishing* atau proses penghilangan karat pada permukaan material, dengan melakukan pengikisan permukaan antara butiran *abrasive* dengan permukaan material yang dipoles. Bahan *abrasive* memiliki tingkat *grade* yang nantinya dapat mempengaruhi hasil akhir pemolesan. Semakin tinggi angka *grid* pada bahan *abrasive* maka semakin halus hasilnya, dan sebaliknya semakin rendah angka *grid* pada bahan *abrasive* maka permukaan semakin kasar Izkayoga (2019). Adapun beberapa macam bahan *abrasive* yang biasa digunakan dalam proses pemolesan.

1. *Belt Sander*

Belt sander merupakan salah satu bahan *abrasive* yang berbentuk seperti lembaran kertas yang terdiri dari butiran *abrasive* yang diletakkan pada media *belt sander*. *Belt sander* akan dikaitkan dengan *pulley* yang memiliki fungsi untuk menyalurkan daya putar *pulley*, selain itu *belt sander* digunakan sebagai alat untuk menghaluskan permukaan material. *Belt sander* dapat dilihat pada Gambar 2.1



Gambar 2. 1 *Sandpaper* (Setiawan dkk, 2023)

2. *Flap Wheel*

Flap Wheel adalah alat *abrasive* yang berbentuk silinder yang memiliki lembaran-lembaran pada bahan abrasif atau biasa disebut dengan *flap* yang disusun mengelilingi silinder. *Flap wheel* berfungsi untuk menghaluskan, membersihkan, menggerinda, dan memoles permukaan dengan memutar *flap wheel*. Jenis material yang dapat dilakukan menggunakan *flap wheel* adalah logam, kayu, pipa, atau material yang ada di industri manufaktur dan otomotif. *Flap wheel* dapat dilihat pada Gambar 2.2



Gambar 2. 2 *Flap Wheel* (Vijayan dkk, 2019)

2.4 Klasifikasi Pemilihan Material

Material merupakan penentu kualitas suatu produk, karena secara langsung mempengaruhi performa dan keandalan produk pada saat proses pengoperasian. Pemilihan material pada mesin poles vertikal ditentukan berdasarkan kekuatan material, keuletan, dan ketahanan material untuk menerima pembebanan. Pemilihan material ditentukan untuk menganalisis kekuatan struktur pada perancangan ulang *swing arm* mesin poles vertikal. Material yang dapat digunakan pada perancangan ulang *swing arm* adalah ASTM A36.

2.4.1 Material ASTM A36

Material ASTM A36 adalah baja karbon rendah standar Amerika yang secara luas digunakan untuk material dalam pembuatan struktur pada konstruksi atau permesinan. Kekuatan tarik pada material ASTM A36 berkisar 400-450 Mpa, dan kekuatan luluh pada kedua material tersebut berkisar 250 MPa. Hal tersebut dapat menyatakan bahwa baja ASTM A36 mampu menerima beban kerja dan memiliki kekuatan yang handal. Baja ASTM A36 merupakan paduan antara karbon dan besi dengan kandungan karbon sebesar 0,25% Irfan dkk. (2024). Hal tersebut memungkinkan dapat memudahkan proses pengelasan yang disebabkan kandungan karbon rendah dan keuletan tinggi tanpa memerlukan perlakuan panas khusus dalam pembentukannya. Pada penelitian Irfan dkk. (2024) menunjukkan bahwa ASTM A36 mengalami proses pengelasan dan perlakuan panas menghasilkan struktur mikro yang lebih homogen.

Dengan kemampuan mempertahankan mikrostruktur dan sifat mekanis, ASTM A36 dinilai mampu memberikan kekuatan struktur yang baik dalam perancangan.

Pada penelitian Alfredo dkk. (2025) menunjukkan bahwa material ASTM A36 dengan tebal plat 30-1,6 mm dapat menahan beban 30 ton atau 30.000 kg dengan hasil tegangan maksimum $< yield\ strength$ bahan serta memiliki faktor keamanan yang memenuhi dikarenakan $safety\ factor < 1$. Hal tersebut dapat menyatakan bahwa baja ASTM A36 memiliki kekuatan yang handal dikarenakan tegangan maksimum masih berada di batas bawah kekuatan luluh dan memiliki faktor keamanan yang memenuhi, sehingga layak digunakan dalam perancangan *swing arm* mesin poles vertikal. Spesifikasi material ASTM A36 dapat dilihat pada Tabel 2.2

Tabel 2. 2 Spesifikasi Material ASTM A36

No	Properties	Nilai
1	Density	7,85 gr/cm ³
2	Tensile Strength, Ultimate	500 Mpa
3	Yield Strength	250 Mpa
4	Bulk Modulus	400 GPa
5	Shear stress	79,3 GPa

sumber: Alfredo dkk, 2025

2.5 Komponen dan Sistem Transmisi

Sistem transmisi merupakan bagian penting dalam suatu perancangan mesin yang berfungsi menyalurkan dan mengatur energi gerak dari sumber gerak berupa motor ke komponen kerja, sehingga mesin dapat beroperasi sesuai dengan kebutuhan kecepatan, torsi dan kondisi pembebanan yang diterapkan.

2.5.1 Motor

Motor merupakan bagian utama pada sistem transmisi. Komponen tersebut menjadi sumber tenaga utama yang menghasilkan energi gerak kemudian disalurkan ke sistem transmisi lainnya. Ada beberapa jenis motor sebagai energi penggerak yaitu motor listrik dan motor yang berbahan bakar bensin. Jenis motor listrik terdiri dari motor AC (arus bolak-balik), motor DC (arus searah). Motor listrik dapat dilihat pada Gambar 2.3



Gambar 2. 3 Motor Listrik (Izkayoga, 2019)

Dalam memastikan optimalisasi dan efisiensi alat yang dibuat, sangat penting untuk mempertimbangkan perhitungan alat dan material serta produk akhir Mahmudi (2021). Perhitungan daya motor dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.1 Mahmudi (2021)

- a. Perhitungan putaran motor yang dirumuskan dengan Persamaan 2.1

$$N = (f \times 120) : P \quad (2.1)$$

Dengan:

N : Jumlah putaran per menit (RPM)

f : Frekuensi (Hz)

P : Jumlah kutub gulungan (Pole)

- b. Perhitungan daya motor yang dirumuskan dengan Persamaan 2.2 dan kecepatan sudut yang dirumuskan dengan Persamaan 2.3 Khurmi & Gupta (2005)

$$P = T \cdot \omega \quad (2.2)$$

Dimana:

P : Daya (Watt)

T : Torsi (Nm)

ω : Kecepatan sudut (rad/s)

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \quad (2.3)$$

Dengan:

ω : Kecepatan sudut (rad/s)

N : Jumlah putaran per menit (RPM)

- c. Percepatan sudut dapat dihitung dengan Persamaan 2.4 Khurmi & Gupta (2005).

$$\alpha = \frac{\omega_1 - \omega_0}{\Delta t} \quad (2.4)$$

Dengan:

α : Percepatan sudut (rad/s)

ω_1 : Kecepatan sudut mata poles saat beroperasi (rad/s)

ω_0 : Kecepatan sudut awal (rad/s)

Δt : Waktu yang diperlukan dari kondisi diam sampai kondisi kecepatan konstan (s)

Torsi ketika mesin dinyalakan dari keadaan diam (ω_0) hingga kecepatan operasi (ω_1) dapat dihitung menggunakan Persamaan 2.5 Sularso & Suga (2004).

$$T = I \times \alpha \quad (2.5)$$

Dengan:

T : Torsi percepatan (N·m)

I : Momen inersia komponen yang berputar (rad/s)

α : Percepatan sudut (rad/s²)

Pada komponen pemolesan ataupun pemotongan memiliki momen inersia, sehingga daya dari momen inersia dapat dihitung dengan Persamaan 2.6 Sularso & Suga (2004)

$$P = T \times \omega \quad (2.6)$$

Dengan:

P : Daya (Watt)

T : Torsi percepatan (N·m)

ω : Kecepatan sudut (rad/s)

- d. Daya yang hilang akibat gesekan pada *bearing*

Untuk menentukan daya yang hilang pada *bearing*, maka diperlukan menghitung torsi akibat gesekan (τ_f) dengan persamaan 2.7 berikut.

$$\tau_f = F_r \times f \times d/2 \quad (2.7)$$

Dengan:

τ_f : Torsi gesek, momen gaya hambat akibat gesekan dalam bantalan (N.mm)

F_r : Beban radial (N)

f : Koefisien gesek

d : Diameter dalam bantalan (mm)

Daya yang hilang pada *bearing* dapat dihitung dengan persamaan 2.8 berikut.

$$P = 1,05E - 04 \times \tau_f \times n \quad (2.8)$$

Dengan:

τ_f : Torsi gesek, momen gaya hambat akibat gesekan dalam bantalan (N.mm)

P : Daya yang hilang pada *bearing* (N)

n : Kecepatan putaran (rpm)

e. *Power Grinding*

Pada *power grinding* atau bisa disebut daya penggerindaan merupakan besar daya yang dibutuhkan oleh batu gerinda untuk menghilangkan material dari permukaan benda kerja. Tidak seluruh energi dari motor digunakan untuk memotong material selama tahap penggerindaan. Sebagian energi digunakan untuk mengatasi pembentukan serpihan (*chip*), deformasi plastis (*ploughing*), gesekan antara roda gerinda dan benda kerja (*rubbing*), serta kerugian mekanis yang terkait dengan bantalan dan transmisi. Oleh karena itu, daya yang dihitung harus memadai untuk memenuhi seluruh kebutuhan energi selama proses tersebut Marinescu dkk. (2015). Dalam proses penggerindaan presisi untuk material baja, energi penggerindaan spesifik (e_c) umumnya berada pada kisaran 30–60 J/mm³, dengan

sekitar 20 J/mm³ dari energi tersebut digunakan untuk proses pembentukan geram Marinescu dkk. (2015)

Menurut Marinescu dkk. (2015), besarnya daya (P) grinding ditentukan oleh *specific grinding energy* (e_c) dan *specific removal rate* (Q'). Hubungan keduanya dinyatakan dengan Persamaan 2.9 berikut.

$$P = e_c \times Q_w = e_c \times Q' \times b_w \quad (2.9)$$

Dengan:

P : Daya (Watt)

e_c : *Specific grinding energy* (J/mm²)

Q_w : Laju penghilangan material (mm³/s)

Q' : Laju penghilangan material per satuan lebar kontak roda gerinda (mm³/s)

b_w : Lebar gerinda (mm)

Laju penghilangan material per satuan lebar kontak roda gerinda, maka specific removal rate (Q') dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.10 Marinescu dkk. (2015)

$$Q' = a_e \times v_w \quad (2.10)$$

Dengan:

a_e : Kedalaman pemotongan (*depth of cut*) (mm)

v_w : Kecepatan benda kerja (*work speed*) (mm/s)

Q' : Laju penghilangan material per satuan lebar kontak roda gerinda (mm³/s)

Sedangkan, menurut Alberro dkk. (2019), laju penghilangan material total dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.11

$$Q_w = A_c \times v_w \quad (2.11)$$

Dengan:

Q_w : Laju penghilangan material (mm³/s)

A_c : luas penampang kontak pemotongan/pemolesan (mm²)

v_w : Kecepatan benda kerja (*work speed*) (mm/s)

Untuk perhitungan luas penampang kontak pemotongan/pemolesan (A_c) dapat dihitung dengan Persamaan 2.12

$$A_c = a_e \times b_w \quad (2.12)$$

Dengan:

a_e : Kedalaman pemotongan (*depth of cut*) (mm)

A_c : luas penampang kontak pemotongan/pemolesan (mm^2)

b_w : Lebar gerinda (mm)

Kecepatan relatif benda kerja terhadap roda gerinda (v_w), kecepatan tersebut dipengaruhi karena benda kerja berputar atau bergerak selama proses penggerindaan Marinescu dkk. (2015), Apabila benda kerja berbentuk silinder atau lingkaran dan berputar selama proses penggerindaan, maka kecepatan benda kerja (v_w) dinyatakan sebagai kecepatan keliling permukaan benda kerja (*surface speed*). Oleh karena itu, nilai v_w dihitung berdasarkan diameter benda kerja dan putaran benda kerja menggunakan Persamaan 2.13

$$v_w = \frac{\pi D_w n_w}{60} \quad (2.13)$$

Dengan:

v_w : Kecepatan benda kerja (*work speed*) (mm/s)

D_w : Diameter benda kerja (mm)

n_w : Putaran benda kerja (rpm)

- f. Nilai efisiensi pada suatu mesin diperoleh dari perbandingan antara *power output* dan *power input* yang dinyatakan dalam persentase. Efisiensi dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.14 Khurmi & Gupta (2005).

$$\eta = \frac{\text{Power Output}}{\text{Power Input}} \quad (2.14)$$

2.5.2 Pulley

Pulley adalah komponen dalam sistem transmisi yang menyalurkan sumber energi utama ke sabuk *V-belt* yang nantinya disalurkan kembali ke transmisi lainnya. *pulley* terbagi menjadi beberapa macam berdasarkan fungsinya yaitu *driven pulley* dan *pulley* yang digerakkan oleh *driven pulley*. *pulley* dapat dilihat pada Gambar 2.4



Gambar 2. 4 *Pulley* (Mahmudi, 2021)

Dalam menghitung diameter *pulley* yang digerakkan oleh *driven pulley*, maka perlu mengetahui diameter *driven pulley* (DP_A), putaran motor penggerak utama, dan *output* putaran motor yang diinginkan Mahmudi (2021). Perhitungan diameter *pulley* yang digerakkan oleh *driven pulley* dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.15

$$i = \frac{DP_2}{DP_1} \cdot \left(1 - \frac{s}{100}\right) \quad (2.15)$$

Dengan:

DP_1 : Diameter *pulley* 1 (mm)

DP_2 : Diameter *pulley* 2 (mm)

s : Faktor slip *V-belt* dengan *pulley* (0.3 untuk bahan sabuk karet dan *pulley* baja)

i : Rasio transmisi

2.5.3 V-Belt

V-belt adalah sabuk yang digunakan untuk menyalurkan putaran dari *pulley* penggerak (*driven pulley*) ke *pulley* pengikut atau *pulley* yang digerakkan oleh *driven pulley*. Jenis *V-belt* dapat memperkecil terjadinya

slip pada saat sabuk mentransmisikan daya putaran Mahmudi (2021). Panjang sabuk dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.16 Mahmudi (2021)

$$L' = 2 \cdot c + \left[(dpB + dpA) \frac{\pi}{2} \right] + \left[\frac{(dpB - dpA)^2}{4c} \right] \quad (2.16)$$

Dengan:

L' : Panjang sabuk (mm)

c : Jarak sumbu poros *pulley* (mm)

dpA : Diameter penggerak (mm)

dpB : Diameter pengikut (mm)

Apabila jarak poros pusat *pulley* belum ditentukan, atau dari perhitungan panjang sabuk tidak ada di pasaran, maka dapat disesuaikan kembali dengan ukuran yang mendekati hasil perhitungan. Untuk menghitung jarak sumbu poros *V-belt* yang asli maka dapat diperhitungkan dengan data asli ukuran sabuk Mahmudi (2021). Jarak sumbu poros *V-belt* dapat dihitung dengan Persamaan 2.17 yang sesuai dengan katalog *V-belt*

$$C = C' - \frac{L' - L}{2} \quad (2.17)$$

Dengan:

C : Jarak sumbu poros sebenarnya (mm)

C' : Jarak sumbu poros rencana (mm)

L : Panjang *V-belt* sebenarnya (mm)

L' : Panjang *V-belt* rencana (mm)

2.5.4 Reducer

Gearbox atau biasa disebut dengan *reducer* adalah alat yang berfungsi untuk menurunkan kecepatan putaran yang ditransmisikan oleh motor penggerak. Umumnya motor penggerak memiliki kecepatan dan torsi yang tinggi, sedangkan kebutuhan untuk menggerakkan beban berat membutuhkan torsi yang lebih tinggi dengan kecepatan lebih rendah.

Dengan adanya, perbandingan rasio *gearbox* kecepatan dapat lebih rendah dan torsi lebih tinggi. Secara umum, semakin besar rasio *gear* yang digunakan, maka kecepatan putaran *output* akan semakin kecil, sedangkan torsi yang dihasilkan akan semakin besar. Untuk mencari rasio *reducer* dapat menggunakan Persamaan 2.18 Sularso & Suga (2004)

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.18)$$

Dengan:

i : Rasio

n_1 : Kecepatan putar *input* (rpm)

n_2 : Kecepatan putar *output* (rpm)

2.5.5 *Spur gears*

Spur gears merupakan salah satu sistem transmisi yang berfungsi untuk menyalurkan energi gerak dengan menggunakan roda gigi sebagai mekanisme geraknya. *Spur gears* dapat dilihat pada Gambar 2.5



Gambar 2. 5 Sprue Gear (Khurmi dan Gupta,2005)

Circular pitch menentukan jarak yang diukur melalui sepanjang keliling lingkaran pitch dari suatu titik pada satu gigi ke titik yang bersesuaian pada gigi berikutnya. Circular pitch (P_c) dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.19 Khurmi & Gupta (2005).

$$P_c = \frac{\pi D}{T} \quad (2.19)$$

Dengan:

P_c : *Circular pitch* (mm)

T : Jumlah gigi pada roda gigi

D : Diameter lingkaran *pitch* (mm)

Diameter *pitch* berhubungan dengan jarak antar gigi sepanjang lingkaran *pitch* dan juga jumlah gigi pada roda gigi Khurmi & Gupta (2005). Hubungan tersebut dapat dinyatakan melalui diameter *pitch*, yang dirumuskan dengan Persamaan 2.20 Khurmi & Gupta (2005).

$$Pd = \frac{T}{D} = \frac{\pi}{Pc} \quad (2.20)$$

Dengan:

Pd : *Pitch diametral* (mm)

T : Jumlah gigi pada roda gigi

D : Diameter lingkaran *pitch* (mm)

Pc : *Circular pitch* (mm)

Module merupakan perbandingan antara diameter lingkaran *pitch* dengan jumlah gigi Khurmi & Gupta (2005). Semakin besar *module*, maka ukuran gigi semakin besar, lebih tebal, diameter nya juga bertambah sehingga *spur gears* semakin kuat untuk menahan beban kerja. Perhitungan modul dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.21 Khurmi & Gupta (2005).

$$m = \frac{D}{T} \quad (2.21)$$

Dengan:

m : *Module* (mm)

T : Jumlah gigi pada roda gigi

D : Diameter lingkaran *pitch* (mm)

2.5.6 Poros

Pada saat data yang ditransmisikan ke putaran poros, maka diperlukan pemeriksaan terhadap daya tersebut karena daya besar kemungkinan dibutuhkan ketika kondisi *start* atau mungkin beban yang besar harus bekerja terus menerus setelah kondisi strat. Dengan demikian diperlukan faktor koreksi daya pada perencanaan. Faktor-faktor koreksi daya yang

ditransmisikan dapat dilihat pada Tabel dan Daya rencana (P_d) mengacu pada Persamaan 2.22 yang dikemukakan oleh Sularso & Suga (2004)

$$P_d = f_c \times P \quad (2.22)$$

Dengan:

P_d : Daya rencana (kW)

f_c : Faktor koreksi daya

P : Tegangan geser akibat momen puntir (N/mm²)

Tabel 2. 3 Faktor-faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan

Daya yang akan ditransmisikan	f_c
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2-2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8-1,2
Daya normal	1,0-1,5

Sumber: Sularso dan Suga, 2004

Apabila momen puntir disebut juga sebagai momen rencana, maka Momen puntir dapat dihitung dengan Persamaan 2.23 berikut.

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_1} \quad (2.23)$$

Dengan:

T : Momen puntir (Kg.mm)

P_d : Daya rencana (kW)

n_1 : Kecepatan putaran poros (rpm)

Berdasarkan Sularso & Suga (2004) tegangan geser yang diizinkan τ_a diperoleh atas dasar kelelahan puntir yang besarnya diambil dari 40% dari batas kelelahan tarik yang besarnya kira-kira 45% dari kekuatan tarik σ_b (kg/mm²), sehingga batas kelelahan puntir sesuai dengan standar ASME adalah sebesar 18% dari kekuatan tarik σ_b . Untuk harga 18% memiliki faktor keamanan yang diambil sebesar $1/0,18=5$ dan faktor keamanan tersebut diambil untuk (Sf_1) dengan kekuatan yang dijamin, serta 6 untuk bahan S-C dengan pengaruh masa, dan baja paduan

Menurut (Sularso & Suga, 2004) dalam perancangan poros, perlu dilakukan pemeriksaan terhadap kemungkinan adanya alur pasak atau perubahan diameter (poros bertangga) karena kedua kondisi tersebut

dapat menyebabkan peningkatan konsentrasi tegangan pada poros. Selain itu, pengaruh kondisi permukaan poros akibat kekasaran juga harus dipertimbangkan. Untuk memperhitungkan pengaruh tersebut dalam analisis, digunakan faktor keamanan tambahan (Sf_2) dengan nilai yang berada pada rentang 1,3 hingga 3,0. Adapun tegangan geser yang diijinkan dapat dihitung dengan Persamaan 2.24 Sularso & Suga (2004)

$$\tau_a = \sigma_b / (Sf_1 \times Sf_2) \quad (2.24)$$

Dengan:

τ_a : Tegangan geser yang diijinkan (N/mm²)

σ_b : Kekuatan tarik (kg/mm²)

Sf_1 : Faktor keamanan ditentukan berdasarkan jenis material baja yang digunakan untuk poros.

Sf_2 : Faktor keamanan digunakan untuk mengkompensasi penurunan kekuatan akibat konsentrasi tegangan

Pada poros yang pejal dengan penampang bulat, $\sigma = 32 M / \pi d_s^3$, dan $\tau = 16 T / \pi d_s^3$, sehingga dirumuskan dengan Persamaan 2.25 Sularso & Suga (2004)

$$\tau_{maks} = (5,1/d_s^3) \sqrt{M^2 + T^2} \quad (2.25)$$

Dengan:

τ_{maks} : Tegangan geser maksimum (N/mm²)

d_s : Diameter poros (mm)

M : Momen lentur (N.mm)

T : Momen puntir (N.mm)

Dengan adanya beban berulang atau ketika poros mempunyai roda gigi untuk meneruskan daya besar maka poros akan mengalami kejutan berat pada saat poros mulai atau sedang berputar. ASME menganjurkan rumus untuk menghitung diameter poros. Adapun faktor koreksi dalam memperhitungkan persamaan tersebut adalah K_t untuk momen puntir. Faktor ini dinyatakan dengan K_t dipilih sebesar 1,0 jika beban dikenakan

secara halus, 1,0-1,5 jika terjadi sedikit kejutan atau tumbukan, dan 1,5-3,0 jika beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan besar Pada poros yang berputar dengan pembebanan momen lentur yang tetap, besarnya faktor K_m adalah 1,5. Untuk beban dengan tumbukan ringan K_m , terletak antara 1,5 dan 2, dan untuk beban dengan tumbukan berat terletak antara 2 dan 3. Dengan demikian tegangan geser maksimum dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.26 Sularso & Suga (2004).

$$\tau_{maks} = (5,1/d_s^3)\sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2} \quad (2.26)$$

Dengan:

τ_{mak} : Tegangan geser maksimum (N/mm²)

d_s : Diameter poros (mm)

M : Momen lentur (N.mm)

T : Momen puntir (N.mm)

K_m : Faktor koreksi momen lentur

K_t : Faktor koreksi momen puntir

Hasil tegangan geser maksimum harus lebih kecil dari tegangan geser yang diijinkan. Adapun Persamaan 2.27 merupakan diameter minimum pada poros berdasarkan ASME Sularso & Suga (2004).

$$d_s \geq [(5,1/\tau_a^3)\sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2}]^{1/3} \quad (2.27)$$

Dengan:

d_s : Diameter poros (mm)

M : Momen lentur (N.mm)

T : Momen puntir (N.mm)

K_m : Faktor koreksi momen lentur

K_t : Faktor koreksi momen puntir

τ_a : Tegangan geser yang diijinkan (N/mm²)

2.6 Tali Baja

Tali baja adalah alat yang berfungsi untuk memindahkan beban pada komponen dengan menarik atau menahan beban tersebut. Tali baja lebih sering digunakan sebagai alat pengangkat daripada rantai karena keunggulannya yaitu lebih ringan, lebih tahan terhadap kejutan beban, lebih fleksibel, sedikit mengalami *fatigue* Zayadi & HP (2016). Dalam memastikan penggunaan tali baja aman maka diperlukan perhitungan untuk menganalisis kekuatan tali baja. Tegangan tarik maksimum (S) pada tali baja dari sistem *pulley* dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.28 Zayadi & HP (2016).

$$S = \frac{Q}{n \cdot \eta \cdot \eta_1} \quad (2.28)$$

Dengan:

S : Tegangan tarik maksimum (kg)

Q : Kapasitas total (kg)

n : Jumlah puli penyangga (*suspense*)

η : Efisiensi puli

η_1 : Efisiensi yang dikarenakan kerugian

Penentuan kekuatan putus sebenarnya dirumuskan dengan persamaan 2.29 Zayadi & HP (2016).

$$P = S \cdot K \quad (2.29)$$

Dengan:

P : Kekuatan putus tali sebenarnya (kg)

K : Faktor keamanan dengan jenis mekanisme dan kondisi operasi

S : Tegangan tarik maksimum (kg)

Dengan adanya kekuatan putus tali, maka dapat mengetahui tipe tali baja, Tabel 2.4 menunjukkan standar tali baja dan aplikasinya.

Tabel 2. 4 *Standard Designation of Ropes and Their Applications.*

Penunjukan Standar	Aplikasi
Tali baja 6×7	Merupakan tali baja dengan susunan kasar (<i>coarse laid rope</i>) yang digunakan sebagai tali penarik pada pertambangan, jalur trem, dan sistem transmisi daya.
Tali baja 6×19	Merupakan tali baja standar untuk pengangkatan (<i>hoisting rope</i>) yang banyak digunakan pada pertambangan, tambang terbuka, <i>crane</i> , <i>dredger</i> , <i>elevator</i> , jalur <i>trem</i> , serta pengeboran sumur.
Tali baja 6×37	Merupakan tali baja pengangkat dengan fleksibilitas tinggi yang digunakan pada ladle pabrik baja, <i>crane</i> , dan <i>elevator</i> berkecepatan tinggi.
Tali baja 8×19	Merupakan tali baja pengangkat dengan fleksibilitas tinggi yang digunakan pada aplikasi pengangkatan dengan tuntutan kelenturan yang besar.

sumber: (Khurmi & Gupta., 2005)

Tegangan maksimum tali baja yang diijinkan dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.30 Zayadi & HP (2016).

$$S_{ijin} = \frac{Pb}{K} \quad (2.30)$$

Dengan:

Pb : Beban patah (kg)

K : Faktor keamanan dengan jenis mekanisme dan kondisi operasi

S_{ijin} : Tegangan maksimum tali baja yang diijinkan (kg)

Tegangan pada tali yang diberikan beban pada bagian yang terkena dengan tarikan dan lenturan dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.31 Zayadi & HP (2016).

$$\sigma \Sigma = \frac{\sigma_b}{K} = \frac{Pb}{K} \quad (2.31)$$

Dengan:

$\sigma \Sigma$: Tegangan total tali akibat tarikan dan lenturan (kg/mm²)

σ_b : Tegangan patah(kg/mm²)

P_b : Beban patah (kg)

K : Faktor keamanan dengan jenis mekanisme dan kondisi operasi

Luas penampang pada tali baja dapat dihitung dengan Persamaan 2.32 Zayadi & HP (2016).

$$F = \frac{S}{\frac{\sigma_b}{K} - \frac{d}{D_{min}} (50.000)} \quad (2.32)$$

Dengan:

F : Luas penampang tali baja (mm²)

S : Tegangan tarik maksimum (kg)

σ_b : Tegangan patah (kg/mm²)

d : Diameter tali baja (mm)

D_{min} : Diameter drum (mm)

K : Faktor keamanan dengan jenis mekanisme dan kondisi operasi

Tegangan tarik pada tali baja dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.33 Zayadi & HP (2016)

$$\sigma_t = \frac{S_b}{F_{125}} \quad (2.33)$$

Dengan:

σ_t : Tegangan tarik (kg/mm²)

S_b : Tegangan tarik untuk satu tali (kg)

F_{152} : Luas penampang tali baja (mm²)

Perhitungan umur tali baja bertujuan untuk menentukan batas pemakaian tali baja agar tetap memenuhi aspek keselamatan dan keandalan selama operasi. Sebelum menentukan umur tali baja, terlebih dahulu dihitung faktor m , yaitu faktor yang bergantung pada jumlah lengkungan berulang tali baja pada *pulley*. Faktor ini dapat ditentukan dengan Persamaan 2.34 berikut. Zayadi & HP (2016)

$$m = \frac{D_{min}/d}{\sigma_t \times C \times C1 \times C2} \quad (2.34)$$

Dengan:

D_{min}/d : Perbandingan diameter drum dan diameter tali baja berdasarkan jumlah NB (mm)

$C, C1, C2$: Faktor koreksi yang memperhitungkan kondisi kerja, jenis tali, dan karakteristik pembebanan

σ_t : Tegangan tarik (kg/mm²)

Dengan mengetahui nilai faktor m, maka dapat menentukan nilai keausan tali dengan interpolasi Z1. Berdasarkan hasil interpolasi tersebut dapat dipilih jenis tali baja sebenarnya dalam perencanaan. Dari perencanaan tersebut dapat dihitung kembali luas penampang tali baja, tegangan tarik untuk mengetahui hasil sebenarnya. Diameter kawat penyusunan tali baja dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.35 berikut. Zayadi & HP (2016)

$$\delta = \sqrt{\frac{4 \times F152}{\pi \cdot i}} \quad (2.35)$$

Dengan:

δ : Diameter kawat (*wire*) penyusun tali baja (mm)

$F152$: Luas penampang (mm²)

i : Jumlah kawat dalam satu *strand* (atau jumlah kawat efektif, tergantung literatur yang dipakai)

Selanjutnya, diameter tali baja ditentukan dengan Persamaan 2.36 empiris menurut (Rudenko.N, 1960).

$$d = 1,5 \times \delta \times \sqrt{i} \quad (2.36)$$

Dengan:

d : Diameter tali baja (mm)

δ : Diameter kawat (*wire*) penyusun tali baja (mm)

i : Jumlah kawat dalam satu *strand* (atau jumlah kawat efektif, tergantung literatur yang dipakai)

1,5 : Koefisien empiris menurut Rudenko (faktor konstruksi & keamanan)

Berdasarkan faktor-faktor yang mempengaruhi umur tali baja, umur tali baja dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.37 Zayadi & HP (2016).

$$N = \frac{z}{a \times z_2 \times \beta \times \varphi} \quad (2.37)$$

Dengan:

N : Umur tali baja (bulan)

z_1 : Jumlah lengkungan berulang yang diizinkan

a : Jumlah siklus rata-rata per bulan

z_2 : Jumlah lengkungan berulang per siklus kerja (mengangkat dan menurunkan) pada tinggi pengangkatan penuh dan lengkungan satu sisi

β : Faktor pembebanan karena lebih ringan dari muatan penuh dan lebih rendah dari tinggi angkat maksimum

Daya motor yang dibutuhkan untuk menggerakkan mekanisme *lifting* pada tali baja dapat dihitung dengan Persamaan 2.38 (Rudenko.N, 1960).

$$N = \frac{Z \times c}{\eta} \quad (2.38)$$

Dimana:

N : Daya motor (W)

Z : Gaya tarik atau gaya angkat (N)

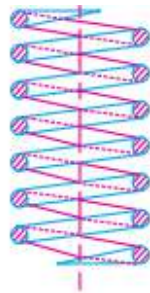
c atau v : Kecepatan gerak (m/s)

η : Efisiensi mekanisme

2.7 Spring

Spring atau biasa disebut pegas merupakan suatu alat elastis yang akan mengalami deformasi ketika menerima beban dan dapat kembali ke bentuk semula. Pegas dimanfaatkan untuk menyimpan energi elastis, meredam beban kejut, menghasilkan gaya pada mekanisme, mengendalikan gerakan dengan menjaga kontak antara dua komponen, mengukur gaya seperti pada neraca pegas dan menyimpan energi elastis seperti pada jam mekanik dari mainan.

Salah satu jenis pegas yang sering digunakan adalah pegas heliks. Pegas heliks terbuat dari kawat yang dililit membentuk heliks dan dirancang untuk menerima beban tekan Khurmi & Gupta (2005). Adapun dua jenis utama dari pegas heliks, yaitu pegas tekan (*compression helical spring*) seperti ditunjukkan pada Gambar 2.6 dan pegas tarik (*tension helical spring*) seperti ditunjukkan pada Gambar 2.7



Gambar 2. 6 *Compression Helical Spring*
(Khurmi & Gupta, 2005)



Gambar 2. 7 *Tension Helical Spring*
(Khurmi & Gupta, 2005)

2.8 Pneumatik

Sistem pneumatik adalah suatu sistem yang menggunakan udara bertekanan sebagai media untuk menghasilkan gerakan. Energi bertekanan berasal dari kompresor yang kemudian disalurkan ke komponen silinder pneumatik untuk mendorong, menarik, mengangkat, dan menahan. Pada sistem pneumatik terdapat komponen penunjang untuk dapat membuat rangkaian sistem pneumatik. Berikut merupakan macam-macam komponen sistem pneumatik.

1. Kompresor udara

Kompresor adalah suatu perangkat yang berfungsi untuk menghasilkan udara bertekanan yang kemudian dimanfaatkan dalam sistem pneumatik sebagai sumber energi untuk menggerakkan aktuator. Kompresor udara dapat dilihat pada gambar 2.8 (Tuapetel & Narwalutama, 2022)



Gambar 2. 8 Kompresor Udara
(Tuapetel & Narwalutama, 2022)

Kompresor memiliki persamaan untuk dapat digunakan menghitung daya kompresor yang dibutuhkan dengan Persamaan 2.39 Tuapetel & Narwalutama (2022)

$$N_s = Q_s \times \eta_{total} \quad (2.39)$$

Dengan:

N_s : Daya Kompresor

Q_s : Debit udara kompresor

η_{total} : Efisiensi

2. Regulator *Unit* dan *Gauge*

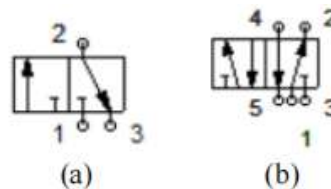
Regulator unit berfungsi untuk mengontrol dan mengatur besar tekanan udara yang dialirkan sebagai sumber suplai menuju rangkaian sistem pneumatik. Sementara itu, *gauge* berfungsi sebagai indikator untuk menunjukkan nilai tekanan udara yang terdapat pada sistem. Komponen *regulator unit* dan *gauge* ditunjukkan pada gambar 2.9 Tuapetel & Narwalutama (2022)



Gambar 2. 9 *Regulator Unit dan Gauge*
(Tuapetel & Narwalutama, 2022)

3. *Directional Way Valve*

Directional Way Valve atau katup pengarah merupakan salah satu komponen utama pada instalasi sistem pneumatik yang berfungsi untuk mengatur arah aliran udara bertekanan menuju aktuator. Katup pengarah memiliki berbagai jenis berdasarkan jumlah *port* dan posisi perpindahan aliran. Pada perancangan ini digunakan jenis katup 3/2 dan 5/2 sesuai dengan kebutuhan sistem. Bentuk *Directional Way Valve* ditunjukkan pada gambar 2.10 Tuapetel & Narwalutama (2022)



Gambar 2. 10 *Directional Way Valve*
(Tuapetel & Narwalutama, 2022)

4. Tangki Akumulator

Tangki akumulator merupakan komponen yang berfungsi sebagai tempat penyimpanan cadangan udara bertekanan hasil proses kompresi. Keberadaan tangki akumulator membantu menjaga kestabilan suplai udara pada sistem pneumatik. Adapun fungsi utama tangki akumulator yaitu menurut (Tuapetel & Narwalutama, 2022):

- a. Menstabilkan penggunaan udara bertekanan pada sistem.
- b. Mengurangi risiko terjadinya pressure drop atau penurunan tekanan udara.

c. Menyediakan cadangan udara bertekanan untuk memenuhi kebutuhan sistem pada kondisi tertentu. Tangki akumulator pada sistem pneumatik ditunjukkan pada gambar 2.11



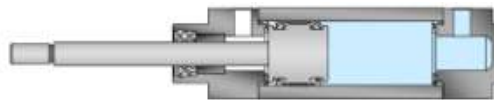
Gambar 2. 11 Tangki Akumulator
(Tuapetel & Narwalutama, 2022)

5. Saluran Pneumatik

Saluran pipa berfungsi sebagai media penghubung atau jalur distribusi untuk mengalirkan udara bertekanan dari kompresor menuju komponen penggerak (aktuator) pada sistem pneumatik Tuapetel & Narwalutama (2022)

6. Silinder Kerja Ganda

Silinder kerja ganda adalah jenis aktuator yang memiliki 2 lubang sebagai tempat masuknya aliran udara bertekanan yang berfungsi untuk menggerakkan piston/silinder pneumatik. Lubang ke-1 saluran untuk tempat masuknya aliran udara dan lubang bertekanan, sehingga piston bergerak maju ke-2 untuk masuknya aliran udara bertekanan, sehingga piston bergerak mundur Tuapetel & Narwalutama (2022).



Gambar 2. 12 Silinder Kerja Ganda
(Tuapetel & Narwalutama, 2022)

Silinder kerja ganda memiliki dua *part* yang memiliki diameter bagian piston dan *rod* piston. Fungsi dari diameter piston adalah diameter bagian dalam lubang tabung silinder yang menjadi tempat kerja udara bertekanan, sedangkan diameter *rod* adalah diameter bagian batang yang terhubung dengan benda kerja. Menurut Tuapetel & Narwalutama (2022) untuk menghitung diameter *rod* piston menggunakan persamaan 2.40

$$d_R = \sqrt{D^2 - \frac{4 \times F_{th}}{\pi \times p}} \quad (2.40)$$

Dengan:

- d_r : Diameter *rod* (mm)
- D : Diameter piston (mm)
- F_{th} : *Theoretical force at 10 bar*
- p : Tekanan udara (bar)

Silinder pneumatik memiliki gaya pada piston yang bergantung dengan tekanan udara. Gaya piston dihitung dengan mempertimbangkan diameter silinder dengan tahanan gesekan akibat beban kerja. Gaya piston dapat dihitung dengan Persamaan (2.41), (2.42), dan (2.43) Tuapetel & Narwalutama (2022).

$$F = A \times p \times f_s \quad (2.41)$$

Gaya piston saat langkah maju

$$F = D^2 \times \frac{\pi}{4} \times p \times f_s \quad (2.42)$$

Gaya piston saat langkah mundur

$$F = (D^2 - d_R^2) \times \frac{\pi}{4} \times p \times f_s \quad (2.43)$$

Dengan,

- F : Gaya pada piston (N)
- D : Diameter piston (m)
- d_R : Diameter *rod* piston (m)
- A : Luas penampang (m^2)
- f_s : Gaya gesek
- p : Tekanan udara (bar)

Gaya gesek pada piston pneumatik dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.44

$$f_s = m \cdot g \cdot \mu_s \cdot \cos\theta \quad (2.44)$$

Dimana,

f_s : Gaya gesek

m : Massa (kg)

g : Gaya gravitasi (m/s^2)

μ_s : Koefisien gesek

$\cos\theta$: Sudut permukaan

Kebutuhan udara silinder adalah volume udara terkompresi yang diperlukan silinder pneumatik untuk menggerakkan silinder atau piston secara bolak balik, baik langkah maju atau langkah mundur. Perhitungan kebutuhan udara pada silinder membutuhkan perbandingan kompresi dengan persamaan 2.45 Tuapetel & Narwalutama (2022)

$$Cr = \frac{1,031 + p}{1,031} \quad (2.45)$$

Dimana,

Cr : Rasio kompresi udara

p : Tekanan udara (bar)

Menurut Tuapetel & Narwalutama (2022) , kebutuhan udara langkah maju dihitung dengan Persamaan 2.46

$$Q_1 = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times s \times n \times Cr \times 2 \quad (2.46)$$

Menurut Tuapetel & Narwalutama (2022) , kebutuhan udara langkah mundur pada silinder dihitung dengan Persamaan 2. 47

$$Q_2 = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d_R^2) \times s \times n \times Cr \times 2 \quad (2.47)$$

Dimana

D : Diameter piston (m)

d_R : Diameter *rod* piston (m)

Cr	: Rasio kompresi udara
p	: Tekanan udara (bar)
n	: Jumlah siklus kerja ($n=1$)
s	: Panjang langkah (mm)

Kecepatan piston dapat dihitung dengan Persamaan 2.48 Tuapetel & Narwalutama (2022)

$$Q = v \times A \quad (2.48)$$

Dimana,

Q	: Kebutuhan udara (l/min)
v	: Kecepatan gerak piston (m/min)
A	: Luas penampang piston

Waktu yang dibutuhkan untuk melakukan gerakan langkah maju dan langkah mundur dapat dihitung dengan Persamaan 2.49 Tuapetel & Narwalutama (2022)

$$v = \frac{s}{t} \quad (2.49)$$

Dimana,

s	: Langkah piston (m)
v	: Kecepatan gerak piston (m/min)
t	: Waktu yang dibutuhkan (s)

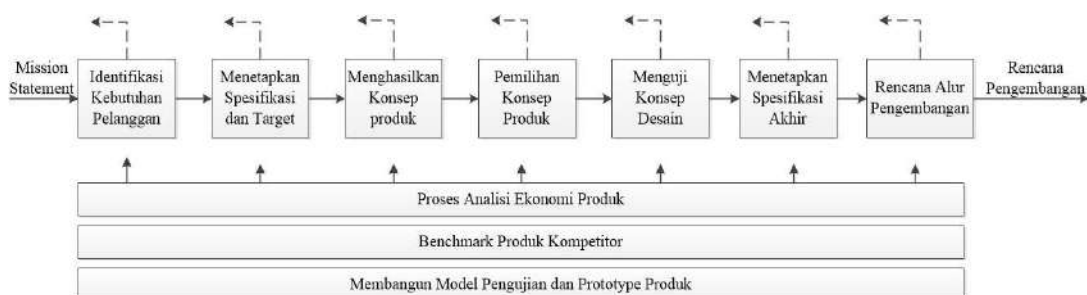
2.9 Metode Ulrich

Metode ulrich merupakan pendekatan dalam pengembangan produk yang bertujuan menghasilkan produk dengan nilai tambah yang lebih tinggi dibandingkan dengan produk yang sebelumnya sudah ada. Dalam metode ini pengembangan produk dilakukan secara sistematis yang berfokus pada pemenuhan kebutuhan pelanggan. Pengembangan produk bertujuan untuk menerjemahkan kebutuhan pelanggan ke dalam solusi teknis yang dapat direalisasikan secara nyata. Kebutuhan pelanggan didapatkan melalui wawancara (*interview*), penyebaran kuesioner, observasi penggunaan produk, analisa produk *existing* atau produk kompetitor. Produk yang berhasil adalah

produk yang mampu diterima dan laku di pasar, sehingga dapat memberikan keuntungan yang menjanjikan. Namun demikian, tingkat keuntungan sulit dinilai dengan cepat karena keuntungan biasanya terlihat ketika produk telah dipasarkan. Akibatnya, lima aspek penting yang semuanya terkait dengan profitabilitas biasanya digunakan untuk menilai kinerja pengembangan produk yaitu kualitas produk, biaya produk, waktu pengembangan, biaya pengembangan Ulrich & Eppinger (2016).

