



PERANCANGAN STRUKTUR *ROTARY DRUM MIXER* PADA PROSES PERCAMPURAN PUPUK

ALTO YULIO SAXONADI

NRP. 0622040003

Dosen Pembimbing

Rizal Indrawan, S.ST., MT

Ridhani Anita Fajardini, S.Tr.T., M.T.

PROGRAM STUDI D4 TEKNIK DESAIN DAN MANUFAKTUR

JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL

POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA

SURABAYA

2026



PPNS POLITEKNIK
PERKAPALAN
NEGERI SURABAYA

PROPOSAL TUGAS AKHIR

**PERANCANGAN STRUKTUR *ROTARY DRUM MIXER*
PADA PROSES PERCAMPURAN PUPUK**

ALTO YULIO SAXONADI

NRP 0622040003

Dosen Pembimbing

Rizal Indrawan, S.ST., MT

Ridhani Anita Fajardini, S.Tr.T., MT

PROGRAM STUDI TEKNIK DESAIN DAN MANUFAKTUR

JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL

POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA

SURABAYA

2026

LEMBAR PENGESAHAN

TUGAS AKHIR

PERANCANGAN STRUKTUR *ROTARY DRUM MIXER* PADA PROSES PERCAMPURAN PUPUK

Disusun Oleh:
Alto Yulio Saxonadi
NRP 0622040003

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 : 09 Juli 2026
Periode Wisuda : Oktober 2026

Menyetujui,

Dosen Penguji

1. Fipka Bisono, S.ST., M.T.
2. Dhika Aditya Purnomo, S.ST., M.T.
3. Rizal Indrawan, S.ST., M.T.
4. Ridhani Anita Fajardini, S.Tr.T., M.T.

NIDN/NUPTK

(0008078805)
(0007108902)
(0023078902)
(9361775676230163)

Tanda Tangan

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

Dosen Pembimbing

1. Rizal Indrawan, S.ST., M.T.
2. Ridhani Anita Fajardini, S.Tr.T., M.T.

NIDN/NUPTK

(0023078902)
(9361775676230163)

Tanda Tangan

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

Menyetujui
Ketua Jurusan,



Dr. Ir. Privo 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 L.021
Date : 3 Nopember 2015
Rev. : 01
Page : 1 dari 1

Yang bertandatangan dibawah ini :

Nama : Alto Yulio Saxonadi

NRP. : 0622040003

Jurusan/Prodi : D4 Teknik Desain dan Manufaktur

Dengan ini menyatakan dengan sesungguhnya bahwa :

Tugas Akhir yang akan saya kerjakan dengan judul :

"Perancangan Struktur Rotary Drum Mixer pada Proses Percampuran Pupuk"

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, 11 Juli 2026

Yang membuat pernyataan,



(Alto Yulio Saxonadi)
NRP. 0622040003

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis sampaikan kepada Tuhan Yang Maha Esa atas berkat, kasih sayang, dan pertolongan-Nya, penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “ **(Perancangan Struktur Rotary Drum Mixer Pada Proses Percampuran Pupuk)**”. Tugas Akhir ini disusun guna memenuhi persyaratan dalam memperoleh gelar sarjana terapan di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.

Penulis menyadari bahwa dalam proses pengerjaan dan penyusunan tugas akhir ini tidak terlepas dari bantuan dan dorongan dari berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis mengucapkan rasa terima kasih kepada:

1. Kedua orang tua serta keluarga besar penulis yang telah memberi dukungan baik secara moril maupun materi kepada penulis.
2. Bapak Rachmad Tri Soelistijono, S.T., M.T., selaku Direktur Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
3. Bapak Dr. Priyo Agus Setiawan, S.T., M.T. selaku Ketua Jurusan Teknik Permesinan Kapal.
4. Bapak Dhika Aditya Purnomo, S.ST., M.T. selaku Koordinator Program Studi D4 – Teknik Desain dan Manufaktur.
5. Bapak Fipka Bisono, SST., MT. selaku Koordinator Tugas Akhir Program Studi Teknik Desain dan Manufaktur dan selaku Dosen Pembimbing yang memberikan arahan untuk penulis dalam pengerjaan tugas akhir ini .
6. Bapak Rizal Indrawan S.ST.,MT. selaku Dosen Pembimbing I yang memberikan arahan untuk penulis dalam pengerjaan tugas akhir ini.
7. Ibu Ridhani Anita Fajardini.S,Tr.T.,MT. selaku Dosen Pembimbing II yang memberikan arahan untuk penulis dalam pengerjaan tugas akhir ini.
8. Tim dosen penguji selaku penguji tugas akhir yang telah memberikan koreksi, saran, serta arahan yang bermanfaat dalam

penulisan tugas akhir yang baik.

9. Bapak dan Ibu Dosen pengajar serta seluruh staf Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya yang telah membekali ilmu yang bermanfaat kepada penulis selama masa perkuliahan.
10. Teman-teman Teknik Desain dan Manufaktur angkatan 2022 yang telah membantu dan memberikan dukungan kepada penulis.
11. Teman-teman seperjuangan kos rahmat yang telah membantu dan memberikan dukungan kepada penulis.
12. Teman-teman seperjuangan DM22A yang telah membantu dan memberikan dukungan kepada penulis.
13. Teman-teman seperjuangan teman-teman warta yang telah membantu dan memberikan dukungan kepada penulis.
14. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu yang telah memberikan doa dan dukungan kepada penulis.

PERANCANGAN STRUKTUR *ROTARY DRUM MIXER* PADA PROSES PERCAMPURAN PUPUK

Alto Yulio Saxonadi

ABSTRAK

Industri pupuk di Indonesia membutuhkan peralatan pencampur yang mampu menghasilkan campuran yang homogen secara efisien dan mudah dipindahkan antar lokasi produksi. Dalam kondisi lapangan, Rotary Drum Mixer konvensional umumnya dipasang secara permanen, sehingga menyulitkan pemindahan, terutama bagi UMKM atau industri pupuk skala menengah yang membutuhkan fleksibilitas operasional. Penelitian ini bertujuan untuk merancang struktur Rotary Drum Mixer bergerak menggunakan metode Ulrich dan Eppinger dengan mengembangkan tiga konsep desain, kemudian memilih konsep terbaik berdasarkan kriteria pemeliharaan, proses manufaktur, dan biaya. Hasil seleksi konsep menunjukkan bahwa Konsep 3 meraih skor tertinggi sebesar 32,6 persen, sehingga dipilih sebagai desain terbaik. Konsep ini memiliki kapasitas 10 ton per jam, menggunakan motor listrik 5,5 kW dengan gearbox sebagai sistem transmisi, drum berdiameter 1,3 m dan panjang 4 m, serta rangka WF $200 \times 100 \times 5,5 \times 8$ yang terbuat dari baja ASTM A36. Analisis kekuatan struktur dilakukan menggunakan Autodesk Fusion 360 melalui Metode Elemen Hingga (FEM). Hasil analisis menunjukkan bahwa struktur rangka memiliki tegangan von Mises maksimum sebesar 44.148 MPa, deformasi maksimum sebesar 0,184 mm, dan Faktor Keamanan minimum sebesar 4.689; oleh karena itu, desain tersebut dianggap aman di bawah beban yang dianalisis. Desain ini juga dilengkapi dengan Gambar Teknik Terperinci (DED) dan perkiraan total biaya konstruksi sebesar Rp 127.957.900

Kata Kunci : Autodesk Fusion 360, *Finite Element Method* (FEM), Metode Ulrich dan Eppinger, Perancangan Struktur, *Rotary Drum Mixer*.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DESIGN OF A ROTARY DRUM MIXER STRUCTURE FOR THE FERTILIZER MIXING PROCESS