2.9.1 Proses Perancangan dan Pengembangan Produk

Menurut Ulrich & Eppinger (2016) proses pengembangan konsep merupakan serangkaian tindakan yang mengubah sekumpulan masukan menjadi sekumpulan keluaran disebut proses. Proses untuk mengembangkan produk adalah serangkaian kegiatan yang digunakan perusahaan untuk mengembangkan, merancang, dan memasarkan produk. Kebutuhan pasar sasaran ditentukan, berbagai konsep produk dikembangkan dan dievaluasi, dan satu atau lebih konsep dipilih untuk pengujian dan pengembangan lebih lanjut selama fase pengembangan konsep. Kumpulan spesifikasi, ulasan produk pesaing, dan studi kelayakan bisnis biasanya digunakan untuk mendukung suatu ide yang menggambarkan bentuk, fungsi, dan kualitas suatu produk. Berikut merupakan langkah-langkah pengembangan konsep produk dapat dilihat pada Gambar 2.13



Gambar 2. 13 Langkah -Langkah Penyusunan Pengembangan Konsep dari Fase Awal Hingga Akhir. (Ulrich & Eppinger, 2016)

2.9.2 Penyusunan Daftar Kebutuhan

Pada penyusunan daftar kebutuhan diperlukan adanya identifikasi kebutuhan pelanggan. Identifikasi kebutuhan pelanggan bertujuan untuk mengetahui segala keinginan konsumen terhadap produk atau layanan yang ditawarkan dapat memenuhi fungsi dasarnya dan memberikan nilai lebih pada produk dari hasil identifikasi kebutuhan pelanggan. Menurut Ulrich dan Eppinger (2016) ada beberapa langkah dalam proses identifikasi kebutuhan pelanggan:

A. Mengumpulkan data mentah dari konsumen

Dalam mengumpulkan data mentah dari pelanggan yang lebih informatif dilakukan dengan melibatkan kontak langsung dengan pelanggan dan pengalaman dengan lingkungan pengguna produk. Menurut Ulrich & Eppinger (2016) ada tiga metode yang umum digunakan:

1. Wawancara (*Interviews*)

Wawancara dilakukan secara langsung dengan pelanggan yang dilakukan di lingkungan pelanggan dan biasanya berlangsung dalam satu jam atau dua jam.

2. Kelompok diskusi terarah (*Focus Groups*)

Pada tim pengembang melakukan diskusi atau wawancara dengan suatu kelompok diskusi selama dua jam dengan kelompok fokus 8 hingga 12 pelanggan yang dipimpin moderator.

3. Observasi pada produk saat digunakan

Dalam observasi produk dilakukan dengan cara mengamati saat pelanggan menggunakan produk yang sudah ada ketika melakukan aktivitas.

B. Mengidentifikasi data mentah menjadi kebutuhan pelanggan

Menurut Ulrich & Eppinger (2016) kebutuhan pelanggan diungkapkan sebagai pernyataan tertulis yang merupakan hasil penafsiran kebutuhan dari pengumpulan data mentah yang didapat melalui pelanggan. Setiap pernyataan oleh pelanggan dapat diterjemahkan sebagai sejumlah kebutuhan pelanggan.

C. Mengorganisasikan kebutuhan menjadi *Hierarki*

Menurut Ulrich & Eppinger (2016) dalam langkah ini mengatur kebutuhan ke dalam daftar hierarki. Dalam kasus yang lebih rumit, kebutuhan sekunder dapat dibagi lagi menjadi kebutuhan tersier, daftar *hierarki* tersebut mencakup sejumlah kebutuhan primer yang masing-masing dijelaskan lebih lanjut oleh sejumlah kebutuhan sekunder. *Hierarki* ini membantu memahami prioritas dan struktur kebutuhan pelanggan secara sistematis.

D. Menetapkan Kepentingan Relatif Kebutuhan

Menurut Ulrich & Eppinger (2016) menyatakan bahwa daftar hirarki tidak memberikan informasi mengenai seberapa penting pelanggan menilai kebutuhan. Sebagai alternatif menetapkan kepentingan relatif dilakukan dengan survei mengenai subset yang berbeda dari daftar kebutuhan. Pada respon survei dapat digambarkan dengan berbagai cara menggunakan rata-rata (*mean*), standar deviasi atau jumlah respon dalam setiap kategori. Respon tersebut dapat dijadikan sebagai bobot kepentingan pada pernyataan kebutuhan. Skala yang sama, misalnya 1 sampai 5, 1 berarti tidak penting dan 5 sangat penting dan skala tersebut digunakan untuk meringkas data kepentingan.

2.9.3 Penetapan Spesifikasi

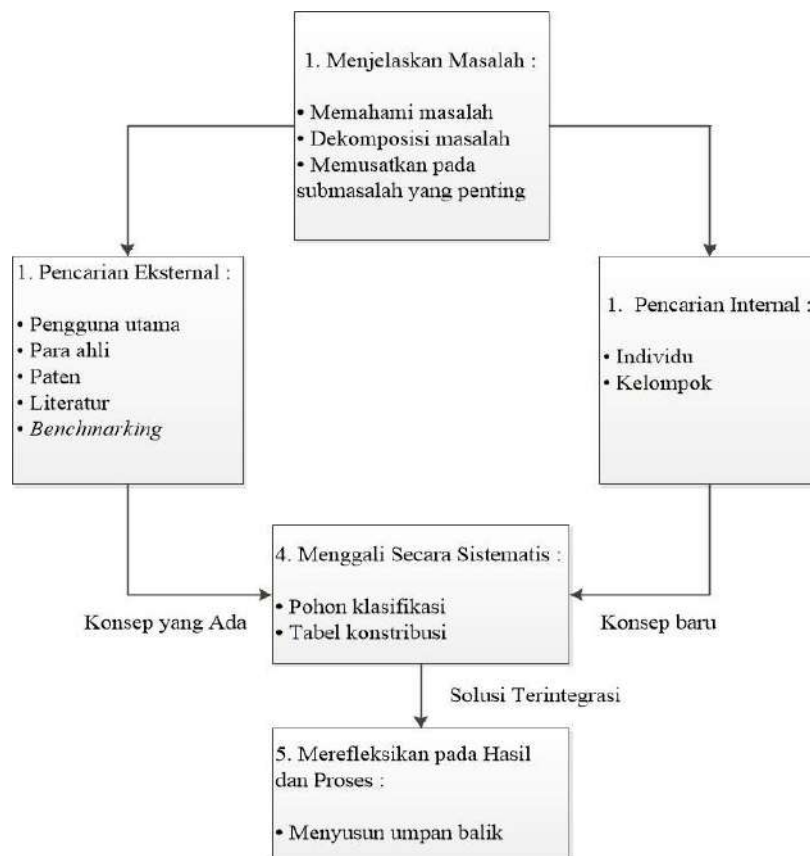
Penetapan spesifikasi adalah hasil dari interpretasi kebutuhan konsumen yang didapatkan dari identifikasi kebutuhan pelanggan. Spesifikasi ditetapkan setelah kebutuhan pelanggan diidentifikasi. Proses penetapan target spesifikasi terdiri dari empat langkah menurut Ulrich & Eppinger (2016):

1. Menyiapkan daftar metrik yang mampu menggambarkan secara akurat tingkat pemenuhan kebutuhan pelanggan berupa spesifikasi produk.
2. Mengumpulkan informasi pembandingan dari produk kompetitor (*competitive benchmarking*) yang dijadikan evaluasi dalam pengembangan konsep.

3. Menetapkan nilai target ideal dan nilai target yang dapat diterima secara marginal atau batas minimum produk layak untuk digunakan.
4. Merefleksikan hasil dan proses yang telah dilakukan untuk memastikan kesesuaian antara kebutuhan pelanggan dan spesifikasi yang ditetapkan.

2.9.4 Penyusunan Konsep

Pembuatan desain konsep adalah proses setelah mengidentifikasi kebutuhan pelanggan, kemudian dikembangkan menjadi beberapa desain konsep yang akan dipilih salah satunya. Menurut Ulrich & Eppinger (2016) Pengembangan konsep bertujuan untuk menjelajahi secara luas berbagai alternatif desain produk yang berpotensi memenuhi kebutuhan pengguna. Proses ini menggabungkan pencarian informasi dari luar, pemikiran kreatif tim, serta pendekatan sistematis terhadap ide-ide solusi yang dihasilkan. Biasanya, kegiatan ini menghasilkan 10 hingga 20 gagasan konsep, yang masing-masing dilengkapi dengan sketsa dan penjelasan singkat. Lima langkah pendekatan pengembangan konsep dimaksudkan untuk menguraikan isu-isu rumit menjadi submasalah yang lebih sederhana dan mudah dikelola. Untuk setiap submasalah, konsep solusi yang berbeda dapat dikembangkan melalui proses identifikasi solusi baik secara internal maupun eksternal.



Gambar 2. 14 Langkah Penyusunan Konsep (Ulrich & Eppinger, 2016)

2.9.5 Penyaringan Konsep

Penyaringan konsep merupakan tahap awal dalam pemilihan konsep desain, dimana beberapa desain dieliminasi untuk mendapatkan konsep desain yang layak untuk dilakukan pemilihan konsep di tahap berikutnya. Menurut Ulrich & Eppinger (2016) penyaringan konsep didasarkan pada metode yang dikembangkan oleh Stuart Pugh pada tahun 1980-an dan sering disebut seleksi konsep Pugh (1990). Penyaringan konsep merupakan tahap yang memiliki tujuan untuk mempersempit jumlah konsep desain dan sebagai tahap meningkatkan konsep. Dalam penyaringan konsep ada beberapa langkah:

1. Mempersiapkan matrik seleksi

Pada tahap ini dilakukan untuk mempersiapkan metrik seleksi, dimana matrik tersebut diambil dari kebutuhan pelanggan yang telah diidentifikasi sebelumnya. Dalam penyaringan konsep dibuat tabel

yang berisikan kriteria seleksi dan juga beberapa konsep desain yang telah dibuat. Adapun contoh daftar kriteria pada penyaringan konsep menurut Ulrich & Eppinger (2016) dapat dilihat pada Tabel 2.5

Tabel 2. 5 Penyaringan Konsep

Selection Criteria	Concepts					
	A Master Cylinder	B Rubber Brake	C Ratchet	D (Reference) Plunge Stop	E (Swash Ring	F Lever Set
Ease of handling	0	0	-	0	0	-
Ease of use	0	-	-	0	0	+
Readability of setting	0	0	+	0	+	0
Dose metering accuracy	0	0	0	0	-	0
Durability	0	0	0	0	0	+
Ease of manufacture	+	-	-	0	0	-
Portability	+	+	0	0	+	0
Sum +'s	2	1	1	0	2	2
Sum 0's	5	4	3	7	4	3
Sum -'s	0	2	3	0	1	2
Net Score	2	-1	-1	0	1	0
Rank	1	6	7	3	2	3
Continue?	Yes	No	No	Combine	Yes	Combine

sumber: Ulrich & Eppinger, 2016

2. Menilai konsep

Pada tahap ini dilakukan penilaian secara *relative* terhadap konsep referensi menggunakan skor. Menurut Ulrich & Eppinger (2016) skor *relative* berupa “lebih baik” (+), “sama dengan” (0), atau “lebih buruk dari” (-). Skor tersebut diberikan pada setiap konsep desain kemudian dinilai dan dibandingkan dengan konsep referensi berdasarkan kriteria tertentu.

3. Ranking konsep

Pada tahap ini dilakukan untuk mengurutkan konsep-konsep dari yang memiliki skor tertinggi hingga skor terendah, tahap tersebut dilakukan untuk menentukan konsep yang lolos pada penyaringan konsep berdasarkan tingkat keunggulan pada kriteria yang telah ditetapkan. Menurut Ulrich & Eppinger (2016) setelah dilakukan

penilaian pada konsep, maka tahap selanjutnya adalah memberikan peringkat sesuai dengan hasil skor setiap konsep. Jumlah skor “lebih buruk” (-) dikurangi dengan jumlah skor “lebih baik” (+). Dari hasil tersebut, konsep berperingkat tinggi memiliki lebih banyak peringkat positif dan lebih sedikit memiliki peringkat negatif.

4. Menggabungkan dan meningkatkan konsep

Menurut Ulrich & Eppinger (2016) setelah dilakukan penilaian untuk memberikan peringkat pada konsep, tim harus melakukan verifikasi bahwa hasil tersebut masuk akal, kemudian dipertimbangkan kembali apakah ada cara untuk menggabungkan dan meningkatkan konsep tertentu. Sebagai contoh konsep desain D dan F digabungkan untuk mengurangi skor “lebih buruk”, daripada membuat konsep baru, Konsep yang digabungkan menjadi konsep DF akan dipertimbangkan kembali pada putaran penilaian berikutnya.

5. Memilih satu atau lebih konsep

Menurut Ulrich & Eppinger (2016) setelah tim yakin dengan pemahaman setiap konsep dan kualitas relatifnya, tim memutuskan untuk memilih konsep mana yang akan dipilih untuk pengembangan dan analisis lebih lanjut. Tim harus memutuskan langkah berikutnya penyaringan konsep ulang atau langsung ke tahap berikutnya yaitu penilaian konsep.

6. Merefleksikan hasil dan proses

Setiap anggota tim harus puas dengan hasilnya, jika beberapa anggota tim tidak setuju dengan suatu Kesimpulan, kemungkinan penilaian tersebut tidak tepat, atau faktor-faktor terlewatkan dalam matriks penyaringan. Risiko kesalahan dapat dikurangi dan komitmen tim terhadap fase pengembangan selanjutnya dapat ditingkatkan dengan menilai secara jelas apakah hasilnya masuk akal bagi semua pemangku kepentingan.

2.9.6 Pemilihan Konsep

Menurut Ulrich & Eppinger (2016) pemilihan konsep merupakan tahapan penting dalam pengembangan produk, dimana pada tahap ini dipertimbangkan tingkat kepentingan relatif dari setiap kriteria pemilihan dan berfokus pada perbandingan lebih rinci terhadap masing-masing kriteria. Skor konsep nantinya ditentukan berdasarkan jumlah bobot. Proses ini sering kali dilakukan secara berulang dan dapat memunculkan kebutuhan untuk menciptakan atau menyempurnakan konsep baru. Pemberian bobot berdasarkan tingkat kepentingan masing-masing aspek terhadap tujuan dari perancangan produk Indrawan dkk. (2024). Menurut Ulrich & Eppinger (2016) pada tahap penilaian konsep menggunakan jumlah bobot sebagai penentu peringkat pada setiap konsep. Bobot pada setiap kriteria ditentukan berdasarkan tingkat kepentingan kriteria. Dalam menetapkan bobot kepentingan dapat menggunakan skala nilai 1 hingga 5, semakin besar nilai maka tingkat kepentingan semakin tinggi atau dapat dilakukan dengan membagi total 100 poin persentase ke seluruh kriteria. Contoh tabel matriks penilaian konsep dapat dilihat pada Tabel 2.6

Tabel 2. 6 Penilaian Konsep

Matriks Penilaian Konsep									
Kriteria seleksi	Bobot	Konsep Produk							
		Konsep 1		Konsep 2		Konsep 3		Existing	
		Rate	Skor	Rate	Skor	Rate	Skor	Rate	Skor
Kapasitas									
Proses Manufaktur									
Biaya									
Bobot Total	100 %								
Nilai <i>Absolut</i>									
Nilai <i>Relative (%)</i>									

Sumber: Indrawan dkk, 2025

Pada tahap ini matriks penilaian konsep dinilai. Menurut Ulrich & Eppinger (2016) rating menggunakan skala penilaian yang lebih halus. Skala yang direkomendasikan adalah dengan nilai 1 hingga 5. Keterangan skala dapat dilihat pada Tabel 2.7

Tabel 2. 7 Keterangan Nilai

<i>Relative Performance</i>	Rating
Jauh lebih buruk daripada referensi	1
Lebih buruk dari referensi	2
Sama seperti referensi	3
Lebih baik dari referensi	4
Jauh lebih baik daripada referensi	5

Sumber: Ulrich & Eppinger, 2016

Pemilihan konsep didasari pada pemberian rating pada setiap aspek penilaian yang ditentukan, sehingga menghasilkan nilai *absolut* dan nilai *relative* yang digunakan sebagai acuan untuk menentukan konsep desain terpilih. Dalam setiap aspek penilaian terdiri dari beberapa kriteria (multi kriteria) yang mewakili kebutuhan operasional, fungsional, perawatan, atau proses manufaktur. Pada tahap pemilihan konsep, metode *Simple Additive Weighting* (SAW) digunakan sebagai alat bantu kuantitatif untuk mengolah penilaian multi kriteria. Metode SAW dipilih karena mampu mengintegrasikan nilai rating dan bobot kepentingan setiap kriteria ke dalam satu nilai preferensi yang mudah dibandingkan antar konsep.

2.9.6.1 *Simple Additive Weighting* (SAW)

Salah satu teknik dalam pengambilan keputusan multi-kriteria untuk bidang manajemen, ekonomi, teknik, dan ilmu sosial adalah dengan metode *simple additive weighting* (SAW). Pada metode tersebut mampu secara sederhana dan efektif untuk merangking alternatif berdasarkan preferensi yang ditentukan dengan memberikan bobot pada setiap kriteria yang telah ditentukan untuk mengukur alternatif Herdiansah dkk. (2023). Tahapan pada metode *simple additive weighting* (SAW) yang dapat dilihat pada Gambar 2.15



Gambar 2. 15 Tahap pada Metode *Simple Additive Weighting*
Sumber: Herdiansah dkk., 2023

1. Tahap Analisis

Pada tahap ini adalah analisis sesuai kasus yang telah ditentukan dengan mengidentifikasi kriteria dan memberikan bobot pada setiap kriteria yang digunakan Herdiansah dkk. (2023).

2. Tahap Penilaian Alternatif

Pada kedua ini dilakukan rekapitulasi pada seluruh penilaian alternatif berdasarkan kriteria yang ditentukan. Kriteria yang dinilai secara kualitatif diubah dalam bentuk numerik untuk diolah lebih lanjut. Dari hasil konversi penilaian maka langkah selanjutnya adalah mencari nilai minimum dan nilai maksimum pada masing-masing kriteria, untuk kriteria dengan jenis *benefit* dicari dengan nilai maksimum, dan kriteria dengan jenis *cost* dicari dengan nilai minimum Herdiansah dkk. (2023).

3. Tahap Normalisasi

Tahap berikutnya normalisasi berdasarkan penilaian alternatif, untuk kriteria yang merupakan *benefit* maka menggunakan Persamaan 2.50 Herdiansah dkk. (2023).

$$r_{ij} = \frac{X_{ij}}{\max X_{ij}} \quad (2.50)$$

Dengan:

X_{ij} : Nilai asli (*absolut*) alternatif ke- i pada kriteria ke- j

r_{ij} : Nilai ternormalisasi alternatif ke- i pada kriteria ke- j

$\max X_{ij}$: Nilai maksimum dari nilai asli (*absolut*) alternatif ke- i pada kriteria ke- j

Pada kriteria dengan atribut *cost* maka menggunakan Persamaan 2.51 Herdiansah dkk. (2023)

$$r_{ij} = \frac{\min X_{ij}}{X_{ij}} \quad (2.51)$$

Dengan:

X_{ij} : Nilai asli (*absolut*) alternatif ke- i pada kriteria ke- j

r_{ij} : Nilai ternormalisasi alternatif ke- i pada kriteria ke- j

$\min X_{ij}$: Nilai minimum dari nilai asli (*absolut*) alternatif ke- i pada kriteria ke- j

4. Tahap Perhitungan Nilai Akhir

Nilai peringkat akhir kemudian ditentukan dengan mengalikan matriks yang dinormalisasi dengan vektor bobot. Penentuan peringkat pada setiap kriteria menggunakan Persamaan 2.52 Herdiansah dkk. (2023).

$$V_i = \sum_{j=1}^n w_j \cdot r_{ij} \quad (2.52)$$

Dengan:

V_i : Nilai peringkat pada setiap kriteria

n : Jumlah kriteria

w_j : Bobot kriteria ke- j

r_{ij} : Nilai ternormalisasi alternatif ke- i pada kriteria ke- j

2.9.7 Perwujudan Desain dan Rancangan Komponen

Perwujudan desain dan komponen adalah tahapan setelah konsep desain terpilih kemudian direalisasikan dalam bentuk fisik. Menurut Ulrich & Eppinger (2016), perwujudan desain dan komponen mencakup spesifikasi lengkap geometri, pemilihan material, penentuan toleransi, dan rencana proses manufaktur, yang dituangkan dalam dokumentasi berupa gambar teknik atau CAD, spesifikasi komponen yang dibeli, dan rencana dalam perakitan. Tiga isu penting yang perlu dipertimbangkan selama proses pengembangan produk pada fase desain detail adalah pemilihan

material, biaya produksi dan kinerja yang tangguh, sehingga produk memiliki kemampuan berdasarkan fungsinya.

2.10 Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga atau *Finite Element Method* (FEM) adalah metode numerik yang digunakan untuk memecahkan permasalahan teknik yang kompleks, terutama permasalahan yang dinyatakan dalam bentuk permasalahan diferensial parsial (PDE) yang menggambarkan fenomena fisika. Fenomena fisika adalah perilaku fisik yang terjadi pada struktur atau komponen teknik sebagai respon terhadap pengaruh mekanik, termal atau dinamis. Menurut Chen & Liu (2015) Metode Elemen Hingga (*Finite Element Method*/FEM) dapat digunakan untuk menyelesaikan model matematis dari berbagai macam masalah teknik, mulai dari analisis tegangan pada struktur rangka dan struktur rangka mesin yang kompleks hingga analisis respons dinamis mobil, kereta api, dan pesawat terbang terhadap berbagai jenis beban mekanik, termal, dan elektromagnetik

Finite Element Analysis (FEA) adalah penerapan dari metode elemen hingga menggunakan perangkat lunak untuk simulasi dan analisis pengaruh perilaku fisik. Perangkat lunak yang dapat dijadikan solusi dalam analisa kekuatan struktur yaitu *Autodesk Fusion 360*, *SolidWorks*, *Inventor*, *Ansys* dan perangkat lunak lainnya yang mendukung proses tersebut. Analisa ini dapat membantu proses pengembangan produk karena memungkinkan melakukan simulasi secara virtual tanpa pembuatan prototipe. Dengan melakukan simulasi, potensi kegagalan terhadap desain dapat diketahui pada tahap awal, sehingga biaya pengembangan dapat ditekan menjadi lebih efisien. Pada perangkat lunak *Finite Element Analysis* (FEA) komersial, langkah analisis umumnya disusun ulang ke dalam tiga tahap utama, yaitu:

1. *Preprocessing*

Pembuatan model Metode Elemen Hingga (FEM) yang meliputi penentuan jenis dan sifat elemen, serta penambahan beban dan kondisi batas (*constraints*). Selama fase ini, geometri dimodelkan, material ditentukan,

jaring (*mesh*) dibuat, dan kondisi kerja yang realistis ditetapkan Chen & Liu (2015).

2. FEA *Solver*

Program ini menyusun sistem persamaan FEM dari semua komponen dan menyelesaikannya secara numerik pada tahap ini, yang merupakan prosedur analitis utama. Selain itu, *solver* akan menghitung hasil pada setiap elemen, seperti perpindahan, regangan, dan tegangan Chen & Liu (2015)

3. *Postprocessing*

Hasil analisis diproses, diurutkan, dan ditampilkan pada tahap pasca-pemrosesan. Untuk mempermudah interpretasi dan penilaian seberapa baik kinerja struktur atau produk yang dianalisis, hasil perhitungan ditampilkan sebagai kontur berwarna, grafik, atau tabel Chen & Liu (2015).

2.11 *Software Autodesk Fusion 360*

Autodesk Fusion 360 merupakan salah satu perangkat lunak yang menggabungkan fungsi CAD, CAE dan CAM untuk mendukung dalam proses perancangan maupun pengembangan produk. Dalam perangkat lunak tersebut, memiliki berbagai fitur yang memfasilitasi untuk pembuatan 3D model. *Autodesk Fusion 360* menyediakan metode pemodelan tiga dimensi yang memudahkan modifikasi dengan penyesuaian dimensi, sudut, dan fitur tertentu Setiawan dkk. (2023). Selain itu, perangkat lunak tersebut memiliki kemampuan untuk simulasi dan analisa yang berguna dalam pengujian suatu produk. *Autodesk Fusion 360* memiliki kemampuan simulasi yang mumpuni, sehingga memungkinkan desainer dapat mengevaluasi kinerja, kekuatan struktural, dan reaksi produk yang didesain ulang terhadap situasi beban kerja yang diterapkan Setiawan dkk. (2023). Melalui simulasi tersebut dapat mengidentifikasi kekurangan pada produk, sehingga dapat melakukan perbaikan desain sebelum diproduksi. Dengan demikian, simulasi tersebut dapat meminimalisir biaya proses pengembangan produk.

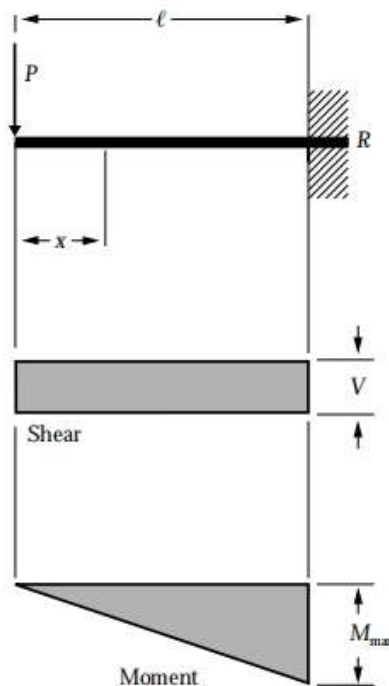
2.12 Analisis Pembebanan Berdasarkan Distribusi

Analisis pembebanan dilakukan berdasarkan distribusi beban yang bekerja sepanjang komponen mesin. Melalui analisis ini dapat diketahui besarnya gaya

geser, momen lentur, tegangan, dan defleksi akibat beban terdistribusi, sehingga dapat dievaluasi apakah struktur yang dirancang memiliki kekuatan dan kekakuan yang memadai untuk menahan beban selama proses operasional.

2.12.1 *Cantilever Beam* Beban Terkonsentrasi di Ujung Bebas

Cantilever beam adalah salah satu jenis pembebanan yang merupakan elemen struktur yang satu ujungnya dijepit atau *fixed support* dan ujungnya bebas. Pada kondisi beban terpusat di ujung *beam*, maka dapat dilihat pada Gambar 2.16



Gambar 2. 16 *Cantilever Beam-Concentrated Load at Free End*

sumber: American Wood Council, 2007

Momen maksimum dapat dicari berdasarkan jenis distribusi beban yang diterapkan. Menurut American Wood Council (2007) momen maksimum (M_{max}) pada *beam cantilever* dengan beban terkonsentrasi di ujung bebas dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.53

$$M_{max} = P \times l \quad (2.53)$$

Dengan:

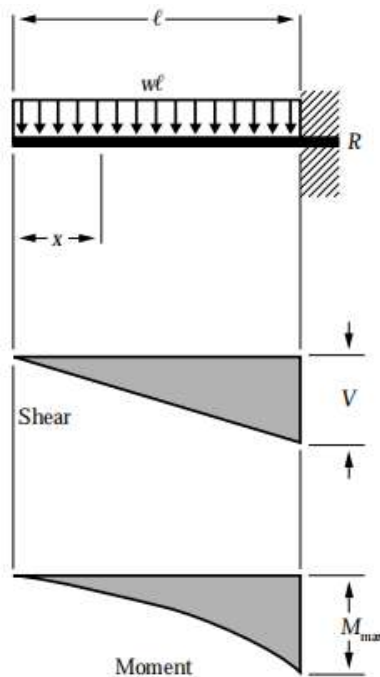
M_{max} : Momen maksimum (N.mm)

P : Beban terpusat (N)

l : Panjang lengan (mm)

2.12.2 *Cantilever Beam* Beban Terdistribusi Rata

Pada kondisi beban terdistribusi rata, beban bekerja secara merata sepanjang *Cantilever Beam*. *Cantilever beam* beban terdistribusi rata dapat dilihat pada Gambar 2.17



Gambar 2. 17 *Cantilever Beam - Uniformly Distributed Load*
sumber: American Wood Council, 2007

Menurut American Wood Council (2007) momen maksimum (M_{max}) pada *cantiliver beam* pada kondisi beban terdistribusi merata dirumuskan dengan Persamaan 2.54

$$M_{max} = \frac{wl^2}{2} \quad (2.54)$$

Dengan:

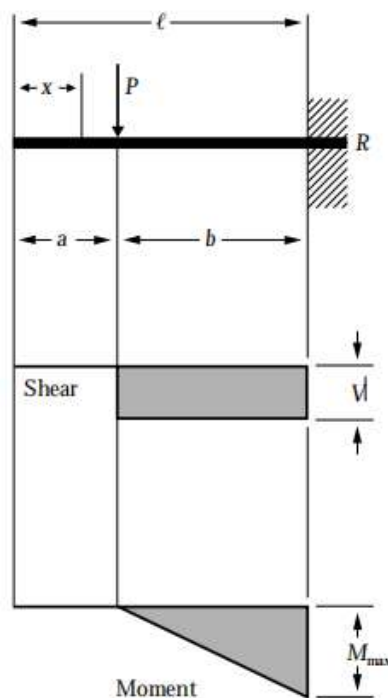
M_{max} : Momen maksimum (N.mm)

w : Beban merata per satuan panjang (N/mm)

l : Panjang balok (mm)

2.12.3 *Cantilever Beam* Beban Terkonsentrasi pada Titik Tertentu

Pada kondisi beban terpusat pada titik tertentu, maka beban akan bekerja sesuai dengan konsentrasi gaya pada posisi tersebut yang menimbulkan adanya gaya geser dan momen lentur maksimal pada daerah tumpuan. *Cantilever beam* beban terkonsentrasi pada titik tertentu dapat dilihat pada Gambar 2.18



Gambar 2. 18 *Cantilever Beam - Concentrated Load at Any Point*
sumber: American Wood Council, 2007

Menurut American Wood Council (2007) momen maksimum pada *cantilever beam* pada kondisi beban terkonsentrasi pada titik tertentu dirumuskan dengan Persamaan 2.55

$$M_{max} = Pb \quad (2.55)$$

Dengan:

M_{max} : Momen maksimum (N.mm)

P : Beban terpusat (N)

b : Jarak beban dari ujung jepit (mm)

2.13 Perhitungan Berat Plat Besi

Berat material ditentukan dengan dimensi dan jenis materialnya, dikarenakan dalam setiap material memiliki berat jenis masing-masing. Perhitungan berat plat besi menggunakan Persamaan 2.56 KPS steel (2025).

$$W = p \times l \times t \times \text{Berat Jenis Besi}(\text{kg/m}^3) \quad (2.56)$$

Dengan:

W : Berat (Kg)

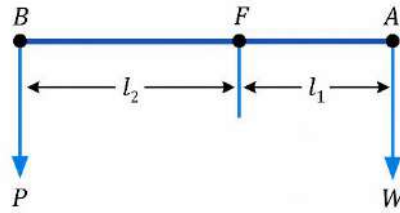
p : Panjang (mm)

l : Lebar (mm)

t : Tebal (mm)

2.14 Pembebanan Tuas

Tuas merupakan batang yang dapat berputar terhadap suatu titik tetap yang disebut titik tumpu. Tuas digunakan sebagai alat mekanis untuk mengangkat beban dengan memberikan gaya yang kecil. Perbandingan beban yang diangkat dengan gaya yang diberikan disebut dengan keuntungan mekanisme. Selain digunakan untuk mengangkat beban, tuas juga digunakan untuk mempermudah penerapan gaya ke arah yang diinginkan. Gaya yang bekerja pada tuas dapat sejajar maupun membentuk di titik tertentu dan prinsip kerja tuas didasarkan pada hukum momen. Berikut merupakan sebuah tuas yang memiliki gaya-gaya sejajar lengan bidang yang sama dapat dilihat ada Gambar. Titik A dan B merupakan titik tempat beban dan gaya usaha, Titik F merupakan titik tumpu yang menjadi pusat dari putaran tuas. Jarak tegak lurus antara titik beban dan titik tumpu disebut dengan lengan beban l_1 , sedangkan jarak tegak lurus dengan gaya usaha dan titik tumpu disebut lengan ayun l_2 , Khurmi & Gupta (2005).



Gambar 2. 19 *Straight Lever*
Sumber: Khurmi & Gupta (2005)

Berdasarkan Gambar 2.19, titik tempat gaya usaha dan titik tumpu dipisahkan oleh jarak l_2 disebut lengan gaya. Berdasarkan prinsip tersebut dinyatakan dalam Persamaan 2.57 sebagai berikut Khurmi & Gupta (2005).

$$W \times l_1 = P \times l_2 \quad (2.57)$$

Dengan:

W : Beban (N)

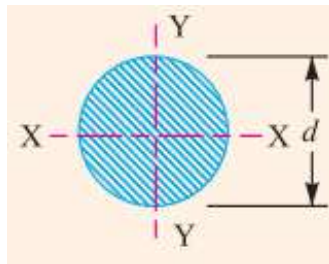
P : Gaya usaha (N)

l_1 : Jarak tegak lurus dengan gaya usaha dan titik tumpu (mm)

l_2 : Jarak tegak lurus antara titik beban dan titik tumpu disebut (mm)

2.15 Momen Inersia

Salah satu parameter yang digunakan untuk menunjukkan ketahanan suatu penampang terhadap pembebanan lentur adalah momen inersia penampang. Nilai momen inersia sangat mempengaruhi besarnya tegangan lentur dan defleksi yang terjadi pada suatu balok. Semakin besar nilai momen inersia, semakin tinggi kemampuan penampang dalam menahan pembebanan lentur. Besarnya momen inersia dipengaruhi oleh bentuk dan dimensi penampang, luas penampang, serta distribusi luas terhadap sumbu netral. Momen inersia penampang lingkaran pejal terhadap sumbu x dan y dapat dihitung menggunakan Persamaan 2.58 Khurmi & Gupta (2005)



Gambar 2. 20 Penampang Lingkaran
(Khurmi & Gupta, 2005)

$$I_{xx} = I_{yy} = \frac{\pi d^4}{64} \quad (2.58)$$

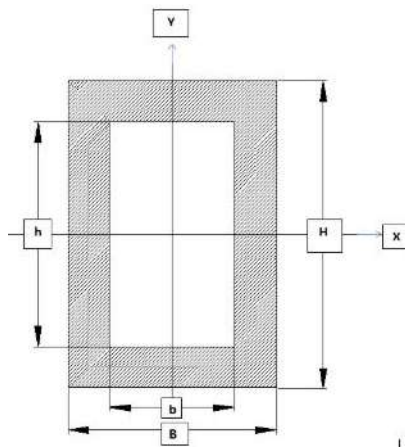
Dengan:

I_{xx} : Momen inersia (mm^4)

I_{yy} : Lebar dalam penampang (mm)

d : Diameter penampang lingkaran pejal (mm)

Penampang *hollow* persegi panjang (*rectangular hollow section*), momen inersia diperoleh dari selisih antara momen inersia penampang luar dan penampang dalam. Bentuk penampang *hollow* persegi panjang ditunjukkan pada Gambar 2.21



Gambar 2. 21 Penampang *Hollow* Persegi Panjang

sumber: Engineering Intro, (n.d.). Moment of Inertia of Hollow Rectangular Section
[online] Tersedia di: <https://engineeringintro.com/mechanics-of-structures/moment-of-inertia/moment-of-inertia-of-hollow-section/> [Diakses: 21 07 2026]

Momen inersia padang bidang persegi panjang dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.59 Beer dkk. (2012)

$$I = \frac{BH^3}{12} - \frac{bh^3}{12} \quad (2.59)$$

Dengan:

I : Momen inersia (mm^4)

b : Lebar dalam penampang (mm)

h : Tinggi dalam penampang (mm)

B : Lebar luar penampang (mm)

H : Tinggi luar penampang (mm)

2.16 Tegangan (*Stress*)

Ketika suatu benda dikenai gaya atau beban eksternal, di dalam benda akan timbul gaya-gaya internal yang besarnya sama tetapi berlawanan arah dengan gaya eksternal untuk mempertahankan keseimbangan struktur Khurmi & Gupta (2005). Besarnya gaya internal per satuan luas penampang disebut tegangan (*stress*). Karena nilai modulus elastisitas (E) dan jari-jari kelengkungan (R) dianggap konstan dalam batas elastis, maka tegangan lentur dari suatu titik berbanding lurus dengan jarak titik tersebut terhadap sumbu netral, sehingga secara matematis tegangan (*stress*) dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.60 Khurmi & Gupta (2005)

$$\sigma = \frac{M}{I} \times y = \frac{M}{I/y} = \frac{M}{Z} \quad (2.60)$$

Dengan:

σ : Tegangan (Pa, N/mm^2 , atau MPa)

M : Momen lentur (N.mm)

I : Momen inersia penampang (mm^4)

y : Jarak dari sumbu netral ke serat lentur (mm)

Z : Modulus penampang (mm^3)

Untuk mengetahui tegangan ijin yang merupakan nilai tegangan maksimum yang dikatakan boleh bekerja pada suatu material, dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.61 Khurmi & Gupta (2005)

$$\sigma_{ijin} = \frac{\sigma_y}{S_f} \quad (2.61)$$

Dengan:

σ_{ijin} : Tegangan yang diijinkan (Mpa)

σ_y : *Yield strength* (Mpa)

S_f : *Safety factor*

2.17 Defleksi

Defleksi adalah perpindahan yang terjadi akibat adanya pembebanan kerja pada suatu komponen yang masih berada dalam batas elastis material. Defleksi terjadi akibat adanya regangan dan tegangan yang menyebabkan struktur melendut atau membengkok. Pada kondisi beban terpusat di ujung balok *cantilever* defleksi dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.62 American Wood Council (2007).

$$\delta_{\max} = \frac{Pl^3}{3EI} \quad (2.62)$$

Dengan:

$\delta_{\max}$: Defleksi maksimum (mm)

P : Beban terpusat total (N)

l : Panjang bentang elemen lentur (mm)

E : Modulus elastisitas material *cantilever* (N/mm²)

I : Momen inersia (mm⁴)

Dalam menentukan batas maksimum defleksi pada struktur dengan kondisi beban terdistribusi rata dirumuskan dengan Persamaan 2.63 American Wood Council (2007).

$$\delta_{\max} = \frac{wl^2}{8EI} \quad (2.63)$$

Dengan:

$\delta_{\max}$: Defleksi maksimum (mm)

w : Beban terdistribusi merata yang bekerja sepanjang *cantilever* (N)

l : Panjang bentang elemen lentur (mm)

- E : Modulus elastisitas material *cantilever* (N/mm²)
- I : Momen inersia penampang *cantilever* terhadap sumbu netral (mm⁴)

Defleksi maksimum untuk kondisi *cantilever beam* beban terkonsentrasi pada titik tertentu dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.64 American Wood Council (2007).

$$\delta_{\max} = \frac{Pb^2}{6EI} (3l - b) \quad (2.64)$$

Dengan:

- $\delta_{\max}$: Defleksi maksimum (mm)
- P : Beban terpusat total (N)
- l : Panjang bentang elemen lentur (mm)
- E : Modulus elastisitas material *cantilever* (N/mm²)
- I : Momen inersia penampang *cantilever* terhadap sumbu netral (mm⁴)
- b : Jarak beban P dari tumpuan jepit (mm)

Penentuan batas aman defleksi dilakukan dengan menghitung defleksi ijin untuk membandingkan defleksi maksimum dengan defleksi ijin, sehingga dapat mengetahui defleksi yang masih berada dalam batas defleksi yang diperbolehkan.

Tabel 2. 8 Batas Defleksi yang Diterapkan Beban

Element	Allowable Deflection
<i>Cantilever</i>	L/180
<i>Beam supporting plaster or brittle finish</i>	L/360
<i>Beams supporting masonry</i>	L/500
<i>Other beams</i>	L/200
<i>Crane beams</i>	L/500
<i>Columns</i>	L/300
<i>Columns in multi-storey construction</i>	L/120

Sumber: UK *Structural Concept Design Guide* (Arup, 2017)

Berdasarkan Tabel 2.8 menunjukkan persamaan untuk mengetahui defleksi ijin yang ditentukan dengan kondisi elemen struktur berdasarkan tumpuan dan beban yang bekerja.

2.18 *Safety Factor*

Safety factor adalah faktor keamanan untuk menentukan tingkat keamanan suatu komponen saat beroperasi dengan berbagai macam beban kerja. Faktor keamanan bergantung pada beberapa pertimbangan seperti material, metode pembuatan, jenis tegangan, kondisi umum dan bentuk komponen Khurmi & Gupta (2005). Secara matematis *safety factor* dapat dirumuskan dengan persamaan 2.65 Khurmi & Gupta (2005).

$$S_f = \frac{\sigma_y}{\sigma_{maks}} \quad (2.65)$$

Dengan:

S_f : *Safety factor*

σ_y : *Yield strength* (Mpa)

σ_{maks} : Tegangan maksimal terjadi

2.19 Rencana Anggaran Biaya (RAB)

Rencana anggaran biaya merupakan strategi yang dibuat untuk memperkirakan keseluruhan pengeluaran selama memproduksi suatu mesin atau alat. Rencana anggaran biaya (RAB) digunakan untuk memantau dan menilai pengeluaran serta memastikan proyek tetap berada dalam anggaran yang dialokasikan. Dalam RAB meliputi biaya langsung dan tidak langsung atau biasa disebut dengan biaya variabel dan biaya tetap. Untuk menghitung anggaran biaya tersebut, diperlukan penentuan harga satuan pekerjaan, jumlah bahan, jumlah tenaga kerja, dan jumlah sewa alat Juansyah dkk. (2017). Secara umum, rencana anggaran biaya dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.66 berikut.

$$RAB = \Sigma (Volume) \times Harga\ Satuan\ Pekerjaan \quad (2.66)$$

Dengan:

RAB	: Rencana Anggaran Biaya total pekerjaan (Rp)
Σ (Volume)	: Jumlah volume seluruh item pekerjaan yang dilaksanakan
Volume	: Kuantitas pekerjaan sesuai satuan (m, m ² , m ³ , unit, jam, dll.)
Harga Satuan Pekerjaan	: Biaya yang dibutuhkan untuk menyelesaikan satu satuan pekerjaan (Rp/satuan)

Harga satuan pekerjaan adalah harga satuan bahan, harga satuan upah, dan harga satuan alat seperti harga satuan dalam penyewa alat yang bersifat opsional Juansyah dkk. (2017). Harga Satuan pekerjaan dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.67 berikut.

$$\text{Harga Satuan Pekerjaan} = \text{Harga Satuan Bahan} + \text{Harga Satuan Upah} + \text{Harga satuan Alat} \quad (2.67)$$

Dengan:

Harga Satuan Pekerjaan	: Total biaya per satuan pekerjaan (Rp/satuan)
Harga Satuan Bahan	: Biaya material yang dibutuhkan untuk satu satuan pekerjaan (Rp/satuan)
Harga Satuan Pekerjaan	: Total biaya per satuan pekerjaan (Rp/satuan)
Harga Satuan Bahan	: Biaya material yang dibutuhkan untuk satu satuan pekerjaan (Rp/satuan)
Harga Satuan Upah	: Biaya tenaga kerja yang diperlukan untuk satu satuan pekerjaan (Rp/satuan)
Harga Satuan Alat:	: Biaya penggunaan atau sewa peralatan untuk satu satuan pekerjaan (Rp/satuan)

Harga satuan bahan memiliki dua unsur yang mempengaruhi jumlah bahan, yaitu harga satuan bahan dan koefisien bahan. Harga satuan bahan yang merupakan bahan material yang saat ini ada di pasaran, sedangkan kebutuhan material bangunan untuk setiap jenis unit kerja ditunjukkan oleh koefisien material Juansyah dkk. (2017). Jumlah bahan dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.68 berikut;

$$\Sigma \text{ Bahan} = \text{Vol pek.} \times \text{Koefisien Analisa Bahan} \quad (2.68)$$

Dimana:

Σ Bahan : Total jumlah kebutuhan bahan (kg, m, m², m³, unit, dll.)

Volume Pekerjaan (Vol pek.) : Besarnya pekerjaan yang direncanakan sesuai satuan

Koefisien Analisa Bahan : Faktor kebutuhan bahan untuk menyelesaikan satu satuan pekerjaan.

Analisis satuan upah tenaga adalah perhitungan jumlah tenaga kerja dan biaya yang dibutuhkan untuk menyelesaikan satu satuan pekerjaan. Analisis ini terdiri dari koefisien tenaga kerja, yang menunjukkan kebutuhan tenaga kerja untuk setiap posisi pekerjaan dalam satu unit pekerjaan, dan harga satuan tenaga kerja, yang menunjukkan upah tergantung pada keterampilan pekerja Juansyah dkk. (2017). Jumlah tenaga kerja dapat dirumuskan dengan Persamaan 2.69 berikut;

$$\Sigma \text{ Tenaga Kerja} = \text{Vol pek.} \times \text{Koef Analisa Tenaga Kerja} \quad (2.69)$$

Dimana:

Σ Tenaga Kerja : Total kebutuhan tenaga kerja (orang-hari atau jam kerja)

Volume Pekerjaan (Vol pek.) : Besarnya pekerjaan yang akan dilaksanakan

Koefisien Analisa Tenaga Kerja : Jumlah tenaga kerja yang dibutuhkan untuk menyelesaikan satu satuan pekerjaan

Jumlah peralatan dan biaya yang dibutuhkan untuk menyelesaikan satu unit pekerjaan dihitung dalam analisis harga satuan sewa peralatan. Koefisien peralatan, yang menunjukkan peralatan yang dibutuhkan untuk setiap jenis unit pekerjaan, dan harga satuan peralatan, yang menunjukkan biaya sewa peralatan berdasarkan harga pasar pada saat pembuatan anggaran Juansyah

dkk. (2017). Jumlah sewa alat dapat dirumuskan dengan persamaan 2.70 berikut.

$$\Sigma \text{ sewa Alat} = \text{Vol pek.} \times \text{Koef Analisa Sewa Alat} \quad (2.70)$$

Dimana:

Σ Sewa Alat : Total kebutuhan penggunaan atau sewa alat (jam, hari, unit)

Volume Pekerjaan (Vol pek.) : Besarnya pekerjaan yang direncanakan

Koefisien Analisa Sewa Alat : Faktor kebutuhan peralatan untuk menyelesaikan satu satuan pekerjaan.

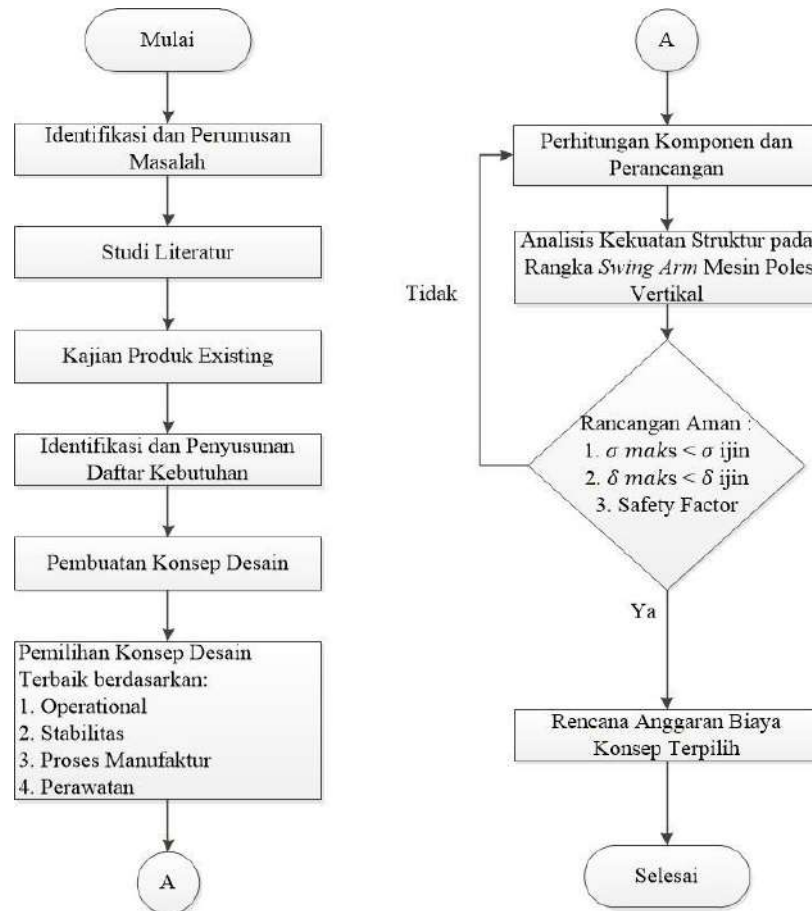
(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

Berikut merupakan tahap dalam peneilitan yang dapat dilihat pada Gambar 3.1 berikut.



Gambar 3. 1 Diagram Alir

3.2 Identifikasi dan Perumusan Masalah

Pada tahap ini dilakukan identifikasi masalah untuk mengetahui permasalahan utama yang nantinya untuk merumuskan tujuan dan batasan masalah pada penelitian ini. Identifikasi dilakukan secara observasi langsung di lapangan untuk mengetahui kebutuhan yang mendukung proses pengembangan konsep pada perancangan mesin poles vertikal. Pada perancangan ini difokuskan pada perancangan ulang *swing arm* untuk memberikan performa

operasional yang lebih baik dan perancangan mekanisme keselamatan guna meningkatkan keamanan dan keselamatan pada mesin poles vertikal.

3.3 Studi Literatur

Pada tahap ini dibutuhkan untuk mendapatkan informasi yang mendukung proses perancangan. Studi literatur didapatkan dari jurnal ilmiah, buku, tugas akhir, artikel atau sumber yang berkaitan dengan penelitian ini. Studi literatur berperan sebagai dasar pemahaman teori, prinsip kerja, perancangan mengenai desain mesin poles vertikal yang lebih baik dan metode yang digunakan pada penelitian. Metode yang digunakan adalah metode Ulrich, *Finite Element Method* (FEM) atau Metode Elemen Hingga. Selain itu, studi literatur digunakan untuk mengevaluasi kembali perancangan dalam penelitian terdahulu yang memiliki kekurangan dan kelebihan sehingga dapat mendukung proses pengembangan konsep.

3.4 Kajian Produk *Existing*

Kajian produk *existing* adalah tahap analisis terhadap produk sejenis yang sudah ada dan menjadi referensi untuk pengembangan konsep desain. Pada penelitian ini, produk *existing* merujuk pada mesin poles vertikal serta beberapa mesin poles sejenis dari produsen lain untuk mengetahui kelebihan dan kekurangan produk yang nantinya sebagai pembanding yang diperuntukkan untuk pengembangan konsep menjadi desain alternatif yang lebih baik. Kajian produk *existing* dilakukan untuk mengetahui dan memahami spesifikasi mesin, material konstruksi, mekanisme, operasional, fitur keselamatan. Produk *existing* pada penelitian ini adalah mesin poles vertikal yang diambil dari perusahaan, fokus perancangan pada desain alternatif *swing arm* untuk meningkatkan kestabilan pengoperasian dan kemudahan pengoperasian, serta perancangan mekanisme keselamatan untuk meminimalisir resiko kecelakaan kerja.

3.5 Identifikasi dan Penyusunan Daftar Kebutuhan

Penyusunan daftar kebutuhan adalah daftar yang berisi kebutuhan produk yang akan dirancang, meliputi kebutuhan teknis, operational, fungsional, dan

estetika yang diharapkan untuk memenuhi kebutuhan pengguna. Tujuan dari penyusunan daftar kebutuhan adalah untuk dijadikan sebagai acuan proses pengembangan konsep pada penelitian ini. Pada daftar kebutuhan didapatkan dari beberapa tahap yaitu eksplorasi kebutuhan secara kualitatif dan validasi secara kuantitatif. Pada penelitian ini, proses tersebut dilakukan melalui observasi untuk mendapatkan kebutuhan awal yang nantinya diinterpretasikan menjadi kebutuhan yang lebih jelas dengan mengelompokkan kebutuhan utama (*primary need*) menjadi kebutuhan rinci (*secondary needs*). Dari data tersebut akan divalidasi atau pemberian bobot prioritas dengan menyebar kuesioner kepada operator mesin, teknisi, ahli teknis atau *engineer (Technical Experts)*, kemudian data diolah dengan memperhitungkan rata-rata pada setiap aspek kriteria, sehingga menghasilkan bobot kepentingan relatif.

Tabel 3. 1 Daftar Kebutuhan

No	Daftar Kebutuhan		
	S/H	Uraian Kebutuhan	Penanggung jawab

Keterangan:

S : Syarat

H : Harapan

3.6 Pembuatan Konsep Desain

Pada tahap ini adalah pembuatan 3 konsep desain untuk mesin poles vertikal yang berfokus pada perancangan *swing arm* dan mekanisme keselamatan. Pembuatan konsep desain didasari dari penyusunan spesifikasi kebutuhan pada mesin poles vertikal. Ketiga konsep yang dihasilkan sebagai langkah menuju tahap berikutnya yaitu pemilihan konsep. Konsep desain ini dibuat untuk menentukan desain terbaik yang secara fungsional mampu memenuhi kebutuhan, dan menjadi solusi rancangan yang lebih baik. Proses perancangan dilakukan pada penelitian ini menggunakan bantuan *software Autodesk Fusion 360*.

3.7 Pemilihan Konsep Desain

Setelah pembuatan konsep desain, dilakukan pemilihan konsep pada desain yang paling optimal. Pada tahap ini, setiap kriteria diberikan bobot sesuai dengan tingkat kepentingan atau prioritas pada kebutuhan yang mendukung konsep desain yang lebih baik. Matriks penilaian dengan skala 1 hingga 5 digunakan untuk mengevaluasi setiap konsep, skor yang lebih tinggi menunjukkan kriteria yang lebih baik. Skala nilai 3 diartikan bahwa konsep baru mempunyai nilai sama dengan konsep referensi. Skor dihitung dari hasil perkalian bobot dengan nilai kriteria, kemudian skor ditotal kemudian menjadi nilai *absolut*. Untuk menentukan rangking konsep terbaik, nilai *absolut* tersebut dikonversi menjadi persentase nilai relatif. Nilai ini dihitung dengan membagi nilai *absolut* suatu konsep dengan total nilai absolut seluruh konsep, kemudian dikalikan 100%. Konsep dengan persentase nilai relatif tertinggi dianggap sebagai konsep yang paling unggul. Tabel matriks pemilihan konsep dapat dilihat pada Tabel 2.6

Pada Tabel 2.6 kriteria seleksi yang telah ditentukan meliputi aspek operasional, stabilitas, perawatan, dan proses manufaktur. Aspek proses manufaktur memiliki beberapa sub-kriteria dibandingkan dengan aspek lainnya, sehingga dalam pemeringkatan untuk aspek proses manufaktur menggunakan *simple additive weighting* (SAW) sebagai metode untuk memperoleh penilaian yang objektif. Nilai setiap sub-kriteria dari proses produksi pada setiap konsep desain alternatif diperoleh dari jumlah, area, dan panjang pada tahapan proses manufaktur. Data kemudian dinormalisasi sesuai dengan Persamaan 2.50 dan Persamaan 2.51, kemudian dikalikan dengan bobot pada setiap sub-kriteria sehingga menghasilkan nilai akhir proses manufaktur dengan menggunakan Persamaan 2.52

3.8 Perhitungan Komponen dan Perancangan

Setelah dilakukan pemilihan konsep, konsep desain terpilih pada mesin poles vertikal selanjutnya masuk ke tahap perancangan detail. Pada tahap ini, setiap komponen mesin diperhitungkan secara teknis untuk menentukan spesifikasi yang sesuai dengan konsep desain terpilih. Perhitungan dilakukan

untuk menetapkan dimensi, material, komponen yang digunakan. Selanjutnya, detail perancangan dibuat 3D model menggunakan perangkat lunak *Autodesk fusion 360*. Berdasarkan hasil perancangan tersebut, dilakukan analisa kekuatan struktur pada tahap berikutnya, untuk mengevaluasi kekuatan dan keamanan dari perancangan tersebut, sehingga setiap komponen yang dirancang dapat memenuhi fungsi sesuai yang diharapkan.

3.9 Analisis Kekuatan Struktur

Analisis kekuatan struktur berfungsi untuk memvalidasi hasil pemilihan konsep desain, dengan tujuan memastikan bahwa rancangan tidak hanya dirancang sesuai dengan permintaan kebutuhan tetapi juga memiliki tingkat keamanan yang baik. Analisis ini mencakup aspek material, tegangan maksimum (*max stress*), faktor keamanan (*safety factor*), dan kekuatan defleksi akibat adanya beban kerja mesin poles vertikal. Proses analisis menggunakan *Finite Element Analysis* (FEA) dengan melakukan simulasi pada produk. Dalam penelitian ini, simulasi menggunakan bantuan perangkat lunak *Autodesk Fusion 360*. Analisis difokuskan pada kekuatan struktural pada konstruksi mesin poles. Hasil simulasi akan dijadikan evaluasi terhadap perancangan yang terpilih, apabila konstruksi belum aman maka perlu adanya perbaikan pada desain dan kemudian dianalisis kembali sampai rancangan dapat dikatakan aman.

3.10 Perhitungan Rencana Anggaran Biaya (RAB)

Penyusunan rencana anggaran biaya (RAB) dilakukan untuk mengetahui total biaya yang dibutuhkan dalam pembuatan mesin poles vertikal. Penyusunan RAB didasarkan pada informasi teknis yang diperoleh dari konsep terpilih, sehingga setiap komponen yang digunakan dapat diidentifikasi jenis materialnya dan biaya yang dikeluarkan dengan tepat.

3.11 Kesimpulan dan Saran

Pada tahap ini memberikan kesimpulan terhadap hasil perancangan mesin poles menggunakan metode ulrich dan analisis yang diterapkan. Melalui metode tersebut diharapkan mampu menghasilkan perbaikan desain pada mesin poles vertikal yang difokuskan pada perancangan *swing arm* untuk

meningkatkan stabilitas, meningkatkan keamanan pemolekan dan memudahkan pengoperasian. Analisis Kekuatan struktur menggunakan *Finite Element Method* (FEM) diharapkan dapat memastikan bahwa hasil perancangan memiliki kekuatan struktur yang baik. Penyusunan anggaran biaya (RAB) diharapkan dapat memberikan gambaran estimasi biaya untuk membuat produk yang diusulkan. Adapun saran yang diberikan dapat mendukung perbaikan pada penelitian ini.

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Kajian Produk *Existing*

Mesin poles vertikal digunakan untuk memoles permukaan *shell* yang digunakan untuk membuat suatu produk berupa storage tank atau permesinan yang digunakan untuk industri. Pemolesan dilakukan pada dua kondisi yaitu pemolesan permukaan luar dan pemolesan permukaan dalam *shell*. Diameter minimum *shell* yang dipoles adalah Ø500mm dan diameter maksimum Ø4000mm. Ketinggian maksimum *shell* adalah 1750 mm. Produk *existing* pada mesin poles vertikal dapat dilihat pada Gambar 1.1

Berdasarkan hasil wawancara, mesin masih belum efisien dikarenakan *swing arm* pada mesin poles vertikal masih dioperasikan manual menggunakan tenaga manusia. Kemudian Gaya tekan untuk memoles permukaan *shell* masih menggunakan bantuan bandul yang harus disetting berulang kali sampai mata poles dapat memoles permukaan *shell*, fungsi beban bandul ini juga digunakan untuk menyeimbangkan mata poles agar dapat memoles permukaan *shell* secara merata. Pemberian beban bandul berkisar 5-25kg sesuai dengan kebutuhan pemolesan. Penahan *swing arm* agar tetap pada posisi menggunakan bantuan tali tambang yang panjangnya disesuaikan dengan kebutuhan pemolesan. Kondisi tersebut membuat hasil pemolesan kurang konsisten karena sepenuhnya membutuhkan keterampilan operator, jika bandul dipasang terlalu berat maka mata poles akan terlalu dalam memoles, ketika bandul terlalu ringan mata poles tidak dapat memoles permukaan *shell*. Berikut adalah spesifikasi mesin poles vertikal pada produk *existing* dapat dilihat pada Tabel 4.1

Tabel 4. 1 Spesifikasi Mesin Poles Vertikal

Spesifikasi	Deskripsi
Berat <i>Swing Arm</i>	271 kg
Dimensi	2500 mm × 950 mm × 6000 mm
Jenis Material	<i>Mild Steel</i>
Tinggi Maksimum Jangkauan Pemolesan	1750 mm
Maksimum Diameter Produk yang Dipoles	Ø4000 mm
Minimum Diameter Produk yang Dipoles	Ø500 mm
Kapasitas Produksi	1 Unit/hari

4.2 Penyusunan Daftar Kebutuhan

Daftar kebutuhan diperoleh dari hasil identifikasi kebutuhan melalui wawancara kepada operator, *drafter* serta supervisi pada Perusahaan tersebut. Daftar kebutuhan murni diambil dari pernyataan pekerja yang mengetahui mengenai mesin poles vertikal. Pada hasil wawancara memunculkan pernyataan yang dikelompokkan menjadi beberapa aspek kebutuhan. Aspek kebutuhan ini berisi daftar kebutuhan pada mesin poles vertikal yang nantinya digunakan dalam pengembangan konsep desain alternatif. Berikut adalah daftar kebutuhan yang digunakan sebagai pedoman dalam perancangan *ulang swing arm* pada mesin poles vertikal yang dapat dilihat pada Tabel 4.2

Tabel 4. 2 Daftar Kebutuhan

Daftar Kebutuhan			
Aspek	S/H	Uraian Kebutuhan	Penanggung Jawab
Fungsionalitas	S	Mesin menghasilkan gerakan poles yang konsisten	Tim Desain
	H	<i>Shaft</i> memiliki kestabilan yang baik	
	S	Tekanan mata poles konsisten	
	H	Sistem <i>lifting</i> memiliki rem pengaman otomatis	
	H	Mesin memiliki gerakan vertikal yang lebih cepat dan efisien	
Operasional	H	Penyeimbang <i>swing arm</i> mudah diatur oleh operator	Tim Desain dan Manufaktur
	H	Tekanan pemolesan mudah diatur oleh operator	
	H	Kontrol gerak vertikal dapat berhenti otomatis	
	H	Posisi <i>swing arm</i> mudah diatur oleh operator	
Perawatan	H	<i>Shaft</i> dan mata poles mudah diganti	Tim Desain dan Manufaktur
	S	Mesin mudah dirawat	
Manufaktur	H	Geometri <i>part</i> sederhana & mudah dibuat <i>workshop</i>	Tim Desain dan Manufaktur
	S	Mudah dimanufaktur	

4.3 Pembuatan Konsep Desain

Berdasarkan daftar kebutuhan yang telah disusun, maka tahap selanjutnya adalah membuat konsep desain sesuai dengan spesifikasi produk yang

didapatkan dari daftar kebutuhan. Desain konsep akan dibuat menjadi beberapa konsep desain yang nantinya akan dipilih satu desain konsep terbaik sesuai dengan kriteria seleksi yang telah ditentukan. Pada penelitian ini menggunakan 3 konsep desain yang nantinya masing-masing desain akan diseleksi berdasarkan kriteria yang telah ditentukan kemudian akan menghasilkan satu konsep desain terbaik.

4.3.1 Konsep Desain 1

Konsep desain satu dirancang hampir sama dengan produk *existing*, mekanisme beban bandul pada *swing arm* tetap digunakan pada konsep desain 1. Penggerak lengan poles atau *swing arm* menggunakan bantuan sistem pneumatik dengan *stroke* 500 mm dengan diameter silinder 100 mm dengan total panjang 688 mm. Sistem pneumatik ini digunakan untuk mengarahkan posisi *swing arm* dan tidak memerlukan pengaturan manual menggunakan tenaga manusia untuk menggeser atau memposisikan *swing arm* pada benda kerja. Mekanisme *swing arm* pada konsep desain 1 dapat bergeser ke kanan dan ke kiri menggunakan sistem pneumatik. Jangkauan pemolesan pada desain konsep 1 adalah dapat memoles *shell* dengan minimum diameter 500 mm dan maksimum diameter sebesar 4000 mm. Stabilitas pemolesan menggunakan beban bandul dengan berat disesuaikan dengan beban bandul maksimum dari produk *existing* yaitu sebesar 25 kg. Dalam meningkatkan keselamatan operator dan menjaga kualitas produk konsep desain 1 dimodifikasi dengan menambahkan *safety break*, sehingga ketika tali baja terputus *frame swing arm* akan tertahan, serta ada penambahan *limit switch* di bagian bawah untuk mematikan mesin secara otomatis, ketika sudah melampaui jangkauan pemolesan dan tidak terjadi tabrakan antara *shaft* dan meja putar.

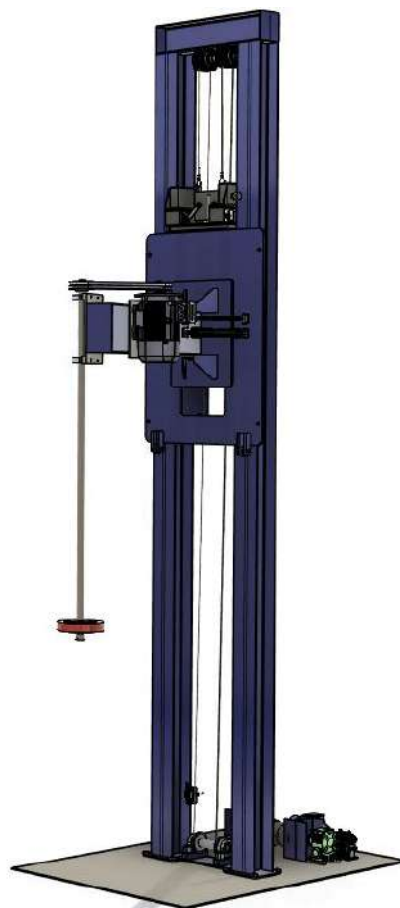


Gambar 4. 1 Konsep Desain 1

4.3.2 Konsep Desain 2

Konsep desain dua memiliki sistem pneumatik untuk memposisikan *swing arm* pada benda kerja. Spesifikasi pneumatik adalah memiliki *stroke* 500 mm dengan diameter silinder 100 mm dengan total panjang 688 mm. Jangkauan pemolesan pada desain konsep 2 adalah dapat memoles *shell* dengan minimum diameter 500 mm dan maksimum diameter sebesar 4000 mm. Stabilitas gerakan mata poles menggunakan *spring* dengan panjang 779 mm dan ditambahkan plat penyambung sepanjang 170 mm sehingga total jangkauan mencapai 949 mm. Ada tambahan plat dengan panjang 100 mm untuk mengurangi beban kerja *spring*. Dengan demikian, ketika dalam kondisi mesin memoles *spring* akan bekerja sebagai stabilitas agar mata poles bisa mengikuti permukaan *shell* sehingga pemolesan lebih merata. Dalam meningkatkan keselamatan operator dan menjaga kualitas produk konsep desain 1 dimodifikasi dengan menambahkan *safety break*, sehingga ketika tali baja terputus *frame swing arm* akan tertahan serta ada penambahan 2 unit *limit switch* di bagian atas dan bawah untuk

membuat mesin secara otomatis bergerak naik dan turun secara berulang tanpa campur tangan operator, dan bisa menghindari resiko *shaft* tertabrak dengan meja putar

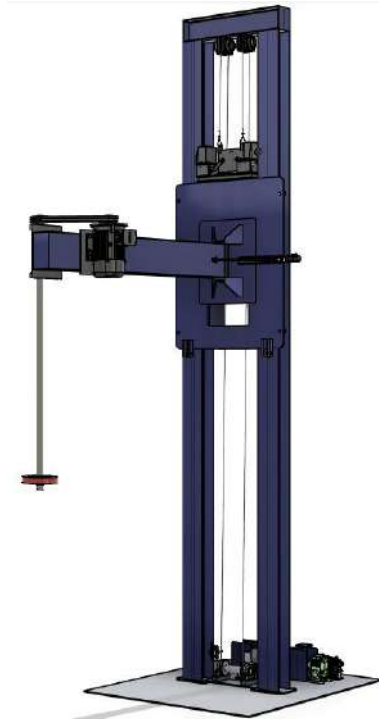


Gambar 4. 2 Konsep Desain 2

4.3.3 Konsep Desain 3

Konsep desain tiga menggunakan *ball screw linear guideway* untuk menggerakkan *swing arm* ke posisi kanan dan ke posisi kiri. Jangkauan pemolesan pada desain konsep 3 adalah dapat memoles *shell* dengan minimum diameter 500 mm dan maksimum diameter sebesar 4000 mm. Dalam meningkatkan keselamatan operator dan menjaga kualitas produk konsep desain 1 dimodifikasi dengan menambahkan *safety break*, sehingga ketika tali baja terputus *frame swing arm* akan tertahan serta ada penambahan *limit switch* di bagian bawah untuk mematikan

mesin secara otomatis ketika sudah melampaui jangkauan pemolesan sehingga tidak terjadi tabrakan antara *shaft* dan meja putar.



Gambar 4. 3 Konsep Desain 3

4.4 Pemilihan Konsep Desain

Dalam menentukan desain terpilih membutuhkan adanya kriteria seleksi. Dari beberapa konsep desain yang telah didesain dengan mempertimbangkan daftar kebutuhan akan dipilih satu desain terbaik melalui pemilihan konsep. Pemilihan konsep mempertimbangkan kriteria seleksi yaitu stabilitas, operational, perawatan, dan proses manufaktur.

4.4.1 Stabilitas

Analisa stabilitas dilakukan untuk memastikan komponen mampu menahan beban kerja saat mesin beroperasi. Tingkat stabilitas sistem ini sangat ditentukan oleh besarnya kapasitas gaya yang dapat dikerjakan dan ditahan oleh komponen tersebut, semakin besar kemampuan gaya penahanan komponen, maka tingkat stabilitasnya akan semakin baik. Hal ini menjadi krusial pada komponen *swing arm* yang memerlukan penahanan kokoh agar menghasilkan pergerakan yang stabil dan presisi saat proses pemolesan berlangsung. Oleh karena itu, evaluasi ini

dilakukan melalui pendekatan analisa gaya dorong yang terjadi akibat pembebanan eksternal maupun internal pada sistem.

1. Produk Existing

Analisa gaya dorong pada produk *existing* dilakukan untuk mengetahui gaya yang dibutuhkan untuk menggerakkan *swing arm* ke posisi terdorong atau tertarik. Pada kondisi aktual, *swing arm* digerakkan manual menggunakan tenaga manusia dengan berat *swing arm* 276,49 kg dengan tambahan beban bandul 25 kg. Gaya yang terjadi pada kondisi maju atau mundur dapat diperhitungkan sebagai berikut.

- a. Gaya dorong *swing arm* langkah maju

$W = \text{berat swing arm} + \text{berat bandul maks.}$

$$W = 276,49 + 25$$

$$W = 301,49 \text{ kg}$$

Maka Untuk mengetahui gaya dorong yang diberikan untuk mengangkat beban dengan syarat menggunakan tumpuan tuas berputar menggunakan Persamaan 2.57 sebagai berikut

$$W \times l_1 = P \times l_2$$

Dimana:

W : Beban (N)

P : Gaya usaha (N)

l_1 : Jarak tegak lurus dengan gaya usaha dan titik tumpu (mm)

l_2 : Jarak tegak lurus antara titik beban dan titik tumpu disebut (mm)

Sehingga gaya dorong yang diberikan untuk mengangkat beban dengan syarat menggunakan tumpuan tuas berputar dapat dihitung dengan Persamaan 2.57 sebagai berikut.

$$W \times l_1 = P \times l_2$$

$$2957,6 \times 1200 = P \times 850$$

$$P = \frac{2957,6 \times 1200}{850}$$

$$P = 4175,44 \text{ N}$$

Berdasarkan hasil perhitungan gaya dorong pada produk *existing*, diketahui bahwa *swing arm* membutuhkan gaya dorong 4175,44 N

2. Gaya Dorong Konsep Desain 1

Analisa gaya dorong pada konsep desain 1 dilakukan untuk menentukan gaya yang terjadi pada piston pneumatik dengan menghitung gaya pada piston langkah maju dan gaya pada piston langkah mundur, untuk mengetahui perhitungan gaya pada piston hasil dari penentuan gaya tersebut akan dibandingkan dengan beban aktual dari *swing arm*, sehingga dapat menentukan gaya dorong tersebut mampu mendorong beban aktual dari *swing arm* atau tidak, maka dibutuhkan merencanakan spesifikasi pneumatik yang dapat dilihat pada Tabel 4.3

Tabel 4. 3 Spesifikasi Silinder Pneumatik

Spesifikasi	Deskripsi
Panjang Stroke	500 mm
Diameter Tabung	100 mm
Panjang Pneumatik	688 mm
Bore size	100 mm

Sebelum menentukan gaya yang terjadi pada saat piston melakukan langkah maju dan langkah mundur ketika beroperasi adalah menentukan koefisien gesek yang terjadi ketika piston menerima beban *swing arm* sebesar 301,49 kg, beban tersebut sudah termasuk beban bandul yang berfungsi untuk penekanan mata poles ketika pemolesan. Gaya gesek diperhitungkan karena piston bergeser maju dan mundur ketika membuka dan menutup *swing arm*. Perhitungan gaya gesek menggunakan Persamaan 2.44

$$f_s = m \cdot g \cdot \mu_s \cdot \cos\theta$$

$$f_s = 301,49 \times 9,81 \times 0,04 \cdot \cos\theta$$

$$f_s = 118,3 \text{ N}$$

Setelah menentukan koefisien gesek, maka menentukan diameter *rod piston* dari perencanaan spesifikasi pneumatik. Untuk perhitungan *rod piston* dibutuhkan data *Standards-based cylinders* untuk mengetahui *Theoretical force at 7 bar*. Dalam perencanaan pneumatik ditentukan

diameter piston adalah 100 mm. Tabel *Standards-based cylinders* dapat dilihat pada Tabel 4.4

Tabel 4. 4 *Standards-based cylinders*

Cylinder bore D mm	Piston rod diameter d mm	Motion	Usefull Area cm ²	Thrust and traction force in daN depending on the operating pressure in bar									
				1 bar	2 bar	3 bar	4 bar	5 bar	6 bar	7 bar	8 bar	9 bar	10 bar
100	25	Thrust traction	78,54	78,5	157,1	235,6	314,2	392,7	417,2	549,8	628,3	706,9	785,4
			73,63	73,6	147,3	220,9	294,5	368,2	441,8	515,4	589,0	662,7	736,3

Theoretical force pada tekanan 7 bar adalah sebesar 5498 N, selanjutnya menghitung *rod piston* dengan Persamaan 2.40

$$d_R = \sqrt{D^2 - \frac{4 \times F_{th}}{\pi \times p}}$$

$$d_R = \sqrt{0,1^2 - \frac{4 \times 5498}{\pi \times 1.000.000}}$$

$$d_R = 0,02 \text{ m}$$

Hasil diameter *rod piston* sebesar 20 mm sesuai dengan standar *base cylinders* pada Tabel. Selanjutnya menghitung gaya yang terjadi ketika piston melakukan langkah maju dan langkah mundur menggunakan Persamaan (2.42) dan (2.43)

a. Gaya dorong piston langkah maju

$$F = D^2 \times \frac{\pi}{4} \times p \times f_s$$

$$F = 0,1^2 \times \frac{\pi}{4} \times 7 \times 118,3$$

$$F = 5381,7 \text{ N}$$

b. Gaya tarik piston langkah mundur

$$F = (D^2 - d_R^2) \times \frac{\pi}{4} \times p \times f_s$$

$$F = (0,1^2 - 0,02^2) \times \frac{\pi}{4} \times 7 \times 118,3$$

$$F = 5379,7 \text{ N}$$

Konsep desain 1 menerapkan bandul sama persis dengan produk *existing* sehingga berat *swing arm* adalah 301,49 kg, jumlah tersebut sudah termasuk beban bandul 25 kg. Diketahui panjang *swing arm* adalah 2400 mm sehingga jarak antara titik tumpu ke titik beban adalah 1200 mm. Kemudian jarak antara titik tumpu ke titik kuasa ditentukan sebesar 850 mm. Nilai tersebut disesuaikan juga dengan dimensi pneumatik. Gaya berat atau beban pada *swing arm* dapat dihitung dengan Persamaan 2.57 sebagai berikut.

$$W \times l_1 = P \times l_2$$

Dimana:

W : Beban (N)

P : Gaya usaha (N)

l_1 : Jarak tegak lurus dengan gaya usaha dan titik tumpu (mm)

l_2 : Jarak tegak lurus antara titik beban dan titik tumpu disebut (mm)

Sehingga gaya dorong yang diberikan untuk mengangkat beban dengan syarat menggunakan tumpuan tuas berputar dapat dihitung dengan Persamaan 2.57 sebagai berikut.

$$W \times l_1 = P \times l_2$$

$$2957,6 \times 1200 = P \times 850$$

$$P = \frac{2957,6 \times 1200}{850}$$

$$P = 4175,44 \text{ N}$$

Berdasarkan hasil analisis gaya dorong pada konsep desain 1, pneumatik dengan diameter *bore* 100 mm dan tekanan kerja 7 bar menghasilkan gaya sebesar 5381,7 N pada langkah maju dan 5379,7 N pada langkah mundur. Sedangkan gaya yang dibutuhkan untuk menggerakkan *swing arm* dengan beban aktual 301,49 kg adalah sebesar 4175,44 N. Selisih masing-masing gaya dapat dilihat pada Tabel 4.5

Tabel 4. 5 Hasil Perbandingan Gaya Pneumatik dan Beban Aktual *Swing Arm*

Kondisi	Gaya Dorong Komponen (N)	Kebutuhan Gaya Dorong (N)	Selisih Gaya Dorong (N)
Langkah Maju	5381,7	4175,44	1206,26
Langkah Mundur	5379,7	4175,44	1204,26

3. Gaya Dorong Konsep Desain 2

Analisa gaya dorong pada konsep desain 2 menggunakan spesifikasi pneumatik yang sama dengan konsep desain 1, namun dalam desain ini mempertimbangkan beban tambahan berupa komponen *spring*. Perhitungan gaya yang terjadi pada silinder pneumatik diketahui dengan menghitung gaya pada piston langkah maju dan gaya pada piston langkah mundur, untuk mengetahui perhitungan gaya pada silinder hasil dari penentuan gaya tersebut akan dibandingkan dengan beban aktual dari *swing arm* dan *spring*, sehingga dapat menentukan apakah gaya dorong tersebut mampu mendorong beban aktual dari *swing arm* maka dibutuhkan merencanakan spesifikasi pneumatik yang dapat dilihat pada Tabel 4.3. Sebelum menentukan gaya yang terjadi pada saat piston melakukan langkah maju dan langkah mundur ketika beroperasi adalah menentukan koefisien gesek yang terjadi ketika piston menerima beban *swing arm* sebesar 301,49 kg beban tersebut tetap mempertimbangkan beban bandul seperti pada produk *existing*. Gaya gesek diperhitungkan karena piston bergeser maju dan mundur ketika membuka dan menutup *swing arm*. Perhitungan gaya gesek menggunakan Persamaan 2.44

$$f_s = m \cdot g \cdot \mu_s \cdot \cos\theta$$

$$f_s = 301,49 \times 9,81 \times 0,04 \times 1$$

$$f_s = 118,3 \text{ N}$$

Setelah menentukan koefisien gesek, maka menentukan diameter *rod piston* dari perencanaan spesifikasi pneumatik. Untuk perhitungan *rod piston* dibutuhkan data *Standards-based cylinders* untuk mengetahui *Theoretical force at 7 bar*. Dalam perencanaan pneumatik ditentukan diameter piston adalah 100 mm. Tabel *Standards-based cylinders* dapat

dilihat pada Tabel 4.4. *Theoretical force* pada tekanan 7 bar adalah sebesar 5498 N, selanjutnya menghitung *rod piston* dengan Persamaan 2.40

$$d_R = \sqrt{D^2 - \frac{4 \times F_{th}}{\pi \times p}}$$

$$d_R = \sqrt{0,1^2 - \frac{4 \times 5498}{\pi \times 1.000.000}}$$

$$d_R = 0,022 \text{ m}$$

Hasil diameter *rod piston* sebesar 20 mm sesuai dengan standar *base cylinders* pada Tabel. Selanjutnya menghitung gaya yang terjadi ketika piston melakukan langkah maju dan langkah mundur menggunakan Persamaan (2.42) dan (2.43)

- a. Gaya dorong piston langkah maju

$$F = D^2 \times \frac{\pi}{4} \times p \times f_s$$

$$F = 0,1^2 \times \frac{\pi}{4} \times 7 \times 118,3$$

$$F = 5381,7 \text{ N}$$

- b. Gaya tarik piston langkah mundur

$$F = (D^2 - d_R^2) \times \frac{\pi}{4} \times p \times f_s$$

$$F = (0,1^2 - 0,02^2) \times \frac{\pi}{4} \times 7 \times 118,3$$

$$F = 5379,7 \text{ N}$$

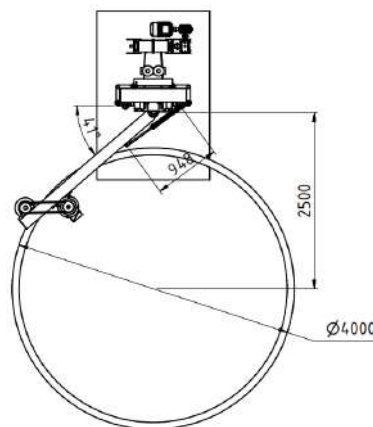
Pada konsep desain 2 menambahkan komponen *spring* untuk stabilitas pemolesan. Spesifikasi *spring* dipilih berdasarkan rancangan yang telah ditentukan pada Tabel 4.6

Tabel 4. 6 Spesifikasi *Spring*

Material: EN 10270-1-SH								
D _t	D _y	L ₀	n _t	L _n	F ₀	F _n	R	Cat.no
6,00	50	140	13	226	130	1159	12	3598
6,00	50	180	20	313	130	1159	7,7	3599
6,00	50	220	26	393	130	1159	6,0	3600
6,00	50	260	33	479	130	1159	4,7	3601
6,00	50	300	40	566	130	1159	3,9	3602
6,00	50	400	57	779	130	1159	2,7	3603

Sumber: Lesjofors, n.d

Pemilihan *spring* berdasarkan kebutuhan jangkauan mekanisme pemolesan pada diameter *shell* 4000 mm. Berdasarkan hasil perancangan, mekanisme membutuhkan jangkauan sebesar 948 mm. Oleh karena itu dipilih *spring extension* dengan panjang maksimum kerja 779 mm dan ditambahkan plat penyambung sepanjang 170 mm sehingga total jangkauan mencapai 949 mm. Jarak yang dibutuhkan untuk menggerakkan *swing arm* dapat dilihat pada Gambar 4.4



Gambar 4. 4 Jangkauan *Swing Arm*

Prinsip kerja *spring extension* adalah memberikan gaya tarik yang berlawanan dengan arah perubahan panjang pegas. Ketika *spring* mengalami pertambahan panjang (*extension*), *spring* akan menghasilkan gaya elastis yang arahnya berlawanan dengan arah penarikan. Dari perencanaan *spring* diketahui bahwa Gaya pegas pada panjang kerja tertentu (*Spring Force*) sesuai katalog adalah 1159 N yang dapat dilihat pada Tabel 4.6. Diketahui beban *swing arm* tanpa bandul adalah sebesar 276,49 kg atau 2712,35 N. Untuk membandingkan gaya yang harus diatasi pneumatik memerlukan gaya dorong sebenarnya

untuk menahan beban *swing arm* menggunakan Persamaan 2.57 sebagai berikut.

$$W \times l_1 = P \times l_2$$

Dimana:

W : Beban (N)

P : Gaya usaha (N)

l_1 : Jarak tegak lurus dengan gaya usaha dan titik tumpu (mm)

l_2 : Jarak tegak lurus antara titik beban dan titik tumpu disebut (mm)

Sehingga gaya dorong yang diberikan untuk mengangkat beban dengan syarat menggunakan tumpuan tuas berputar dapat dihitung dengan Persamaan 2.57 sebagai berikut.

$$W \times l_1 = P \times l_2$$

$$2712,35 \times 1200 = P \times 850$$

$$P = \frac{2712,35 \times 1200}{850}$$

$$P = 3829,2 \text{ N}$$

a. Gaya pada kondisi langkah maju

Pada kondisi ini, gaya *spring* dianggap sebagai beban tambahan yang harus diatasi oleh pneumatik.

$$F_{total} = F_{beban} + F_{spring}$$

$$F_{total} = 3829,2 + 1159$$

$$F_{total} = 4988,2 \text{ N}$$

b. Gaya pada kondisi langkah mundur

Pada kondisi ini, gaya *spring* dianggap sebagai beban tambahan yang harus diatasi oleh pneumatik

$$F_{total} = F_{beban} + F_{spring}$$

$$F_{total} = 3829,2 + 1159$$

$$F_{total} = 4988,2 \text{ N}$$

Berdasarkan hasil analisis gaya dorong pada konsep desain 1, pneumatik dengan diameter *bore* 100 mm dan tekanan kerja 7 bar menghasilkan gaya sebesar 5381.7 N pada langkah maju dan 5379,7 N pada langkah mundur. Sedangkan gaya total langkah maju yang

dibutuhkan untuk menggerakkan *swing arm* adalah sebesar 4988,2 N dan gaya total pada kondisi mundur adalah sebesar 4988,2 N. Selisih masing-masing gaya dapat dilihat pada Tabel 4.7

Tabel 4. 7 Hasil Perbandingan Gaya Pneumatik dan Beban Aktual *Swing Arm*

Kondisi	Gaya Dorong Komponen (N)	Kebutuhan Gaya Dorong (N)	Selisih Gaya Dorong (N)
Langkah Maju	5381,7	4988,2	393,5
Langkah Mundur	5379,7	4988,2	391,5

4. Gaya Dorong Konsep Desain 3

Analisa gaya dorong pada konsep desain 3 dilakukan untuk menentukan gaya yang terjadi pada *ballscrew linear guideway* dengan menghitung gaya pada *ballscrew* langkah maju dan gaya pada *ballscrew* langkah mundur, untuk mengetahui perhitungan gaya pada *ballscrew* hasil dari penentuan gaya tersebut akan dibandingkan dengan beban aktual dari *swing arm*, sehingga dapat menentukan apakah gaya dorong tersebut mampu mendorong beban aktual dari *swing arm*. Beban *swing arm* tanpa bandul adalah sebesar 276,49 kg atau 2712,35 N. Untuk menentukan spesifikasi *ballscrew linier guideway*, maka dilakukan analisis gaya total yang diterima *ballscrew* yang dapat dihitung dengan Persamaan 2.57 sebagai berikut.

$$W \times l_1 = P \times l_2$$

Dimana:

W : Gaya berat atau beban

P : Gaya yang diberikan untuk mengangkat beban

l_1 : Jarak antara titik tumpu ke titik beban

l_2 : Jarak antara titik tumpu ke titik kuasa

Sehingga gaya dorong yang diberikan untuk mengangkat beban dengan syarat menggunakan tumpuan tuas berputar dapat dihitung dengan Persamaan 2.57 sebagai berikut.

$$W \times l_1 = P \times l_2$$

$$2712,35 \times 1200 = P \times 250$$

$$P = \frac{2712,35 \times 1200}{250}$$

$$P = 13019,28 \text{ N}$$

Berdasarkan perhitungan menunjukkan bahwa untuk mengangkat beban *swing arm* dengan menggunakan tumpuan tuas, dimana titik kuasa sepanjang 250 mm adalah sebesar 13019,28 N atau 1327,14 kg. Namun, nilai tersebut belum memperhitungkan pengaruh gesekan yang terjadi pada sistem *linear guide*. Oleh karena itu, untuk memperoleh gaya aksial aktual atau *Working Axial Load* (F) yang diterima oleh *ballscrew*, dilakukan perhitungan dengan mempertimbangkan gaya gesek pada *linear guide* menggunakan persamaan yang direkomendasikan oleh katalog HIWIN

$$F = F_c + \mu \times (W \times g + F_0)$$

$$F = 13019,28 + 0.005 \times (1327,14 \times 9,81 + 0)$$

$$F = 13084,38 \text{ N}$$

Berdasarkan gaya total atau gaya aksial yang diterima oleh *ballscrew linier guideway* sebesar 13084,38 N. Nilai tersebut kemudian digunakan sebagai acuan dalam pemilihan spesifikasi *ballscrew linear guideway*. Berdasarkan nilai dari gaya aksial maka dipilih *ballscrew linear guideway* model KK 6005 dengan nilai *basic dynamic load* sebesar 13230 N yang dapat dilihat pada Tabel 4.8

Tabel 4. 8 Spesifikasi Beban *Ballscrew Linier and Guideway*

Model No.		Ballscrew				Guideway																	
		Nominal Diameter (mm)	Lead (mm)	Basic Dynamic Load (N)	Basic Static Load (N)	Basic Dynamic Load Rating (N)	Basic Static Load Rating (N)	Static Rated Moment															
								Allowable Static Moment M_s (N-m) (pitching)				Allowable Static Moment M_y (N-m) (yawing)				Allowable Static Moment M_R (N-m) (rolling)							
								Block A	Block S	Block A	Block S	Block A1	Block A2	Block S1	Block S2	Block A1	Block A2	Block S1	Block S2	Block A1	Block A2	Block S1	Block S2
KK3001	Precision	6	1	647	1088	2210	-	3510	-	14	73	-	-	14	73	-	-	41	82	-	-		
	Normal			618	1079																		
KK4001	Precision	8	1	735	1538	3920	-	6448	-	33	182	-	-	33	182	-	-	81	162	-	-		
	Normal			676	1284																		
KK5002	Precision	8	2	2136	3489	8007	-	12916	-	116	545	-	-	116	545	-	-	222	444	-	-		
	Normal			1813	2910																		
KK6005	Precision	12	5	3744	6243	13230	7173	21462	11574	152	760	72	367	152	760	72	367	419	838	241	482		
	Normal			3377	5623																		

Sumber: HIWIN, n.d

Nilai *basic dynamic load* menunjukkan kemampuan *ballscrew linier guideway* dalam menerima beban dinamis selama proses operasi. Pada analisis ini beban dinamis dibandingkan dengan gaya aksial pada kondisi langkah maju dan mundur untuk mengetahui tingkat keamanan komponen terhadap beban kerja *swing arm*, hasil perbandingan dapat dilihat pada Tabel 4.9

Tabel 4. 9 Hasil Perbandingan Gaya *Ballscrew* dengan Beban *Swing Arm*

Kondisi	Gaya Dorong Komponen (N)	Kebutuhan Gaya Dorong (N)	Selisih Gaya Dorong (N)
Langkah Maju	13230	13084,38	145,62
Langkah Mundur	13230	13084,38	145,62

5. Analisa Gaya Dorong

Berdasarkan hasil analisa gaya dorong, penilaian dilakukan berdasarkan tingkat kemampuan gaya dorong mesin. Semakin banyak selisih gaya dorong maka semakin mampu menahan beban dan semakin baik skornya. Analisa gaya dorong ditentukan melalui *rate* kemampuan gaya dorong yang dapat dilihat pada Tabel 4.11 berikut.