Alto Yulio Saxonadi

ABSTRACT

The fertiliser industry in Indonesia requires mixing equipment capable of producing homogeneous mixtures efficiently and of being easily moved between production sites. In field conditions, conventional Rotary Drum Mixers are generally permanently installed, making relocation difficult, particularly for SMEs or medium-scale fertiliser industries that require operational flexibility. This research aims to design a mobile Rotary Drum Mixer structure using the Ulrich and Eppinger method by developing three design concepts, then selecting the best concept based on criteria of maintenance, manufacturing process and cost. The results of the concept selection show that Concept 3 achieved the highest score of 32.6 per cent, and was therefore selected as the best design. This concept has a capacity of 10 tonnes per hour, utilises a 5.5 kW electric motor with a gearbox as the transmission system, a drum with a diameter of 1.3 m and a length of 4 m, and a WF 200 × 100 × 5.5 × 8 frame made from ASTM A36 steel. Structural strength analysis was carried out using Autodesk Fusion 360 via the Finite Element Method (FEM). The analysis results showed that the frame structure had a maximum von Mises stress of 44,148 MPa, a maximum deformation of 0.184 mm, and a minimum Safety Factor of 4,689 ; consequently, the design was deemed safe under the analysed loads. This design is also accompanied by Detailed Engineering Drawings (DED) and an estimated total construction cost of Rp 127,957.900

Kata kunci: *Autodesk Fusion 360, Finite Element Method (FEM), Ulrich and Eppinger's method, Structural Design, Rotary Drum Mixer.*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	iii
LEMBAR BEBAS PLAGIAT	v
KATA PENGANTAR	vii
ABSTRAK	ix
ABSTRACT	xi
DAFTAR ISI	xiii
DAFTAR GAMBAR	xvii
DAFTAR TABEL	xix
BAB 1 PENDAHULUAN	21
1.1 Latar Belakang	21
1.2 Rumusan Masalah	22
1.3 Tujuan Penelitian	22
1.4 Manfaat Penelitian	23
1.5 Batasan Masalah	23
BAB 2 KAJIAN PUSTAKA	25
2.1 Pupuk NPK dan Karakteristik Material	25
2.2 <i>Rotary Drum Mixer</i> dan Komponen	25
2.2.1 Volume Drum	26
2.2.2 <i>Riding Gear</i>	26
2.2.3 <i>Riding Ring</i>	29
2.2.4 Daya Penggerak	30
2.1.1 <i>Gearbox</i>	33
2.1.2 Poros	35
2.1.2 Pasak	38
2.2.6 <i>Bearing</i>	40
2.1.3 <i>Pulley</i>	45
2.1.4 <i>V- belt</i>	48
2.1.5 Baut	50
2.2 Standart Perencanaan Struktur <i>Rotary Drum Mixer</i>	52

2.3	Pembebanan Struktur Rotari Drum mixer	53
2.3.1	Beban Mati.....	53
2.4	Pemilihan Material.....	55
2.4.1	Material ASTM A 36.....	56
2.5	Pemilihan Profil	56
2.5.1	Tegangan Ijin	57
2.5.2	Momen maksimum	57
2.6.3	Modulus Penampang Minimum.....	58
2.7	<i>Von Mises Stress</i>	59
2.8	<i>Displacement</i>	60
2.9	<i>Safety Factor</i>	60
2.11	Metode Perancangan Produk Ulrich dan Eppinger.....	61
2.11.1	Proses Perancangan dan Pengembangan Produk.....	62
2.11.2	Penyusunan Daftar Kebutuhan	64
2.11.3	Penetapan Spesifikasi.....	64
2.11.4	Penyusunan Konsep.....	65
2.11.5	Pemilihan Konsep	65
2.11.6	Pengembangan Konsep.....	66
2.11.7	Penyaringan Konsep	66
2.11.8	Penilaian Konsep	67
2.11.9	Perwujudan dan Perancangan Konsep	68
2.10	Metode Elemen Hingga (<i>Finite Element Method</i>).....	68
2.12.1	Software Berbasis Elemen Hingga	68
2.12	Penelitian Terdahulu	70
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN.....		72
3.1	Diagram Alir	73
3.2	Tahapan Penelitian	74
3.3	Observasi Lapangan.....	74
3.4	Identifikasi dan Rumusan Masalah	74
3.5	Studi Literatur.....	74
3.6	Pengumpulan Data dan Kajian Product Existing.....	74
3.7	Penyusunan Daftar Kebutuhan dan Pembuatan Konsep Desain (Metode Ulrich dan Eppinger)	74

3.7.1	Penyusunan Daftar Kebutuhan	75
3.7.2	Pembuatan Konsep Desain (Metode Ulrich dan Eppinger)	75
3.8	Pemilihan Konsep Desain	75
3.9	Perancangan Desain Komponen.....	76
3.10	Analisis Stuktur dengan menggunakan Metode (FEM)	76
3.11	Evaluaasi Kriteria Kekuatan Struktur.....	77
3.12	<i>Detail Drawing</i>	77
3.13	Perencanaan Anggaran Biaya	77
3.14	Kesimpulan dan Saran	77
BAB 4 PEMBAHASAN		79
4.1	Identifikasi Masalah	79
4.2	Pengumpulan data dan Kajian Produk Existing	79
4.2.1	Pengumpulan Data.....	79
4.2.2	Produk Existing	81
4.3	Pengumpulan Daftar Kebutuhan (Metode Ulrich-Eppingger)	82
4.4	Pembuatan Konsep Desain.....	83
4.4.1	Konsep Desain 1.....	83
4.4.2	Konsep Desain 2.....	84
4.4.3	Konsep Desain 3.....	85
4.5	Pemilihan Konsep Desain	86
4.5.1	Perawatan	86
4.5.2	Proses Manufaktur.....	89
4.5.3	Biaya.....	92
4.6	Penetapan Desain Terpilih.....	95
4.7	Perencanaan Perhitungan Komponen <i>Rotary Drum Mixer</i>	97
4.7.1	Perhitungan Drum	97
4.7.2	Perhitungan Riding Gear.....	98
4.7.3	Perhitungan Riding Ring	99
4.7.4	Perhitungan Daya Motor.....	102
4.7.5	Perhitungan Poros Penggerak	104
4.7.6	Perhitungan Pasak.....	106
4.7.7	Perhitungan <i>Bearing</i>	107
4.7.8	Perhitungan <i>Pulley</i>	110
4.7.9	Perhitungan V-belt	110

4.7.10	Perhitungan Baut.....	112
4.8	Analisis Struktur Rangka (Finite Elemen Method)	116
4.8.1	Analisis Kekuatan Rangka Konsep Desain Terpilih.....	116
4.8.2	Simulasi Static Stress.....	116
4.9	Perencanaan Anggaran Biaya	123
4.9.1	Biaya Bahan Baku.....	123
4.9.2	Biaya Manufaktur	124
4.4.1	Biaya Total.....	124
4.4	Pembahasan Hasil Perancangan.....	124
4.5	Pembuatan <i>Detail Drawing</i>	125
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN.....		127
5.1	Kesimpulan	127
5.2	Saran	127
DAFTAR PUSTAKA		129