Tabel 4. 10 *Rate* Nilai Kemampuan Gaya Dorong

Skor	Keterangan Tingkat Kemampuan Gaya Dorong
1	Sangat Tidak mampu
2	Tidak mampu
3	Cukup mampu
4	Mampu
5	Sangat Mampu

Berdasarkan *rate* kemampuan gaya dorong, hasil analisa dapat dilihat pada Tabel 4.11

Tabel 4. 11 Hasil Analisa Gaya Dorong

Konsep Desain	Gaya Dorong Komponen Maju (N)	Kebutuhan Gaya Dorong (N)	Selisih Gaya Dorong Langkah Maju (N)	Skor	Gaya Dorong Komponen Mundur (N)	Kebutuhan Gaya Dorong	Selisih Gaya Dorong Langkah Mundur (N)	Skor
Produk Existing	3829,2	3829,2	0	1	3829,2	3829,2	0	1

Konsep Desain 1	5381,7	4175,44	1206,26	5	5379,7	4175,44	1204,26	5
Konsep Desain 2	5381,7	4988,2	393,5	4	5379,7	4988,2	391,5	4
Konsep Desain 3	13230	13084,38	145,62	3	13230	13084,38	145,62	3

Berdasarkan Tabel 4.12. Nilai total skor setiap konsep desain dapat dilihat pada Tabel 4.12

Tabel 4. 12 Skor Gaya Dorong Setiap Konsep Desain

Deskripsi	Estimasi Gaya Dorong			
	Konsep desain 1	Konsep desain 2	Konsep desain 3	Produk Existing
Total Skor	10	8	6	2

4.4.2 Operasional

Kriteria seleksi dari aspek operasional menjadi pertimbangan dalam penilaian kriteria seleksi dengan memperimbangkan kemudahan operator dalam mengoperasikan mesin poles. Berikut merupakan uraian dari masing- masing konsep desain berdasarkan aspek operasionalnya

1. Produk Existing

Langkah-langkah pengoperasian mesin poles vertikal untuk memoles *shell* yaitu sebagai berikut:

- Memasang *shell* pada meja putar.
- Menghidupkan mesin
- Menurunkan *swing arm*.
- Memasang *shaft* sesuai ketinggian *shell*.
- Memasang mata poles.
- Mengatur posisi *swing arm* sesuai dengan kebutuhan pemolesan.
- Mengencangkan tali tambang sebagai penahan gerak *swing arm*.
- Menaikan mesin poles.
- Menambahkan beban bandul pada *swing arm*.
- Memutar mata poles untuk memulai proses pemolesan
- Menurunkan *swing arm* untuk memulai proses pemolesan.
- Mematikan mesin poles.
- Menaikkan mesin poles.

2. Operasional Konsep Desain 1

Langkah-langkah pengoperasian mesin poles vertikal untuk memoles *shell* yaitu sebagai berikut:

- a. Memasang *shell* pada meja putar.
- b. Menghidupkan mesin poles
- c. Menurunkan *swing arm*.
- d. Memasang *shaft* sesuai ketinggian *shell*.
- e. Memasang mata poles.
- f. Mengatur posisi *swing arm* sesuai dengan kebutuhan pemolesan.
- g. Menaikkan *swing arm*.
- h. Menambahkan beban bandul pada *swing arm*.
- i. Memutar mata poles untuk memulai proses pemolesan
- j. Menurunkan *swing arm* untuk proses pemolesan. Setelah proses selesai mesin akan mati otomatis.
- k. Menaikkan *swing arm*

3. Operasional Konsep Desain 2

Langkah-langkah pengoperasian mesin poles vertikal untuk memoles *shell* yaitu sebagai berikut:

- a. Memasang *shell* pada meja putar.
- b. Menghidupkan mesin poles
- c. Menurunkan *swing arm*.
- d. Memasang *shaft* sesuai ketinggian *shell*.
- e. Memasang mata poles.
- f. Mengatur posisi *swing arm* sesuai dengan kebutuhan pemolesan.
- g. Menaikkan *swing arm*.
- h. Memutar mata poles untuk memulai proses pemolesan.
Menurunkan *swing arm* untuk proses pemolesan. Setelah proses
- i. selesai, *swing arm* akan naik otomatis ke posisi atas karena terdeteksi *limit switch*.

4. Operasional Konsep Desain 3

Langkah-langkah pengoperasian mesin poles vertikal untuk memoles *shell* yaitu sebagai berikut:

- a. Memasang shell pada meja putar.
- b. Menghidupkan mesin poles
- c. Menurunkan *swing arm*.
- d. Memasang *shaft* sesuai ketinggian *shell*.
- e. Memasang mata poles.
- f. Mengatur posisi *swindg arm* sesuai dengan kebutuhan pemolesan.
- g. Menaikan mesin poles.
- h. Memutar mata poles untuk memulai proses pemolesan.
- i. Menurunkan *swing arm* untuk proses pemolesan. Setelah proses selesai, mesin mati otomatis.
- j. Menaikkan *swing arm*.

5. Analisa Operasional Konsep Desain

Berdasarkan hasil analisa operasional pada mesin poles vertikal untuk proses pemolesan *shell*. Penilaian aspek operasional dilakukan dengan menghitung jumlah langkah operasional pada masing-masing konsep desain. Semakin sedikit jumlah langkah operasional mesin, maka akan semakin mudah operator untuk mengoperasikan mesin. Hasil penilaian aspek operasional dapat dilihat pada Tabel 4.13

Tabel 4. 13 Hasil Analisa Operasional

Kriteria	Estimasi Operasional			
	Konsep desain 1	Konsep desain 2	Konsep desain 3	Produk Existing
Jumlah Operasional	11	9	10	13
Skor	4	5	4	3

4.4.3 Perawatan

Perawatan merupakan bagian yang penting untuk menjaga mesin memiliki performa yang baik ketika mesin beroperasi, dengan adanya perawatan membuat umur pakai mesin lebih panjang. Penilaian perawatan berdasarkan tingkat kemudahan perawatan pada komponen mesin poles vertikal. Semakin sedikit komponen yang memerlukan perawatan maka akan semakin mudah perawatannya. Berikut

merupakan uraian komponen yang memerlukan perawatan pada setiap konsep.

1. Perawatan pada Produk Existing

Pada produk *existing* yang memerlukan perawatan rutin adalah sebagai berikut:

- a. Penggantian *pillow block* pada *shaft swing arm* dan pada mekanisme *lifting*.
- b. Penggantian *flange bearing* pada mekanisme *lifting*.
- c. Penggantian *wire rope* pada mekanisme *lifting* dan bandul.
- d. Penggantian *V-belt* pada *swing arm* yang menghubungkan *pulley* pada motor penggerak dan *pulley* pada *shaft poles*.
- e. Penggantian tali tambang sebagai penahan *swing arm*.
- f. Pelumasan motor pada *swing arm* dan pada mekanisme *lifting*.
- g. Pelumasan *reducer* pada mekanisme *lifting*.

2. Perawatan pada Konsep Desain 1

Pada konsep desain 1 yang memerlukan perawatan rutin adalah sebagai berikut:

- a. Penggantian *pillow block* pada *shaft swing arm* dan pada mekanisme *lifting*.
- b. Penggantian *flange bearing* pada mekanisme *lifting*.
- c. Penggantian *wire rope* pada mekanisme *lifting* dan bandul.
- d. Penggantian *V-belt* pada *swing arm* yang menghubungkan *pulley* pada motor penggerak dan *pulley* pada *shaft poles*.
- e. Pelumasan motor pada *swing arm* dan pada mekanisme *lifting*.
- f. Pelumasan *reducer* pada mekanisme *lifting*.
- g. Pemeriksaan berkala *safety break*, dan penggantian *safety break* ketika mengalami kerusakan.
- h. Pemeriksaan komponen *limit switch*, dan penggantian *limit switch* yang mengalami penurunan fungsi.
- i. Pemeriksaan dan pembersihan berkala pada sistem pneumatik, dan penggantian komponen pneumatik ketika mengalami gagal fungsi.

3. Perawatan pada Konsep Desain 2

Pada konsep desain 2 yang memerlukan perawatan rutin adalah sebagai berikut:

- a. Penggantian *pillow block* pada *shaft swing arm* dan pada mekanisme *lifting*.
- b. Penggantian *flange bearing* pada mekanisme *lifting*.
- c. Penggantian *wire rope* pada mekanisme *lifting*.
- d. Penggantian *V-belt* pada *swing arm* yang menghubungkan *pulley* pada motor penggerak dan *pulley* pada *shaft poles*.
- e. Pelumasan motor pada *swing arm* dan pada mekanisme *lifting*.
- f. Pelumasan *reducer* pada mekanisme *lifting*.
- g. Pemeriksaan berkala *safety break*, dan penggantian *safety break* ketika mengalami kerusakan.
- h. Pemeriksaan komponen *limit switch*, dan penggantian *limit switch* yang mengalami penurunan fungsi.
- i. Pemeriksaan dan pembersihan berkala pada sistem pneumatik, dan penggantian komponen pneumatik ketika mengalami gagal fungsi.
- j. Pemeriksaan komponen *spring*, dan penggantian *spring* ketika mengalami kerusakan.

4. Perawatan pada Konsep Desain 3

Pada konsep desain 3 yang memerlukan perawatan rutin adalah sebagai berikut:

- a. Penggantian *pillow block* pada *shaft swing arm* dan pada mekanisme *lifting*.
- b. Penggantian *flange bearing* pada mekanisme *lifting*.
- c. Penggantian *wire rope* pada mekanisme *lifting*.
- d. Penggantian *V-belt* pada *swing arm* yang menghubungkan *pulley* pada motor penggerak dan *pulley* pada *shaft poles*.
- e. Pelumasan motor pada *swing arm* dan pada mekanisme *lifting*.
- f. Pelumasan *reducer* pada mekanisme *lifting*.

- g. Pemeriksaan berkala *safety break*, dan penggantian *safety break* ketika mengalami kerusakan.
- h. Pemeriksaan komponen *limit switch*, dan penggantian *limit switch* yang mengalami penurunan fungsi.
- i. Pemeriksaan dan pembersihan komponen *ball screw linier guideway*, serta pelumasan *screw*.

5. Analisa Perawatan Konsep Desain

Penilaian yang dilakukan dalam proses perawatan adalah berdasarkan tingkat kemudahan dalam proses perawatan dengan kalkulasi jumlah komponen yang memerlukan proses manufaktur.

a. Analisa perawatan konsep desain 1

Rincian jumlah komponen yang memerlukan perawatan pada konsep desain 1 dapat dilihat pada Tabel 4.14

Tabel 4. 14 Hasil Analisa Perawatan Konsep Desain 1

No	Jenis Perawatan	Jumlah Perawatan
1	Penggantian <i>pillow block</i> pada <i>shaft swing arm</i> dan pada mekanisme <i>lifting</i> .	2
2	Penggantian <i>flange bearing</i> pada mekanisme <i>lifting</i> .	8
3	Penggantian <i>wire rope</i> pada mekanisme <i>lifting</i> dan bandul.	2
4	Penggantian <i>V-belt</i> pada <i>swing arm</i> yang menghubungkan <i>pulley</i> pada motor penggerak dan <i>pulley</i> pada <i>shaft poles</i> .	2
5	Pelumasan motor pada <i>swing arm</i> dan pada mekanisme <i>lifting</i> .	2
6	Pelumasan <i>reducer</i> pada mekanisme <i>lifting</i>	2
7	Pemeriksaan berkala <i>safety break</i> , dan penggantian <i>safety break</i> ketika mengalami kerusakan	2
8	Pemeriksaan komponen limit switch , dan penggantian <i>limit switch</i> yang mengalami penurunan fungsi	1
9	Pemeriksaan dan pembersihan berkala pada sistem pneumatik, dan penggantian komponen pneumatik ketika mengalami gagal fungsi	1
Total komponen		22

b. Analisa perawatan konsep desain 2

Rincian jumlah komponen yang memerlukan perawatan pada konsep desain 2 dapat dilihat pada tabel 4 .15

Tabel 4. 15 Hasil Analisa Perawatan Konsep Desain 2

No	Jenis Perawatan	Jumlah Perawatan
1	Penggantian <i>pillow block</i> pada <i>shaft swing arm</i> dan pada mekanisme <i>lifting</i> .	2
2	Penggantian <i>flange bearing</i> pada mekanisme <i>lifting</i> .	8
3	Penggantian <i>wire rope</i> pada mekanisme <i>lifting</i> dan bandul.	2
4	Penggantian <i>V-belt</i> pada <i>swing arm</i> yang menghubungkan <i>pulley</i> pada motor penggerak dan <i>pulley</i> pada <i>shaft poles</i> .	2
5	Pelumasan motor pada <i>swing arm</i> dan pada mekanisme <i>lifting</i> .	2
6	Pelumasan reducer pada mekanisme <i>lifting</i>	2
7	Pemeriksaan berkala <i>safety break</i> , dan penggantian <i>safety break</i> ketika mengalami kerusakan	2
8	Pemeriksaan komponen <i>limit switch</i> , dan penggantian <i>limit switch</i> yang mengalami penurunan fungsi	2
9	Pemeriksaan dan pembersihan berkala pada sistem pneumatik, dan penggantian komponen pneumatik ketika mengalami gagal fungsi	1
10	Pemeriksaan komponen <i>spring</i> , dan penggantian <i>spring</i> ketika mengalami kerusakan.	1
Total komponen		24

c. Analisa perawatan konsep desain 3

Rincian jumlah komponen yang memerlukan perawatan pada konsep desain 3 dapat dilihat pada tabel 4.16

Tabel 4. 16 Hasil Analisa Perawatan Konsep Desain 3

No	Jenis Perawatan	Jumlah Perawatan
1	Penggantian <i>pillow block</i> pada <i>shaft swing arm</i> dan pada mekanisme <i>lifting</i> .	2
2	Penggantian <i>flange bearing</i> pada mekanisme <i>lifting</i> .	8
3	Penggantian <i>wire rope</i> pada mekanisme <i>lifting</i> dan bandul.	2
4	Penggantian <i>V-belt</i> pada <i>swing arm</i> yang menghubungkan <i>pulley</i> pada motor penggerak dan <i>pulley</i> pada <i>shaft poles</i> .	2
5	Pelumasan motor pada <i>swing arm</i> dan pada mekanisme <i>lifting</i> .	1
6	Pelumasan reducer pada mekanisme <i>lifting</i>	2
7	Pemeriksaan berkala <i>safety break</i> , dan penggantian <i>safety break</i> ketika mengalami kerusakan	2

No	Jenis Perawatan	Jumlah Perawatan
8	Pemeriksaan komponen <i>limit switch</i> , dan penggantian <i>limit switch</i> yang mengalami penurunan fungsi	1
9	Pemeriksaan dan pembersihan komponen <i>ball screw linear guideway</i> , serta pelumasan <i>screw</i> .	1
Total komponen		21

d. Analisa perawatan produk *existing*

Rincian jumlah komponen yang memerlukan perawatan pada produk *existing* dapat dilihat pada Tabel 4.17

Tabel 4. 17 Hasil Analisa Perawatan Produk *Existing*

No	Jenis Perawatan	Jumlah Perawatan
1	Penggantian <i>pillow block</i> pada <i>shaft swing arm</i> dan pada mekanisme <i>lifting</i> .	2
2	Penggantian <i>flange bearing</i> pada mekanisme <i>lifting</i> .	8
3	Penggantian <i>wire rope</i> pada mekanisme <i>lifting</i> dan bandul.	2
4	Penggantian <i>V-belt</i> pada <i>swing arm</i> yang menghubungkan <i>pulley</i> pada motor penggerak dan <i>pulley</i> pada <i>shaft poles</i> .	2
5	Penggantian tali tambang sebagai penahan <i>swing arm</i> .	1
6	Pelumasan motor pada <i>swing arm</i> dan pada mekanisme <i>lifting</i> .	2
7	Pelumasan <i>reducer</i> pada mekanisme <i>lifting</i>	2
Total komponen		19

Berdasarkan hasil analisa perawatan, penilaian dilakukan berdasarkan tingkat kemudahan dalam proses perawatan. Tingkat kemudahan perawatan ditentukan melalui jumlah *part* yang memerlukan proses perawatan. Semakin sedikit komponen yang memerlukan perawatan, maka semakin tinggi skor. Hasil analisa pada aspek perawatan dapat dilihat pada Tabel 4.18

Tabel 4. 18 Skor Analisa Perawatan Setiap Konsep Desain

Kriteria	Estimasi Petawatan			
	Konsep desain 1	Konsep desain 2	Konsep desain 3	Produk <i>Existing</i>
Jumlah banyaknya perawatan	22	24	21	19
Skor	2	1	2	3

4.4.4 Proses Manufaktur

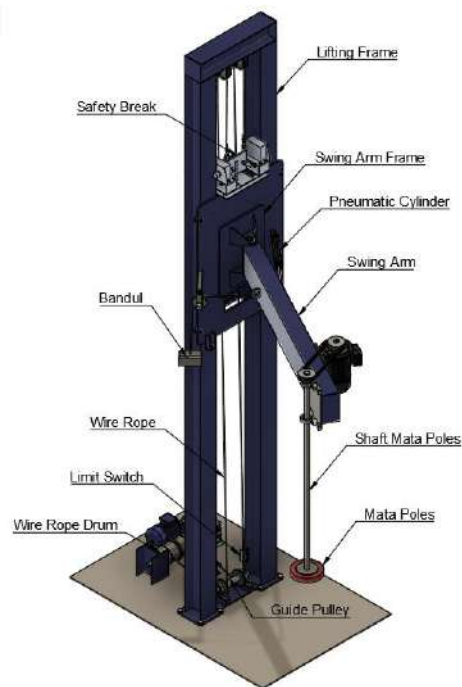
Pada analisa proses manufaktur ini mengacu pada jumlah *part* yang memerlukan proses manufaktur. Mengingat banyaknya kriteria yang harus dipertimbangkan, maka analisa menggunakan pendekatan *simple additive weighting* (SAW). Penggunaan pendekatan ini bertujuan untuk mengetahui ranking pada setiap alternatif berdasarkan preferensi bobot yang ditentukan pada setiap kriteria. Berikut merupakan uraian proses manufaktur pada setiap konsep desain.

1. Proses Manufaktur Konsep Desain 1

Pada proses manufaktur pada konsep desain 1 menggunakan mesin perkakas dan mesin yang akan digunakan antara lain:

- a. Mesin laser
- b. Mesin potong gergaji
- c. Mesin las
- d. Mesin *bending*
- e. Mesin bubut
- f. Mesin *drilling*

Komponen yang memerlukan proses manufaktur dapat dilihat pada Gambar 4.5



Gambar 4. 5 Bagian *Assembly* Konsep Desain 1

• **Frame Lifting**

Proses manufaktur *frame lifting* diawali dengan tahap pemotongan material menggunakan mesin gerinda. Komponen yang dipotong meliputi profil H (rangka utama) dan pemotongan material menggunakan mesin *laser cutting* adalah *part pulley plate*, *base plate frame lifting*. Setelah seluruh komponen selesai dipotong, proses dilanjutkan ke tahap perakitan dan pengelasan untuk *assembly frame lifting*.

• **Swing Arm**

Proses manufaktur pada swing arm diawali dengan tahap pemotongan gerinda pada part *shaft swing arm (round bar)* dan *Busing*, dan pemotongan menggunakan *laser cutting* pada *swing arm plate frame*, *base plate shaft*, *base plate motor*, *pad eye plate*. Selanjutnya tahap pengeboran pada *shaft swing arm* sebagai tempat *cotter pin* dan pengeboran pada *roundbar* untuk *bushing swing arm*. Proses manufaktur pada shaft mata poles diawali dengan tahap pemotongan menggunakan potong gerinda, kemudian shaft di machining menggunakan mesin

bubut. proses dilanjutkan ke tahap perakitan dan pengelasan untuk *assembly swing arm*.

• **Frame Swing Arm**

Proses manufaktur pada *frame swing arm* diawali dengan tahap pemotongan material menggunakan laser cutting pada *part base plate swing arm, joint plate, side plate, support side plate, support bottom plate, ring plate, wheel plate* serta pemotongan gerinda pada profil u untuk pegangan pulley. Pada bagian komponen *safety break* dilakukan pemotongan gerinda pada H beam dan *shaft stopper*, kemudian dilakukan pemotongan menggunakan laser cutting pada *base plate safety break, joint plate* pada rangka *safety break*, dan *stopper plate, stopper joint plate, pad eye plate*. Pengeboran pada *base plate safety break* dan proses dilanjutkan ke tahap perakitan dan pengelasan untuk *assembly frame swing arm*.

• **Limit Switch**

Proses manufaktur pada limit switch diawali dengan tahap pemotongan material menggunakan laser cutting pada part plat penjepit, base plate pada penjepit, dan pemotongan gerinda untuk shaft yang digunakan sebagai *handle*. Proses dilanjutkan ke tahap perakitan dan pengelasan untuk *assembly limit switch*.

• **Drum Tali Baja**

Proses manufaktur pada drum diawali dengan tahap pemotongan material menggunakan mesin gerinda pada *part shaft*, pipa dan pemotongan material menggunakan laser cutting pada *part side plate drum*. Sedangkan pada *part bearing housing support* pemotongan material menggunakan mesin gergaji. Proses dilanjutkan ke tahap perakitan dan pengelasan untuk *assembly drum tali baja*. Kemudian pada dudukan motor diawali dengan tahap pemotongan material menggunakan laser cutting, kemudian di *bending*. Proses dilanjutkan ke tahap perakitan dan pengelasan dudukan motor penggerak.

- **Guide Pulley**

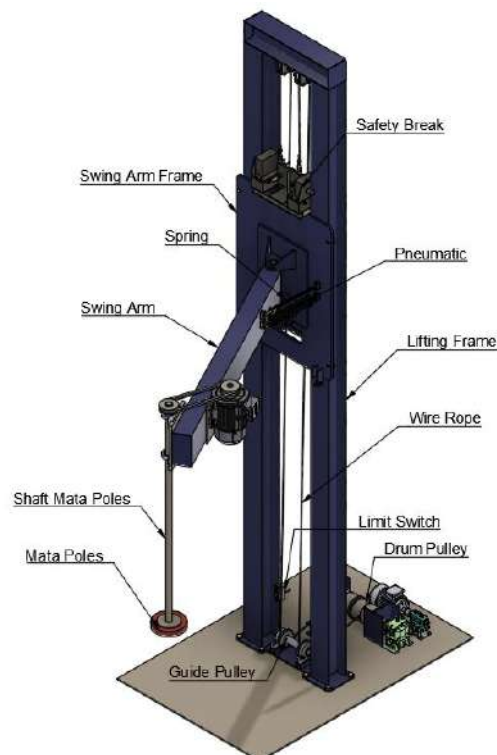
Proses manufaktur pada *first guide pulley* diawali dengan tahap pemotongan material menggunakan mesin gerinda pada *part shaft* kemudian dirakit dan dilas dengan *pulley*. Sedangkan *second guide pulley* diawali dengan tahap pemotongan material menggunakan mesin gerinda pada *part shaft* dan profil H, kemudian proses dilanjutkan ke tahap perakitan dan pengelasan untuk *assembly Guide* tali baja.

2. Proses Manufaktur Konsep Desain 2

Pada proses manufaktur pada konsep desain 1 menggunakan mesin perkakas dan mesin yang akan digunakan antara lain:

- a. Mesin laser
- b. Mesin potong gergaji
- c. Mesin las
- d. Mesin *bending*
- e. Mesin bubut
- f. Mesin *drilling*

Komponen yang memerlukan proses manufaktur dapat dilihat pada Gambar 4.6



Gambar 4. 6 Bagian *Assembly* Konsep Desain 2

• Lifting Frame

Proses manufaktur *lifting frame* diawali dengan tahap pemotongan material menggunakan mesin gerinda. Komponen yang dipotong meliputi profil H (rangka utama), *base plate frame*, dan *plate pulley*, *base plate pulley*, profil u (tempat bearing). Setelah seluruh komponen selesai dipotong, proses dilanjutkan ke tahap perakitan dan pengelasan untuk *assembly frame lifting*.

• Swing Arm

Proses manufaktur pada *swing arm* diawali dengan tahap pemotongan gerinda pada *part shaft swing arm (round bar)*, dan pemotongan menggunakan *laser cutting* pada *swing arm plate frame*, *base plate shaft*, *base plate motor*. Selanjutnya tahap pengeboran pada *shaft swing arm* sebagai tempat *cotter pin*. Pengeboran pada *swing arm plate frame* sebagai tempat *bracket spring* dan pneumatik, *base plate shaft*, *base plate motor*. Langkah terakhir memerlukan pengelasan untuk proses *assembly swing arm*.

- **Shaft Mata Poles**

Proses manufaktur pada *shaft* mata poles diawali dengan tahap pemotongan menggunakan potong gerinda, kemudian *shaft* di *machining* menggunakan mesin bubut.

- **Frame Swing Arm**

Proses manufaktur pada *frame swing arm* diawali dengan tahap pemotongan material menggunakan *laser cutting* pada *part base plate swing arm, joint plate, side plate, bottom plate, support side plate, support bottom plate, wheel plate*. Pada bagian komponen *safety break* dilakukan pemotongan gerinda pada profil H dan *shaft stopper*, kemudian dilakukan pemotongan menggunakan *laser cutting* pada *base plate safety break, joint plate* pada rangka *safety break*, dan *stopper plate, stopper joint plate, pad eye plate*. Pengeboran pada *base plate safety break* dan proses dilanjutkan ke tahap perakitan dan pengelasan untuk *assembly frame swing arm*.

- **Spring Lever Arm**

Proses manufaktur pada *Spring lever arm spring* diawali dengan tahap pemotongan material menggunakan *laser cutting*, kemudian dilanjutkan ke tahap perakitan *spring*.

- **Limit Switch**

Proses manufaktur pada *limit switch* diawali dengan tahap pemotongan material menggunakan *laser cutting* pada *part* plat penjepit, *base plate* pada penjepit, dan pemotongan gerenda untuk *shaft* yang digunakan sebagai *handle*. Proses dilanjutkan ke tahap perakitan dan pengelasan untuk *assembly limit switch*.

- **Drum Tali Baja**

Proses manufaktur pada *limit switch* diawali dengan tahap pemotongan material menggunakan mesin gerinda pada *part shaft*, pipa dan pemotongan material menggunakan *laser cutting* pada *part side plate drum*. Proses dilanjutkan ke tahap perakitan dan pengelasan untuk *assembly drum tali baja*.

• Guide Pulley

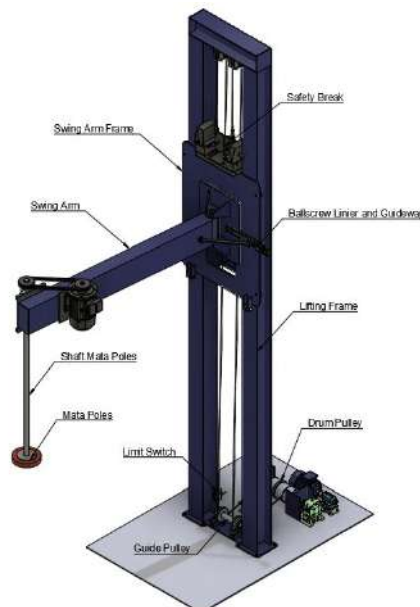
Proses manufaktur pada *first guide pulley* diawali dengan tahap pemotongan material menggunakan mesin gerinda pada *part shaft* kemudian dirakit dan dilas dengan *pulley*. Sedangkan *second guide pulley* diawali dengan tahap pemotongan material menggunakan mesin gerinda pada *part shaft* dan profil H, kemudian proses dilanjutkan ke tahap perakitan dan pengelasan untuk *assembly guide* tali baja.

3. Proses Manufaktur Konsep Desain 3

Pada proses manufaktur pada konsep desain 1 menggunakan mesin perkakas dan mesin yang akan digunakan antara lain:

- a. Mesin laser
- b. Mesin potong gergaji
- c. Mesin las
- d. Mesin *bending*
- e. Mesin bubut
- f. Mesin *drilling*

Komponen yang memerlukan proses manufaktur dapat dilihat pada Gambar 4.7



Gambar 4. 7 Bagian *Assembly* Konsep Desain 3

- **Frame Lifting**

Proses manufaktur *frame lifting* diawali dengan tahap pemotongan material menggunakan mesin gerinda. Komponen yang dipotong meliputi profil H (rangka utama), *base plate frame*, *plate pulley*, *base plate pulley*, dan profil u (tempat bearing). Setelah seluruh komponen selesai dipotong, proses dilanjutkan ke tahap perakitan dan pengelasan untuk *assembly frame lifting*.

- **Swing Arm**

Proses manufaktur pada *swing arm* diawali dengan tahap pemotongan gerinda pada *part shaft swing arm (round bar)*, dan pemotongan menggunakan *laser cutting* pada *swing arm plate frame*, *base plate shaft*, *base plate motor*. Selanjutnya tahap pengeboran pada *shaft swing arm* sebagai tempat *cotter pin*. Pengeboran pada *base plate shaft*, *base plate motor*. Langkah terakhir memerlukan pengelasan untuk proses *assembly swing arm*.

- **Shaft Mata Poles**

Proses manufaktur pada *shaft* mata poles diawali dengan tahap pemotongan menggunakan potong gerinda, kemudian *shaft* di *machining* menggunakan mesin bubut.

- **Frame Swing Arm**

Proses manufaktur pada *frame swing arm* diawali dengan tahap pemotongan material menggunakan *laser cutting* pada *part base plate swing arm*, *joint plate*, *side plate*, *bottom plate*, *support side plate*, *support bottom plate*, *wheel plate*, dan *base plate ballscrew linier guideway*. Pada bagian komponen *safety break* dilakukan pemotongan gerinda pada profil H dan *shaft stopper*, kemudian dilakukan pemotongan material menggunakan *laser cutting* pada *base plate safety break*, *joint plate* pada rangka *safety break*, dan *stopper plate*, *stopper joint plate*, *pad eye plate*. Pengeboran pada *base plate swing arm*, *base plate ballscrew linear guideway* dan *base plate safety break*. Proses dilanjutkan ke tahap perakitan dan pengelasan untuk *assembly frame swing arm*.

- **Spring Lever Arm**

Proses manufaktur pada *Spring lever arm spring* diawali dengan tahap pemotongan material menggunakan *laser cutting*,

- **Limit Switch**

Proses manufaktur pada *limit switch* diawali dengan tahap pemotongan material menggunakan *laser cutting* pada *part* plat penjepit, *base plate* pada penjepit, dan pemotongan gerenda untuk *shaft* yang digunakan sebagai *handle*. Proses dilanjutkan ke tahap perakitan dan pengelasan untuk *assembly limit switch*.

- **Drum Tali Baja**

Proses manufaktur pada *limit switch* diawali dengan tahap pemotongan material menggunakan mesin gerinda pada *part shaft*, pipa dan pemotongan material menggunakan *laser cutting* pada *part side plate* drum. Proses dilanjutkan ke tahap perakitan dan pengelasan untuk *assembly* drum tali baja.

- **Guide Pulley**

Proses manufaktur pada *first guide pulley* diawali dengan tahap pemotongan material menggunakan mesin gerinda pada *part shaft* kemudian dirakit dan dilas dengan *pulley*. Sedangkan *second guide pulley* diawali dengan tahap pemotongan material menggunakan mesin gerinda pada *part shaft* dan profil H, kemudian proses dilanjutkan ke tahap perakitan dan pengelasan untuk *assembly Guide* tali baja.

4. **Analisa Proses Manufaktur**

Pada analisa proses manufaktur menggunakan pendekatan pendekatan *simple additive weighting* (SAW) untuk menentukan ranking pada setiap alternatif berdasarkan preferensi bobot masing-masing kriteria.

1. **Tahap Analisa**

Pada tahap ini melakukan analisa dari proses manufaktur setiap konsep desain dengan melakukan identifikasi kriteria dan

bobot kriteria. Tabel 4.19 yang akan digunakan dalam pemilihan.

Tabel 4. 19 Kriteria Pemilihan Proses Manufaktur

Kode Kriteria	Nama Kriteria	Bobot	Jenis Kriteria
C1	<i>Laser Cutting</i>	13%	<i>Cost</i>
C2	Potong Gergaji	12%	<i>Cost</i>
C3	Pengelasan	22%	<i>Cost</i>
C4	<i>Bending</i>	16%	<i>Cost</i>
C5	<i>Drilling</i>	16%	<i>Cost</i>
C6	Bubut	21%	<i>Cost</i>

Berdasarkan hasil pembobotan yang didapatkan melalui proses penyebaran kuesioner kepada responden yang memiliki kompetensi di bidang manufaktur. Pembobotan pada setiap kriteria proses manufaktur ditentukan berdasarkan kesulitan pengerjaan, kebutuhan peralatan, waktu proses dan tingkat keahlian operator. Semakin tinggi skor yang diberikan, maka semakin tinggi pula tingkat kesulitan proses manufaktur tersebut.

Hasil penilaian menunjukkan bahwa proses pengelasan diberikan bobot tertinggi sebesar 22%. Hal ini menunjukkan bahwa pengelasan dinilai memerlukan keterampilan khusus, dan ketelitian yang tinggi untuk menjaga kualitas sambungan memenuhi standar dan terhindar dari cacat pengelasan, Selain itu waktu pengerjaan dan pemeriksaan hasil pengelasan juga relatif lebih lama.

Proses Bubut mendapat bobot sebesar 21%, dan menjadi proses dengan tingkat kesulitan kedua. Dalam proses ini membutuhkan keahlian khusus dan membutuhkan ketelitian dalam proses pengerjaan maupun menjaga agar produk memiliki dimensi, kekasaran permukaan dan kesentrisan benda kerja yang baik serta pengerjaan relatif lebih lama.

Proses *drilling* dan *bending* diberikan masing-masing mendapatkan bobot sebesar 16%. Kedua proses tersebut

memiliki tingkat kesulitan yang relatif sama karena memerlukan pengaturan/*setting* mesin, namun tingkat kompleksitasnya masih lebih rendah dibandingkan proses pengelasan dan pembubutan.

Proses laser *cutting* memperoleh bobot sebesar 13 %. Meskipun menggunakan mesin lebih canggih, proses tersebut relatif lebih mudah ketimbang proses lainnya karena pemotongan dan setting mesin sudah dapat di atur secara otomatis, sehingga keterlibatan operator lebih sedikit.

Sementara itu, potong gergaji memperoleh bobot paling rendah yaitu sebesar 12%. Hal ini menunjukkan bahwa proses tersebut memiliki tingkat kesulitan yang rendah. Proses potong gergaji umumnya memotong material mentah berdasarkan panjang yang dibutuhkan, sehingga tidak membutuhkan tingkat presisi yang tinggi.

Bobot hasil kuesioner ini selanjutnya digunakan sebagai bobot kriteria dalam metode *simple additive weighting* (SAW). Nilai alternatif didapatkan berdasarkan jumlah part pada setiap kriteria pada masing-masing proses manufaktur. Dengan demikian, proses penilaian tidak hanya mempertimbangkan banyaknya komponen yang diproduksi tetapi juga mempertimbangkan tingkat kesulitan dari setiap proses manufaktur, sehingga hasil pemilihan konsep sesuai dengan kondisi manufaktur yang sebenarnya.

2. Tahap Penilaian Alternatif

Pada tahap penilaian alternatif diambil dari rekapitulasi penilaian terhadap semua jenis alternatif. Penilaian diambil berdasarkan banyaknya jumlah part pada masing-masing alternatif. Penilaian alternatif dapat dilihat pada tabel 4.21

Tabel 4. 20 Hasil Penilaian Setiap Kriteria

Kode Kriteria	Kriteria	Jumlah <i>Part</i>			
		A1	A2	A3	A4
C1	Laser <i>Cutting</i>	44	46	44	34
C2	Potong Gergaji	16	16	15	14
C3	Pengelasan	58	60	57	45
C4	<i>Bending</i>	4	3	3	4
C5	<i>Drilling</i>	2	2	2	2
C6	Bubut	4	4	4	4
Total		128	131	125	103

Berdasarkan daftar penilaian, tahap selanjutnya adalah menentukan nilai maksimum dan minimum, dikarenakan dalam analisa ini adalah proses manufaktur sehingga semakin sedikit proses akan semakin baik, sehingga jenis kriteria menggunakan *cost*. Dalam menentukan kriteria jenis *cost* maka dicari nilai minimum dari masing-masing kriteria. Penentuan nilai minimum pada setiap kriteria dapat dilihat pada tabel 4.21

Tabel 4. 21 Penentuan Nilai Minimum

Kode Kriteria	Nama Konsep Desain	Kriteria					
		C1	C2	C3	C4	C5	C6
A1	Konsep Desain 1	44	16	58	4	1	5
A2	Konsep Desain 2	46	16	60	3	1	5
A3	Konsep Desain 3	44	15	57	3	1	5
A4	Produk <i>Existing</i>	34	14	45	4	1	5
Min		34	14	45	3	1	5

3. Tahap Normalisasi

Pada tahap ini nilai akan di normalisasi berdasarkan Tabel. Nilai normalisasi untuk kriteria jenis *cost* menggunakan Persamaan 2.51 di bawah ini.

$$r_{ij} = \frac{\min X_{ij}}{X_{ij}}$$

Dimana

X_{ij} : Nilai asli (*absolut*) alternatif ke- i pada kriteria ke- j

r_{ij} : Nilai ternormalisasi alternatif ke- i pada kriteria ke- j

$\min X_{ij}$: Nilai minimum dari nilai asli (*absolut*) alternatif ke-
i pada kriteria ke-*j*

Hasil rekapitulasi nilai normalisasi setiap konsep desain dapat dilihat pada tabel 4.22

Tabel 4. 22 Hasil Nilai Normalisasi

Konsep Desain	Jumlah <i>Part</i>	Normalisasi
Laser Cutting		
Konsep Desain 1	44	0.77
Konsep Desain 2	46	0.74
Konsep Desain 3	44	0.77
Produk Existing	34	1
Potong Gergaji		
Konsep Desain 1	16	0.88
Konsep Desain 2	16	0.88
Konsep Desain 3	15	0.93
Produk Existing	14	1
Pengelasan		
Konsep Desain 1	58	0.78
Konsep Desain 2	60	0.75
Konsep Desain 3	57	0.79
Produk Existing	45	1
Bending		
Konsep Desain 1	4	0.75
Konsep Desain 2	3	1
Konsep Desain 3	3	1
Produk Existing	4	0.75
Drilling		
Konsep Desain 1	1	1
Konsep Desain 2	1	1
Konsep Desain 3	1	1
Produk Existing	1	1
Bubut		
Konsep Desain 1	5	1
Konsep Desain 2	5	1
Konsep Desain 3	5	1
Produk Existing	5	1

4. Tahap Perhitungan Nilai Akhir

Pada tahapan ini, nilai akhir didapatkan dari perkalian antara matriks ternormalisasi dengan bobot *vector*. Hasil perhitungan nilai akhir akan memunculkan peringkat pada setiap alternatif.

Perhitungan nilai akhir menggunakan Persamaan 2.52. Adapun perhitungan nilai akhir sebagai berikut.

Nilai akhir pada alternatif-1 atau konsep desain 1 adalah sebagai berikut

$$\begin{aligned}
 V_1 &= (w_1 \times r_{1,1}) + (w_2 \times r_{1,2}) + (w_3 \times r_{1,3}) + (w_4 \times r_{1,4}) + (w_5 \times r_{1,5}) + (w_6 \times r_{1,6}) \\
 V_1 &= (0,13 \times 0,77) + (0,12 \times 0,88) + (0,22 \times 0,78) + (0,16 \times 0,75) + (0,16 \times 1) + (0,21 \times 1) \\
 V_1 &= 0,87
 \end{aligned}$$

Nilai akhir pada alternatif-2 atau konsep desain 2 adalah sebagai berikut

$$\begin{aligned}
 V_2 &= (w_1 \times r_{2,1}) + (w_2 \times r_{2,2}) + (w_3 \times r_{2,3}) + (w_4 \times r_{2,4}) + (w_5 \times r_{2,5}) + (w_6 \times r_{2,6}) \\
 V_2 &= (0,13 \times 0,74) + (0,12 \times 0,88) + (0,22 \times 0,75) + (0,16 \times 1) + (0,16 \times 1) + (0,21 \times 1) \\
 V_2 &= 0,9
 \end{aligned}$$

Nilai akhir pada alternatif-3 atau konsep desain 3 adalah sebagai berikut

$$\begin{aligned}
 V_3 &= (w_1 \times r_{3,1}) + (w_2 \times r_{3,2}) + (w_3 \times r_{3,3}) + (w_4 \times r_{3,4}) + (w_5 \times r_{3,5}) + (w_6 \times r_{3,6}) \\
 V_3 &= (0,13 \times 0,77) + (0,12 \times 0,93) + (0,22 \times 0,79) + (0,16 \times 1) + (0,16 \times 1) + (0,21 \times 1) \\
 V_3 &= 0,92
 \end{aligned}$$

Nilai akhir pada alternatif-4 atau produk *existing* adalah sebagai berikut

$$\begin{aligned}
 V_4 &= (w_1 \times r_{4,1}) + (w_2 \times r_{4,2}) + (w_3 \times r_{4,3}) + (w_4 \times r_{4,4}) + (w_5 \times r_{4,5}) + (w_6 \times r_{4,6}) \\
 V_4 &= (0,13 \times 1) + (0,12 \times 1) + (0,22 \times 1) + (0,16 \times 0,75) + (0,16 \times 1) + (0,21 \times 1) \\
 V_4 &= 0,96
 \end{aligned}$$

Setelah mengetahui hasil nilai akhir pada masing-masing perhitungan alternatif, tahap selanjutnya adalah menentukan perangkingan untuk masing-masing alternatif berdasarkan perhitungan nilai akhir. Hasil perangkingan dapat dilihat pada Tabel 4.23

Tabel 4. 23 Hasil Nilai Akhir dan Rangking Setiap Konsep Desain

Nama Konsep Desain	Nilai Proses Perkalian ($R_{ij} \times W_j$)	Peringkat	Skor
Konsep Desain 1	0.87	3	1
Konsep Desain 2	0.90	2	2
Konsep Desain 3	0.92	2	2
Produk Existing	0.96	1	3

Berdasarkan hasil perangkingan pemilihan konsep desain untuk proses manufaktur yang paling mudah adalah produk *existing* yang menempati rangking 1 dengan nilai akhir sebesar 0,96. Urutan rangking 2 yaitu konsep desain 2 dan konsep desain 3 karena memiliki nilai yang hampir sama yaitu 0,90 dan 0,92. Urutan rangking 3 yaitu konsep desain 1 dengan nilai akhir sebesar 0,87.

4.4.5 Penetapan Konsep Desain Terpilih

Pada proses pemilihan konsep desain terpilih menggunakan model matriks keputusan dengan penilaian konsep. Pada penelitian ini menggunakan 3 konsep desain sehingga tidak memerlukan proses penyaringan konsep. Setelah menguraikan masing-masing konsep desain yang disesuaikan dengan daftar kebutuhan, tahap selanjutnya adalah menentukan konsep desain terpilih dengan matriks penilaian. Dalam matriks penilaian memiliki bobot kriteria yang dapat dilihat pada Tabel 4.24

Tabel 4. 24 Keterangan Bobot Kriteria Seleksi

Kriteria seleksi	Bobot %	Keterangan
Stabilitas	30%	Stabilitas 30 % diberikan karena desain harus mampu memiliki gerakan pemolesan lebih stabil dan konsisten.
Operasional	40%	Porsi 40% diberikan karena kemudahan operasional menjadi prioritas utama untuk mendukung efektivitas kerja operator saat menjalankan mesin
Perawatan	15%	Porsi 15% diberikan karena desain diharapkan memiliki perawatan yang mudah.
Proses Manufaktur	15%	Porsi 15% diberikan karena desain diharapkan memiliki proses manufaktur yang mudah untuk efektifitas produksi.

Berdasarkan uraian penentuan bobot pada setiap kriteria seleksi maka dapat dilakukan pemilihan konsep untuk konsep desain terpilih dengan penilaian matriks, Pada penilaian matriks ini menggunakan *rate* matriks untuk menentukan setiap skor yang didapatkan pada setiap konsep desain. *Rate* matriks dan hasil matriks penilaian dapat dilihat pada Tabel 4.25

Tabel 4. 25 Rate Nilai Pemilihan Konsep

Nilai	Keterangan
1	Konsep baru jauh lebih buruk dari konsep <i>existing</i>
2	Konsep baru lebih buruk dari konsep <i>existing</i>
3	Konsep baru sama dengan konsep <i>existing</i>
4	Konsep baru lebih baik dari konsep <i>existing</i>
5	Konsep baru jauh lebih baik dari konsep <i>existing</i>

Hasil penilaian konsep setiap desain dapat dilihat pada Tabel 4.26

Tabel 4. 26 Matriks Penilaian Konsep

Matriks Penilaian Konsep									
Kriteria seleksi	Bobot	Konsep Produk							
		Konsep 1		Konsep 2		Konsep 3		Existing	
		Rate	Skor	Rate	Skor	Rate	Skor	Rate	Skor
Stabilitas	30%	5	1,5	5	1,5	4	1,2	3	0,9
Operasional	40%	4	1,6	5	2	4	1,6	3	1,2
Perawatan	15%	2	0,3	1	0,15	2	0,3	3	0,45
Proses Manufaktur	15%	1	0,15	2	0,3	2	0,3	3	0,45
Bobot Total	100%								
Nilai Absolut		12	3,55	13	3,95	12	3,4	12	3
Nilai Relative (%)		24,49	25,54	26,53	28,42	24,49	24,46	24,49	21,58

Berdasarkan tabel matriks penilaian konsep desain maka dapat disimpulkan bahwa konsep desain 2 menjadi konsep desain yang memiliki nilai paling tinggi dengan nilai relatif sebesar 28,42 % dan nilai *absolut* sebesar 3,95. Maka konsep desain yang terpilih berdasarkan perhitungan matriks penilaian adalah konsep desain 2.

4.5 Perhitungan Sistem Transmisi

Sistem transmisi pada mata poles menjadi salah satu komponen utama yang berpengaruh terhadap performa mesin karena berfungsi untuk mentransmisikan daya dan putaran dari penggerak menuju mata poles. Berikut merupakan perhitungan komponen-komponen pada sistem transmisi untuk menentukan kemampuan dan kelayakan desain

4.5.1 Daya Motor pada *Swing Arm*

Perhitungan Daya ditentukan berdasarkan total daya yang dibutuhkan oleh motor penggerak untuk menggerakkan poros pemolesan. Faktor-faktor yang mempengaruhi besarnya daya yang dibutuhkan motor penggerak untuk menggerakkan poros pemolesan yaitu: daya pemolesan, daya dari momen inersia komponen pemolesan, dan daya yang hilang akibat gesekan pada bearing.

a. Menghitung daya pemolesan (P_A)

Untuk menghitung daya pemolesan menggunakan pendekatan perhitungan *power grinding* menggunakan persamaan. Sebelum menghitung daya pemolesan maka diperlukan menghitung kecepatan benda kerja mesin poles. Diketahui bahwa diameter maksimum benda kerja (D) sebesar 4000 mm dan benda kerja memiliki kecepatan putar 2 rpm akibat putaran meja putar, sehingga perhitungan kecepatan benda kerja menggunakan Persamaan 2.13

$$v_w = \frac{\pi D_w n_w}{60}$$

$$v_w = \frac{\pi \times 4000 \times 2}{60}$$

$$v_w = 419,05 \text{ mm/s}$$

Selanjutnya menghitung luas penampang kontak pemotongan/pemolesan (A_c). Untuk mendapatkan hasil luas penampang ada data yang diperlukan yaitu kedalaman pemakanan (a_e) dan lebar kontak mata poles (b_w). Nilai a_e sebesar 0,015. Sedangkan nilai b_w diketahui berdasarkan spesifikasi mata poles adalah sebesar 50,8 mm atau 2 inch, sehingga perhitungan luas penampang kontak pemotongan/pemolesan (A_c) dapat dihitung dengan Persamaan 2.12

$$A_c = a_e \times b_w$$

$$A_c = 0,015 \times 25,4$$

$$A_c = 0,38 \text{ mm}^2$$

Setelah mengetahui hasil luas penampang kontak pemotongan/pemolesan dan kecepatan benda kerja, maka dapat diperhitungkan laju penghilangan volume material (Q_w) dengan Persamaan 2.11

$$Q_w = A_c \times v_w$$

$$Q_w = 0,38 \times 419,05$$

$$Q_w = 159,66 \text{ mm}^3/\text{s}$$

Selanjutnya adalah menghitung daya pemolesan yang membutuhkan data dari energi spesifik pemotongan sebesar 20 J/mm^3 . Konsumsi energi tersebut adalah energi yang benar-benar dibutuhkan untuk memotong material benda kerja menjadi serpihan kecil, sehingga daya pemolesan dapat dihitung dengan Persamaan 2.9

$$P_A = e_c \times Q_w$$

$$P_A = 20 \times 159,66$$

$$P_A = 3,19 \text{ kW}$$

b. Daya dari momen inersia komponen pemolesan

Pada komponen pemotong terdapat 3 komponen utama yang digerakkan oleh motor yaitu poros, mata poles, dan *pulley*. Ketiga komponen tersebut memiliki massa dan distribusi massa yang menghasilkan momen inersia ketika sistem mulai berputar. Oleh karena itu, sebelum melakukan perhitungan daya yang dibutuhkan berdasarkan

momen inersia komponen pemolesan, terlebih dahulu dilakukan perhitungan kecepatan sudut (ω) dengan Persamaan 2.3

$$\omega = \frac{2\pi \times n}{60}$$

$$\omega = \frac{2\pi \times 1000}{60}$$

$$\omega = 104,76 \text{ rad/s}$$

Setelah menghitung kecepatan sudut, selanjutnya menghitung percepatan sudut dengan Persamaan 2.4

$$\alpha = \frac{\omega_1 - \omega_0}{\Delta t}$$

$$\alpha = \frac{104,76 - 0}{2}$$

$$\alpha = 52,38 \text{ rad/s}^2$$

Selanjutnya untuk menghitung inersia dengan Persamaan 2.58

$$I = \frac{1}{2}m(R_2^2 + R_1^2)$$

$$I = \frac{1}{2}m(0,13^2 + 0,01^2)$$

$$I = 0,01 \text{ kg.m}^2$$

Maka, torsi dapat dihitung dengan Persamaan 2.5

$$T = I \times \alpha$$

$$T = 0,01 \times 52,38$$

$$T = 0,54 \text{ N.m}$$

Sehingga daya pada momen inersia komponen dapat dihitung dengan Persamaan 2.6

$$P_B = T \times \omega$$

$$P_B = 0,54 \times 104,76$$

$$P_B = 0.06 \text{ kW}$$

c. Daya yang hilang pada *bearing*

Untuk menentukan daya yang hilang pada *bearing*, maka diperlukan menghitung torsi akibat gesekan (τ_f) dengan Persamaan 2.7

$$\tau_f = F_r \times f \times d/2$$

$$\tau_f = 665,77 \times 0,0015 \times 50/2$$

$$\tau_f = 24,97 \text{ N. mm}$$

Daya yang hilang pada *bearing* dapat dihitung dengan Persamaan 2.8

$$P_C = 1,05E - 04 \times \tau_f \times n$$

$$P_C = 1,05E - 04 \times 24,97 \times 1000$$

$$P_C = 0,0026 \text{ kW}$$

Berdasarkan perhitungan daya dengan berbagai faktor-faktor yang mempengaruhi besarnya daya yang dibutuhkan motor penggerak untuk menggerakkan poros, maka daya total dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut.

$$P = P_A + P_B + P_C$$

$$P = 3,19 + 0,06 + 0,0026$$

$$P = 3,25 \text{ kW}$$

4.5.2 Poros

Perencanaan poros dilakukan untuk menentukan dimensi poros yang mampu mentransmisikan daya dan menahan beban kerja yang berasal dari proses pemolesan. Material yang digunakan pada poros adalah ASTM A36 dengan spesifikasi material sebagai berikut

Density : 7,85 g/cm³

Tensile Strength : 400-550 MPa

Yield Strength : 250 MPa

Modulus Elastisitas : 200 Gpa (200.000 MPa)

a. Menghitung Momen Puntir (T)

Berdasarkan perhitungan daya total yang dibutuhkan untuk memutar poros adalah 3,25 kW. Daya tersebut merupakan daya yang ditransmisikan ke putaran poros sehingga diperlukan pemeriksaan pada daya tersebut. Hal tersebut dilakukan untuk memberikan faktor keamanan ketika terjadi lonjakan beban dan mencegah kerusakan pada komponen ketika beroperasi. Dengan demikian daya rencana dapat dihitung dengan Persamaan 2.22

$$P_d = f_c \times P$$

Dimana:

$$P = 3,25 \text{ kW}$$

$f_c = 1,5$ (daya normal dan tidak ada beban kejut sesuai dengan Tabel 2.3)

Maka, daya rencana dapat dihitung dengan Persamaan 2.22

$$P_d = f_c \times P$$

$$P_d = 1,5 \times 3,25$$

$$P_d = 4,88 \text{ kW}$$

Diketahui bahwa daya rencana adalah 4,88 kW dan kecepatan putar poros adalah 1000 rpm. Berdasarkan data tersebut, momen puntir yang bekerja pada poros dapat dihitung menggunakan Persamaan 2.23

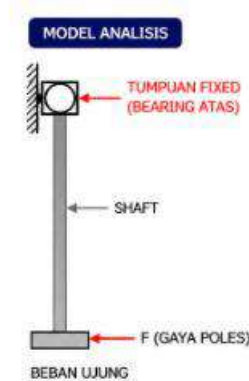
$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_1}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{4,88}{1000}$$

$$T = 4757,12 \text{ kg.mm}$$

b. Menghitung Momen Lentur (M)

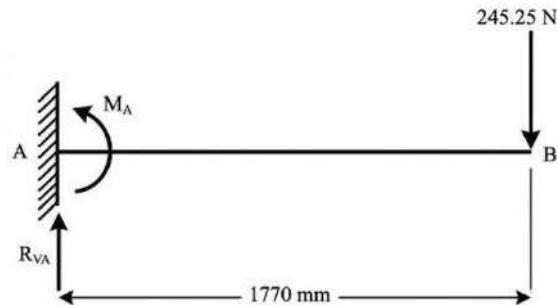
Sebelum menghitung momen lentur, harus diketahui terlebih dahulu beban-beban yang diterima oleh poros yang ditunjukkan pada Gambar 4.8



Gambar 4. 8 Analisis Beban Pada Poros

Berdasarkan Gambar 4.8, gaya pemolesan didapatkan dari beban pemolesan sebenarnya pada produk *existing* yaitu sebesar 245,25 N. Gaya pemolesan tersebut bekerja pada ujung poros dengan jarak dari titik tumpu ke ujung poros adalah 1770 mm. Nilai gaya tersebut kemudian digunakan sebagai beban terpusat pada analisis kekuatan

struktur dengan menyusun *free body diagram* (FBD) untuk menentukan reaksi tumpuan, gaya geser, momen lentur, tegangan lentur, serta defleksi poros. *Free body diagram* ditunjukkan pada Gambar 4.9



Gambar 4. 9 *Free Body Diagram*

Selanjutnya menghitung gaya reaksi yang terjadi di titik A dan B menggunakan persamaan Hukum Newton I yaitu $\Sigma F = 0$

$$\Sigma F = 0$$

$$R_{AV} - P = 0$$

$$R_{AV} = P$$

$$R_{AV} = 245,25 \text{ N}$$

Pada titik B tidak ada reaksi, sehingga untuk kontrol keseimbangan gaya vertikal ($\Sigma V = 0$) sebagai berikut.

$$\Sigma V = 0$$

$$\Sigma V = R_{AV} - P$$

$$\Sigma V = 245,25 - 245,25$$

$$\Sigma V = 0 \text{ (ok)}$$

Berdasarkan syarat keseimbangan momen di titik tumpuan jepit A ($\Sigma M_A = 0$), momen jepit harus mengimbangi momen yang dihasilkan oleh beban titik sepanjang lengan balok.

$$\Sigma M_A = 0$$

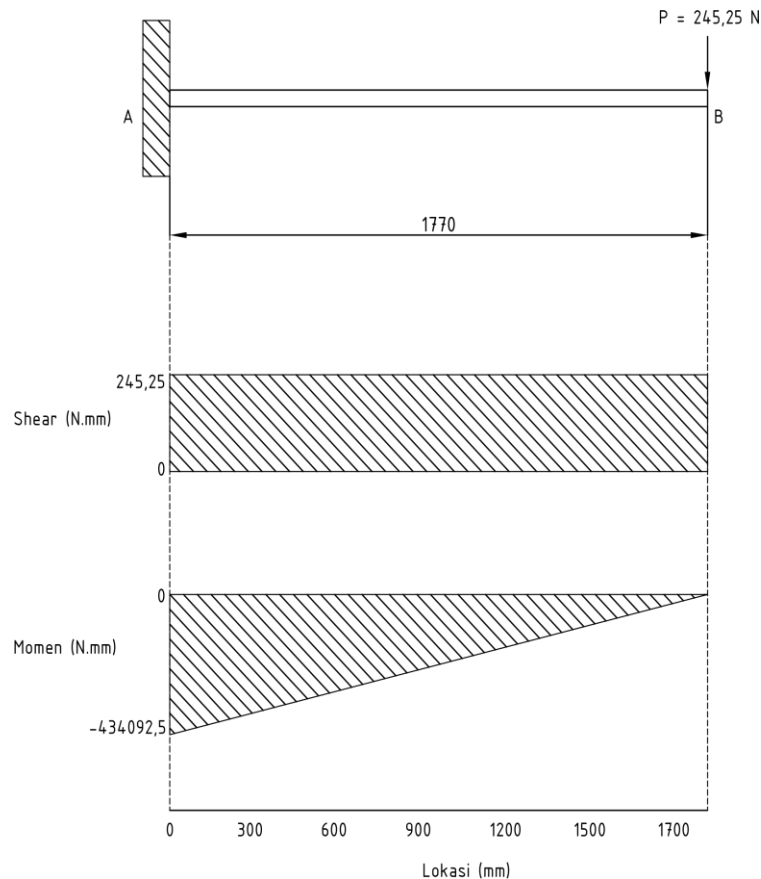
$$M_A - (P \times L) = 0$$

$$M_A = P \times L$$

$$M_A = 245,25 \times 1770$$

$$M_A = 434.092,5 \text{ N. mm}$$

Untuk memastikan perhitungan benar, maka hasil perhitungan momen lentur atau bending momen maksimum menggunakan optimum beam yang memberikan hasil *shear force diagram* dan *bending moment diagram* seperti ditunjukkan pada Gambar 4.10



Gambar 4. 10 *Shear and Moment Diagram*

Berdasarkan hasil pada Gambar. Menunjukkan bahwa momen maksimum terjadi pada bagian tumpuan jepit, dengan nilai bending sebesar $434.092,5 \text{ N.mm}$, dan hasil tersebut sesuai dengan perhitungan secara teori yang memiliki hasil sebesar $434.092,5 \text{ N.mm}$.

c. Menghitung Tegangan Geser yang Diijinkan (τ_a)

Perhitungan tegangan geser pada poros dilakukan untuk mengetahui kemampuan poros ketika menahan momen puntir (T) yang diterima selama mentransmisikan daya. Faktor keamanan yang ditentukan berdasarkan jenis material (Sf_1), nilai dipilih sebesar 6 karena tegangan geser yang diijinkan berdasarkan ASME sekitar 18% dari kekuatan tarik material (σ_b). Sedangkan nilai (Sf_2) sebesar 3 karena dalam

perancangan poros perlu dilakukan pertimbangan terhadap kemungkinan alur pasak atau poros bertangga yang mengakibatkan peningkatan konsentrasi tegangan pada poros. Dengan demikian tegangan geser yang diijinkan dapat dihitung dengan Persamaan 2.24

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{Sf_1 - Sf_2}$$

$$\tau_a = \frac{56,08}{6 - 3}$$

$$\tau_a = 3,12 \text{ kg/mm}^2$$

d. Menghitung Diameter Minimum pada Poros

Diameter minimum dilakukan untuk mengetahui batas diameter poros untuk dapat menerima beban kerja tanpa mengalami kegagalan. Diketahui

Faktor koreksi momen lentur (K_m) : 1,5 pembebanan momen lentur tetap

Faktor koreksi momen puntir (K_t) : 1,0 beban dikenakan secara halus

Momen lentur (M) : 44.265,12 kg. mm

Momen Puntir (T) : 3.962,74 kg. mm

Tegangan geser yang diijinkan (τ_a) : 3,12 kg/mm²

Berdasarkan data tersebut, diameter minimum poros dapat dihitung dengan Persamaan 2.27 yang mengacu pada standar ASME sebagai berikut.

$$d_s \geq [(5,1/\tau_a^3) \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2}]^{1/3}$$

$$d_s \geq [(5,1/3,12^3) \sqrt{(1,5 \times 44.265,12)^2 + (1 \times 3.962,74)^2}]^{1/3}$$

$$d_s \geq 47,76 \text{ mm}$$

Berdasarkan hasil perhitungan diperoleh diameter minimum poros sebesar 47,76 mm. Oleh karena itu, diameter poros yang dipilih dalam perancangan harus lebih besar dari nilai tersebut agar mampu menahan beban kerja yang diterima dan memenuhi persyaratan kekuatan. Pada perencanaan diameter poros ditentukan sebesar 70 mm.

e. Menghitung Momen Inersia pada Poros

Pada perancangan ini spesifikasi ditentukan yaitu memiliki diameter poros sebesar 70 mm dengan panjang dari titik tumpu ke ujung poros adalah 1770 mm. Untuk menentukan defleksi memerlukan menghitung momen inersia poros yang dapat dihitung dengan Persamaan 2.58

$$I_x = I_y = \frac{1}{64} \times \pi \times d^4$$

$$I_x = \frac{1}{64} \times \pi \times 70^4$$

$$I_x = 1179062,5 \text{ mm}^4$$

f. Menghitung Defleksi pada Poros

Berdasarkan Gambar 4.8, gaya yang digunakan dalam perhitungan defleksi adalah gaya asli dari penekanan poles pada produk *existing* yaitu sebesar 245,25 N, sehingga defleksi maksimum dapat dihitung dengan Persamaan 2.62

$$\delta_{\max} = \frac{Pl^3}{3EI}$$

$$\delta_{\max} = \frac{245,5 \times 1770^3}{3 \cdot 200.000 \times 1.179.062,5}$$

$$\delta_{\max} = 1,92 \text{ mm}$$

Sedangkan untuk menghitung defleksi ijin adalah dengan persamaan pada Tabel 2.8 yang mengacu pada *UK Structural Concept Design Guide* Arup (2017)

$$\delta_{\text{ijin}} = \frac{L}{180}$$

$$\delta_{\text{ijin}} = \frac{1770}{180}$$

$$\delta_{\text{ijin}} = 9,83 \text{ mm}$$

Berdasarkan hasil perhitungan, nilai defleksi maksimum yaitu sebesar 1,92 mm masih berada di bawah batas defleksi yang diizinkan yaitu sebesar 9,83 mm. Oleh karena itu, rangka *swing arm* yang

dirancang memenuhi persyaratan kekakuan dan aman digunakan pada kondisi operasi.

4.5.3 Menghitung Perencanaan *Pulley* dan *V-belt*

Pada mesin ini sistem transmisi direncanakan menggunakan *V-belt* dan *pulley* untuk menggerakkan *shaft* yang terhubung pada mata poles. Hal yang harus dirancang adalah diameter *pulley* (DP_1) yaitu *pulley* pada motor sedangkan DP_2 adalah *pulley* pada *shaft* yang terhubung dengan mata poles yang digunakan dalam sistem transmisi. Dalam menentukan DP_2 maka diperlukan mengetahui rasio transmisi pada mesin poles vertikal.

Daya motor penggerak = 3 kW

Kecepatan putar *pulley* 1 = 1000 rpm

Kecepatan putar *pulley* 2 = 1000 rpm

a. Rasio transmisi dapat dihitung Persamaan 2.18

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

$$i = \frac{1000}{1000}$$

$$i = 1$$

b. Menentukan diameter *pulley* 1 (DP_1)

Diameter *pulley* 1 (DP_1) direncanakan menggunakan *pulley* SPB dan dipilih diameter 150 mm dan untuk bahan sabuk karet *pulley* baja *factor slip V-belt* adalah 0,3 untuk mengetahui besar diameter *pulley* 2 (DP_1), maka dapat dihitung dengan Persamaan 2.15

$$i = \frac{DP_2}{DP_1} \cdot \left(1 - \frac{s}{100}\right)$$

$$i = \frac{150}{DP_1} \cdot \left(1 - \frac{0.3}{100}\right)$$

$$DP_1 = 149,55 \text{ mm}$$

Berdasarkan hasil perhitungan maka dipilih DP_1 adalah sebesar 150 mm

- c. Menentukan jarak sumbu poros *pulley* dan panjang *V-belt* (L)

Dalam menentukan jarak sumbu poros *pulley* dan panjang *V-belt* (L'), harus mengetahui jarak sumbu poros rencana (C'). Jarak sumbu poros diketahui sebesar 600 mm dengan diameter *pulley* 1 (DP₁) sebesar 150 mm dan diameter *pulley* 2 (DP₂) sebesar 150 mm, sehingga perhitungan panjang *V-belt* (L') menggunakan Persamaan 2.16

$$L' = 2 \cdot C' + 1.5 \cdot (Dp_2 + Dp_1) \frac{(Dp_2 - Dp_1)^2}{4 \cdot C'}$$

$$L' = 2 \cdot 600 + 1.5 \cdot (150 + 150) \frac{(150 - 150)^2}{4 \cdot 550}$$

$$L' = 1650 \text{ mm}$$

Panjang *V belt* rencana harus disesuaikan dengan katalog *V-belt* type SPB, maka panjang *V-belt* sebenarnya (L) yang ada di katalog sebesar 1650 mm dengan code SPB 1672. Untuk mendapatkan jarak sumbu poros sebenarnya maka dapat dihitung dengan Persamaan 2.17

$$C = C' - \frac{L' - L}{2}$$

$$C = 600 - \frac{1650 - 1672}{2}$$

$$C = 611 \text{ mm}$$

Jadi jarak sumbu poros sebenarnya adalah sebesar 611 mm

4.6 Perhitungan Tali Baja

Perhitungan tali baja diperuntukkan untuk mengetahui jenis tali baja yang akan digunakan dari perhitungan yang sesuai dengan beban pekerjaan mesin. Selain itu, perencanaan tali baja digunakan untuk memperhitungkan umur tali baja ketika mengalami pembebanan akibat proses operasional mesin.

4.6.1 Perhitungan Diameter Drum

- a. Perhitungan Tegangan Tarik Maksimum

Sistem pengangkatan memiliki 4 buah puli yang menyangga (suspense). Kapasitas total yang diterima oleh tali baja adalah 817,23

kg, sehingga untuk mendapatkan tegangan tarik maksimum pada tali baja dengan Persamaan 2.28

$$S = \frac{Q}{n \cdot \eta \cdot \eta_1}$$

$$S = \frac{817,23}{3 \cdot 0,905 \cdot 0,98}$$

$$S = 460,72 \text{ kg}$$

b. Perhitungan Kekuatan Putus Tali

Kekuatan putus tali sebenarnya diperhitungan untuk mengetahui kemampuan maksimum tali baja dalam menahan beban sebelum terjadi kegagalan atau tali baja terputus. Kekuatan putus tali (P) dapat dihitung dengan Persamaan 2.29

$$P = S \times K$$

Dimana:

$$S = 460,72 \text{ kg}$$

$$K = 5,5 \text{ (Faktor keamanan dengan jenis kondisi operasi)}$$

Maka, perhitungan beban putus sebenarnya dengan Persamaan 2.29

$$P = S \times K$$

$$P = 460,72 \times 5,5$$

$$P = 2533,98 \text{ kg}$$

Selanjutnya adalah menentukan tipe tali baja berdasarkan hasil perhitungan kekuatan putus tali (P), maka pada perencanaan ini dipilih tipe tali baja dengan spesifikasi sebagai berikut.

$$\text{Jenis tali} = 6 \times 19 + 1 \text{fc}$$

$$\text{Diameter tali} = 7,9 \text{ mm}$$

$$\text{Berat tali} = 0,20 \text{ kg}$$

$$\text{Beban patah} = 3600 \text{ kg}$$

$$\text{Tagangan patah} = 180/199 \text{ kg/mm}^2$$

c. Perhitungan tegangan ijin

Tegangan ijin adalah tegangan maksimum yang diperbolehkan bekerja pada tali baja selama bekerja. Tegangan ijin tali baja dapat dihitung dengan Persamaan 2.30

$$S_{ijin} = \frac{Pb}{K}$$

$$S_{ijin} = \frac{3600}{5,5}$$

$$S_{ijin} = 654,55 \text{ kg}$$

d. Tegangan pada tali baja

Tegangan pada tali yang mengalami pembebanan pada bagian yang melengkung merupakan kombinasi dari tegangan akibat gaya tarik dan tegangan akibat lenturan saat tali melewati puli. Tegangan pada tali baja dihitung dengan Persamaan 2.31

$$\sigma\Sigma = \frac{\sigma b}{K}$$

$$\sigma\Sigma = \frac{180}{5,5}$$

$$\sigma\Sigma = 32,73 \text{ kg/mm}^2$$

e. Luas penampang tali

Perbandingan antara diameter drum dengan diameter tali baja $\left(\frac{Dmin}{d}\right)$ yaitu $\left(\frac{28}{1}\right)$ dengan jumlah lengkungan NB = 6, sehingga luas penampang tali dapat dihitung dengan Persamaan 2.32

$$F_{114} = \frac{S}{\frac{\sigma b}{K} - \frac{d}{Dmin}(E)}$$

$$F_{114} = \frac{460,72}{\frac{180}{5,5} - \frac{1}{28}(500)}$$

$$F_{114} = 30,98 \text{ mm}^2$$

f. Tegangan tarik tali baja

Tegangan tarik tali baja dapat dihitung dengan Persamaan 2.33

$$\sigma t = \frac{S}{F_{114}}$$

$$\sigma t = \frac{460,72}{30,98}$$

$$\sigma t = 14,37 \text{ kg/mm}^2$$

Perhitungan tegangan tali diatas menunjukkan bahwa perancangan tali baja memenuhi batas aman untuk dapat digunakan, dikarenakan tegangan maksimum tali (S) yang direncanakan kurang dari tegangan ijin (S_{ijin}) yaitu $654,55 \text{ kg} > 460,72 \text{ kg}$. Luas penampang tali baja berdasarkan tegangan tari pada satu tali baja adalah sebesar $30,98 \text{ mm}^2$.

g. Diameter Drum

Dengan diketahui diameter tali $d = 7,9 \text{ mm}$ dan jumlah lekukan (NB) sebanyak 6, maka diameter minimum untuk puli dan drum dapat dihitung dengan perbandingan sebagai berikut

$$\frac{D_{min}}{d} = 28$$

$$D_{min} = 28 \cdot 7,9$$

$$D_{min} = 221,2 \text{ mm}$$

4.6.2 Umur Tali Baja

Perhitungan umur tali baja dapat dihitung untuk menentukan batas pemakaian tali baja. Sebelum menghitung tali baja diperlukan menghitung factor m , yaitu faktor yang bergantung pada jumlah lengkungan berulang tali baja pada *pulley*. Perhitungan faktor m dihitung menggunakan dengan Persamaan 2.34

$$m = \frac{D_{min}/d}{\sigma_t \times C \times C1 \times C2}$$

$$m = \frac{28/1}{14,37 \times 0,95 \times 0,85 \times 1,37}$$

$$m = 1,7$$

Untuk nilai m sebesar 1,7 maka perhitungan interpolasi untuk mendapatkan nilai z , yaitu dengan perbandingan dibawah ini.

$$\frac{z - 255}{255 - 280} = \frac{1,7 - 1,62}{1,74 - 1,62}$$

$$z = 334.115,6$$

Dari bebrapa faktor-faktor yang mempengaruhi umur tali baja, maka perhitungan umur tali baja sebagai berikut

Dimana:

$$\begin{aligned}
 a &= \text{jumlah siklus per bulan} &= 1000 \\
 z &= \text{jumlah lekungan keausan tali} &= 334.115,6 \\
 z_2 &= \text{jumlah lekungan sistem puli} &= 4 \\
 \beta &= \text{faktor pembebanan karena lebih ringan dari muatan penuh dan lebih rendah dari tinggi angkat maksimum} &= 0,5 \\
 \varphi &= \text{konstanta} &= 2,5
 \end{aligned}$$

Maka, perhitungan umur tali baja dapat dihitung dengan Persamaan 2.37

$$\begin{aligned}
 N &= \frac{z}{a \times z_2 \times \beta \times \varphi} \\
 N &= \frac{334.115,6}{1000 \times 4 \times 0,5 \times 2,5} \\
 N &= 67 \text{ bulan}
 \end{aligned}$$

Hasil perhitungan menunjukkan bahwa penggunaan tali baja tipe 6 × 19 + 1fc dengan diameter 7,9 mm pada kapasitas angkat 817,23 kg menghasilkan perkiraan umur pakai selama 67 bulan atau 5 tahun 7 bulan.

4.7 Perencanaan Sistem Pneumatik

Pada konsep desain terpilih menggunakan *pneumatic cylinder* sebagai penggerak *swing arm* untuk melakukan gerakan ke-kanan dan ke kiri, sehingga butuh adanya perencanaan sistem pneumatik dengan memperhitungkan beban yang diterima piston dan mengetahui kecepatan serta waktu yang dibutuhkan piston untuk melakukan gerak maju dan mundur. Spesifikasi pneumatik dapat dilihat pada Tabel 4.27

Tabel 4. 27 Spesifikasi Silinder Pneumatik

Spesifikasi	Nilai
Panjang <i>Stroke</i>	500 mm
Diameter Tabung/ <i>Bore Size</i>	100 mm
Panjang Total <i>Pneumatic</i>	688 mm
Jangkauan Max Mesin Poles	948 mm
Tekanan Kerja (p)	7 bar
Beban aktual <i>Swing Arm</i>	301,49

4.7.1 Perhitungan Gaya Gesek

Perhitungan gaya gesek ditentukan untuk mengetahui gaya gesek yang terjadi ketika swing arm digerakkan dengan sistem pneumatik. Beban total *swing arm* adalah sebesar 301,49 kg Gaya gesek yang terjadi ketika piston mendorong *swing arm* dapat diperhitungan menggunakan Persamaan 2.44.

$$f_s = m \cdot g \cdot \mu_s \cdot \cos\theta$$

$$f_s = 301,49 \times 9,81 \times 0,04 \times 1$$

$$f_s = 118,3 \text{ N}$$

4.7.2 Perhitungan Diameter Rod Piston

Diameter rod digunakan untuk menentukan gaya yang terjadi ketika piston terdorong mundur, untuk perhitungan *rod* piston dibutuhkan data *Standards-base cylinders* untuk mengetahui *Theoretical Force at 7 bar*. Dalam perencanaan pneumatik ditentukan diameter piston adalah 100 mm. Tabel *Standards-base cylinders* dapat dilihat pada Tabel 4.29 *Theoretical Force* pada tekanan 7 bar adalah sebesar 5498 N, selanjutnya menghitung *rod* piston dengan Persamaan 2.40.

$$d_R = \sqrt{D^2 - \frac{4 \times F_{th}}{\pi \times p}}$$

$$d_R = \sqrt{0,1^2 - \frac{4 \times 5498}{\pi \times 1.000.000}}$$

$$d_R = 0,02 \text{ m}$$

Jadi diameter *rod* berdasarkan perhitungan adalah sebesar 20 mm.

4.7.3 Gaya Piston pada Saat Langkah Maju dan Mundur

Gaya piston langkah maju dan gaya piston langkah mundur ditentukan untuk mengetahui kemampuan komponen *pneumatic cylinder* untuk memberikan gaya ketika mengalami beban kerja. menghitung gaya yang terjadi ketika piston melakukan langkah maju dan langkah mundur menggunakan persamaan (2.42) dan (2.43).

- a. Gaya dorong piston langkah maju

$$F = D^2 \times \frac{\pi}{4} \times p \times f_s$$

$$F = 0,1^2 \times \frac{\pi}{4} \times 7 \times 118,3$$

$$F = 5381,7 \text{ N}$$

- b. Gaya tarik piston langkah mundur

$$F = (D^2 - d_R^2) \times \frac{\pi}{4} \times p \times f_s$$

$$F = (0,1^2 - 0,02^2) \times \frac{\pi}{4} \times 7 \times 118,3$$

$$F = 5379,7 \text{ N}$$

4.7.4 Kebutuhan udara pada piston saat langkah maju dan mundur

Kebutuhan udara silinder adalah volume udara terkompresi yang diperlukan silinder pneumatik untuk menggerakkan silinder atau piston secara bolak balik, baik langkah maju atau langkah mundur. Perhitungan kebutuhan udara pada silinder membutuhkan perbandingan kompresi dengan Persamaan 2.45.

$$Cr = \frac{1,031 + p}{1,031}$$

$$Cr = \frac{1,031 + 7}{1,031}$$

$$Cr = 7,28$$

Kebutuhan udara langkah maju dihitung dengan Persamaan 2.46.

$$Q_1 = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times s \times n \times Cr \times 2$$

$$Q_1 = \frac{\pi}{4} \times 0,1^2 \times 0,5 \times 1 \times 7,28 \times 2$$

$$Q_1 = 0,0612 \text{ m}^3/\text{min}$$

Kebutuhan udara langkah mundur pada silinder dihitung dengan Persamaan 2.47.

$$Q_2 = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2) \times s \times n \times Cr \times 2$$

$$Q_2 = \frac{\pi}{4} \times (0,1^2 - 0,02^2) \times 0,5 \times 1 \times 7,28 \times 2$$

$$Q_2 = 0,06118 \text{ m}^3/\text{min}$$

4.7.5 Kecepatan silinder pada saat langkah maju dan mundur

Kecepatan silinder didapatkan dari pembagian antara laju aliran udara dan luas penampang pada silinder bagian depan. Kecepatan silinder ketika langkah maju dan langkah mundur silinder pneumatic dapat dihitung dengan Persamaan 2.48.

Langkah maju

$$v_1 = \frac{Q}{A}$$

$$v_1 = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times D^2}$$

$$v_1 = \frac{0,0612}{\frac{\pi}{4} \times 0.1^2}$$

$$v_1 = 7,789 \text{ m/min}$$

Langkah mundur

$$v_2 = \frac{Q}{A}$$

$$v_2 = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times D^2}$$

$$v_2 = \frac{0,06118}{\frac{\pi}{4} \times 0.1^2}$$

$$v_2 = 7,787 \text{ m/min}$$

Berdasarkan perhitungan kecepatan yang dibutuhkan dalam satu langkah gerak maka waktu yang dibutuhkan dapat dihitung berdasarkan Persamaan 2.49.

Langkah Maju

$$t_1 = \frac{s}{v_1}$$

$$t_1 = \frac{0,5}{7,789}$$

$$t_1 = 0,1147 \text{ menit atau } 6,88 \text{ s}$$

Langkah Mundur

$$t_2 = \frac{s}{v_2}$$

$$t_2 = \frac{0,5}{7,787}$$

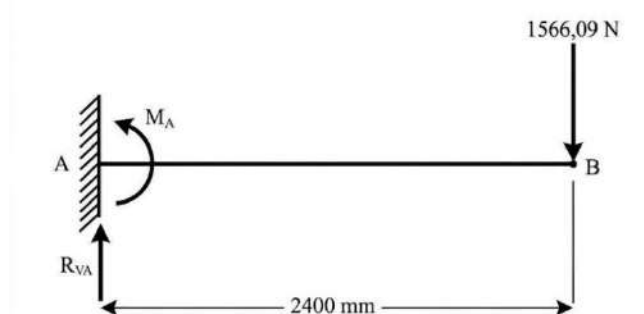
$$t_2 = 0,1147 \text{ menit atau } 6,88 \text{ s}$$

4.8 Perhitungan Kekuatan Struktur pada *Swing Arm*

Analisa kekuatan struktur dilakukan pada rangka *swing arm* untuk batas aman konstruksi ketika diberikan pembebanan sebesar 1566,09 N. Analisa dilakukan menggunakan bantuan *software Autodesk Fusion 360* dengan metode *Finite Element Method* (FEM). Analisa ini dilakukan karena pada rangka *swing arm* mengalami pembebanan pemolesan yang berulang yang terpusat pada ujung rangka *swing arm*.

4.8.1 Perhitungan Reaksi Pembebanan

Rangka pada *swing arm* termasuk *cantilever beam* dan beban berada di ujung bebas. Beban yang diterima oleh *swing arm* adalah sebesar 1566,09 N. Diagram pembebanan pada *cantilever beam* dapat dilihat pada Gambar 4.11.



Gambar 4. 11 Reaksi *Moment Swing Arm*

Berdasarkan syarat keseimbangan gaya vertikal ($\sum F_y = 0$), gaya reaksi ke atas yang harus sama dengan beban yang menekan ke bawah.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{AV} - P = 0$$

$$R_{AV} = P$$

$$R_{AV} = 1566,09 \text{ NN}$$

Pada titik B tidak ada reaksi, sehingga untuk kontrol keseimbangan gaya vertikal ($\sum V = 0$) untuk memastikan hasil perhitungan sudah benar.

$$\Sigma_V = 0$$

$$\Sigma_V = R_{AV} - P$$

$$\Sigma_V = 1566,09 \text{ N} - 1566,09 \text{ N}$$

$$\Sigma_V = 0 \text{ (ok)}$$

Berdasarkan syarat keseimbangan momen di titik tumpuan jepit A ($\Sigma M_A = 0$), momen jepit harus mengimbangi momen yang dihasilkan oleh beban titik sepanjang lengan balok.

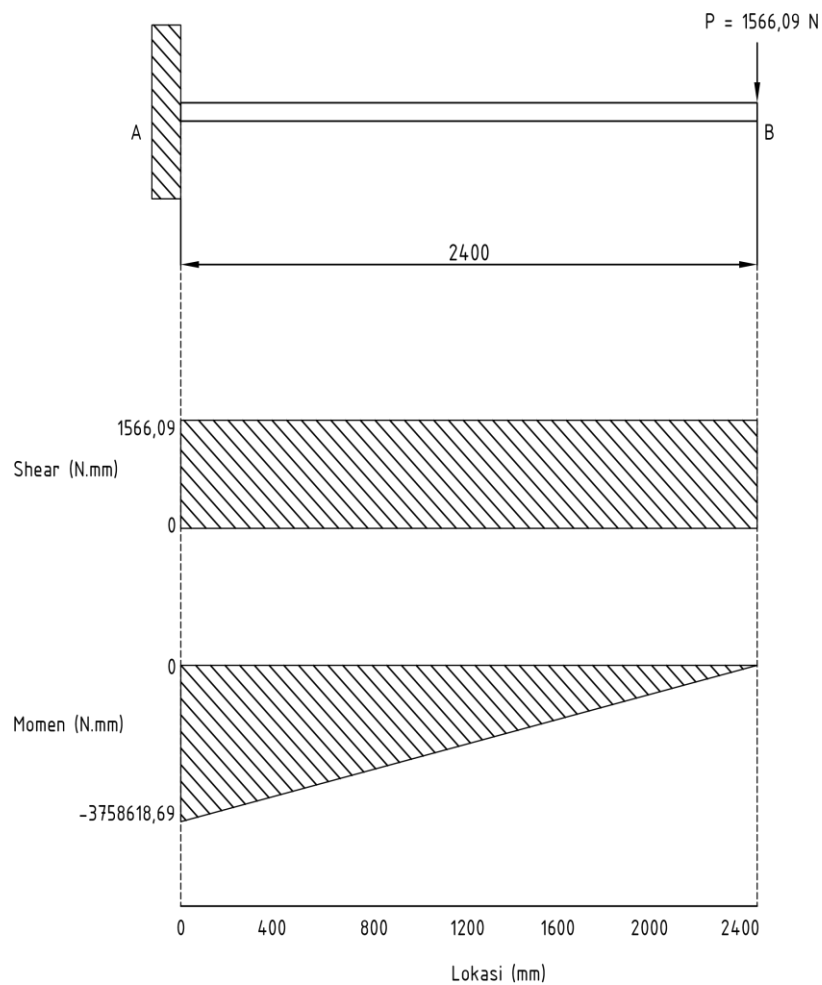
$$\Sigma M_A = 0$$

$$M_A - (P \times L) = 0$$

$$M_A = P \times L$$

$$M_A = 1566,09 \text{ N} \times 2400$$

$$M_A = 3.758.618,69 \text{ N.mm}$$



Gambar 4. 12 *Shear and Moment Diagram*

Berdasarkan hasil pada Gambar 4.12 menunjukkan bahwa momen maksimum terjadi pada bagian tumpuan jepit, dengan nilai *bending* 3.758.618,69 N.mm dan hasil tersebut sesuai dengan perhitungan secara teori yang memiliki hasil sebesar 3.758.618,69 N.mm.

4.8.2 Perhitungan profil penampang

Perhitungan profil penampang dilakukan dengan mencari modulus penampang minimum untuk batas ketentuan pemilihan profil. Tahapan dilakukan dengan menentukan jenis material dan menentukan *safety factor*. Pada penelitian ini menggunakan material ASTM A36 dan penetapan nilai *safety factor* adalah 4. Nilai tersebut dipilih karena masih berada dalam kisaran yang direkomendasikan oleh *Engineering ToolBox* (2010) untuk aplikasi struktur baja (*structural steel work*), yaitu 4–6 yang dapat dilihat pada Tabel 4.28. Penggunaan *safety factor* tersebut diharapkan mampu memberikan margin keamanan yang cukup terhadap variasi beban, dan kondisi operasi selama proses pemolesan.