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Rotari Drum.....	26
Gambar 2. 2 Nama-Nama Bagian Roda Gigi.....	27
Gambar 2. 3 Dinamo Motor Listrik.....	31
Gambar 2. 4 Torsi.....	31
Gambar 2. 5 Gearbox Type WPA.....	33
Gambar 2. 6 Gearbox Type WPS.....	34
Gambar 2. 7 Gearbox Type WPO.....	34
Gambar 2. 8 Gearbox Type WPX.....	35
Gambar 2. 9 Poros Transmisi	35
Gambar 2. 10 Poros Spindle.....	36
Gambar 2. 11 Poros Gandar	36
Gambar 2. 12 Macam-Macam Pasak.....	38
Gambar 2. 13 Tabel Katalog Pemilihan Pasak	39
Gambar 2. 14 <i>Bearing</i> Single Row.....	40
Gambar 2. 15 <i>Bearing</i> Duoble Row.....	41
Gambar 2. 16 Harga Xr dan Ya.....	43
Gambar 2. 17 Tabel Nomer Bantalan Standart.....	44
Gambar 2. 18 Tabel Nomer Bantalan Standart Lanjutan.....	45
Gambar 2. 19 <i>V-pulley</i>	46
Gambar 2. 20 Variable speed <i>pulley</i>	46
Gambar 2. 21 Truning <i>pulley</i>	47
Gambar 2. 22 Mi – lock <i>pulley</i>	47
Gambar 2. 23 <i>pulley</i> dan belt.....	48
Gambar 2. 24 Kontruksi Vbelt	48
Gambar 2. 25 Ukuran penampang v-belt tipe standart.....	48
Gambar 2. 26 Diagram pemilihan V-belt	49
Gambar 2. 27 Beban Merata.....	57
Gambar 2. 28 Tabel Katalog Profil.....	59
Gambar 2. 29 Pengembangan Produk	62
Gambar 2. 30 Lima Langkah Metode Penyusunan Konsep.....	65
Gambar 2. 31 Faktor Yang Mempengaruhi Pengembangan Konsep.....	66
Gambar 4. 1 Produk existing.....	82
Gambar 4. 2 Konsep desain 1.....	84
Gambar 4. 3 Konsep desain 2.....	85
Gambar 4. 4 Konsep desain 3.....	86

Gambar 4. 5 Table Ukuran Pasak Terpilih.....	107
Gambar 4. 6 Table Balland Roller <i>Bearings</i>	108
Gambar 4. 7 Table Sabuk SPA	111
Gambar 4. 8 Table Arc Correction Factor.....	112
Gambar 4. 9 Posisi Baut Yang Akan Dihitung	113
Gambar 4. 10 Tabke Ukuran Baut	114
Gambar 4. 11 Tumpuhan Fixed	117
Gambar 4. 12 Arah Dari Beban yang Diterima.....	117
Gambar 4. 13 Arah Dari Beban yang Diterima	118
Gambar 4. 14 Diagram Geser	119
Gambar 4. 15 Penentuan Kondisi Batas	121
Gambar 4. 16 Nilai Pembebanan pada Struktur <i>Rotary Drum Mixer</i>	121
Gambar 4. 17 Peletakan Pembebanan pada Struktur	121
Gambar 4. 18 Meshing pada Struktur <i>Rotary Drum Mixer</i>	122
Gambar 4. 19 Hasil Simulasi Tegangan Von Mises	122

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Harga modul standart (JIS B 1701-1073)(Satuan: mm)	28
Tabel 2. 2 Faktor – Faktor Koreksi.....	33
Tabel 2. 3 Baja S-C.....	37
Tabel 2. 4 Faktor Beban Lentur.....	38
Tabel 2. 5 Gambar Katalog Pemilihan Pasak.	39
Tabel 2. 6 Tekanan Izin Permukaan.....	52
Tabel 2. 7 Ukuran Standart Ulir Metrik Kasar (JIS B 0205).....	52
Tabel 2. 8 Material ASTM A36	56
Tabel 2. 9 Matriks Penyaringan Konsep.....	66
Tabel 2. 10 Keterangan Konsep	68
Tabel 2. 11 Penelitian Terdahulu	70
Tabel 3. 1 Daftar Kebutuhan	75
Tabel 3. 2 Matrik Penilaian Konsep	76
Tabel 4. 1 Data Formulasi Pupuk NPK 15.15.15	80
Tabel 4. 2 Data <i>Rotary Drum Mixer</i>	80
Tabel 4. 3 Data Produk Existing.....	81
Tabel 4. 4 Daftar Kebutuhan	82
Tabel 4. 5 Keterangan Aspek Kemudahan.....	88
Tabel 4. 6 Analisis Penilaian Kriteria Perawatan Mesin.....	89
Tabel 4. 7 Perkakas Manufaktur	90
Tabel 4. 8 Keterangan Penilaian Manufaktur	90
Tabel 4. 9 Keterangan Penilaian Manufaktur	91
Tabel 4. 10 Table Penilaian Manufaktur.....	91
Tabel 4. 11 Detail Pembelian Bahan Baku Material.....	93
Tabel 4. 12 Detail Pembelian Bahan Baku Material	94
Tabel 4. 13 Detail Pembelian Bahan Baku Material	95
Tabel 4. 14 Estimasi Biaya Keseluruhan Konsep.....	95
Tabel 4. 15 Keterangan Nilai Pemilihan Konsep	96
Tabel 4. 16 Keterangan Bobot Kriteria Seleksi	96
Tabel 4. 17 Matriks Pemilihan Konsep	97
Tabel 4. 18 Table Beban	102
Tabel 4. 19 Sifat Fisik Material ASTM A36.....	116
Tabel 4. 20 Table Interval	119
Tabel 4. 21 Sifat Material ASTM A36.....	120
Tabel 4. 22 Perbandingan Hasil Simulasi Dengan Batas Izin	123

Tabel 4. 23 Rancangan Anggaran Biaya Bahan Baku	123
Tabel 4. 24 Rancangan Anggaran Biaya Manufaktur	124
Tabel 4. 25 Rancangan Anggaran Biaya Total.....	124
Tabel 4. 26 Spesifikasi <i>Rotary Drum Mixer</i>	125

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Indonesia sebagai negara agraris sangat bergantung pada sektor pertanian untuk menjaga ketahanan pangan dan stabilitas ekonomi nasional, di mana ketersediaan pupuk NPK campuran yang homogen menjadi faktor kunci produktivitas petani padi, jagung, dan hortikultura. Industri pupuk Indonesia memproduksi lebih dari 20 juta ton per tahun dengan pupuk NPK percampuran menyumbang 30-40% kebutuhan, yang memerlukan proses blending presisi melalui *Rotary Drum Mixer* untuk mencapai homogenitas $<5\%$ CV (*Coefficient of Variation*). Proses ini memastikan distribusi unsur N-P-K merata sehingga mencegah segregasi granular saat aplikasi lapangan, di mana ketidakseragaman campuran dapat menurunkan hasil panen hingga 15-20% akibat kekurangan nutrisi lokal pada tanah (Hartatik & Widowati, 2015).

Rotary Drum Mixer merupakan mesin pencampur horizontal yang banyak digunakan dalam produksi pupuk untuk mencampur bahan secara seragam melalui rotasi silinder miring pada sudut 1.5° - 5° . Cara kerjanya melibatkan masukan material melalui *belt conveyor* ke dalam drum, di mana material akan jatuh, dan bergerak spiral ke arah keluaran sambil tercampur sempurna. Komponen utamanya mencakup drum sebagai wadah utama dengan lapisan karet anti-lengket, riding ring yang mendukung beban silinder pada roller, riding gear yang digerakkan pinion untuk rotasi, poros trunnion yang memungkinkan putaran stabil, serta poros pinion yang mentransmisikan tenaga dari motor (Naswir dkk, 2019).

Rotary Drum Mixer konvensional secara umum memiliki struktur tetap dengan pondasi beton, sehingga sulit dipindahkan antar lokasi produksi. Customer Pada PT Aneka Jasa Grhadika yang memproduksi pupuk NPK organik menghadapi kendala utama ini dalam operasional musiman mereka. Hal ini menyebabkan ketidakefisienan operasional, khususnya bagi UKM pupuk yang memerlukan fleksibilitas relokasi mesin tanpa rekonstruksi besar untuk menyesuaikan permintaan musiman. Permasalahan ini semakin krusial di Indonesia, di mana fluktuasi permintaan pupuk regional menuntut mobilitas peralatan agar operasi tetap efisien tanpa hambatan relokasi (Pratamansyah, 2024).

Untuk mengatasi permasalahan pada frame *Rotary Drum Mixer*, perancangan struktur dilakukan dengan mengacu pada standar SNI 1729:2015 menggunakan material baja struktural ASTM A36. Penerapan standar tersebut bertujuan agar pemodelan pembebanan, pemilihan profil kolom dan balok, serta evaluasi kekuatan struktur dapat dilakukan secara sistematis, sehingga

kestabilan frame terhadap beban aksial dan momen akibat rotasi drum pada proses pencampuran pupuk tetap terjamin. (Indah dkk., 2022). Namun di lapangan industri pupuk, analisis frame sering manual 2D yang menyederhanakan interaksi 3D antar kolom, bracing, dan beban material. Pendekatan ini kurang akurat menggambarkan distribusi tegangan dan deformasi frame, terutama saat relokasi mesin mobile (Lathifa dkk, 2022).

Metode Ulrich dan Eppinger digunakan untuk pemilihan konsep profil desain secara sistematis, mulai dari identifikasi kebutuhan hingga pengembangan prototipe *Rotary Drum Mixer* yang *mobile* (Ulrich & Eppinger, 2016). Sementara itu, *Finite Element Method* (FEM) diterapkan untuk analisis kekuatan struktur, seperti simulasi stress dan deformasi pada frame drum menggunakan software seperti Fusion 360. Kombinasi keduanya memastikan desain yang inovatif, aman, dan efisien untuk aplikasi pupuk (Macdonald, 2017).

Berdasarkan penelitian terdahulu terkait perancangan struktur baja, analisis rangka mesin rotary, dan metode Load and Resistance Factor Design (LRFD), masih terbatas kajian yang mengintegrasikan desain *Rotary Drum Mixer* bersifat mobile dengan pendekatan desain sistematis dan validasi kekuatan struktur untuk industri pupuk. Penelitian ini berfokus pada pengembangan struktur *Rotary Drum Mixer* yang dapat dipindah-pindahkan berdasarkan SNI 1729:2015 dengan material baja ASTM A36, dengan pemilihan tiga alternatif profil rangka menggunakan metode Ulrich dan Eppinger serta analisis *Finite Element Method* (FEM) pada Autodesk Fusion 360 untuk mengevaluasi tegangan, deformasi, dan faktor keamanan, sebagai upaya mendukung fleksibilitas dan keselamatan operasional UKM pupuk di Indonesia.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas, maka diambil rumusan masalah sebagai berikut:

1. Bagaimana rancangan struktur mesin *Rotary Drum Mixer* menggunakan metode Ulrich dan Eppinger?
2. Bagaimana hasil analisis kekuatan struktur perancangan mesin *Rotary Drum Mixer*?
3. Bagaimana rencana anggaran biaya pada perancangan mesin *Rotary Drum Mixer*?

1.3 Tujuan Penelitian

Dengan demikian, dalam penyusunan penelitian untuk tugas akhir, peneliti memiliki tujuan sebagai berikut:

1. Merancang struktur *Rotary Drum Mixer* dengan metode Ulrich dan Eppinger dari kebutuhan hingga spesifikasi teknis.

2. Menganalisis kekuatan struktur menggunakan FEM untuk distribusi tegangan, deformasi, dan faktor keamanan.
3. Menyusun RAB pembuatan meliputi material, manufaktur, dan komponen pendukung sesuai standar industri.

1.4 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Memberikan pengalaman langsung menerapkan metode Ulrich dan Eppinger dalam merancang struktur *Rotary Drum Mixer* serta analisis kekuatan dengan FEM dan penyusunan RAB untuk meningkatkan kompetensi desain manufaktur.
2. Menambah kumpulan penelitian di Program Studi Teknik Desain Manufaktur, khususnya perancangan mesin pencampur pupuk berbasis *Rotary Drum Mixer* dengan integrasi metode Ulrich dan Eppinger, FEM, dan estimasi biaya.
3. Menjadi referensi tugas akhir bagi mahasiswa lain yang mengkaji desain mesin proses, analisis struktur, atau estimasi biaya manufaktur *Rotary Drum Mixer*.
4. Menyediakan konsep desain struktural *Rotary Drum Mixer* sebagai alternatif pan mixer, beserta data kekuatan dan rencana anggaran biaya untuk pengambilan keputusan investasi di industri pupuk.

1.5 Batasan Masalah

Batasan masalah yang ditentukan penulis pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Penelitian difokuskan pada perancangan dan analisis struktur utama penyangga *Rotary Drum Mixer*, tanpa mencakup perencanaan.
2. Analisis FEM terbatas pada distribusi tegangan, deformasi, dan faktor keamanan rangka; tidak termasuk analisis kelelahan, getaran, dan kelayakan dinamis mendalam.
3. Jenis Pembebanan yang diperhitungkan meliputi beban drum dan komponen yang tercantum pada drum.
4. RAB hanya estimasi biaya material, fabrikasi, dan komponen standar untuk satu unit mesin.
5. *Software* desain dan analisis yang digunakan adalah Autodesk Fusion 360 (*Student Version*).
6. Material struktut yang digunakan adalah ASTM A36.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 2

KAJIAN PUSTAKA

2.1 Pupuk NPK dan Karakteristik Material

Pupuk NPK adalah campuran nitrogen untuk pertumbuhan daun yang lebat, fosfor untuk perkembangan akar dan bunga, dan kalium untuk buah yang besar dan tanaman yang kuat. Campuran ini tersedia dalam rasio nutrisi seperti NPK 15-15-15 (padi), 16-16-6 (kelapa sawit), atau 12-24-12 (tomat) dan seringkali ditambahkan unsur hara mikro seperti seng dan boron. Dalam bentuk butiran dengan diameter 1–6 mm, kepadatan 900–1200 kg/m³, dan kadar air kurang dari 2%, pupuk ini mudah diaplikasikan dan tahan lama. Namun, perbedaan ukuran partikel dan kepadatan (urea ringan dengan kepadatan 1,32 g/cm³, DAP berat dengan kepadatan 1,6 g/cm³) membuat pencampuran homogen menjadi sulit. “Sudut tumpukan 32-40°” merupakan parameter penting untuk desain drum pencampur: Kemiringan 2-5° optimal untuk pengadukan pupuk secara perlahan tanpa pemisahan, sehingga memastikan pencampuran yang seragam, yang sangat penting untuk kualitas produk akhir (Reetz, 2016).

2.2 Rotary Drum Mixer dan Komponen

Rotary Drum Mixer adalah mesin pencampur yang menggunakan sebuah drum berbentuk silinder yang berputar untuk menghomogenkan material, misalnya bahan pupuk organik, melalui gerakan pengangkatan dan penjatuhan material di dalam drum sehingga campuran menjadi lebih merata dan proses pencampuran lebih efisien. Komponen utamanya mencakup drum sebagai wadah utama dengan lapisan karet anti-lengket, *riding ring* yang mendukung beban silinder pada roller, riding gear yang digerakkan pinion untuk rotasi, poros trunnion yang memungkinkan putaran stabil, serta poros pinion yang mentransmisikan tenaga dari motor. Mesin pengaduk pupuk dengan sistem drum berputar dirancang untuk mempermudah dan mempercepat proses pencampuran, menangani kapasitas yang lebih besar, serta meningkatkan keseragaman campuran dibanding metode pengadukan manual (Novitasari dkk., 2025). yang masih banyak digunakan pada pengolahan pupuk skala industri.



Gambar 2. 1 Rotari Drum

Sumber: (Barlian, 2023)

2.2.1 Volume Drum

Drum merupakan komponen utama pada *Rotary Drum Mixer* yang berbentuk silinder dan berfungsi sebagai ruang pencampuran material. Drum berputar pada sumbu horizontal sehingga material di dalamnya mengalami proses pengangkatan dan penggelindingan yang menghasilkan pencampuran secara kontinu.