Tabel 4. 28 *Factor of Safety*

Applications	Factor of Safety - FOS -
Untuk material dengan tingkat keandalan tinggi, kondisi pembebanan dan lingkungan tidak berat, serta berat komponen menjadi pertimbangan utama.	1.3 - 1.5
Untuk material yang andal dengan kondisi pembebanan dan lingkungan yang tidak berat.	1.5 - 2
Untuk material umum (<i>ordinary materials</i>) dengan kondisi pembebanan dan lingkungan yang tidak berat.	2 - 2.5
Untuk material yang belum banyak digunakan atau material getas (<i>brittle materials</i>) dengan kondisi pembebanan dan lingkungan yang tidak berat.	2.5 - 3
Untuk material yang sifat mekaniknya kurang dapat diandalkan, atau material andal yang digunakan pada kondisi pembebanan maupun lingkungan yang berat (<i>difficult conditions</i>).	3 - 4

Sumber: Engineering Toolbox (2010) *Factor of Safety*. [online] Tersedia di: https://www.engineeringtoolbox.com/factor-safety-fos-d_1624.html [Accessed 15.07.2021]

Pada material ASTM A36 memiliki *yield strength* sebesar 250 Mpa, sehingga tegangan ijin dapat dihitung dengan Persamaan 2.61

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

$$\sigma_{ijin} = \frac{250}{4}$$

$$\sigma_{ijin} = 62,5 \text{ Mpa}$$

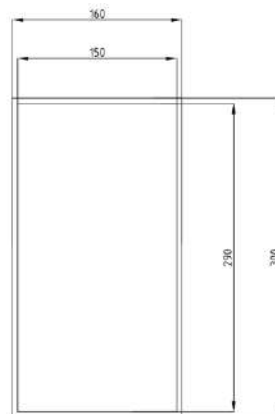
Setelah mengetahui tegangan ijin, selanjutnya adalah menentukan modulus penampang rencana ($Z_{rencana}$) dengan Persamaan 2.60

$$Z_{rencana} = \frac{M}{\sigma_{ijin}}$$

$$Z_{rencana} = \frac{3.758.618,69}{62,5}$$

$$Z_{rencana} = 60.137,9 \text{ mm}^3$$

Berdasarkan perhitungan modulus penampang rencana ($Z_{rencana}$), maka minimal modulus yang harus dipenuhi adalah sebesar 60.137,9 mm³ Untuk mengetahui modulus penampang sebenarnya dalam perancangan ini menggunakan plat yang ditekuk sehingga membentuk *hollow* dengan dimensi 150 mm × 300 mm × 5t. Dimensi lengkap dari *hollow plate* dapat dilihat pada Gambar 4.13.



Gambar 4. 13 *Hollow Plate*

Berdasarkan Gambar 4.13, maka spesifik dimensi dapat diuraikan dibawah ini.

$$B = 160 \text{ mm}$$

$$H = 300 \text{ mm}$$

$$b = 150 \text{ mm}$$

$$h = 290 \text{ mm}$$

Dalam menentukan momen inersia pada rangka *swing arm* terhadap sumbu I_x menggunakan Persamaan 2.59

$$I_x = \frac{BH^3}{12} - \frac{bh^3}{12}$$

$$I_x = \frac{160 \times 300^3}{12} - \frac{150 \times 290^3}{12}$$

$$I_x = 55.137.500 \text{ mm}^4$$

Modulus penampang merupakan parameter yang menunjukkan kemampuan suatu penampang dalam menahan momen lentur. Nilai modulus penampang aktual (Z_{aktual}) dihitung berdasarkan dimensi penampang yang digunakan, dengan Persamaan 2.60

$$y = \frac{H}{2} = \frac{300}{2} = 150$$

Maka,

$$Z_{aktual} = \frac{I}{y}$$

$$Z_{aktual} = \frac{55.137.500}{150}$$

$$Z_{aktual} = 367.583,3333 \text{ mm}^3$$

Berdasarkan hasil perhitungan diperoleh modulus penampang rencana sebesar $60.137,9 \text{ mm}^3$, sedangkan modulus penampang aktual *hollow plate* sebesar $367.583,33 \text{ mm}^3$. Karena nilai modulus penampang aktual lebih besar daripada modulus penampang rencana ($Z_{aktual} > Z_{rencana}$), maka *hollow plate* yang dipilih memenuhi persyaratan kekuatan lentur dan dinyatakan aman untuk digunakan pada perancangan *swing arm*.

4.8.3 Tegangan (*Stress*)

Perhitungan Tegangan maksimal menggunakan Persamaan 2.60

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{Z_{aktual}}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{3.758.618,69}{367.583,3333}$$

$$\sigma_{\max} = 10,2 \text{ Mpa}$$

Berdasarkan hasil perhitungan tegangan maksimum sebesar 10,2 Mpa dan hasil perhitungan tegangan ijin sebesar 62,5 Mpa. Hasil perhitungan tersebut dapat disimpulkan bahwa tegangan maksimum lebih kecil dari tegangan ijin $62,5 \text{ Mpa} \geq 10,2 \text{ Mpa}$, sehingga struktur dari rangka *swing arm* memiliki desain yang aman.

4.8.4 Defleksi

Pada kondisi beban terpusat di ujung balok *cantilever* defleksi dapat dihitung dengan Persamaan 2.62

$$\delta_{\max} = \frac{Pl^3}{3EI}$$

$$\delta_{\max} = \frac{1566,09 \cdot 2400^3}{3 \cdot 200.000 \cdot 55.137.500}$$

$$\delta_{\max} = 0,654 \text{ mm}$$

Defleksi ijin pada *cantilever* dapat dihitung dengan persamaan yang mengacu pada Tabel 2.8

$$\delta_{\max} = \frac{L}{180}$$

$$\delta_{\max} = \frac{2400}{180}$$

$$\delta_{\max} = 13,33 \text{ mm}$$

Berdasarkan hasil perhitungan, nilai defleksi maksimum yaitu sebesar 0,654 mm masih berada di bawah batas defleksi yang diijinkan yaitu sebesar 13,33 mm. Oleh karena itu, rangka *swing arm* yang dirancang memenuhi persyaratan kekakuan dan aman digunakan pada kondisi operasi.

4.8.5 Faktor Keamanan (*Safety Factor*)

Secara matematis *safety factor* dapat dirumuskan dengan persamaan 2.65

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

$$S_f = \frac{250}{62,5}$$

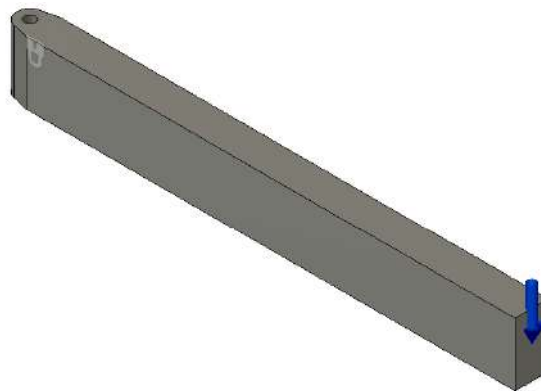
$$S_f = 4$$

4.9 Analisis *Finite Element Method* (FEM)

Analisis kekuatan struktur dilakukan menggunakan *Autodesk Fusion 360* dengan material ASTM A36. Analisis tersebut dilakukan untuk mengetahui kemampuan struktur dalam menahan beban kerja, sehingga dapat menghasilkan rancangan yang aman saat dioperasikan. Analisis ini dilakukan pada struktur rangka *swing arm* yang berfungsi untuk penopang mata poles dan komponen pemolesan lainnya. Selain itu, analisis juga dilakukan pada poros yang berfungsi mentransmisikan gerak dari motor untuk memoles *shell*.

4.9.1 Simulasi *Static Structural Analysis* pada Rangka *Swing Arm*

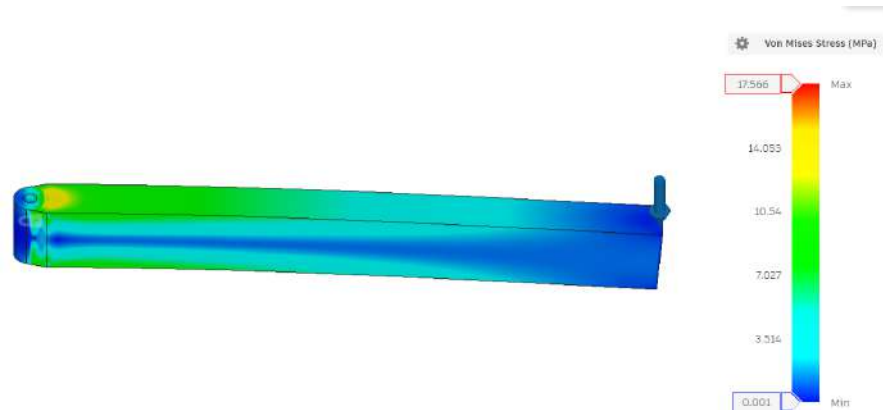
Beban terpusat terletak pada ujung penampang dengan beban 1566,09 N. Pada simulasi kekuatan struktur ini rangka *swing arm* dimodelkan sebagai *cantilever beam*, yaitu struktur yang dijepit pada salah satu ujungnya dan menerima beban terpusat pada ujung bebas. Simulasi dilakukan menggunakan modul *Static Structural Analysis* pada *Autodesk Fusion 360* dengan material ASTM A36. Hasil simulasi digunakan untuk memperoleh tegangan maksimum, defleksi maksimum, dan *safety factor* sebagai parameter dalam mengevaluasi kekuatan dan keamanan struktur rangka *swing arm*. Penentuan batas berupa *fixed support* dan *force* pada model simulasi ditunjukkan pada Gambar 4.14



Gambar 4. 14 *Fixed Support and Force*

1. Tegangan (Stress)

Hasil Analisa tegangan pada rangka *swing arm* dapat dilihat pada Gambar. 4.15.

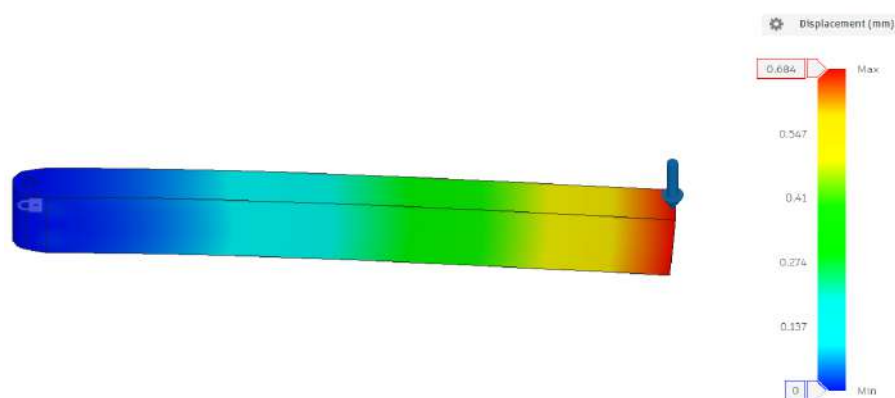


Gambar 4. 15 Hasil simulasi tegangan pada rangka *swing arm*

Berdasarkan hasil Analisa, dapat diketahui bahwa tegangan maksimum pada rangka *swing arm* sebesar 17,57 Mpa lebih kecil dari tegangan ijin pada material ASTM A36 yaitu sebesar 62,5 Mpa, sehingga rancangan memiliki struktur yang aman untuk menerima beban kerja

2. Defleksi

Hasil analisa Defleksi pada rangka *swing arm* dapat dilihat pada Gambar 4.16.



Gambar 4. 16 Hasil simulasi defleksi pada rangka *swing arm*

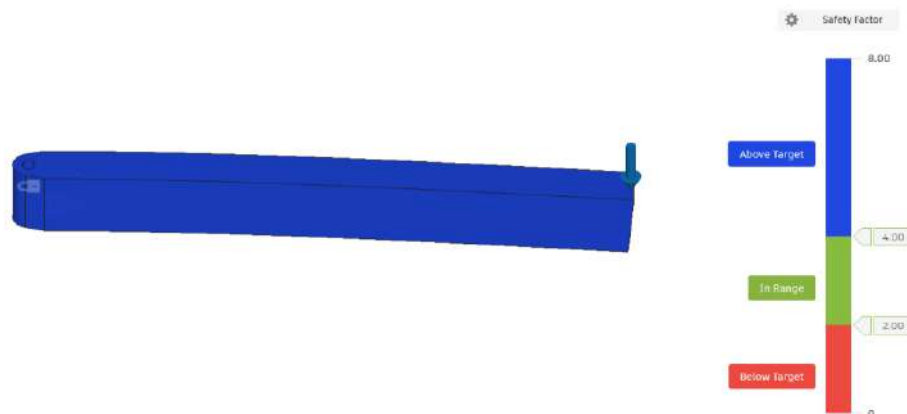
Berdasarkan hasil simulasi menunjukkan bahwa defleksi maksimum memiliki nilai sebesar 0,684 mm lebih kecil dari defleksi yang diijinkan

yaitu 13,33 mm, sehingga rancangan memiliki kekakuan yang baik saat rangka *swing arm* menerima beban.

3. Safety Factor

Hasil Analisa untuk mengetahui *safety factor* dapat dilihat pada Gambar 4.17

Minimum Safety Factor = 14.131
Safety Factor upper limit = 4.00

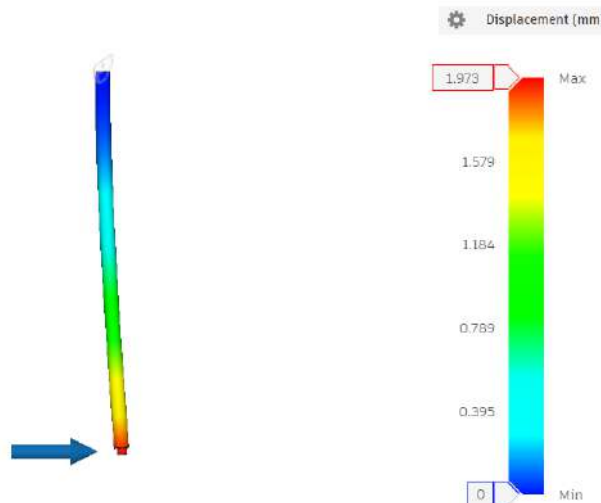


Gambar 4. 17 Hasil simulasi *safety factor* pada rangka *swing arm*

Berdasarkan data analisis seperti pada Gambar 4.17 dapat diketahui bahwa minimum *safety factor* sebesar 14,13.

4.9.2 Simulasi *Static Structural Analysis* pada Poros

Beban terpusat terletak pada ujung penampang dengan beban 250 N. Pada simulasi kekuatan struktur ini, poros dimodelkan sebagai *cantilever beam*, yaitu struktur yang dijepit pada salah satu ujungnya dan menerima beban terpusat pada ujung bebas. Simulasi dilakukan menggunakan modul *Static Structural Analysis* pada *Autodesk Fusion 360* dengan material ASTM A36. Hasil simulasi digunakan untuk defleksi maksimum sebagai parameter dalam mengevaluasi kekuatan dan keamanan struktur rangka poros. Berikut merupakan hasil simulasi pada poros yang dapat dilihat pada Gambar 4.18



Gambar 4. 18 Hasil simulasi defleksi pada poros

Berdasarkan hasil simulasi defleksi pada poros, seperti pada Gambar 4.18 maka diketahui bahwa maksimum defleksi adalah 1,97 mm. Hasil tersebut kurang dari defleksi ijin yaitu sebesar 9,83 mm. sehingga rancangan memiliki kekakuan yang baik saat rangka poros menerima beban yang berasal dari pemolesan.

4.10 Hasil Perancangan

Hasil perancangan merupakan hasil keseluruhan dari proses perancangan *swing arm* pada mesin poles vertikal. Pada pembahasan ini menunjukkan hasil dari desain terpilih, nilai perhitungan dan simulasi, serta spesifikasi akhir mesin poles vertikal

4.10.1 Konsep Terpilih

Berdasarkan pendekatan Ulrich, konsep desain yang terpilih dengan nilai relatif paling tinggi yaitu 28,42% adalah konsep desain 2. Konsep desain 2 dirancang dengan meningkatkan kemudahan operasional dengan menambahkan pneumatik untuk membantu operator menggerakkan *swing arm* sehingga operasional lebih mudah dari pada produk *existing* yang sebelumnya masih menggunakan tenaga manusia untuk memposisikan *swing arm* ke area pemolesan.

Selain itu produk *existing* masih mengandalkan beban bandul sebagai gaya pemolesan ditambah pengait *swing arm* yang masih menggunakan tali tambang, sehingga tekanan kurang stabil. Pada konsep

desain 2 ditambahkan *spring* yang berfungsi menjaga kestabilan gaya tekan pada mata poles selama proses pemolesan, sehingga mata poles dapat dengan mudah memoles bagian yang permukaannya tidak rata.

Dari aspek keselamatan kerja, produk *existing* belum dilengkapi sistem pengaman apabila terjadi kegagalan pada mekanisme pengangkatan *swing arm*. Oleh karena itu konsep desain 2 meningkatkan keselamatan dan keamanan operator dengan penambahan *safety break*, sehingga ketika tali baja pada mekanisme *lifting* terputus, *swing arm* dapat tertahan oleh *safety break*. Selain itu dalam desain menambahkan *limit switch* yang terletak pada bagian atas dan bawah yang berfungsi untuk memberikan batasan gerak pada *swing arm* dan diperuntukkan agar *swing arm* tidak menabrak meja putar. Dengan demikian desain yang terpilih jauh lebih stabil, aman, dan mudah dioperasikan.

4.10.2 Nilai Perhitungan dan Simulasi

Perhitungan teoritis dilakukan untuk menentukan spesifikasi komponen standar yang digunakan dalam perancangan ulang. Selain itu, dalam perancangan ini dilakukan perhitungan untuk mengetahui kekuatan struktur pada rangka *swing arm* dan kekauan pada poros yang selanjutnya di simulasi sebagai validasi bahwasanya material yang diaplikasikan dapat menahan beban kerja. Dalam simulasi menggunakan bantuan *software Autodesk Fusion 360*.

Perhitungan komponen standar antara lain penentuan daya motor, dimensi poros, jenis tali baja, *pulley*, *v-belt*, pneumatik. Hasil dari perhitungan daya motor menunjukkan bahwa untuk menggerakkan poros yang terhubung dengan mata poles membutuhkan total gaya sebesar 3,25 kW. Nilai tersebut didapatkan dari total daya pemolesan, daya dari momen inersia komponen pemolesan, daya yang hilang pada bearing agar sesuai dengan kondisi perancangan. Menurut Marinescu dkk. (2015) kebutuhan daya pada proses penggerindaan tidak hanya digunakan untuk penghilangan material, tetapi juga untuk pembentukan geram, deformasi plastis, gesekan antara roda gerinda dan benda kerja, serta kerugian mekanis pada sistem transmisi. Oleh karena itu, daya motor yang dipilih

harus mampu memenuhi seluruh kebutuhan daya selama proses pemrosesan berlangsung. Berdasarkan hasil tersebut dipilih daya motor yang lebih dari atau sama dengan 3,25 kW, sehingga dipilih spesifikasi motor yang mendekati hasil yaitu dengan daya 3 kW dengan 1.000 rpm.

Pada perencanaan poros dilakukan dengan mengacu pada perencanaan poros yang dikemukakan oleh Sularso & Suga (2004) yang meliputi penentuan diameter minimum poros dengan mempertimbangkan momen puntir, momen lentur dan tegangan geser. Berdasarkan hasil perhitungan diperoleh diameter minimum poros sebesar $d_s \geq 47,76$ mm sehingga penentuan diameter poros harus lebih besar dari diameter minimum. Dipilih diameter poros sebesar 70 mm. Hasil tersebut sejalan dengan penelitian Irbiza & Wiseno (2022) yang melakukan perancangan poros dengan mempertimbangkan momen puntir dan tegangan geser yang diijinkan. Pemilihan diameter lebih besar bertujuan untuk memberikan meningkatkan kekakuan yang memenuhi. Hasil evaluasi terhadap defleksi poros dan diperoleh nilai defleksi sebesar 1,92 mm, yang masih lebih kecil dibandingkan defleksi maksimum yang diijinkan yaitu 9,83 mm. Dengan demikian hasil penentuan poros menghasilkan rancangan yang memiliki kekakuan yang baik ketika menerima beban kerja.

Penentuan diameter *pulley* disesuaikan dengan kebutuhan rasio transmisi. Pada perancangan ini digunakan rasio transmisi sebesar 1:1, sehingga kecepatan putar *pulley* penggerak dan *pulley* yang digerakkan sama, yaitu 1.000 rpm. Berdasarkan hasil perhitungan diperoleh diameter *pulley* yang digerakkan sebesar 149,55 mm, sehingga dipilih ukuran standar yang paling mendekati yaitu 150 mm. Hasil tersebut sejalan dengan penelitian Mahmudi (2021) yang menyatakan bahwa penentuan diameter poros dilakukan berdasarkan perbandingan putaran poros penggerak dan poros yang digerakkan untuk memperoleh rasio transmisi yang sesuai.

Berdasarkan penentuan diameter *pulley* penggerak dan *pulley* yang digerakkan, dengan jarak sumbu poros rencana 600 mm menghasilkan

panjang *v- belt* sepanjang 1650 mm. Dari hasil tersebut, dipilih jenis *v- belt* SPB 1672 sehingga menghasilkan jarak sumbu poros sebenarnya sebesar 611 mm. Hasil tersebut mengacu pada perhitungan pada penelitian Mahmudi (2021), yang menunjukkan bahwa panjang *v-belt* ditentukan berdasarkan diameter *pulley* dengan jarak sumbu rencana, serta menggunakan ukuran standar yang tersedia di pasaran.

Selanjutnya pemilihan tali baja untuk mekanisme pengangkatan *swing arm*. Pemilihan tali baja didasarkan pada hasil kekuatan putus sebenarnya (P) atau beban patah yang disesuaikan dengan standar yang ada dikatalog. Hasil kekuatan putus sebenarnya pada perancangan ini adalah sebesar 2533,98, sehingga dipilih jenis tali 6x19+fc dengan beban patah aktual yang lebih besar yaitu 3600 kg dengan tegangan patah sebesar 180 kg/mm², diameter tali 7,9 mm dengan berat 0,20 kg. Hasil tersebut sejalan dengan penelitian Zayadi & HP (2016), yang menunjukkan bahwa penentuan spesifikasi tali didasarkan dari beban putus tali (P). Tali baja yang dipilih harus memiliki kapasitas beban putus yang melebihi kebutuhan beban kerja sehingga faktor keamanan selama operasi tetap terjamin. Dari hasil spesifikasi tali baja hasil menunjukkan tegangan maksimum tali (S) yang direncanakan lebih kecil daripada tegangan ijin yaitu 654,55 kg kg > 460,72 kg dan umur tali baja yaitu 67 bulan atau 5 tahun 7 bulan, sehingga tali baja aman untuk digunakan.

Selain perhitungan komponen standar, diperlukan perhitungan secara teoritis untuk mengetahui kekuatan dan kekakuan struktur pada *swing arm* dan poros yang telah dievaluasi sebelumnya. Analisa pada *swing arm* untuk mengetahui kekuatan rangka dari *swing arm* dengan mengevaluasi tegangan maksimum, defleksi maksimum dan faktor keamanan. Hasil kalkulasi menunjukkan bahwa dengan material ASTM A36 tegangan maksimum yaitu 10,2 Mpa kurang dari tegangan ijin yaitu sebesar 62,5 Mpa, defleksi maksimum sebesar 0,654 mm masih berada di bawah batas defleksi yang diijinkan yaitu sebesar 13,33 mm, sedangkan faktor keamanan direncanakan sebesar 4. Dengan demikian *swing arm* memiliki kekuatan dan kekakuan struktur yang baik, sejalan dengan

penelitian Alfredo dkk. (2025) menunjukkan bahwa material ASTM A36 dengan tebal plat 30-1,6 mm dapat menahan beban 30 Ton atau 30.000kg dengan hasil tegangan maksimum $< yield\ strength$ bahan.

Hasil perhitungan kekuatan struktur kemudian divalidasi dengan simulasi *static structural* menggunakan *software Autodesk Fusion 360*. Hasil simulasi pada perancangan *swing arm* menunjukkan tegangan maksimum 17,57 Mpa, defleksi maksimum sebesar 0,684 mm, dan faktor keamanan sebesar 14,13. Dengan demikian hasil tersebut menunjukkan bahwa rangka *swing arm* memiliki kekuatan dan kekakuan yang baik karena hasil tersebut masih dibawah batas material yang diijinkan, serta faktor kemandan yang lebih besar dari faktor keamanan yang direncanakan berdasarkan jenis material ASTM A36. Sedangkan hasil simulasi poros menunjukkan defleksi maksimum sebesar 1,97 mm yang kurang dari defleksi yang diijinkan sebesar 9,83 mm. Hasil tersebut juga tidak jauh berbeda dengan hasil perhitungan defleksi maksimum secara teoritis yaitu sebesar 1,92 mm.

Secara keseluruhan, hasil perancangan tidak hanya menunjukkan bahwa konsep desain terpilih memberikan fungsi tambahan tetapi juga memiliki komponen standar yang memiliki kualitas yang baik dan memenuhi standar yang ada.

4.10.3 Spesifikasi Akhir Mesin

Setelah dilakukan proses pengembangan desain yang meliputi identifikasi kebutuhan, pembuatan konsep desain, pemilihan konsep desain terbaik. perhitungan komponen standar dan analisa kekuatan struktur, diperoleh spesifikasi akhir mesin poles vertikal hasil perancangan ulang. Rekapitulasi spesifikasi mesin poles vertikal dapat dilihat pada Tabel 4.29 di bawah ini.

Tabel 4. 29 Spesifikasi Akhir Mesin Poles Vertikal

No	Komponen	Spesifikasi	Satuan	Keterangan
1.	Dimensi	3622 × 950 × 6000	mm	Desain
2.	Daya Motor Poles	3	kW	Perhitungan Daya
3.	Kecepatan Putaran Mata Poles	1000	Rpm	Penentuan Motor
4.	Kecepatan putaran pada mekanisme pengangkatan <i>swing arm</i>	3	Rpm	Spesifikasi Produk <i>Existing</i>
5.	<i>Reducer 1</i> Mekanisme <i>Lifting</i>	WPSKS-175-1/10	-	Katalog <i>Reducer</i>
6.	<i>Reducer 2</i> Mekanisme <i>Lifting</i>	WPWSKS-175-1/30	-	Katalog <i>Reducer</i>
7.	Jenis Tali Baja	6×19+fc	-	Perhitungan Tali Baja
8.	Jenis Pneumatik	SC 100, <i>Stroke</i> 500 mm	-	Penentuan Pneumatik
9.	Jenis <i>Spring</i>	<i>Extention Spring</i> (Ø6 dengan panjang 779 mm)	-	Katalog
10.	Mata poles (<i>Flap Wheel</i>)	Ø10 × 1 × 1 – 3/4	Inch	Spesifikasi Produk <i>Existing</i> /Katalog
11.	Jenis <i>V-Belt</i>	SPB 1650	-	Perhitungan dan Katalog
12.	<i>Limit Switch</i>	2	Unit	Desain
13.	<i>Safety Break</i>	2	Unit	Desain
14.	Kompresor	7	Bar	Desain
15.	Poros	Ø70	mm	Perhitungan Poros
16.	<i>Pulley</i>	TB-SPB 150X2-2012	-	Perhitungan <i>Pulley</i>
17.	Jenis Material Poros	ASTM A36	-	Perencanaan Poros
18.	Jenis Material Profil <i>Swing Arm</i>	ASTM A36	-	Perencanaan <i>Swing Arm</i>
19.	Profil Rangka <i>Swing Arm</i>	300 × 160 × 5t	mm	Perencanaan Profil
20.	Jenis <i>Bearing</i>	UKP 216+H 2316	-	Katalog
21.	Jenis Motor	M3AA 132S	-	Katalog

4.11 Rencana Anggaran Biaya

Rencana anggaran biaya pada penelitian ini adalah estimasi biaya bahan baku dan estimasi biaya proses manufaktur untuk desain yang telah dirancang ulang dan menjadi desain terpilih. Estimasi biaya dikhususkan untuk

perancangan ulang pada *swing arm*. Adapun estimasi biaya bahan baku dapat dilihat pada Tabel 4.30.

Tabel 4. 30 Estimasi Biaya Bahan Baku

No	Komponen	Ukuran	Qty	Total Berat	Harga	Total
1	Base Plate Limit Swicth	120 × 50 × 5 mm	2	0,47	Rp18.220,00	Rp8.581,00
2	Top Plate Limit Switch	120 × 90 × 5 mm	2	0,85	Rp18.220,00	Rp15.446,00
3	Handle (Roundbar)	Ø8 × L = 50 mm	2	0,04	Rp18.220,00	Rp718,00
4	Stopper Plate	Ø100 × t = 5 mm	1	0,31	Rp18.220,00	Rp5.613,00
5	Pad Eye Lifting Plate	75 × 20 × 30 mm	2	0,71	Rp18.220,00	Rp12.872,00
6	Lifting Plate	200 × 250 × 15 mm	1	5,89	Rp18.220,00	Rp107.270,00
7	Base plate stopper	240 × 150 × 5 mm	1	1,67	Rp18.220,00	Rp30.500,00
8	Base Plate safety break	430 × 125 × 5 mm	2	4,42	Rp18.220,00	Rp80.452,00
9	Profil U	50 × 38 × 5, L = 530 mm	2	1,52	Rp18.220,00	Rp.27.714,00
10	Profil U	50 × 38 × 5mm × 164 mm	2	4,92	Rp18.220,00	Rp89.559,00
	Shaft	Ø70 × 2220 mm	1	66,59	Rp18.220,00	Rp1.213.269,00
11	Spring Plate	65mm × 100mm × 10 mm	1	0,19	Rp18.220,00	Rp3.431,00
12	Spring	Extension Spring (Ø6 dengan panjang 779 mm)	1	-	Rp1.437.480,00	Rp1.437.480,00
13	Bracket Spring dan Pneumatik	Mounting Cylinder Pneumatic Bore 100	4	-	Rp160.000,00	Rp640.000,00
14	Y Knuckle	Y 100 (M20 × 1,5)	2	-	Rp199.689,00	Rp399.378,00
15	Safety Break	260 × 125 × 166mm	2		Rp1.783.000,00	Rp3.566.000,00
16	Silinder Pneumatik	Bore 100, Stroke 500 mm	1	-	Rp544.005,00	Rp544.005,00
17	Tombol Maju	-	1	-	Rp66.000,00	Rp66.000,00
18	Tombol Mundur	-	1	-	Rp66.000,00	Rp66.000,00
19	Katup Kontrol Arah	Katup 5/3	1	3,00	Rp221.889,00	Rp221.889,00

No	Komponen	Ukuran	Qty	Total Berat	Harga	Total
	(Solenoid Valve)					
20	Speed Kontrol (Flow Control)	-	1	0,90	Rp232.989,00	Rp232.989,00
21	Alat Pengukur Tekanan Pressure Gauge	-	1	-	Rp133.089,00	Rp133.089,00
22	Selang Penghubung	6 m	1	-	Rp59.000,00	Rp59.000,00
23	Katup Pembagi Udara (Manifold)	-	1	-	Rp109.779,00	Rp109.779,00
24	Kompresor	7 bar	1	-	Rp6.992.889,00	Rp6.992.889,00
25	Bearing	UKP 216+H 2316	2	10,4	Rp445.845,00	Rp891.690,00
26	Bolt	M20× 50 mm	4	-	Rp7.391,00	Rp29.564,00
27	Bolt	M12×40 mm	16	-	Rp7.754,00	Rp124.064,00
28	Bolt and Nut	M18× 40 mm	8	-	Rp7.550,00	Rp60.400,00
29	Bolt and Nut	M16×65 mm	2	-	Rp6.291,00	Rp12.583,00
Total						Rp17.306.540,00

Rencana anggaran biaya pada penelitian ini memperhitungkan estimasi biaya proses manufaktur untuk produksi. Biaya produksi diperhitungkan berdasarkan desain terpilih yang berfokus pada perancangan ulang *swing arm*. Hasil estimasi perhitungan biaya proses manufaktur dapat dilihat pada Tabel 4.31

Tabel 4. 31 Estimasi Biaya Proses Manufaktur

No	Pengerjaan	Qty	Harga satuan	Besar Satuan	Total Harga
1	Jasa Plasma Cutting	3740	Per mm	Rp50,00	Rp187.050,00
2	Jasa Potong Gergaji	3	Per unit	Rp4.000,00	Rp12.000,00
3	Jasa Pengelasan	4570	Per mm	Rp1.000,00	Rp4.570.000,00
4	Jasa Bubut	8	Per jam	Rp30.000,00	Rp240.000,00
5	Jasa Bending	3	Per tekuk	Rp5.000,00	Rp15.000,00
Total					Rp5.024.000,00

Berdasarkan Tabel 4.30 dan Tabel 4.31 hasil rencana anggaran biaya untuk bahan baku dan estimasi biaya proses manufaktur menunjukkan total biaya yang dikeluarkan adalah sebesar Rp22.330.540,00

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, disimpulkan bahwa sebagai berikut:

1. Perancangan mesin poles vertikal untuk memoles shell dikerjakan menggunakan bantuan *software Autodesk Fusion 360*. Metode yang digunakan dalam perancangan menggunakan metode Ulrich dengan membuat 3 konsep desain. Konsep desain dipilih berdasarkan kriteria stabilitas, operasional, perawatan, proses manufaktur. Dari ketiga konsep desain yang telah dibuat, maka desain konsep yang terpilih adalah konsep desain 2 karena memiliki nilai relatif paling tinggi yaitu 28,42 %. Rancangan ini menggunakan sistem penggerak pneumatik sehingga *swing arm* lebih mudah dioperasikan, dilengkapi *spring* untuk meningkatkan kestabilan gaya pemolesan, serta dilengkapi *safety break* dan *limit switch* untuk meningkatkan keselamatan operator selama proses pengoperasian.
2. Perhitungan kekuatan struktur dilakukan pada rangka *swing arm* menunjukkan tegangan maksimum kurang dari tegangan ijin yaitu sebesar $10,2 \text{ Mpa} < 62,5 \text{ Mpa}$, serta defleksi maksimum kurang dari defleksi ijin $0,654 \text{ mm} < 13,33 \text{ mm}$. Hasil analisa menggunakan *software Autodesk Fusion 360* menunjukkan *safety factor* minimum sebesar 14,13 sedangkan hasil tegangan maksimum kurang dari tegangan ijin yaitu sebesar $17,57 \text{ Mpa} < 62,5 \text{ Mpa}$ dan defleksi maksimum kurang dari defleksi ijin sebesar $0,684 \text{ mm} < 13,33 \text{ mm}$. Berdasarkan hasil tersebut desain konsep terpilih dapat disimpulkan memiliki desain yang aman.
3. Berdasarkan perhitungan biaya bahan baku menghasilkan estimasi biaya sebesar Rp17.306.540,00 dan estimasi biaya proses manufaktur sebesar Rp5.024.000,00, sehingga total biaya yang dikeluarkan untuk membuat perancangan ulang mesin poles vertikal pada konsep desain terpilih adalah sebesar Rp22.330.540,00.

5.2 Saran

Saran diberikan untuk perbaikan dan pengembangan tugas akhir ini dengan harapan dapat disempurnakan lagi untuk penelitian berikutnya. Adapun saran yang dapat diberikan pada tugas akhir ini sebagai berikut:

1. Penelitian selanjutnya disarankan untuk dapat mengimplementasikan hasil perancangan ke dalam bentuk prototipe untuk mengevaluasi performa, dan keandalan *swing arm* pada kondisi kerja yang sesungguhnya.
2. Penelitian selanjutnya disarankan untuk dapat mengembangkan sistem *lifting* pada mesin agar lebih memiliki stabilitas dan kekuatan yang lebih andal
3. Penelitian selanjutnya dapat mengembangkan mata poles atau *abrasive* yang dapat memoles banyak area permukaan agar waktu lebih efektif.

DAFTAR PUSTAKA

- Alberro, A.N., Rojas, H.A.G., Egea, A.J.S., Hameed, S., & Aguilar, R. M. P. (2019). *Model based on an effective material-removal rate to evaluate specific energy consumption in grinding*. **Materials**, Vol.12, No.6, pp.939.
- Alfredo, F., Ismail, R., & Tauviquirrahman, M. (2025). *Analisis Kekuatan Struktur Reel Conveyor Belt Menggunakan Metode Elemen Hingga*. **Jurnal Teknik Mesin S-1**, Vol.13, No.1, pp.45–50.
- American Wood Council. (2007). **Beam Design Formulas with Shear and Moment Diagram**. American Forest & Paper Association., Washington, Dc.
- Arup. (2017). *Structural Concept Design Guide*. Arup SSN UK SCGD, Issue 1.
- Chen, X., & Liu, Y. (2015). **Finite Element Modeling and Simulation with ANSYS WORKBENCH**. CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Raton
- Han, X., Wei, P., Zhao, Y., Wang, Z., Li, C., Wu, X., & Zhang, H. (2023). *Enhanced Pitting Corrosion Resistance of Nanostructured AISI 304 Stainless Steel via Pipe Inner Surface Grinding Treatment*. **Nanomaterials**, Vol.13, No.2, pp.318.
- Herdiansah, A., Andry, J.F., Setiawansyah, A., Kristania, Y.M., & Sintaro, S. (2023). *Sistem Pendukung Keputusan Strategis Menggunakan Ranking Methods*. CV Keranjang Teknologi Media, Bandar Lampung
- Indrawan, R., Ulhaque, S.D., & Purnomo, D. A. (2024). *Pemilihan Konsep Desain Jig dan Fixture Bearing Housing Pada Mesin CNC Turning Vertical*. **Seminar Nasional Maritim Sains Teknologi Terapan (MASTER) 2024**, Vol.9, No.1, pp.48-59, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
- Indrawan, R., Utomo, A.A.P., Fajardini, R.A., Bisono, F., Setiawan, T. A., Purnomo, D. A. dan Rosalina, A. (2025). *Pemilihan Konsep Desain Mesin Pengayak Limbah Sandblasting pada Galangan Kapal Dengan Metode Ulrich*. **Seminar Nasional Maritim Sains Teknologi Terapan (MASTER) 2025**, Vol.10, No.1, pp.134-144, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
- Irfan, M., Amiruddin, W dan Santosa, A.W.B. (2024). *Analisis Pengaruh Variasi Kuat Arus dan Normalizing pada Pengelasan FCAW Menggunakan Elektroda E81T-Ni1C terhadap Struktur Mikro dan Sifat Mekanis Baja ASTM A36*. **Jurnal Teknik Perkapalan**, Vol.12, No.4, pp.1-10. Universitas Diponegoro, Semarang.

- Izkayoga, M. H. (2019). *Perancangan Mesin Belt Sander pada Kelompok Kerja Fall Board di PT YAMAHA Indonesia*. **Laporan Tugas Akhir**, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Universitas Islam Indonesia, Yogyakarta.
- Juansyah, Y., Oktarina, D., & Zulfihar, M. (2017). *Analisis Perbandingan Rencana Anggaran Biaya Bangunan Menggunakan Metode SNI dan BOW (Studi Kasus: Rencana Anggaran Biaya Bangunan Gedung Kwarda Pramuka Lampung)*, **Jurnal Rekayasa, Teknologi, dan sains**, Vol. 1, No.1, pp. 1-5. Universitas Malahayati, Bandar Lampung.
- Khurmi, R.S dan Gupta, J. K. (2005). **A Textbook of Machine Design**. Eurasia Publishing House (PVT.) Ltd., New Delhi.
- Mahmudi, H. (2021). *Analisa Perhitungan Pulley dan V-Belt Pada Sistem Transmisi Mesin Pencacah*. **Jurnal Mesin Nusantara**, Vol.4, No.1, pp.40–46. Universitas Nusantara PGRI Kediri, Kediri.
- Marinescu, I. D., Hitchiner. Mike P, Uhlmann, E., Rowe, W. B., & Inasaki, I. (2015). **Handbook of Machining with Grinding Wheels**. Second Edition. CRC Press, Boca Raton.
- Mufarrih, A. M., Rohman, F., Monasari, R., Amrullah, U. S., & Hartono, M. (2024). *Upaya Peningkatan Produktivitas UMKM Hasim Furni Sidoarjo Melalui Modifikasi Mesin Amplas Kayu*. **Community Development Journal: Jurnal Pengabdian Masyarakat**, Vol.5, No.5.
- Rudenko.N. (1960). **Materials Handling Equipment**.
- Septiyani A, D. E., Afriansyah, Z., Muliastri, D., Azmy, I., & Saragih, A. D. (2024). *Rancang Bangun Mesin Poles untuk Material Logam*. **Journal of Applied Mechanical Engineering and Renewable Energy (JAMERE)**, Vol.4, No.2, pp.67–71.
- Setiawan, Ilham Heru Pramono, Gatot Eka Waluyo, R. (2023). *Rancang Bangun Mesin Belt Sander*. **Jurnal ALMIKANIK**, Vol.5, No.2. Universitas Ibn Khaldun Bogor.
- Setiawan, T. A., Juniani, A. I., Purnomo, D. A., Rinanto, N., & Faruq, H. N. (2023). *How to Utilize Autodesk Fusion 360 that Reinforces Product Redesign Simulation?*, **JISO: Journal of Industrial and Systems Optimization**, Vol.6, No.1, pp.48–54, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
- Sularso dan Suga, K. (2004). *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Cetakan ke-11. PT Pradnya Paramita, Jakarta.