Menentukan Volume *Rotary Drum Mixer* dengan menghitung Volume Bahan dan Volume Silinder. Rumus menentukan Volume Bahan pada Rotary Mixer dapat di hitung pada persamaan 2.1.

$$V = \pi \times r^2 \times t \quad (2.1)$$

Keterangan:

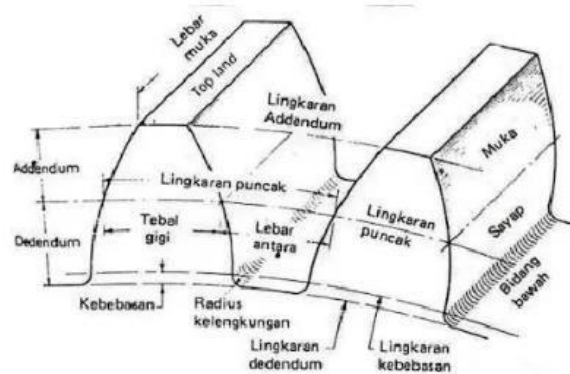
r : Jari-jari

t : Tinggi

2.2.2 Riding Gear

A Nama-Nama Bagian Roda Gigi dan Ukuran

Roda gigi (gear) merupakan elemen mesin berbentuk roda berpenampang lingkaran dengan gigi-gigi yang berfungsi untuk mentransmisikan putaran dan torsi dari satu poros ke poros lainnya dengan perbandingan kecepatan tertentu (Sularso, 2004).



Gambar 2. 2 Nama-Nama Bagian Roda Gigi

(Sularso, 2004)

Jika diameter lingkaran jarak bagi dinyatakan dengan d (mm), dan jumlah gigi dengan z , maka jarak bagi lingkaran t (mm) dapat dihitung dengan persamaan 2.2.

$$t = \frac{\pi \cdot d}{z} \quad (2.2)$$

Keterangan

t : Jarak Lingkaran

d : Diameter

z : Jumlah Gigi

Jadi, jarak bagi lingkaran adalah keliling lingkaran jarak bagi dibagi dengan jumlah gigi. Dengan demikian ukuran gigi dapat ditentukan dari besarnya jarak bagi lingkaran tersebut. Namun, karena jarak bagi lingkaran selalu mengandung faktor π , pemakaiannya sebagai ukuran gigi dirasakan kurang praktis. Untuk mengatasi hal ini, diambil suatu ukuran yang disebut “modul” dengan lambang m , dapat di hitungan dengan persamaan 2.3.

$$m = \frac{d}{z} \quad (2.3)$$

m : Modul

d : Diameter

z : Jumlah Gigi

Dengan cara ini, m dapat ditentukan sebagai bilangan bulat atau bilangan pecahan 0,5 dan 0,25 yang lebih praktis. Juga karena:

$$\pi \times m = t$$

Keterangan :

t : Jarak Lingkaran

m : Modul

maka modul dapat menjadi ukuran gigi. Cara lain untuk menyatakan ukuran gigi ialah dengan “jarak bagi diametral” dapat dilihat 2.4.

$$DP \frac{z}{d''} \left(\frac{1}{in} \right) \quad (2.4)$$

Keterangan :

d : Diameter

z : Jumlah Gigi

Pada persamaan ini dapat di lihat jika DP kecil.berarti giginya besar .sebagian besar gigidari Amerika atau Eropa dinyatakan dengan harga Dp tersebut. Adapun Hubungan DP dan m dapat di lihat 2.5.

$$m = \frac{25,4}{DP} \quad (2.5)$$

Keterangan :

m : Modul

DP : Jumlah Gigi Per inch diameter

Profil gigi berbentuk lengkungan involut. Sudut antara garis normal kurva profil pada titik jarak bagi dengan garis singgung lingkaran jarak bagi disebut sudut tekanan.

B Perbandingan Putaran dan Perbandingan Roda Gigi

Dalam hal ini diameter lingkaran jarak bagi diukur dalam inch; maka jarak bagi diametral DP adalah jumlah gigi per inch diameter tersebut.

Tabel 2. 1 Harga modul standart (JIS B 1701-1073)(Satuan: mm)

Seri ke -1	Seri ke -2	Seri ke -3	Seri ke -1	Seri ke -2	Seri ke -3
0,1	0,15		4	4,5	3,75
0,2	0,25		5	5,5	
0,3	0,35		6	7	
0,4	0,45		8	9	6,5

0,5	0,55		10	11	
0,6	0,7	0.65	12	14	
0,8	0,75		16	18	
1	0.9		20	22	
1,25			25	28	
1,5	1,75		32	36	
2	2,25		40	45	
2,5	2,55		50	4,5	
3		3,25			

Keterangan: Dalam pemilihan utamakan seri ke-1; jika terpaksa baru dipilih dari seri ke-2 dan ke-3.

2.2.3 Riding Ring

Riding ring adalah komponen berbentuk cincin besar yang dipasang melingkar pada bagian luar shell rotary drum, rotary dryer, atau rotary kiln. Riding ring berfungsi sebagai elemen penopang utama drum yang mentransfer beban total drum—termasuk berat shell, material di dalam drum, dan beban dinamis akibat rotasi—ke support roller atau trunnion roller.

A Beban pada riding ring

Rumus menentukan Beban pada Riding Ring dapat di hitung pada persamaan 2.6 (Perry et al., 2000).

$$W_{total} = W_{shell} + W_{material} + W_{komponen} \quad (2.6)$$

Keterangan :

W_{shell} : Beban pada Shell

$W_{material}$: Beban pada Material

$W_{komponen}$: Beban pada komponen

C Perhitungan Gaya Pada Support Roller

Setiap riding ring ditumpu oleh dua buah support roller. Gaya yang diterima roller dihitung menggunakan persamaan 2.7.

$$F = \frac{W_{ring}}{2 \cos \alpha} \quad (2.7)$$

Keterangan :

W_{ring} : Beban pada Ring

D Tegangan Kontak *Riding Ring*

Rumus menentukan Tekanan pada Riding Ring dapat di hitung pada persamaan 2.8. (*Rotary Kiln & Dryer Engineering Handbook – FEECO*).

$$Pc = \sqrt{\frac{0,35 \times F}{b \left(\frac{1}{R_{ring}} + \frac{1}{R_{roller}} \right)}} \quad (2.8)$$

Keterangan :

b : Lebar Roller

L_c : Gaya pada Roller

C Analisis Faktor Keamanan

Rumus menentukan Tekanan pada Riding Ring dapat di hitung pada persamaan 2.9.(Mark, 2010).

$$SF = \frac{\sigma_{Izin}}{Pc} \quad (2.9)$$

Keterangan :

p_c = Tegangan Kontak

2.2.4 Daya Penggerak

Motor adalah sumber tenaga untuk penggerak suatu mesin, putaran yang dihasilkan motor akan ditransmisikan menuju *gearbox* untuk memutar poros pencetak atau ekstruder. Motor Listrik memiliki dua jenis arus yaitu:

1. DC (*Direct Current* atau arus searah).

Direct Current (DC) adalah arus listrik yang geraknya menjadi satu arah. Arus ini keluar dari kutub positif menuju ke kutub negatif. Arus *Direct Current* (DC) dapat dihasilkan oleh sumber arus searah. Contoh sumber arus searah antara lain, elemen volta, elemen daniel, dan akumulator.

2. AC (*Alternative Current* atau arus bolak-balik).

Alternative Current (AC) adalah arus Listrik yang arah alirannya senantiasa berbalik arah secara periodik. Pembalikan arah aliran arus secara periodik ini terjadi sangat cepat dalam bentuk frekuensi. Misalnya, frekuensi Listrik sebesar 60 hz, dalam 1 detik terjadi arus bolak balik sebanyak 60 kali. Arus

Alternative Current (AC) dihasilkan oleh sumber AC misalnya generator dan trafo. Dalam perancangan ini, penulis mencoba menggunakan motor penggerak jenis motor listrik dengan daya yang direncanakan adalah 1 2/HP (1HP = 0,7457 kW) dengan putaran 1400 rpm yang akan dilakukan penurunan kecepatan dengan perbandingan puli. Berikut ini gambar 2.14 salah satu model dinamo motor Listrik AC. Perhitungan daya menggunakan persamaan 2.10.



Gambar 2. 3 Dinamo Motor Listrik

(Sumber: tokopedia.com)

$$P = F \times V \quad (2.10)$$

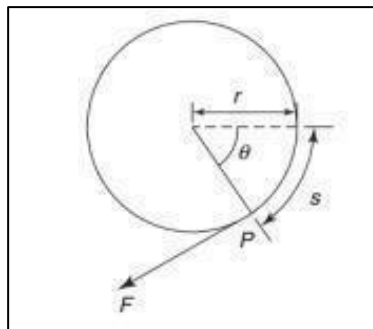
Keterangan :

P : Daya yang diperlukan (watt)

F : Gaya (N)

V : Kecepatan (m/s)

Motor Listrik berfungsi sebagai sumber penggerak yang digunakan untuk menggerakkan putaran poros pada sistem. Penggunaan dari motor Listrik ini disesuaikan dengan kebutuhan daya mesin tersebut. Aliran motor Listrik yaitu daya yang diperlukan dalam proses. Putaran poros yang dapat dilihat pada Gambar 2.4.



Gambar 2. 4 Torsi

(Sumber: scribd.com)

Kemudian untuk menghitung daya motor Listrik terlebih dahulu menghitung torsi yang terjadi saat mesin bekerja, untuk menghitung torsi menurut dapat menggunakan rumus 2.11 (Khurmi, R & Gupta, 2005).

$$T = F \times r \quad (2.11)$$

Keterangan :

T : Momen punteratau torsi (N/mm)

F : Gaya (N)

r : radius poros (mm)

Gaya (F) adalah gaya berat yang diperlukan saat torsi bekerja, gaya berat dapat dihitung menggunakan permasamaan 2.3 diatas.Selanjutnya adalah menghitung kecepatan putaran dari poros yang akan digerakan oleh motor. Besar kecepatan putaran dapat dihitung menggunakan rumus 2.12.

$$N = \frac{Q}{V \times \rho \times 60} \quad (2.12)$$

Dimana :

N : Kecepatan putaran (rpm)

V : Volume beban (m³)

ρ : massa jenis beban (kg/m³)

Daya motor dapat dihitung dengan menggunakan rumus 2.13. (Khurmi & Gupta, 2005).

$$P = \frac{2 \times \pi \times n \times T}{60} \quad (2.13)$$

Keterangan :

P : Daya motor (Watt)

π : Phi (3,14)

n : Putaran mesin (rpm)

T : Torsi (N/mm)

Perencanaan daya motor dengan faktor koreksi dapat dihitung sesuai rumus 2.14 (Sularso, 2004).

$$p_d = f_c \times p \quad (2.14)$$

Keterangan :

- P_d : Perencanaan daya motor (Watt)
 f_c : Faktor koreksi (1-1,5)
 P : Daya motor (Watt)

Tabel 2. 2 Faktor – Faktor Koreksi

Daya yang akan ditransmisikan	Faktor koreksi (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

2.1.1 Gearbox

Gearbox adalah perangkat mekanis yang berfungsi untuk menaikkan torsi dan menurunkan putaran (RPM) dari sumber penggerak mesin untuk memenuhi kebutuhan torsi dan putaran (RPM) mesin. *Gearbox* terdiri dari kombinasi berbagai roda gigi atau gear dengan berbagai diameter untuk mencapai ratio output kecepatan putaran yang diinginkan. Roda gigi di dalam *gearbox* bekerja mentransmisikan melalui roda gigi tergantung pada jumlah gigi dan ukuran diameternya, semakin tinggi ratio gigi maka akan semakin tinggi torsi dan semakin rendah putarannya. *Gearbox* memiliki dua poros utama yaitu poros input dan poros output. Pada poros input dihubungkan dengan poros sumber penggerak kemudian ditransmisikan kedalam bentuk internal roda gigi *gearbox* dan disalurkan menuju ke poros output yang menghasilkan torsi dan putaran yang sesuai dengan kebutuhan mesin. Beberapa *type gearbox* yang biasa digunakan pada mesin sebagai berikut :

1. Type WPA

Gearbox WPA memiliki bentuk vertikal dengan poros input berada pada sisi samping bagian bawah dan poros output berada pada sisi depan bagian atas. *Gearbox type* WPA ini dapat dilihat pada Gambar 2.5.



Gambar 2. 5 Gearbox Type WPA

(Sumber: id.made-in-china.com)

2. *Type WPS*

Gearbox type WPS memiliki bentuk vertikal dengan poros input berada pada sisi samping bagian atas dan poros output berada pada sisi depan bagian bawah. *Gearbox type WPS* dapat dilihat pada Gambar 2.6.



Gambar 2. 6 Gearbox Type WPS

(Sumber: id.made-in-china.com)

3. *Tipe WPO*

Gearbox type WPO memiliki bentuk horizontal dengan poros input berada pada sisi samping dan poros output berada pada sisi bagian atas. *Gearbox type WPO* dapat dilihat pada Gambar 2.7.



Gambar 2. 7 Gearbox Type WPO

(Sumber: id.made-in-china.com)

4. *Type WPX*

Gearbox type WPX memiliki bentuk horizontal dengan poros input berada pada sisi bagian bawah. *Gearbox type WPX* dapat dilihat pada Gambar 2.8.



Gambar 2. 8 Gearbox Type WPX

(Sumber: id.made-in-china.com)

2.1.2 Poros

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

A Macam – Macam Poros

1. Poros Transmisi

Poros ini menerima beban puntir lentur, daya dikirim ke poros ini melalui kopling, roda gigi, puli sabuk, atau sproket rantai. Gambar 2.9 menunjukkan ilustrasi poros transmisi:



Gambar 2. 9 Poros Transmisi

(Sumber : www.dekmake.com)

2. Spindel

Poros transmisi yang memiliki panjang relatif pendek, seperti poros utama pada mesin perkakas, menggunakan puntiran, atau spindel, 22 untuk memenuhi persyaratan dimensi yang presisi dan deformasi yang kecil. Gambar 2.10 menunjukkan contoh spindel:



Gambar 2. 10 Poros Spindle

www.indonesian.alibaba.com

3. Gandar

Poros yang dipasang di antara roda-roda kereta barang, dimana tidak menerima beban putaran, bahkan terkadang tidak boleh berputar sama sekali, disebut gandar. Gandar ini hanya menerima beban lentur kecuali saat digerakkan oleh penggerak awal, dimana saat itu akan mengalami beban puntir juga. Bentuk dari gandar dapat dilihat pada Gambar 2.11 sebagai berikut:



Gambar 2. 11 Poros Gandar

www.id.made-in-china.com

B Material Poros

Baja karbon (baja karbon), yang biasanya disebut sebagai baja SC dan ditunjukkan pada Tabel 2.3 dengan perlakuan panas untuk 23 mencapai kekuatan tarik tertentu, biasanya digunakan untuk membuat poros. Selain itu, poros yang dirancang untuk mentransmisikan putaran yang cukup tinggi dan menanggung beban yang berat biasanya dibuat dengan baja paduan.

Tabel 2. 3 Baja S-C

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

C Momen Puntir Rencana

Gaya yang membuat benda dapat berputar disebut momen puntir. Untuk mendapatkan daya dalam daya kuda (Hp), daya harus dikalikan dengan 0,74, sehingga momen puntir diperoleh dengan persamaan 2.15 sebagai berikut (Sularso, 2004):

$$T = 9,74 \times 10^2 \frac{N}{n} \quad (2.15)$$

D Tegangan Geser yang Diijinkan

Untuk menghitung tegangan geser yang diijinkan (kg/mm²), dapat digunakan persamaan 2.16 (Sularso, 2004):

$$\tau = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2} \quad (2.16)$$

Keterangan:

τ_a : tegangan geser yang diijinkan (kg/mm²)

σ_B : kekuatan tarik bahan poros (kg/mm²)

Sf_1 : angka keamanan 1

Sf_2 : angka keamanan 2

Faktor keamanan 26 pertama Sf_1 adalah $\frac{1}{0.18} = 5,6$ untuk beban kekuatan yang dijamin, dan 6,0 untuk bahan S-C dan baja paduan, dengan batas kelelahan puntir 18 persen dari kekuatan tarik σ_B menurut standart ASME Faktor Keamanan 26 kedua Sf_2 menghitung efek alur pasar pada kekerasan permukaan,

yang berkisar antara 1,3 dan 3,0

E Diameter Poros

Rumus untuk menghitung diameter poros d_s dapat diketahui dari persamaan 2.17 (Sularso, 2004):

$$d_s = \left(\frac{5.1}{\tau_\alpha} \sqrt{(K_m \times M + K_t \times T)^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.17)$$

dimana:

d_s : diameter poros (mm)