- Tuapetel, J.V dan Narwalutama, R. (2022). *Perencanaan Sistem Pneumatik Sebagai Penggerak pada Pintu Gerbong Kereta*. **STRING (Satuan Tulisan Riset dan Inovasi Teknologi)**, Vol.6, No.3, pp.244-253. Institut Teknologi Indonesia.
- Ulrich, K.T dan Eppinger, S.D. (2016). **Product design and development**. McGraw-Hill Education, New York.
- Vijayan, N., Raj, S.A., Muthirulan, V., & Sachidananda, K. H. (2019). *Design and Fabrication of a Continuous Polishing Machine*. **Journal Europeen des Systemes Automatisés**, Vol.52, No.5, pp.485–493.
- Zayadi, A., dan HP, C. (2016). *Analisis Kekuatan Tali Baja Pada Lift Schindler Kapasitas 1600 Kg*. **Jurnal Teknologi Kedirgantaraan**, Vol.5., No.1, pp.485-493.
- DriveIT Low Voltage General Purpose Motors. **Catalog ABB**. Vaasa, Finlandia.
- Worm Reducer & G3 Mini Helical Gear. **Catalog REVCO**.
- Asahi Bearing Units, Joinbal Rod Ends, Spherical Bearings. **Catalog Asahi Seiko Co., Ltd.** Osaka, Jepang.
- Rubber V-Belt. **Catalog MEGADYNE RUBBER S.A.** Spain.
- Single Axis Robot**. **Catalog HIWIN**. Taiwan.
- The Spring Catalog 15. **Catalog LESJÖFORS**. Filipstad, Sweden.
- TB-SPB V-belt pulleys for taper bush - 2 grooves. **Catalog PTI**, Denmark.
- TBC Series Standard Cylinder Dimensions. **Specifications EMC**. Ningbo, China.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN

Lampiran 1 Hasil Survey

No	waktu	Identitas	Pertanyaan	Jawaban	Kebutuhan (interpretasi)
1	7/04/2026	Bapak Noko Jabatan: Operator 1 Dokumentasi: 	Apakah ada kendala saat operasional mesin?	Saat penempatan posisi <i>swing arm</i> tidak <i>center</i> , putaran <i>swing arm</i> tidak konsisten dan putaran membentuk oval sehingga membuat hasil tidak rata	Mesin menghasilkan gerakan poles yang konsisten
			Apa yang perlu diperbaiki atau dikembangkan pada mesin poles vertikal	Kecepatan naik dan turun dipercepat karena terlalu lama waktu naik dan turun lengan mesin poles saat dioperasikan.	Mesin memiliki gerakan vertikal yang lebih cepat dan efisien
				Tidak ada control otomatis untuk <i>off</i> mesin ketika mesin memoles secara vertikal sehingga <i>shaft/swing arm</i> sering menabrak meja putar atau benda kerja	Mesin memiliki pembatas gerak otomatis
			Apakah ada kendala saat	Perlu ada pergantian <i>shaft</i> sesuai dengan kebutuhan kerja, panjang	<i>Shaft</i> mudah dan cepat diganti

			perawatan mesin?	<i>shaft</i> pendek untuk memoles bagian luar dan <i>shaft</i> yang berukuran panjang untuk poles dalam. Proses pergantian <i>shaft</i> juga cukup rumit, karena harus menurunkan lengan <i>swing arm</i> terlebih dahulu jika posisi berada di dalam <i>shell</i> (stepnya: mengurangi beban bandul, kemudian menaikkan dan menurunkan <i>swing arm</i>)	
			Apakah ada kendala saat operasional mesin?	Perlu mengatur beban bandul berkisar 5kg-25kg hingga mata poles bersentuhan dengan permukaan poles secara manual menggunakan tenaga operator Ketika beban terlalu ringan maka permukaan tidak terpoles dan sebaliknya jika terlalu	Tekanan pemolesan harus mudah diatur Tekanan mata poles konsisten

				berat beban maka permukaan tergerus lebih banyak dan dinamo tidak bisa berputar	
				Kesulitan mengatur keseimbangan dengan menggunakan tali tambang, karena jika tali terlalu kaku maka mata poles tidak akan menempel permukaan <i>shell</i> .	Sistem penyeimbang konsisten dan mudah digunakan
			Apakah ada rasa kurang aman saat operator mengoper asikan mesin?	Tingkat keamanan kurang, tidak ada penahan ataupun <i>safety</i> yang cukup pada mesin, sehingga ketika ada masalah tali sling terputus langsung jatuh dan beresiko kecelakaan kerja. Pada kondisi aktual sling sudah mulai terputus dan perlu pergantian.	Mesin memiliki <i>safety</i> atau pengaman pada mesin poles
2.	7/04/2026	Bapak Mulyono Jabatan: Operator 2 Dokumentasi:	Apakah ada kendala saat	Kesulitan penempatan lengan poles dan mengatur kesesuaian	Posisi <i>swing arm</i> mudah diatur

			operasion al mesin?	lengan secara manual, sehingga seharusnya butuh dikembangkan agar proses pengoperasian lebih mudah	
			Apakah ada kendala pada proses perawata n mesin?	<i>Grid</i> pada mata poles sering diganti dari kekasaran 80, 120,240, dan 320 sesuai dengan kebutuhan pemolesan, dan saat pergantian mata poles lengan poles harus dinaikkan kemudian diposisikan kepinggir lalu lengan diturunkan kemudian baru bisa diganti mata polesnya	Mata poles dapat diganti lebih cepat dan mudah
			Apakah ada rasa kurang aman saat operator mengoper asikan mesin?	<i>Safety</i> seharusnya ditingkatkan, karena di mesin poles tidak ada penahannya atau sistem pengaman	Meningkatkan <i>safety</i> atau keamanan pada mesin poles

3.	7/04/2026	Nama: Bapak Floren Jabatan: Supervisi Dokumentasi 	Apakah ada saran untuk perbaikan desain?	<i>Shaft</i> pada mesin goyang saat proses pemolesan, diusahakan bisa dikembangkan lebih stabil	<i>Shaft</i> memiliki kestabilan yang baik
			Apakah ada harapan untuk proses perawatan mesin?	<i>Maintenance</i> atau perawatan harus rutin 1 bulan atau 2 bulan sekali, agar umur ekonomis mesin lebih panjang	Mesin mudah dirawat
			Apakah dari proses manufaktur yang perlu dipertimbangkan dalam perancangan mesin?	Proses manufaktur biasanya dipertimbangkan dari tingkat kerumitan prosesnya	Proses pembuatan mesin sederhana dan tidak rumit
4.	7/04/2026	Bapak Bagus Jabatan: Drafter Dokumentasi 	Apa ada saran perbaikan untuk perbaikan desain	-Kekuatan struktur bisa ditingkatkan dengan menambah ketebalan plat di bagian yang sering terkena beban - Penambahan stopper di bagian elektrik agar ketika mesin poles bergerak turun <i>shaft</i> pada	Struktur mesin kuat di area pembebanan tinggi Kontrol gerak vertikal dapat berhenti otomatis

				<i>swing arm</i> tidak menabrak meja putar, dapat menggunakan <i>pneumatic</i> atau sensor	
			Apakah ada harapan untuk proses perawatan mesin?	Perawatan dilakukan 1 bulan hingga 5 bulan sekali secara berkala, sehingga mesin dirancang untuk memiliki jangkauan perawatan yang mudah. Tujuan perawatan berkala agar umur mesin lebih panjang	Mesin mudah dirawat
			Apakah dari proses manufaktur yang perlu dipertimbangkan dalam perancangan mesin?	Yang dipertimbangkan dalam perancangan adalah dari segi bentuk dan berdasarkan tingkat kerumitan bentuk tersebut	Geometri <i>part</i> sederhana & mudah dibuat <i>workshop</i>
5.	7/04/2026	Amin Jabatan: Drafter Dokumentasi	Apa ada saran perbaikan untuk perbaikan desain	-Mekanisme bandul dan tali tambah sebagai penyeimbang bisa diganti dengan mekanisme yang lebih stabil dan memudahkan	Penyeimbang <i>swing arm</i> lebih stabil dan operasional lebih mudah Sistem <i>lifting</i> memiliki rem

				-Keamanan operasional ditingkatkan dengan menambah <i>safety break</i> - Penambahan <i>limit switch</i> untuk mengontrol gerak <i>swing arm</i> ketika melakukan pemolesan	pengaman otomatis Kontrol gerak vertikal dapat berhenti otomatis
			Apakah ada harapan untuk proses perawatan mesin?	Mesin dapat dirawat dan diperbaiki dengan mudah	Mesin mudah dirawat
			Apakah dari proses manufaktur yang perlu dipertimbangkan dalam perancangan mesin?	Perancangan mesin dapat direalisasikan untuk dikerjakan di lapangan atau dapat diproduksi	Desain mesin dapat dimanufaktur

Lampiran 2 Kuesioner Tingkat Kesulitan Proses Manufaktur

A. IDENTITAS RESPONDEN

Nama : A. Rizki Firmansyah
Pekerjaan : PPLC (Production planning and inventory control)

B. PETUNJUK PENGISIAN KUISIONER

Mohon diberi tanda (✓) pada kolom yang tersedia untuk jawaban yang paling sesuai menurut bapak/ibu jika,

1= Sangat Rendah

2= Rendah

3= Sedang

4= Tinggi

5= Sangat Tinggi

No	Pertanyaan	1	2	3	4	5
1	Seberapa tinggi tingkat kesulitan proses cutting dalam proses manufaktur apabila mempertimbangkan banyaknya jumlah part yang dikerjakan, tingkat ketelitian, kesulitan pengerjaan, kebutuhan peralatan, waktu proses, dan keahlian operator.	✓				
2	Seberapa tinggi tingkat kesulitan proses potong gergaji dalam proses manufaktur apabila mempertimbangkan banyaknya jumlah part yang dikerjakan, tingkat ketelitian, kesulitan pengerjaan, kebutuhan peralatan, waktu proses, dan keahlian operator.		✓			
3	Seberapa tinggi tingkat kesulitan proses pengelasan dalam proses manufaktur apabila mempertimbangkan banyaknya jumlah part yang dikerjakan, tingkat ketelitian, kesulitan pengerjaan, kebutuhan peralatan, waktu proses, dan keahlian operator.					✓
4	Seberapa tinggi tingkat kesulitan proses bending dalam proses manufaktur apabila mempertimbangkan banyaknya jumlah part yang dikerjakan, tingkat ketelitian, kesulitan pengerjaan, kebutuhan peralatan, waktu proses, dan keahlian operator.			✓		
5	Seberapa tinggi tingkat kesulitan proses drilling/counter boring dalam proses manufaktur apabila mempertimbangkan banyaknya jumlah part yang dikerjakan, tingkat ketelitian, kesulitan pengerjaan, kebutuhan peralatan, waktu proses, dan keahlian operator.			✓		
6	Seberapa tinggi tingkat kesulitan proses bubut dalam proses manufaktur apabila mempertimbangkan banyaknya jumlah part yang dikerjakan, tingkat ketelitian, kesulitan pengerjaan, kebutuhan peralatan, waktu proses, dan keahlian operator.					✓

A. Rizki F
(Tanda Tangan Responden)

A. IDENTITAS RESPONDEN

Nama : Achmad Amin
Pekerjaan : Desainer

B. PETUNJUK PENGISIAN KUISIONER

Mohon diberi tanda (✓) pada kolom yang tersedia untuk jawaban yang paling sesuai menurut bapak/ibu jika,

1= Sangat Rendah

2= Rendah

3= Sedang

4= Tinggi

5= Sangat Tinggi

No	Pertanyaan	1	2	3	4	5
1	Seberapa tinggi tingkat kesulitan proses laser cutting berdasarkan kesulitan pengerjaan, kebutuhan peralatan, waktu proses, dan keahlian operator.				✓	
2	Seberapa tinggi tingkat kesulitan proses potong gergaji berdasarkan kesulitan pengerjaan, kebutuhan peralatan, waktu proses, dan keahlian operator.			✓		
3	Seberapa tinggi tingkat kesulitan proses pengelasan berdasarkan kesulitan pengerjaan, kebutuhan peralatan, waktu proses, dan keahlian operator.					✓
4	Seberapa tinggi tingkat kesulitan proses bending berdasarkan kesulitan pengerjaan, kebutuhan peralatan, waktu proses, dan keahlian operator				✓	
5	Seberapa tinggi tingkat kesulitan proses drilling/counter boring berdasarkan kesulitan pengerjaan, kebutuhan peralatan, waktu proses, dan keahlian operator				✓	
6	Seberapa tinggi tingkat kesulitan proses bubut berdasarkan kesulitan pengerjaan, kebutuhan peralatan, waktu proses, dan keahlian operator				✓	



(Tanda Tangan Responden)

A. IDENTITAS RESPONDEN

Nama : Haniyono
Pekerjaan : Supervisi

B. PETUNJUK PENGISIAN KUISIONER

Mohon diberi tanda (✓) pada kolom yang tersedia untuk jawaban yang paling sesuai menurut bapak/ibu jika,

1= Sangat Rendah

2= Rendah

3= Sedang

4= Tinggi

5= Sangat Tinggi

No	Pertanyaan	1	2	3	4	5
1	Seberapa tinggi tingkat kesulitan proses laser cutting berdasarkan kesulitan pengerjaan, kebutuhan peralatan, waktu proses, dan keahlian operator.				✓	
2	Seberapa tinggi tingkat kesulitan proses potong gergaji berdasarkan kesulitan pengerjaan, kebutuhan peralatan, waktu proses, dan keahlian operator.			✓		
3	Seberapa tinggi tingkat kesulitan proses pengelasan berdasarkan kesulitan pengerjaan, kebutuhan peralatan, waktu proses, dan keahlian operator.					✓
4	Seberapa tinggi tingkat kesulitan proses bending berdasarkan kesulitan pengerjaan, kebutuhan peralatan, waktu proses, dan keahlian operator				✓	
5	Seberapa tinggi tingkat kesulitan proses drilling/counter boring berdasarkan kesulitan pengerjaan, kebutuhan peralatan, waktu proses, dan keahlian operator				✓	
6	Seberapa tinggi tingkat kesulitan proses bubut berdasarkan kesulitan pengerjaan, kebutuhan peralatan, waktu proses, dan keahlian operator					✓

(Tanda Tangan Responden)

Lampiran 3 Spesifikasi Produk *Existing*

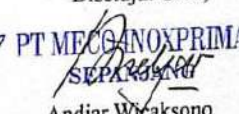
PERSETUJUAN SPESIFIKASI PRODUK

Sehubungan dengan pelaksanaan Tugas Akhir mahasiswa Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya atas nama Aulia Rachma Alfianti (NRP 0622040007) dengan judul "Perancangan Ulang *Swing Arm* pada Mesin Poles Vertikal Menggunakan Pendekatan Ulrich", diperlukan spesifikasi produk sebagai dasar dalam proses perancangan ulang. Spesifikasi produk yang digunakan dalam penelitian ini diperoleh secara langsung dari pihak PT. Meco Inoxprima sebagai perusahaan pengguna dan pemilik mesin yang menjadi objek penelitian. Spesifikasi tersebut digunakan sebagai acuan dalam proses pengembangan konsep dan perancangan ulang produk. Adapun spesifikasi produk yang dimaksud adalah sebagai berikut:

NAMA PERUSAHAAN PT. MECO INOXPRIMA		SPESIFIKASI PRODUK
Nama Produk : Mesin Poles Vertikal		
Jenis Produk : Mesin poles shell vertikal		
Jumlah Produk : 1 unit		
Deskripsi	Spesifikasi	
Kapasitas produksi	1 unit	
Dimensi mesin poles vertikal	2500 mm × 950 mm × 6000 mm	
Dimensi meja putar	4000 mm	
Max. tinggi jangkauan pemolesan	1750 mm	
Jangkauan pemolesan	Ø500 mm - Ø4000 mm	
Beban bandul	5-25 kg	
Material	ASTM-A36-Mild Steel	

Demikian dokumen persetujuan spesifikasi produk ini dibuat untuk digunakan sebagaimana mestinya dalam kegiatan penyusunan tugas akhir.

Surabaya, 8 Juni 2026
Disetujui Oleh,

 PT MECO INOXPRIMA

Andjar Wicaksono
Kepala Divisi Gambar

Lampiran 4 Perhitungan Nilai Normalisasi

$$r_{ij} = \frac{\min X_{ij}}{X_{ij}}$$

$$r_{1,1} = \frac{\min X_1}{X_{1,1}} = \frac{34}{44} = 0,77$$

$$r_{1,2} = \frac{\min X_1}{X_{1,2}} = \frac{34}{46} = 0,74$$

$$r_{1,3} = \frac{\min X_1}{X_{1,3}} = \frac{34}{44} = 0,77$$

$$r_{1,4} = \frac{\min X_1}{X_{1,4}} = \frac{34}{34} = 1$$

$$r_{2,1} = \frac{\min X_2}{X_{2,1}} = \frac{14}{16} = 0,88$$

$$r_{2,2} = \frac{\min X_2}{X_{2,2}} = \frac{14}{16} = 0,88$$

$$r_{2,3} = \frac{\min X_2}{X_{2,3}} = \frac{14}{15} = 0,93$$

$$r_{2,4} = \frac{\min X_2}{X_{2,4}} = \frac{14}{14} = 1$$

$$r_{3,1} = \frac{\min X_3}{X_{3,1}} = \frac{45}{58} = 0,78$$

$$r_{3,2} = \frac{\min X_3}{X_{3,2}} = \frac{45}{60} = 0,75$$

$$r_{3,3} = \frac{\min X_3}{X_{3,3}} = \frac{45}{56} = 0,79$$

$$r_{3,4} = \frac{\min X_3}{X_{3,4}} = \frac{45}{45} = 1$$

$$r_{4,1} = \frac{\min X_4}{X_{4,1}} = \frac{3}{4} = 0,75$$

$$r_{4,2} = \frac{\min X_4}{X_{4,2}} = \frac{3}{3} = 1$$

$$r_{4,3} = \frac{\min X_4}{X_{4,3}} = \frac{3}{3} = 1$$

$$r_{4,4} = \frac{\min X_4}{X_{4,4}} = \frac{3}{4} = 0,75$$

$$r_{5,1} = \frac{\min X_5}{X_{5,1}} = \frac{1}{1} = 1$$

$$r_{5,2} = \frac{\min X_5}{X_{5,2}} = \frac{1}{1} = 1$$

$$r_{5,3} = \frac{\min X_5}{X_{5,3}} = \frac{1}{1} = 1$$

$$r_{5,4} = \frac{\min X_5}{X_{5,4}} = \frac{1}{1} = 1$$

$$r_{6,1} = \frac{\min X_6}{X_{6,1}} = \frac{5}{5} = 1$$

$$r_{6,2} = \frac{\min X_6}{X_{6,2}} = \frac{5}{5} = 1$$

$$r_{6,3} = \frac{\min X_6}{X_{6,3}} = \frac{5}{5} = 1$$

$$r_{6,4} = \frac{\min X_6}{X_{6,4}} = \frac{5}{5} = 1$$

Lampiran 5 Katalog Motor

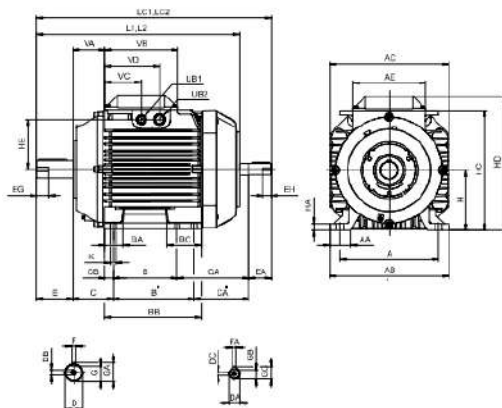
General purpose aluminium motors

Technical data for totally enclosed squirrel cage three phase motors

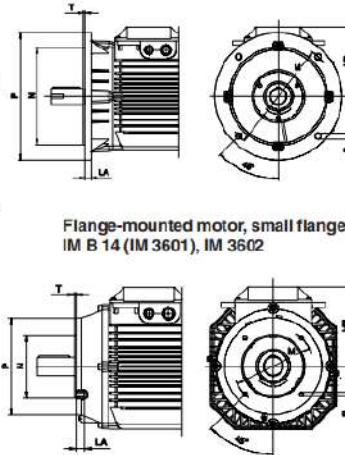
IP 55 – IC 411 – Insulation class F, temperature rise class B

Output kW	Motor type	Product code	Speed r/min	Efficiency		Power factor cos φ	Current		Torque		
				Full load 100%	3/4 load 75%		I_N	I_s	T_N	T_s	T_{max}
							A	I_N	N/m	T_N	T_N
1000 r/min = 6 poles				400 V 50 Hz		Basic design					
0.09	M2VA 63 A	3GVA 063 001-*	910	47.1	42.5	0.56	0.51	2.1	0.95	2.1	2.1
0.12	M2VA 63 B	3GVA 063 002-*	910	57.5	54.0	0.58	0.54	2.1	1.27	2.1	2.1
0.18	M2VA 71 A	3GVA 073 001-*	920	61.1	57.7	0.69	0.64	2.9	1.88	2.1	2.2
0.25	M2VA 71 B	3GVA 073 002-*	920	64.9	62.3	0.65	0.86	3.2	2.51	2.5	2.7
0.37	M2VA 80 A	3GVA 083 001-*	925	72.9	70.8	0.72	1.04	3.8	3.82	3.1	3.4
0.55	M2VA 80 B	3GVA 083 002-*	925	73.3	71.9	0.71	1.55	3.4	5.68	2.9	3.1
0.75	M3AA 90 S	3GAA 093 001-**E	930	71.5	70.7	0.67	2.36	4.0	7.5	1.9	2.3
1.1	M3AA 90 L	3GAA 093 002-**E	930	74.4	72.5	0.69	3.25	4.0	11	2.1	2.4
1.5	M3AA 100 L	3GAA 103 001-**E	950	80.0	77.0	0.71	3.92	4.5	15	1.9	2.3
2.2	M3AA 112 M	3GAA 113 001-**C	940	80.5	81.0	0.74	5.4	5.8	22	2.1	2.7
3	M3AA 132 S	3GAA 133 001-**C	960	84.5	84.8	0.75	6.9	6.5	30	2.1	3.0
4	M3AA 132 MA	3GAA 133 002-**C	960	85.5	86.1	0.78	8.7	7.1	40	2.6	2.8
5.5	M3AA 132 MB	3GAA 133 003-**C	955	86.0	87.0	0.78	11.9	7.0	55	3.0	2.8
7.5	M3AA 160 M	3GAA 163 101-**C	970	89.3	89.3	0.79	15.4	6.7	74	2.0	2.8
11	M3AA 160 L	3GAA 163 102-**C	970	89.8	89.8	0.78	23	7.1	109	2.2	2.9
15	M3AA 180 L	3GAA 183 101-**C	970	90.8	90.8	0.78	31	7.0	148	2.1	3.0
18.5	M3AA 200 MLA	3GAA 203 001-**C	985	91.1	91.1	0.81	36	7.0	179	2.5	2.7
22	M3AA 200 MLB	3GAA 203 002-**C	980	91.7	91.7	0.81	43	7.2	214	2.5	2.7
30	M3AA 225 SMB	3GAA 223 001-**C	985	92.8	92.8	0.83	56	6.6	291	2.5	2.7
37	M3AA 250 SMA	3GAA 253 001-**C	985	93.7	93.7	0.83	69	7.3	359	2.8	2.8
45	M3AA 280 SMA	3GAA 283 001-**C	985	94.1	94.1	0.84	82	7.3	436	2.8	2.8

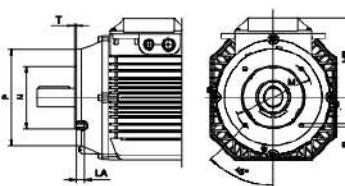
Foot-mounted motor; IM B 3 (IM 1001), IM 1002



Flange-mounted motor, large flange;
IM B 5 (IM 3001), IM 3002



Flange-mounted motor, small flange;
IM B 14 (IM 3601), IM 3602



IM B 3 (IM 1001)

Motor size	A	AA	AB	AC	AE	B	B'	BA	BB	BC	C	CA	CA'	CB	D	DA	DB	DC	E ¹⁾	EA	EG	EH	F	FA
112 ¹⁾	190	41	222	221	160	140	-	31	168	31	70	115.5	-	14	28	19	M10	M8	90	40	22	19	8	6
112 ²⁾	190	41	222	221	160	140	-	31	168	31	70	138	-	14	28	19	M10	M8	90	40	22	19	8	6
132 ¹⁾	216	47	262	261	160	140	178 ³⁾	40	212	76	89	158	120	18	38	24	M12	M8	90	50	26	19	10	8
132 ²⁾	216	47	262	261	160	140 ⁴⁾	178	40	212	76	89	191	153	18	38	24	M12	M8	90	50	26	19	10	8

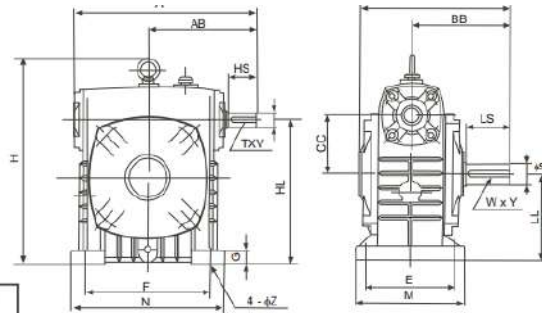
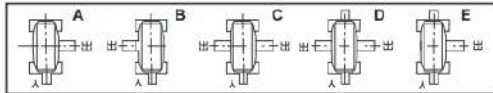
Motor size	G	GAGE	GC	H	HA	HC	HD	HE	K	L	L1	L2	LC	LC1	LC2	UB1 ⁵⁾	UB2 ⁵⁾	VA	VB	VC ⁶⁾	VD1	VD2
112 ¹⁾	24	31	15.5	21.5	112	12	226	258	92	12	361 ⁷⁾	361 ⁷⁾	421.5	421.5	421.5	M20	M25	60	160	80	120	40
112 ²⁾	24	31	15.5	21.5	112	12	226	258	92	12	387 ⁷⁾	387 ⁷⁾	448	448	448	M20	M25	60	160	80	120	40
132 ¹⁾	33	41	20	27	132	14	263.5	295.5	109.5	12	447 ⁷⁾	447 ⁷⁾	517	517	517	M20	M25	71	160	80	120	40
132 ²⁾	33	41	20	27	132	14	263.5	295.5	109.5	12	481.5 ⁸⁾	481.5 ⁸⁾	550	550	550	M20	M25	71	160	80	120	40

Lampiran 6 Motor Reducer 1

WPS

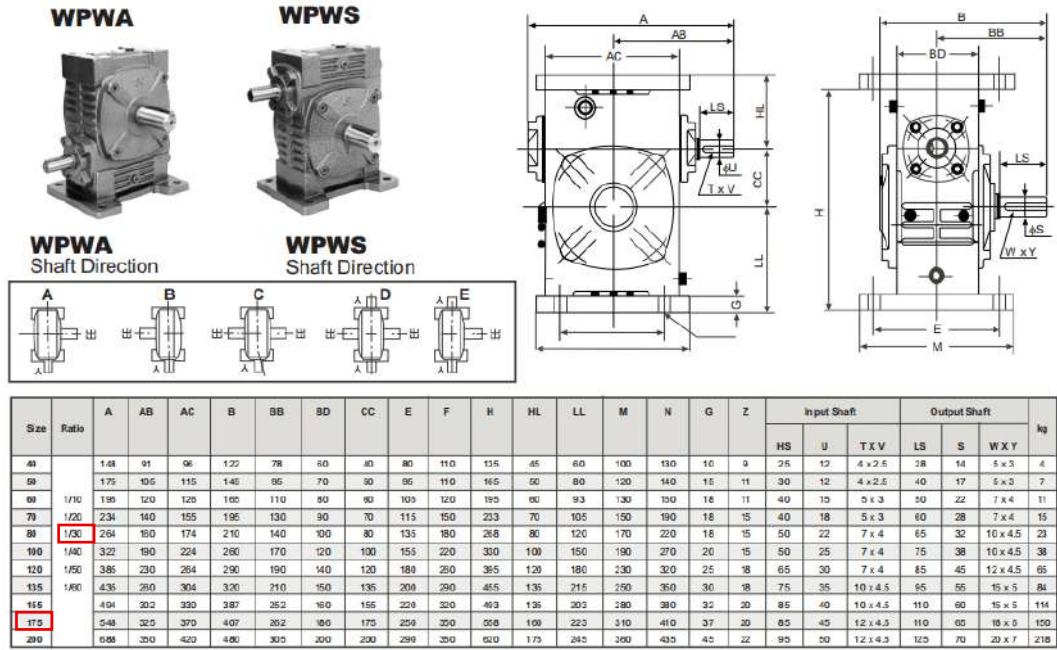


WPS
Shaft Direction



Size	Ratio	A	AB	B	BB	CC	E	F	H	HL	LL	M	N	G	Z	Input Shaft			Output Shaft			kg	i
																HS	U	TXV	LS	S	W x Y		
40		142	85	112	74	40	70	80	135	100	60	80	100	12	10	25	12	4 x 2.5	28	14	5 x 3	3.8	
50		175	105	145	95	50	85	110	180	130	80	120	140	18	11	30	12	4 x 2.5	40	17	5 x 3	7	0.4
60		195	120	165	110	60	105	120	205	150	90	130	150	20	11	40	15	5 x 3	50	22	7 x 4	16.5	0.5
70	1/10	234	140	195	130	70	115	150	235	175	105	150	180	25	15	40	18	5 x 3	60	28	7 x 4	14.5	0.7
80	1/20	264	160	210	140	80	135	180	255	200	120	170	220	25	15	50	22	7 x 4	65	32	10 x 4.5	22	1.1
100	1/10	322	190	260	170	100	155	220	327	250	150	190	270	25	15	60	25	7 x 4	75	38	10 x 4.5	38	2.3
120	1/10	385	230	290	190	120	180	260	388	300	180	230	320	30	18	65	30	7 x 4	85	45	12 x 4.5	63	4.5
135	1/50	435	260	320	210	135	200	290	445	350	215	250	350	30	18	75	35	10 x 4.5	95	55	15 x 5	80	6.0
155	1/10	507	302	387	252	155	220	320	483	390	235	280	360	38	20	85	40	10 x 4.5	110	66	15 x 5	114	6.2
175		550	325	407	262	175	250	350	540	430	290	310	400	40	20	85	45	12 x 4.5	110	65	16 x 6	150	6.0
200		670	350	480	305	200	290	390	610	490	290	380	480	42	22	95	50	12 x 4.5	125	70	20 x 7	218	9.0
250		810	410	560	340	250	380	480	755	600	350	480	580	48	27	110	60	15 x 5	155	96	24 x 8	363	17.0

Lampiran 7 Motor Reducer 2



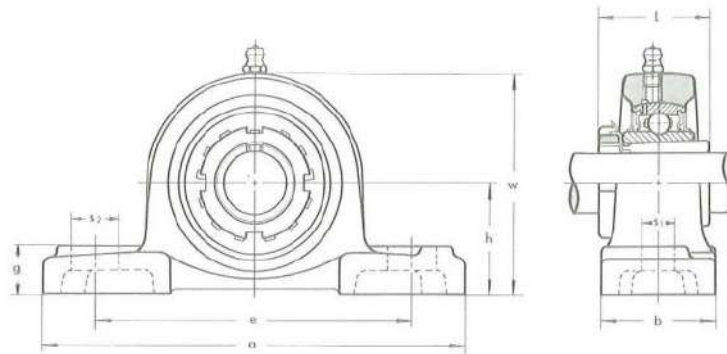
Lampiran 8 Bearing

PILLOW BLOCKS

UKP 200+H type

Normal Duty

Adapter Sleeve Locking



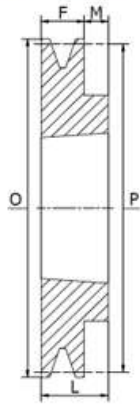
Unit No.	Shaft Diam. mm	Dimensions mm									Bolt Size mm	Bearing No.	Housing No.	Weight kg
		h	a	e	b	s ₁	s ₂	g	w	L				
UKP 205 + H 2305	20	36.5	140	105	38	13	16	16	70	35	M10	UK 205 + H2305	P 205	0.84
UKP 206 + H 2306	25	42.9	165	121	48	17	21	18	83	38	M14	UK 206 + H2306	P 206	1.4
UKP 207 + H 2307	30	47.6	167	127	48	17	21	19	94	43	M14	UK 207 + H2307	P 207	1.6
UKP 208 + H 2308	35	49.2	184	137	54	17	25	19	100	46	M14	UK 208 + H2308	P 208	2.1
UKP 209 + H 2309	40	54	190	146	54	17	22	20	108	50	M14	UK 209 + H2309	P 209	2.4
UKP 210 + H 2310	45	57.2	206	159	60	20	25	22	114	55	M16	UK 210 + H2310	P 210	2.8
UKP 211 + H 2311	50	63.5	219	171	60	20	25	22	126	59	M16	UK 211 + H2311	P 211	3.4
UKP 212 + H 2312	55	69.8	241	184	70	20	25	25	138	62	M16	UK 212 + H2312	P 212	4.8
UKP 213 + H 2313	60	76.2	265	203	70	25	29	27	150	65	M20	UK 213 + H2313	P 213	5.7
UKP 215 + H 2315	65	82.6	275	217	74	25	31	28	163	73	M20	UK 215 + H2315	P 215	8.2
UKP 216 + H 2316	70	88.9	292	232	78	25	31	30	175	78	M20	UK 216 + H2316	P 216	10.4
UKP 217 + H 2317	75	95.2	310	247	83	25	31	32	187	82	M20	UK 217 + H2317	P 217	12.8
UKP 218 + H 2318	80	101.6	327	262	88	27	33	34	200	86	M22	UK 218 + H2318	P 218	15.1

Lampiran 9 Pulley

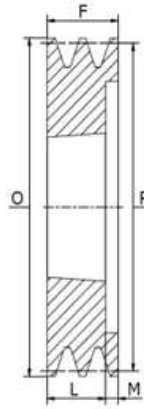


TB-SPB V-belt pulleys for taper bush - 2 grooves

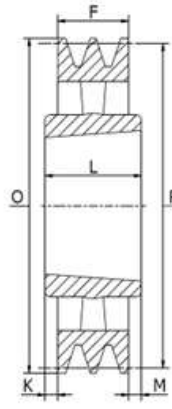
Material: Cast Iron GG25. Treatment: Phosphatization



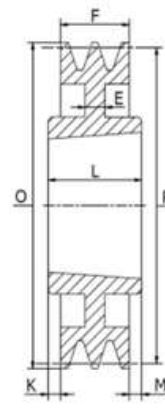
TYPE 1



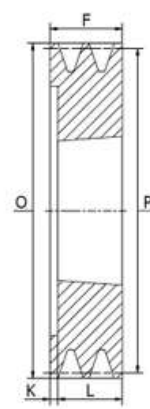
TYPE 2



TYPE 4



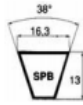
TYPE 7



TYPE 8

Part No.	Taper bush	Ø Max.	Dimensions (mm)							Type	Weight (kg)
			P	O	E	F	K	L	M		
TB-SPB 100X2-1610	1610	42	100	107	-	44	19	25	-	8	1,20
TB-SPB 106X2-1610	1610	42	106	113	-	44	19	25	-	8	1,30
TB-SPB 112X2-1610	1610	42	112	119	-	44	19	25	-	8	1,50
TB-SPB 118X2-1610	1610	42	118	125	-	44	-	25	19	2	1,80
TB-SPB 125X2-2012	2012	50	125	132	-	44	-	32	12	2	2,00
TB-SPB 132X2-2012	2012	50	132	139	-	44	-	32	12	2	2,35
TB-SPB 140X2-2012	2012	50	140	147	-	44	-	32	12	2	2,70
TB-SPB 150X2-2012	2012	50	150	157	-	44	-	32	12	2	3,30
TB-SPB 160X2-2012	2012	50	160	167	-	44	-	32	12	2	4,00

Lampiran 10 Katalog *V-Belt*



SPB SECTION

Code	External length L_e (mm)	Code	External length L_e (mm)	Code	External length L_e (mm)	Code	External length L_e (mm)	Code	External length L_e (mm)	Code	External length L_e (mm)	Code	External length L_e (mm)	Code	External length L_e (mm)
SPB 1250	1272	SPB 1700	1722	SPB 2020	2042	SPB 2280	2302	SPB 2580	2602	SPB 2900	2922	SPB 3350	3372	SPB 4750	4772
SPB 1320	1342	SPB 1750	1772	SPB 2060	2082	SPB 2300	2322	SPB 2600	2622	SPB 2950	2972	SPB 3450	3472	SPB 5000	5022
SPB 1400	1422	SPB 1800	1822	SPB 2098	2120	SPB 2360	2382	SPB 2650	2672	SPB 3000	3022	SPB 3550	3572	SPB 5300	5322
SPB 1410	1432	SPB 1850	1872	SPB 2120	2142	SPB 2391	2413	SPB 2680	2702	SPB 3070	3092	SPB 3650	3672	SPB 5600	5622
SPB 1450	1472	SPB 1860	1882	SPB 2150	2172	SPB 2410	2432	SPB 2720	2742	SPB 3150	3172	SPB 3750	3772	SPB 6000	6022
SPB 1500	1522	SPB 1900	1922	SPB 2180	2202	SPB 2430	2452	SPB 2800	2822	SPB 3170	3192	SPB 4000	4022	SPB 6300	6322
SPB 1600	1622	SPB 1950	1972	SPB 2240	2262	SPB 2500	2522	SPB 2840	2862	SPB 3250	3272	SPB 4250	4272	SPB 6700	6722
SPB 1650	1672	SPB 2000	2022	SPB 2264	2286	SPB 2530	2532	SPB 2850	2872	SPB 3320	3342	SPB 4500	4522	SPB 7100	7122

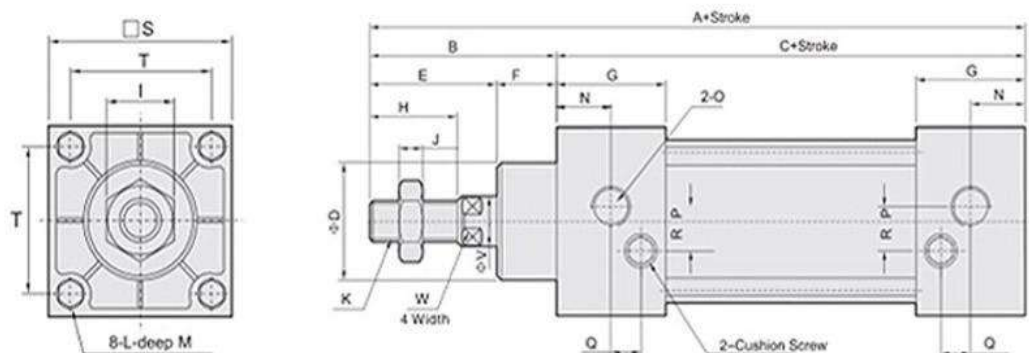
TABLE 4 - P_b (kW) referred to d (mm)

d (mm)	140	150	160	170	180	200	224	250	280	315	355	400
100	0,66	0,75	0,85	0,94	1,04	1,22	1,45	1,69	1,96	2,28	2,64	3,04
200	1,20	1,38	1,56	1,74	1,92	2,28	2,70	3,16	3,68	4,29	4,97	5,74
500	2,60	3,02	3,45	3,87	4,29	5,12	6,11	7,16	8,37	9,76	11,33	13,06
700	3,43	4,00	4,58	5,15	5,72	6,85	8,18	9,61	11,23	13,08	15,16	17,43
900	4,19	4,92	5,64	6,35	7,06	8,47	10,13	11,89	13,88	16,15	18,66	21,38
1000	4,56	5,35	6,14	6,93	7,71	9,24	11,05	12,98	15,14	17,59	20,29	23,18
1400	5,88	6,95	8,00	9,04	10,07	12,09	14,44	16,90	19,62	22,62	25,81	29,05
1500	6,19	7,31	8,43	9,53	10,61	12,73	15,20	17,77	20,60	23,68	26,92	30,14*
1700	6,75	8,00	9,23	10,44	11,63	13,95	16,62	19,38	22,36	25,54	28,77*	
1800	7,02	8,32	9,60	10,86	12,10	14,51	17,27	20,10	23,13	26,33	29,49*	
2000	7,51	8,92	10,30	11,66	12,98	15,55	18,46	21,39	24,47	27,60*		
2500	8,51	10,14	11,73	13,27	14,76	17,58	20,65	23,58*				
2900	9,05	10,82	12,52	14,14	15,69	18,55*	21,52*					
3000	9,15	10,94	12,66	14,30	15,85	18,69*						
3500	9,40	11,27	13,02	14,65*	16,16*							
3600	9,40	11,27	13,02	14,64*	16,12*							
4000	9,21	11,06*	12,75*									
4600	8,33*											

P_d (kW) referred to i

d (mm)	1,00÷1,01	1,02÷1,05	1,06÷1,11	1,12÷1,18	1,19÷1,26	1,27÷1,38	1,39÷1,57	1,58÷1,94	1,95÷3,38	over 3,38
100	0,00	0,01	0,02	0,03	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,09
200	0,00	0,01	0,04	0,07	0,09	0,11	0,13	0,15	0,16	0,17
500	0,00	0,04	0,10	0,17	0,23	0,28	0,33	0,37	0,41	0,43
700	0,00	0,05	0,14	0,24	0,33	0,40	0,47	0,52	0,57	0,61
900	0,00	0,07	0,18	0,31	0,42	0,51	0,60	0,67	0,73	0,78
1000	0,00	0,07	0,20	0,34	0,47	0,57	0,67	0,75	0,82	0,86
1400	0,00	0,10	0,28	0,48	0,66	0,80	0,93	1,05	1,14	1,21
1500	0,00	0,11	0,30	0,52	0,70	0,85	1,00	1,12	1,22	1,30
1700	0,00	0,12	0,34	0,59	0,80	0,97	1,13	1,27	1,39	1,47
1800	0,00	0,13	0,36	0,62	0,84	1,02	1,20	1,35	1,47	1,56
2000	0,00	0,15	0,40	0,69	0,94	1,14	1,33	1,50	1,63	1,73
2500	0,00	0,18	0,49	0,86	1,17	1,42	1,66	1,87	2,04	2,16
2900	0,00	0,21	0,57	1,00	1,36	1,65	1,93	2,17	2,37	2,51
3000	0,00	0,22	0,59	1,03	1,41	1,71	2,00	2,25	2,45	2,59
3500	0,00	0,25	0,69	1,21	1,64	1,99	2,33	2,62	2,86	3,03
3600	0,00	0,26	0,71	1,24	1,69	2,05	2,40	2,70	2,94	3,11
4000	0,00	0,29	0,79	1,38	1,88	2,27	2,66	3,00	3,27	3,46
4600	0,00	0,33	0,91	1,59	2,16	2,62	3,06	3,45	3,76	3,98

Lampiran 11 Katalog Pneumatik



Bore/Sign	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
32	140	47	93	26	32	15	27.5	22	17	6	M10 x 1.25	M6 x 1
40	142	49	93	32	34	15	27.5	24	17	7	M12 x 1.25	M6 x 1
50	150	57	93	38	42	15	27.5	32	23	8	M16 x 1.5	M6 x 1
63	153	57	96	38	42	15	27.5	32	23	8	M16 x 1.5	M8 x 1.25
80	182	75	107	46	54	21	33	40	26	10	M20 x 1.5	M10 x 1.5
100	188	75	113	46	54	21	33	40	26	10	M20 x 1.5	M10 x 1.5

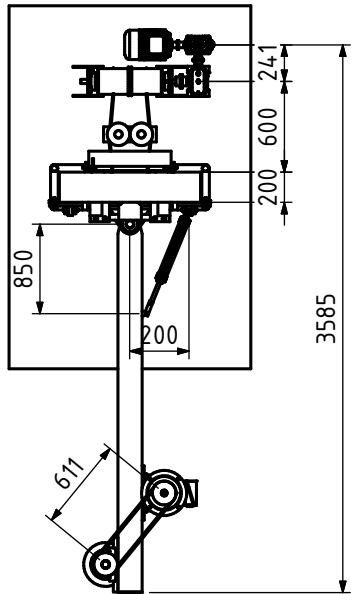
Bore/Sign	M	N	O	P	Q	R	S	T	V	W
32	13	14	1/8"	3.5	7	6.5	45	33	12	10
40	13	13.5	1/4"	5	5.5	8.5	50	37	16	14
50	13	14.5	1/4"	8.5	3	11	62	47	20	17
63	13	15	3/8"	7	5	9.5	75	56	20	17
80	15.5	16.5	3/8"	7	8	10	94	70	25	22
100	15.5	16.5	1/2"	7.5	8	13	112	84	25	22

Lampiran 12 Katalog *Spring*

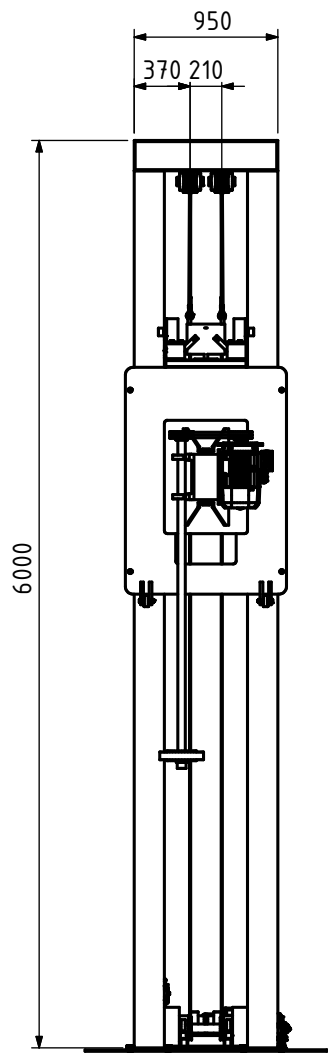
Material EN 10270-1-SH								
D_t	D_y	L₀	n_t	L_n	F₀	F_n	R	Cat.no
6,00	50	140	13	226	130	1159	12	3598
6,00	50	180	20	313	130	1159	7,7	3599
6,00	50	220	26	393	130	1159	6,0	3600
6,00	50	260	33	479	130	1159	4,7	3601
6,00	50	300	40	566	130	1159	3,9	3602
6,00	50	400	57	779	130	1159	2,7	3603

Lampiran 13 *Detail Engineering Drawing*

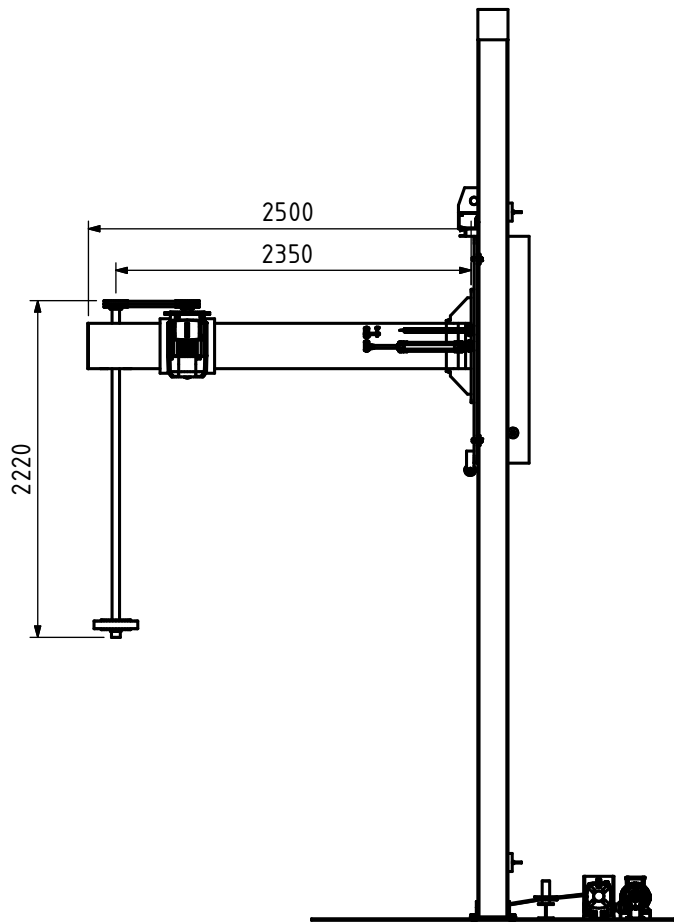
TOP VIEW
SCALE 1:50



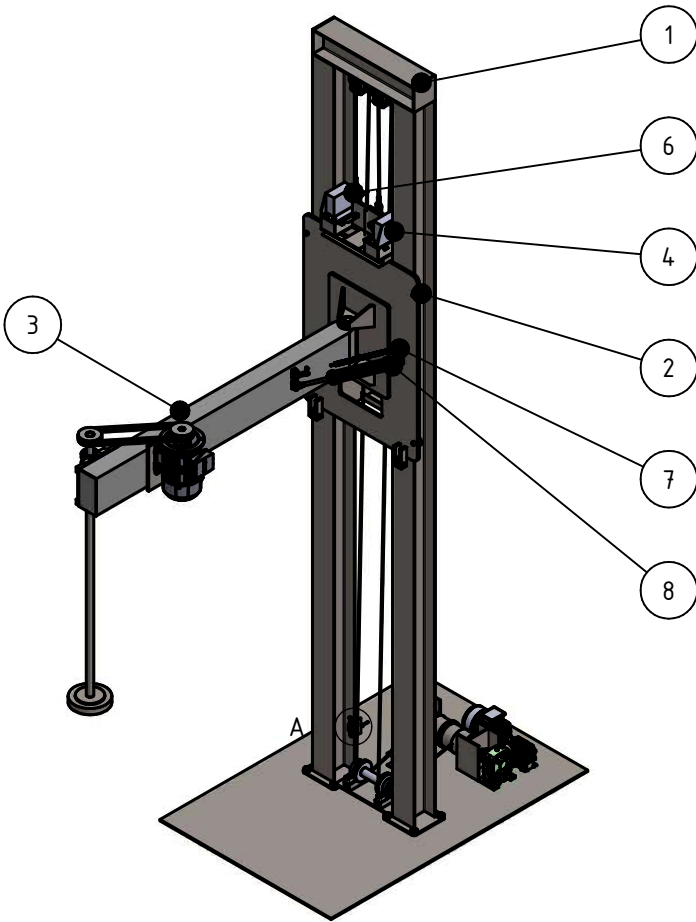
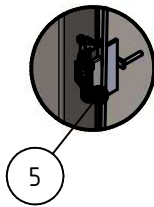
FRONT VIEW
SCALE 1:50



SIDE VIEW
SCALE 1:50

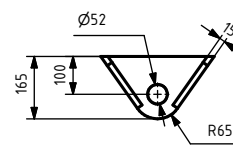
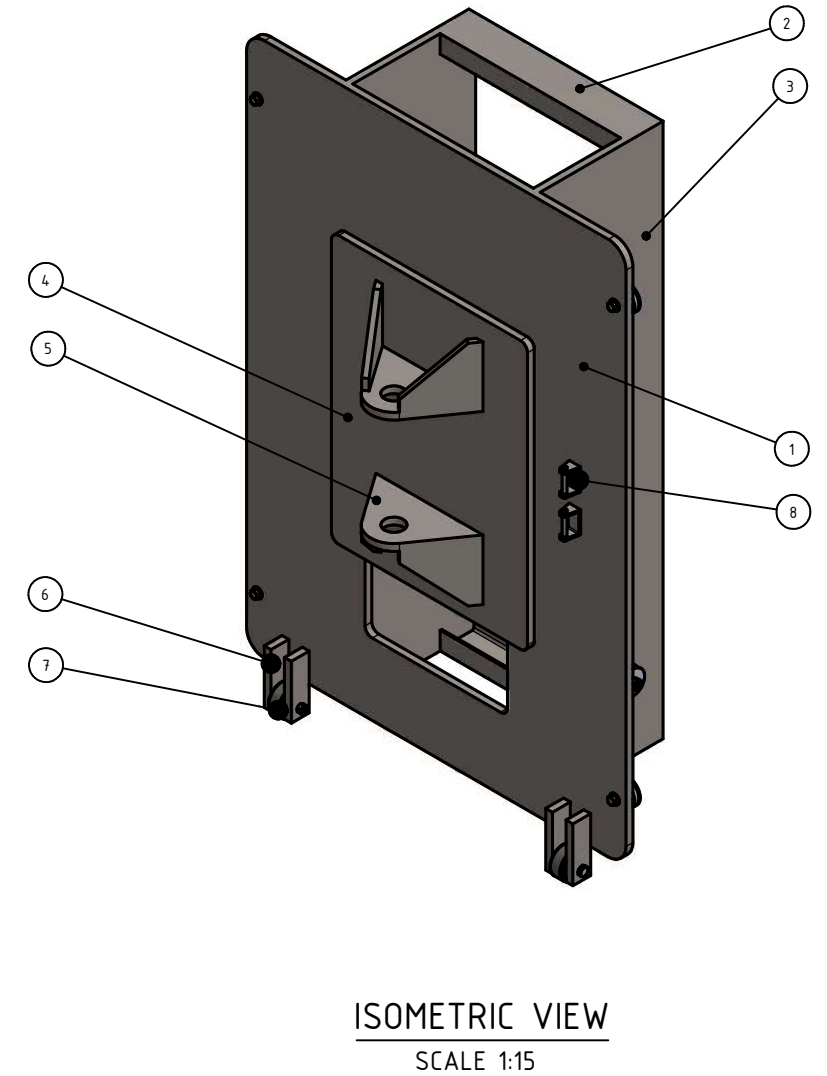
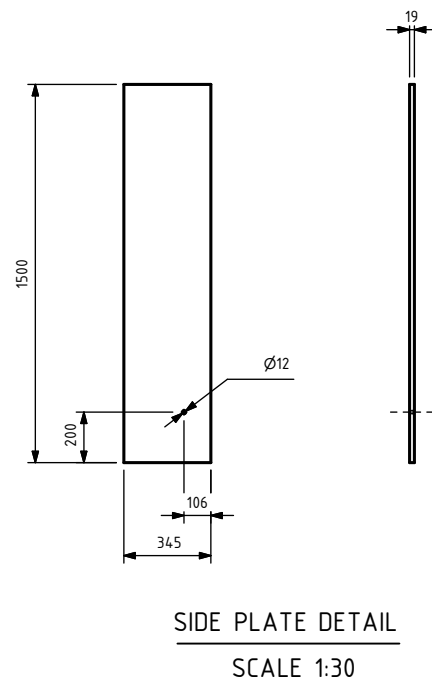
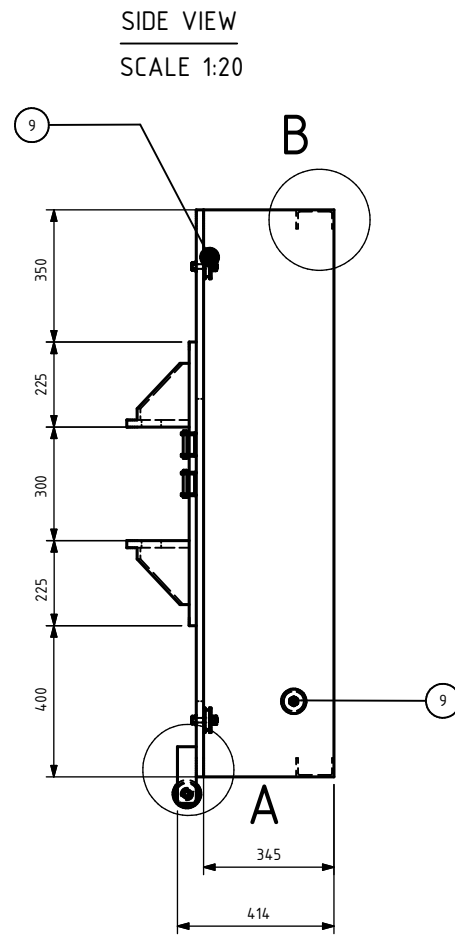
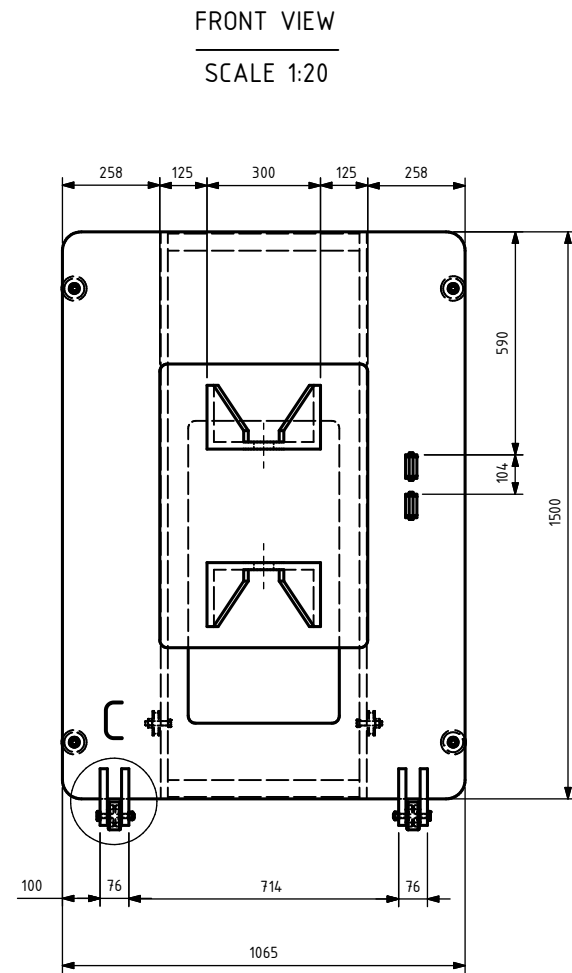
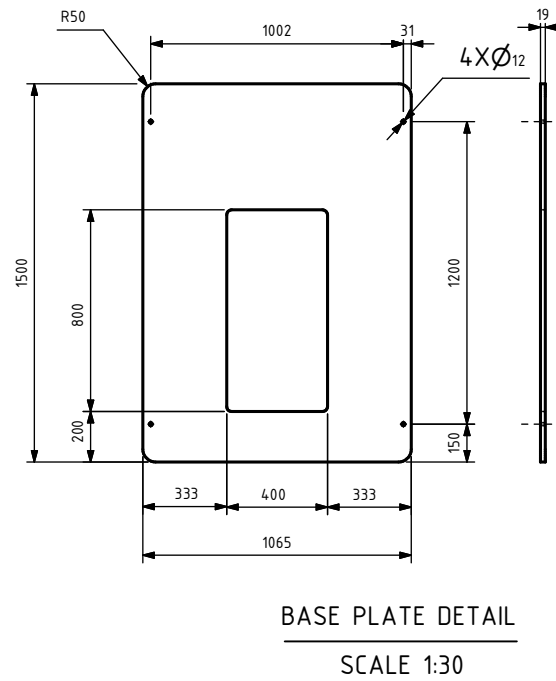
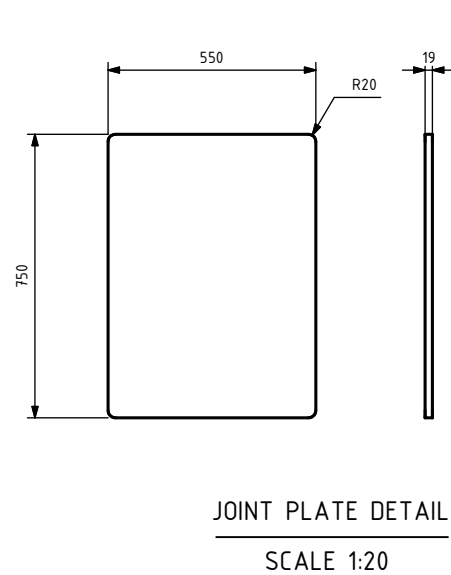
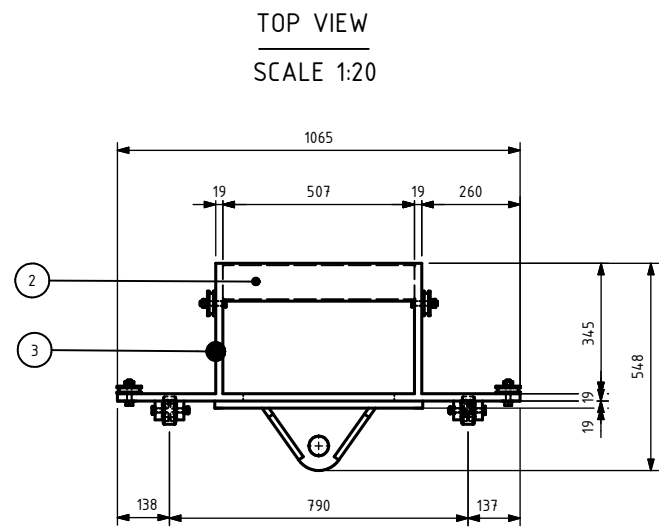


Detail A (1 : 15)

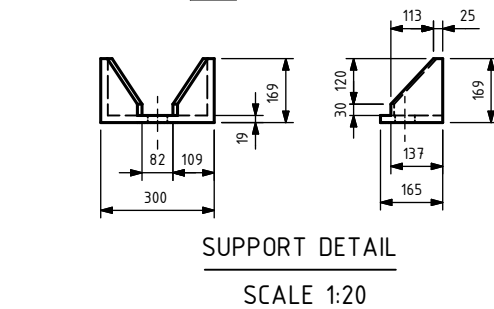
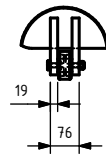
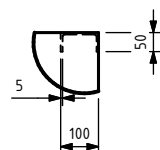
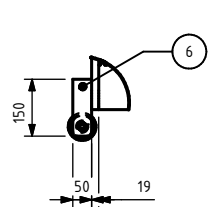


ISOMETRIC VIEW
SCALE 1:50

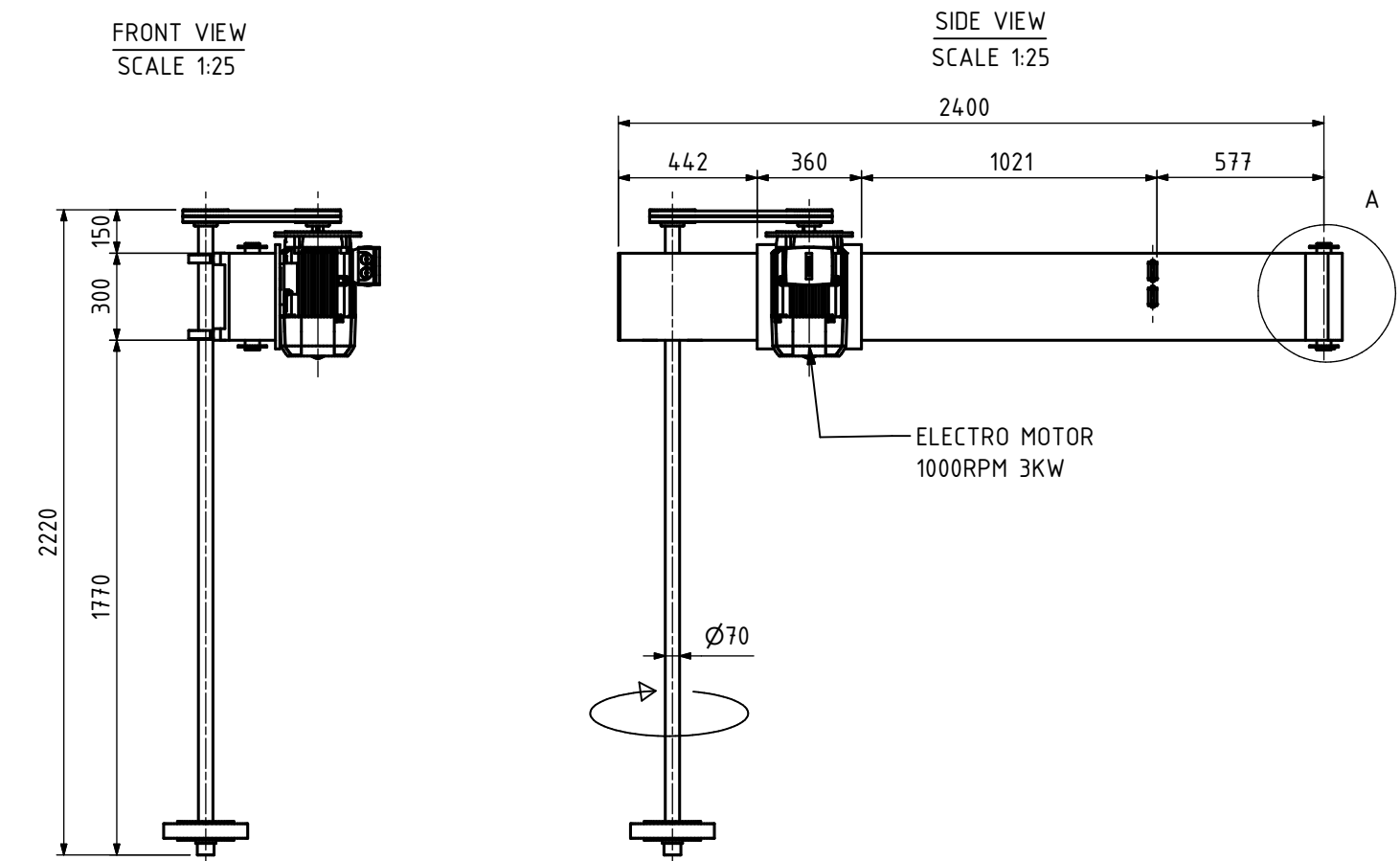
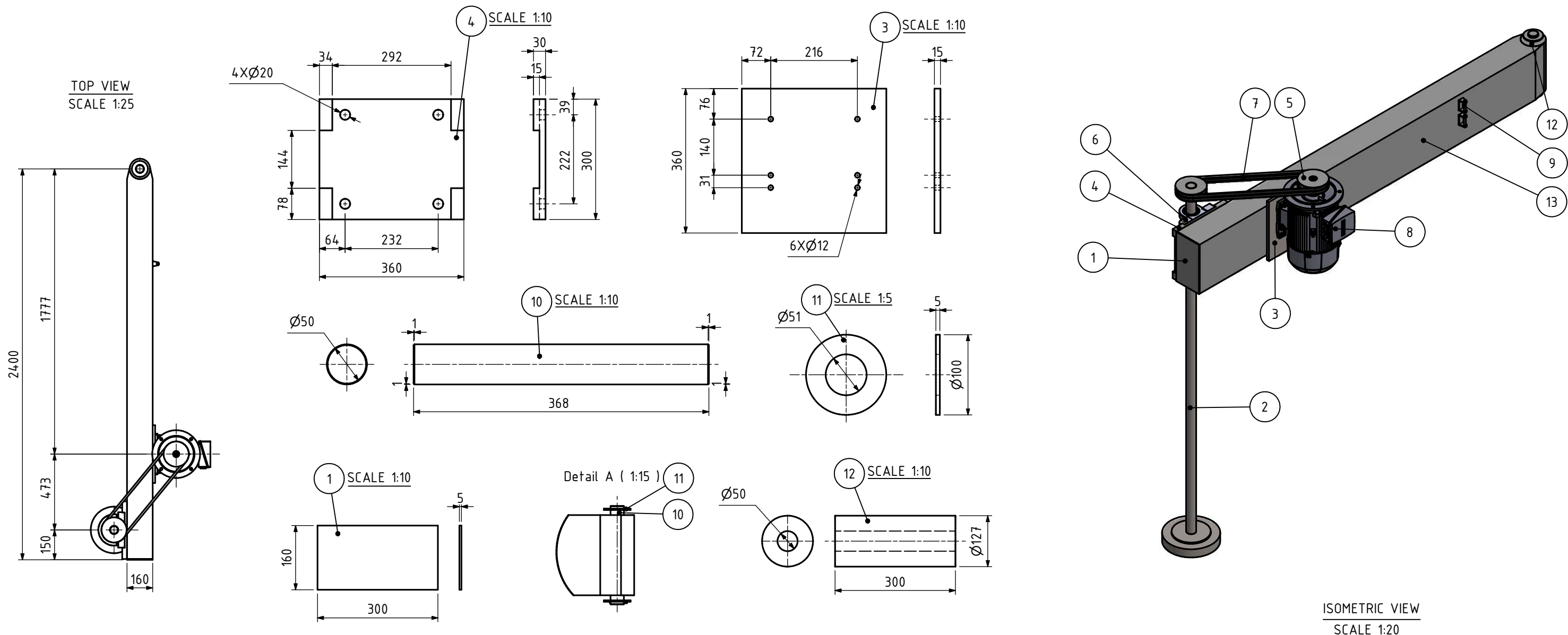
8	1	CYLINDER PNEUMATIC	-	Sheet 1
7	1	TENSION SPRING	EN 10270-1-SH	Sheet 1
6	1	LIMIT SWITCH 1	-	Sheet 6
5	1	LIMIT SWITCH 2	-	Sheet 6
4	1	SAFETY BREAK FRAME	ASTM A36	Sheet 5
3	1	SWING ARM	ASTM A36	Sheet 3
2	1	SWING ARM FRAME	ASTM A36	Sheet 2
1	1	FRAME	ASTM A36	Sheet 1
ITEM	QTY	PART NAME	MATERIAL	DESCRIPTION
Design by:		Approved by:		Revision 1:
Aulia Rachma Alfianti		Tri Andi Setiawan		-
Drawn by:		Date:	Sheet Number:	Drawing Name
Aulia Rachma Alfianti		05/07/2026	1/6	ASSEMBLY VERTIKAL POLISHING MACHINE
Checked by:		Scale:	Projection:	
Tri Andi Setiawan		AS DISPLAYED		
POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA PROGRAM STUDI TEKNIK D4 - DESAIN DAN MANUFAKTUR				NRP: 0622040007



Detail A (1:20) Detail B (1:20) Detail C (1:20)

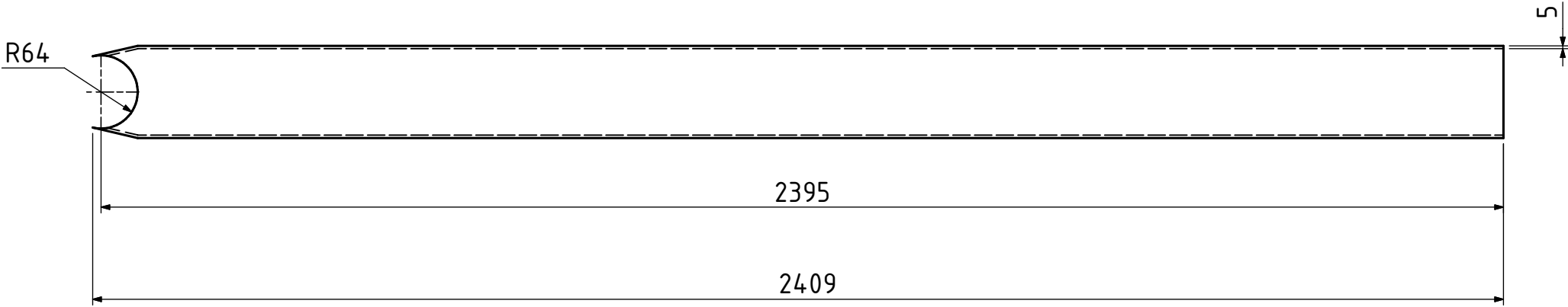


9	2	WHEEL	STEEL	SHEET 2
8	2	PNEUMATIC CYLINDER MOUNTING	ALUMINUM	SHEET 2
7	2	WHELL	STEEL	SHEET 2
6	4	WHEEL PLATE	ASTM A36	SHEET 2
5	2	SUPPORT	ASTM A36	SHEET 2
4	1	JOINT PLATE	ASTM A36	SHEET 2
3	2	SIDE PLATE	ASTM A36	SHEET 2
2	2	STIFFENER	ASTM A36	SHEET 2
1	1	BASE PLATE	ASTM A36	SHEET 2
ITEM	QTY	PART NAME	MATERIAL	DESCRIPTION
Design by:		Approved by:		Revision 1:
Aulia Rachma Alfianti		Tri Andi Setiawan		-
Drawn by:		Date:	Sheet Number:	Drawing Name
Aulia Rachma Alfianti		30/06/2026	2/6	ASSEMBLY SWING ARM FRAME
Checked by:		Scale:	Projection:	
Tri Andi Setiawan		AS DISPLAYED		
POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA PROGRAM STUDI TEKNIK D4 - DESAIN DAN MANUFAKTUR				NRP: 0622040007

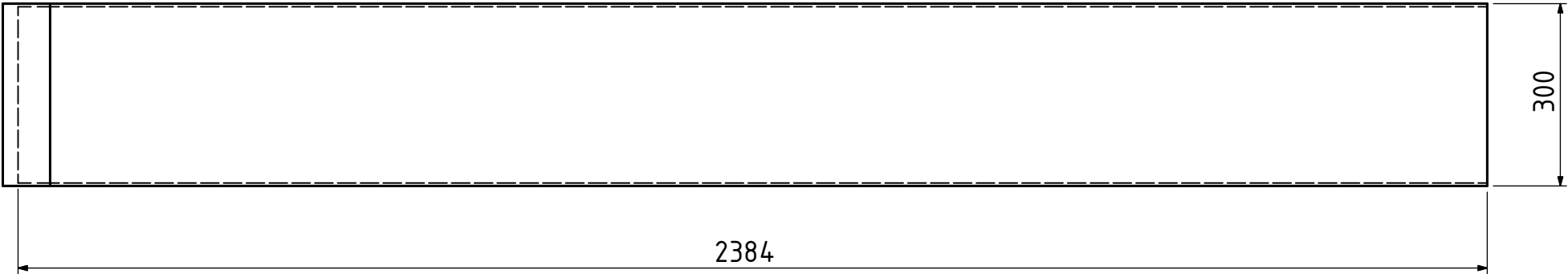


13	1	SWING ARM PLATE	ASTM A36	SHEET 4
12	1	BUSHING	ASTM A36	SHEET 3
11	2	RING	ASTM A36	SHEET 3
10	1	SHAFT SWING ARM	ASTM A36	SHEET 3
9	2	PNEUMATIC CYLINDER MOUNTING	ALUMINUM	SHEET 3
8	1	MOTOR	ALUMINUM	SHEET 3
7	2	V-BELT	RUBBER	SHEET 3
6	2	BEARING	CAST IRON	SHEET 3
5	2	PULLEY	CAST IRON	SHEET 3
4	1	BASE PLATE SHAFT	ASTM A36	SHEET 3
3	1	BASE PLATE MOTOR	ASTM A36	SHEET 3
2	1	SHAFT	ASTM A36	SHEET 3
1	1	FRONT PLATE	ASTM A36	SHEET 3
ITEM	QTY	PART NAME	MATERIAL	DESCRIPTION
Design by:		Approved by:		Revision 1:
Aulia Rachma Alfianti		Tri Andi Setiawan		-
Drawn by:		Date:	Sheet Number:	Revision 2:
Aulia Rachma Alfianti		30/06/2026	3/6	-
Checked by:		Scale:	Projection:	Revision 3:
Tri Andi Setiawan		AS DISPLAYED		-
POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA				NRP:
PROGRAM STUDI TEKNIK D4 - DESAIN DAN MANUFATUR				0622040007

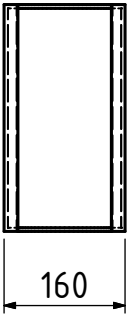
TOP VIEW
SCALE 1:10



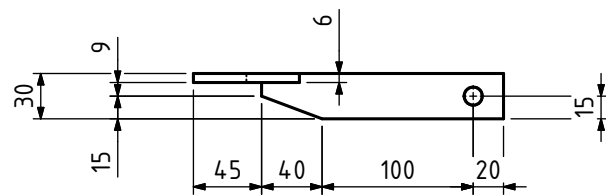
FRONT VIEW
SCALE 1:10



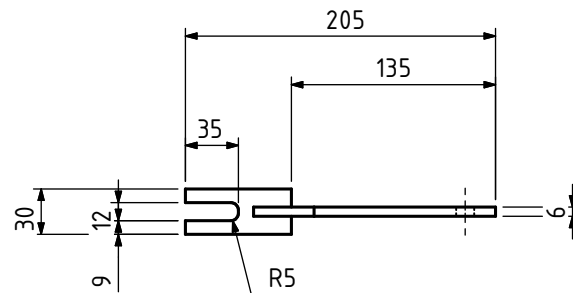
SIDE VIEW
SCALE 1:10



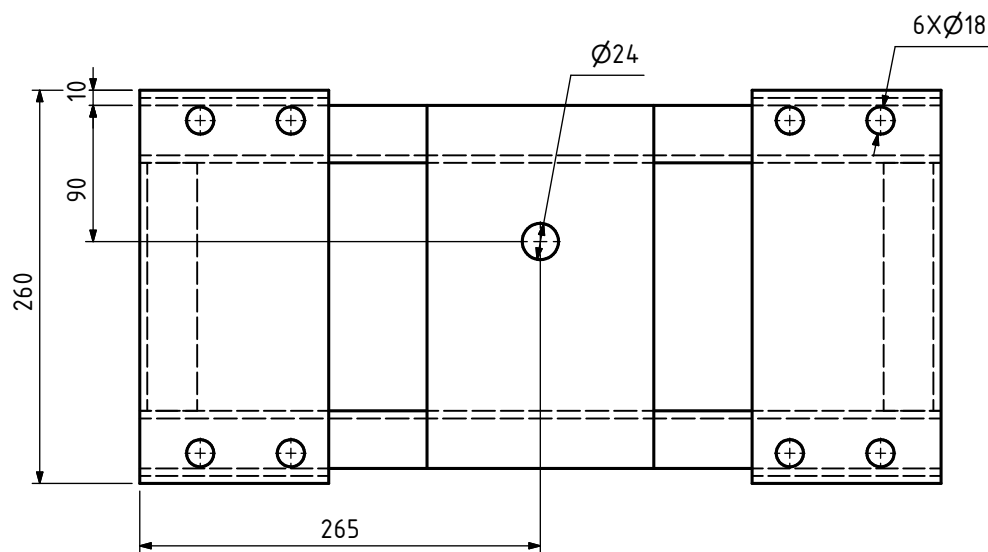
Design by: Aulia Rachma Alfianti	Approved by: Tri Andi Setiawan	Revision 1: -	Revision 2: -	Revision 3: -
Drawn by: Aulia Rachma Alfianti	Date: 06/07/2026	Sheet Number: 4/6	Drawing Name: SWING ARM PLATE DETAIL	
Checked by: Tri Andi Setiawan	Scale: AS DISPLAYED	Projection: 		
POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA PROGRAM STUDI TEKNIK D4 - DESAIN DAN MANUFAKTUR				NRP: 0622040007



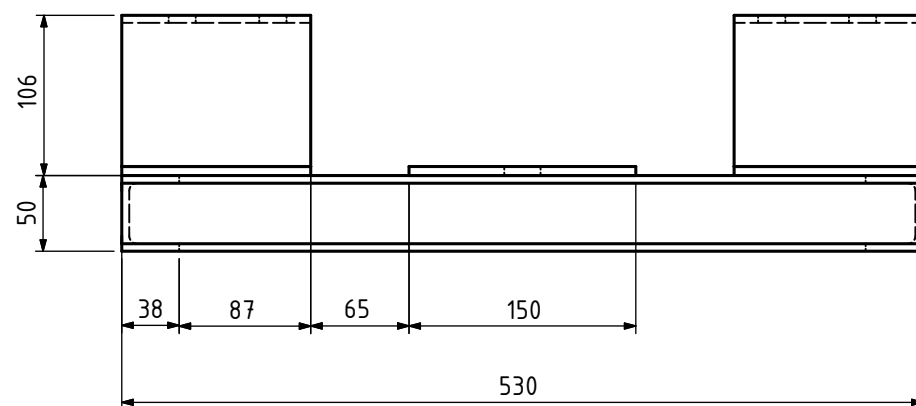
FORK DETAIL
SCALE 1:5



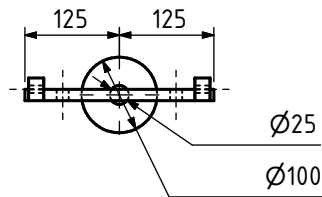
TOP VIEW
SCALE 1:5



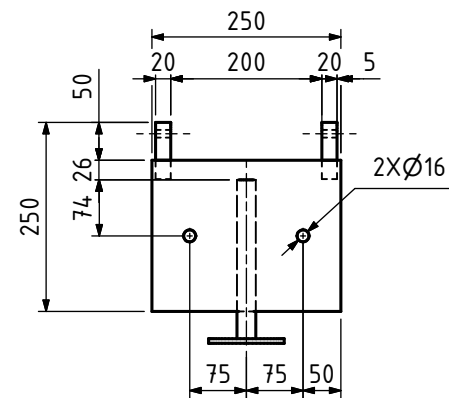
FRONT VIEW
SCALE 1:5



TOP VIEW
SCALE 1:10

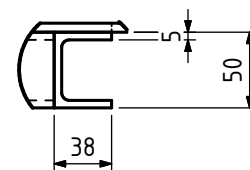


FRONT VIEW
SCALE 1:10

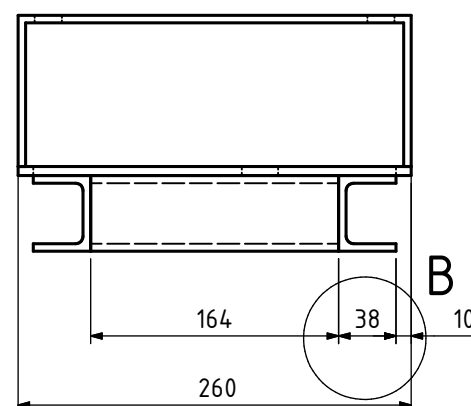


STOPPER DETAIL
SCALE 1:10

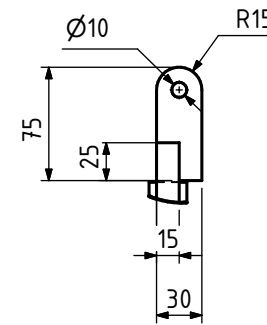
Detail B (1 : 5)



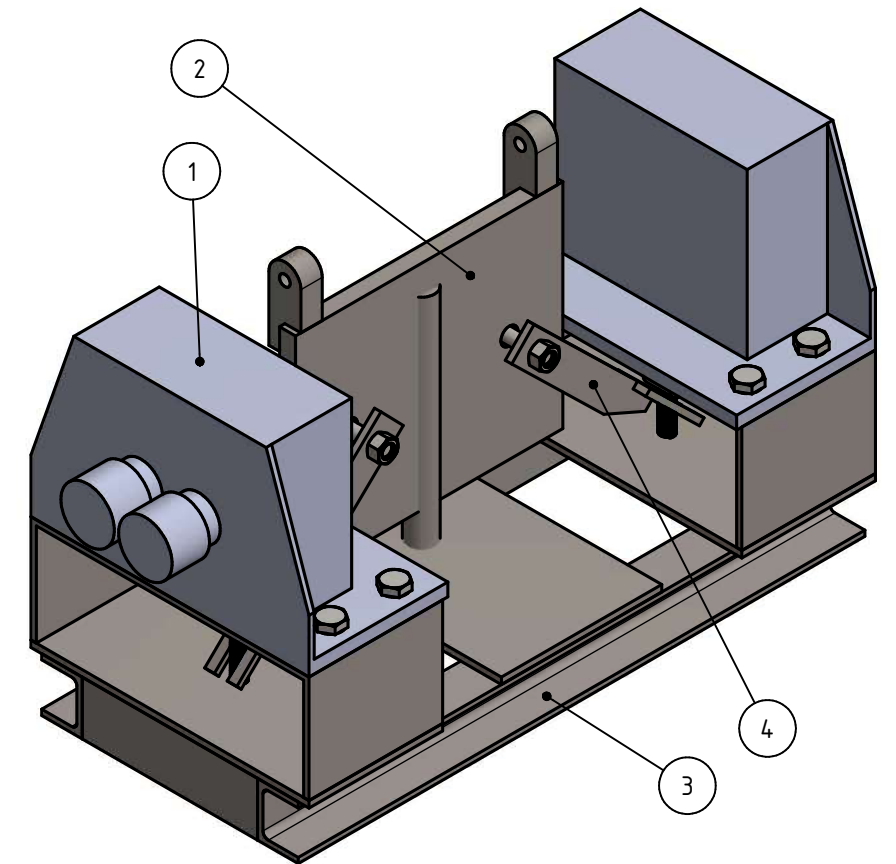
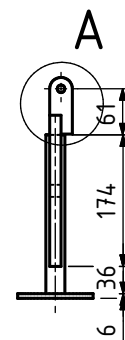
SIDE VIEW
SCALE 1:5



Detail A (1:5)



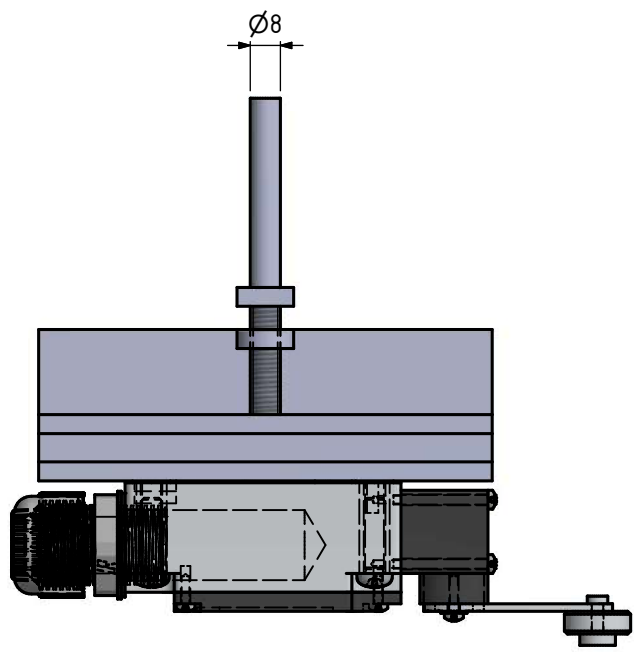
SIDE VIEW
SCALE 1:10



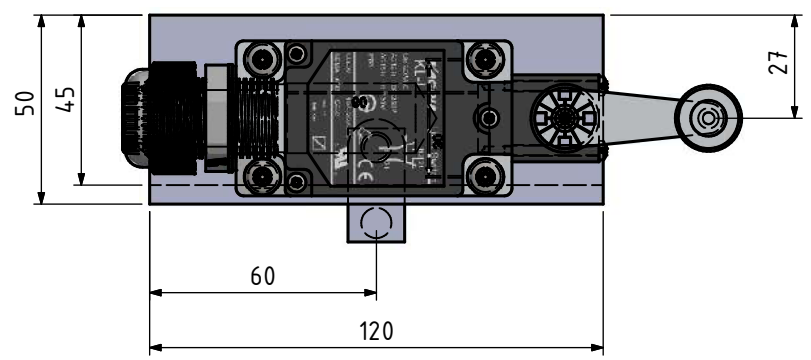
ISOMETRIC VIEW
SCALE 1:5

4	2	FORK	ASTM A36	SHEET 5
3	1	FRAME	ASTM A36	SHEET 5
2	1	STOPPER	ASTM A36	SHEET 5
1	2	SAFETY BREAK	STEEL	SHEET 5
ITEM	QTY	PART NAME	MATERIAL	DESCRIPTION
Design by:		Approved by:		Revision 1:
Aulia Rachma Alfianti		Tri Andi Setiawan		-
Drawn by:		Date:	Sheet Number:	Drawing Name
Aulia Rachma Alfianti		30/06/2026	5/6	SAFETY BREAK DETAIL
Checked by:		Scale:	Projection:	
Tri Andi Setiawan		AS DISPLAYED	⊕	
 POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA PROGRAM STUDI TEKNIK D4 - DESAIN DAN MANUFATUR				NRP: 0622040007

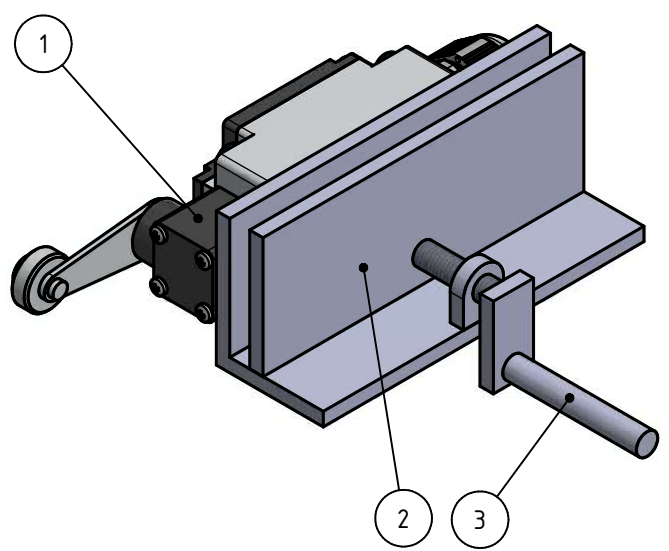
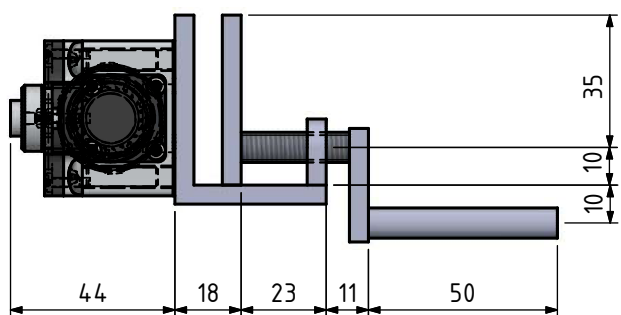
TOP VIEW
SCALE 1:2



FRONT VIEW
SCALE 1:2



SIDE VIEW
SCALE 1:2



ISOMETRIC VIEW
SCALE 1:2

3	1	HANDLE	ASTM A36	SHEET 6
2	1	CLAMPING PLATE	ASTM A36	SHEET 6
1	1	LIMIT SWITCH	-	SHEET 6
ITEM	QTY	PART NAME	MATERIAL	DESCRIPTION
Design by:		Approved by:		Revision 1:
Aulia Rachma Alfianti		Tri Andi Setiawan		-
Drawn by:		Date:	Sheet Number:	Revision 2:
Aulia Rachma Alfianti		30/06/2026	6/6	-
Checked by:		Scale:	Projection:	Revision 3:
Tri Andi Setiawan		AS DISPLAYED		-
LIMIT SWITCH DETAIL				NRP:
POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA PROGRAM STUDI TEKNIK D4 - DESAIN DAN MANUFAKTUR				0622040007

BIODATA PENULIS



Aulia Rachma Alfianti lahir di Sidoarjo pada 26 April 2003. Penulis menyelesaikan pendidikan menengah atas pada tahun 2021 di SMAS Intensif Taruna Pembangunan Surabaya pada jurusan Matematika dan Ilmu Pengetahuan Alam (MIPA). Setelah menyelesaikan pendidikan menengah atas, penulis melanjutkan pendidikan perguruan tinggi di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya pada Program Studi D4 Teknik Desain dan Manufaktur, Jurusan Teknik Permesinan Kapal. Selama menempuh pendidikan di perguruan tinggi, penulis aktif mengikuti berbagai kegiatan kepanitiaan, seminar, organisasi, dan Unit Kegiatan Mahasiswa (UKM). Pada tahun 2024, penulis terlibat dalam kepanitiaan *Study Club Center* Teknik Desain dan Manufaktur sebagai sekretaris serta menjadi bagian dari kepanitiaan WETA yang diselenggarakan oleh Departemen Riset dan Teknologi Himpunan Mahasiswa Teknik Desain dan Manufaktur. Selain itu, penulis juga mengikuti berbagai kegiatan seminar dan pelatihan, di antaranya LKMM Pra-TD, Seminar CDMA. Dalam kegiatan organisasi, penulis aktif sebagai Anggota Departemen Inventaris dan Artistik pada UKM PSM Gita Bahari PPNS. Penulis juga berpartisipasi dalam berbagai kegiatan dan pertunjukan paduan suara, baik yang diselenggarakan di lingkungan kampus maupun di luar kampus. Selain kegiatan akademik dan organisasi, penulis memiliki pengalaman kerja praktik sebagai *Drafter* di PT Meco Inoxprima. Pengalaman tersebut memberikan kesempatan bagi penulis untuk mengembangkan kemampuan di bidang desain dan manufaktur. Penulis juga berhasil meraih beberapa prestasi, di antaranya *Most Creative* pada *Marine Preneur Competition 2024 and Business Plan*.

Penulis senantiasa terbuka terhadap kritik dan saran yang bersifat membangun sebagai bahan evaluasi dan pengembangan diri di masa yang akan datang. Penulis dapat dihubungi melalui alamat email alfinalfianti230@gmail.com.