τ : momen puntir (kg.mm)

τ_α : tegangan geser yang diijinkan (kg/mm²)

K_t : faktor koreksi yang dianjurkan ASME

1,0 = beban dikenakan secara halus

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

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

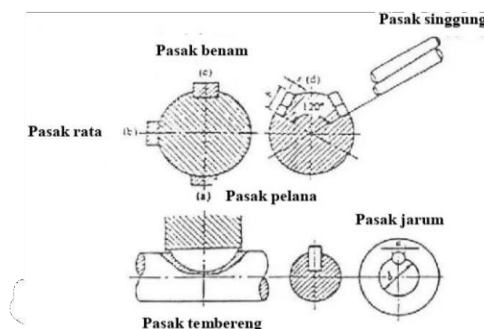
faktor beban lentur seperti pada Tabel 2.4

Tabel 2. 4 Faktor Beban Lentur

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

2.1.1 Pasak

Sesuai dengan standar ASME B17 tahun 1967, pasak adalah komponen mesin yang digunakan untuk mentransmisikan torsi antara poros dan mengunci sambungan. Pasak pelana, pasak rata, pasak benam, dan pasak singgung, yang biasanya berpenampang segi empat, adalah beberapa jenis pasak yang dapat dibedakan berdasarkan posisinya di poros. Gambar 2.12 berikut menunjukkan berbagai jenis pasak yang dapat diketahui:



Gambar 2. 12 Macam-Macam Pasak

(Sularso, 2004)

Kemudian untuk pemilihan pasak dapat dilihat pada Gambar 2. 13.

Tabel 2. 5 Gambar Katalog Pemilihan Pasak.

Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar $b, b_1, \text{ dan } b_2$	Ukuran standar h		C	l	Ukuran Standar l_1	Ukuran Standar l_2			r_1 dan r_2	Referensi Diameter poros yang dapat dipakai d^{**}
		Pasak prismatis Pasak lurus	Pasak Tirus				Pasak Prismatis	Pasak Lurus	Pasak Tirus		
2 x 2	2	2		0,16-	6-20	1,2	1,0		0,5	0,08-	Lebih dari 6-8
3 x 3	3	3		0,25	6-36	1,8	1,4		0,9	0,16	" 8-10
4 x 4	4	4			8-45	2,5	1,8		1,2		" 10-12
5 x 5	5	5			10-56	3,0	2,3		1,7		" 12-17
6 x 6	6	6			14-70	3,5	2,8		2,2		" 17-22
(7 x 7)	7	7	7,2	0,25-	16-80	4,0	3,01	3,5	3,0	0,16-	
8 x 7	8	7		0,40	18-90	4,0	3,3		2,4	0,25	" 20-25
10 x 8	9	8			22-110	5,0	3,3		2,4		" 22-30
12 x 8	10	8			28-140	5,0	3,3		2,4		" 30-38
14 x 9	12	9			36-160	5,5	3,8		2,9		" 38-44
(15 x 10)	15	10	10,2	0,40-	40-180	5,0	5,0	5,5	5,0	0,25-	
16 x 10	16	10		0,60	45-180	6,0	4,3		3,4	0,40	" 50-55
18 x 11	18	11			50-200	7,0	4,4		3,4		" 50-58
20 x 12	20	12			56-220	7,5	4,9		3,9		" 58-65
22 x 14	22	14			63-250	9,0	5,4		4,4		" 65-75
(24 x 16)	24	16	16,2	0,60-	70-280	8,0	8,0	8,5	8,0	0,40-	
25 x 14	25	14		0,80	70-280	9,0	5,4		4,4	0,60	" 80-90
28 x 16	28	16			80-320	10,0	6,4		5,4		" 85-95
32 x 18	32	18			90-360	11,0	7,4		6,4		" 95-110
											" 110-130

Gambar 2. 13 Tabel Katalog Pemilihan Pasak.

Lebar dan tinggi pasak dapat dihitung sebesar 25%-30% dari diameter poros yang digunakan (Sularso, 2004) dengan persamaan 2.18.

$$W = 30\% \cdot d_s \quad (2.18)$$

dimana:

W : lebar dan tinggi pasak (mm)

Selanjutnya, panjang pasak dapat ditentukan 0,75 hingga 1,5 dari diameter poros yang digunakan, seperti pada persamaan 2.19.

$$L = 0,75 \cdot d_s \quad (2.19)$$

Gaya tangensial atau gaya geser (F) pada permukaan poros dapat diketahui dengan menggunakan persamaan 2.20 (Sularso, 2004):

$$F = \frac{r}{d_s/2} \quad (2.20)$$

dimana :

F : gaya tangensial (N)

τ : momen puntir (kg.mm)

d_s : diameter poros (mm)

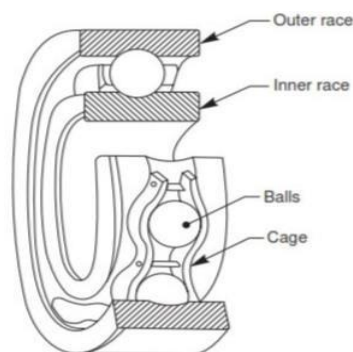
2.2.6 Bearing

A Jenis-Jenis Material Bearing (*Single Row* dan *Double Row*)

Bagian ini menjelaskan jenis bantalan single row dan double row serta perbedaan fungsi keduanya dalam menahan beban pada spindel.

1. Bantalan *Single Row*

Bantalan bola baris tunggal atau biasanya di sebut single row adalah bantalan bola baris tunggal dengan elemen rol. Bantalan ini memiliki desain sederhana, tidak dapat dipisahkan, dan cocok untuk kecepatan tinggi, bahkan kecepatan sangat tinggi. Misalnya, bantalan bola kontak sudut baris tunggal hanya dapat menahan beban aksial dalam satu arah. Ketika jenis bantalan ini dikenai beban radial murni, karena garis aksi beban elemen rol dan garis aksi beban radial tidak berada pada bidang radial yang sama dan menghasilkan komponen gaya aksial internal, mereka harus dipasang secara berpasangan. Bantalan bola baris tunggal, sebagai jenis bantalan rol, memiliki jumlah baris elemen rol sebanyak 1. Ini adalah elemen mekanis presisi yang mengubah gesekan geser antara poros yang berputar dan dudukan poros menjadi gesekan rol, sehingga mengurangi kerugian gesekan. Secara umum terdiri dari empat bagian: cincin dalam, cincin luar, badan rol, dan sangkar, yang dapat di lihat pada gambar 2.14 yang menunjukkan bagian bantalan:



Gambar 2. 14 *Bearing* Single Row

(Sumber: Omesin)

a. Kelebihan Bantalan *Single Row*

Berikut adalah kelebihan dari bantalan single row

1. Desain sederhana → mudah pemasangan dan perawatan.
2. Dimensi lebih ramping / lebar lebih kecil → cocok untuk ruang pemasangan terbatas.

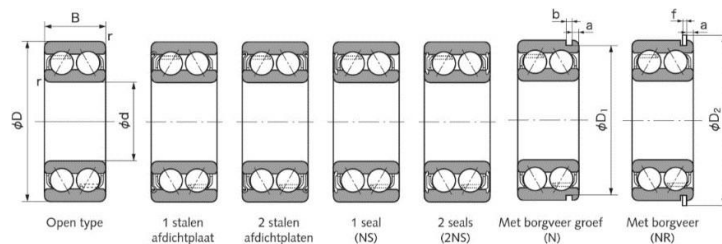
- b. Friksi internal (gesekan) lebih rendah dibanding yang lebih kompleks cocok untuk kecepatan tinggi. Kekurangan Bantalan Single Row

Berikut adalah kekurangan dari bantalan single row

1. Kapasitas beban (termasuk beban aksial) lebih terbatas dibanding double row.
 2. Tahan terhadap beban kombinasi atau beban berat kurang optimal jika beban aksial + radial besar, mungkin cepat aus.
2. Bantalan *Double Row*

Bantalan *double row* adalah jenis bantalan yang menggunakan dua baris elemen gelinding (seperti bola atau rol) untuk mendukung beban yang lebih berat dibandingkan bantalan *single row*. Kapasitas beban radial dan aksial yang lebih tinggi, stabilitas yang lebih baik, dan dapat menangani beban miring, sehingga ideal untuk aplikasi industri tugas berat seperti mesin bubut dan kotak roda gigi. Desain bantalan double row pada dasarnya sama dengan bantalan bola alur dalam satu baris. Alur dalam berbentuk bola ditambah dengan ketatnya sambungan antara alur dan bola baja. Selain

beban radial, bantalan bola alur dalam dua baris juga dapat menahan beban aksial yang bekerja pada dua arah. Gambar 2.15 yang menjelaskan tentang bagian pada bantalan Double Row tampak samping:



Gambar 2. 15 *Bearing Duoble Row*

(Sumber :Ammertech)

- a. Kelebihan
1. Kapasitas beban radial dan aksial lebih besar karena dua baris elemen gelinding.
 2. Kestabilan poros / shaft lebih baik, terutama pada kondisi beban berat atau getaran.
 3. Dapat menahan beban aksial dari dua arah dalam beberapa desain.
- b. Kekurangan
1. Dimensi lebih besar / berat lebih tinggi (karena struktur dua baris) sehingga ruang pemasangan dan berat menjadi pertimbangan.
 2. Biaya pembuatan dan pemasangan bisa lebih tinggi karena konstruksi lebih kompleks.

3. Memerlukan ketelitian pemasangan yang lebih baik (alignment, toleransi) agar performa optimal.

A Perbedaan *Single Row* dan *Double Row* Terhadap Beban *Equivalen*

Secara umum, perbedaan utama antara *Bearing* single row dan *Bearing* double row terletak pada jumlah baris elemen gelinding yang menanggung beban. Perbedaan jumlah baris ini secara langsung memengaruhi besarnya beban ekuivalen (*equivalent dynamic load*) yang diterima oleh *Bearing* selama beroperasi.

Pada *Bearing* single row, seluruh beban radial dan aksial ditanggung oleh satu baris elemen gelinding. Akibatnya, gaya yang bekerja pada setiap elemen lebih besar karena tidak ada pembagian beban antar baris. Kondisi ini menyebabkan nilai faktor beban (XXX dan YYY). Dalam perhitungan beban ekuivalen menjadi relatif lebih tinggi, sehingga beban ekuivalen total (P) yang diterima *Bearing* juga lebih besar. Dengan kata lain, untuk kondisi pembebanan yang sama, *Bearing* single row cenderung mengalami beban ekuivalen lebih tinggi dibandingkan tipe double row. Hal ini dapat berdampak pada umur pakai *Bearing* yang lebih pendek, karena umur *Bearing* berbanding terbalik dengan pangkat tiga dari beban ekuivalen yang diterimanya. Sementara itu, *Bearing* double row memiliki dua baris elemen gelinding yang bekerja secara bersamaan dalam menahan beban.

Pembagian beban di antara dua baris ini menyebabkan distribusi gaya menjadi lebih merata dan mengurangi beban yang diterima oleh masing-masing elemen. Oleh karena itu, faktor beban XXX dan YYY pada *Bearing* double row biasanya lebih kecil dibandingkan single row, yang menghasilkan nilai beban ekuivalen (P) lebih rendah. Kondisi ini menjadikan *Bearing* double row lebih efisien dalam menahan kombinasi beban radial dan aksial, serta memberikan umur pakai yang lebih panjang dibandingkan single row *Bearing* pada kondisi beban dan kecepatan putar yang sama.

B Rumus Yang digunakan

1. Beban dinamis ekuivalen

Beban dinamis ekuivalen adalah beban tunggal imajiner yang menghasilkan efek keausan yang sama dengan beban gabungan sebenarnya (radial + aksial). Dengan persamaan 2.21.

Rumus:

$$W = X \cdot V \cdot W_R + Y \cdot W_A \quad (2.21)$$

Dimana

V = Faktor rotasi

= 1 (untuk semua jenis bantalan dengan inner ring berputar)

= 1 (untuk self-aligning *Bearings* dengan inner ring diam)

= 1,2 (untuk semua jenis bantalan dengan inner ring diam)

2. Menentukan faktor X_r dan Y_a

Menentukan faktor X_r dan Y_a (koefisien ekuivalen). Faktor X_r dan Y_a digunakan untuk menghitung beban total yang diterima bantalan dari kombinasi beban radial dan aksial. Berikut rumus menghitung beban total pada faktor X_r dan Y_a dengan persamaan 2.22.

$$\frac{W_a}{W_r} \quad (2.22)$$

Pada table 2.2 Tabel tersebut menunjukkan nilai faktor X , Y , dan e untuk menghitung beban ekuivalen pada berbagai jenis *Bearing*. Setiap tipe *Bearing* memiliki kemampuan berbeda dalam menahan beban radial (F_r) dan aksial (F_a), sehingga faktor koreksinya juga berbeda. Nilai e menjadi batas perbandingan F_a/F_r yang menentukan apakah perhitungan menggunakan faktor pada kolom “ $\leq e$ ” atau “ $> e$ ”. Dengan memilih nilai X dan Y yang sesuai jenis dan ukuran *Bearing*, insinyur dapat menghitung beban kerja yang tepat untuk menentukan umur dan performa *Bearing*. Berikut Adalah gambar tabel harga X_r dan Y_a yang dapat dilihat pada Gambar 2.16.

Type of bearing	Specifications	$\frac{W_a}{W_r} \leq e$		$\frac{W_a}{W_r} > e$		e
		X	Y	X	Y	
Deep groove ball bearing	$\frac{W_a}{C_0} = 0.025$	1	0	0.56	2.0	0.22
	$= 0.04$				1.8	0.24
	$= 0.07$				1.6	0.27
	$= 0.13$				1.4	0.31
	$= 0.25$				1.2	0.37
	$= 0.50$				1.0	0.44
Angular contact ball bearings	Single row	1	0	0.35	0.57	1.14
	Two rows in tandem		0	0.35	0.57	1.14
	Two rows back to back		0.55	0.57	0.93	1.14
	Double row		0.73	0.62	1.17	0.86
Self-aligning bearings	Light series : for bores	1	1.3	6.5	2.0	0.50
	10 – 20 mm				2.6	0.37
	25 – 35				3.1	0.31
	40 – 45				3.5	0.28
	50 – 65				3.8	0.26
	70 – 100				3.5	0.28
	105 – 110				1.0	0.63
	Medium series : for bores				1.2	0.52
	12 mm				1.5	0.43
	15 – 20				2.5	0.39
Spherical roller bearings	For bores :	1	2.1	0.67	3.1	0.32
	25 – 35 mm				3.7	0.27
	40 – 45				4.4	0.23
	50 – 100				3.9	0.26
Taper roller bearings	For bores :	1	0	0.4	1.60	0.37
	30 – 40 mm				1.45	0.44
	45 – 110				1.35	0.41
	120 – 150					

Gambar 2. 16 Harga X_r dan Y_a

3. Menghitung Beban Dinamis Ekuivalen Dengan faktor service:

Menghitung beban dinamis ekuivalen dengan faktor service : Faktor ini memperhitungkan kondisi nyata kerja mesin (misalnya beban kejut ringan, sedang, atau berat). Berikut rumus memperhitungkan kondisi kerja mesin:

$$W_{design} = W \times K_s$$

4. Menghitung Umur Pakai Bantalan

''''Menghitung umur pakai menunjukkan berapa lama bantalan dapat berputar sebelum kemungkinan rusak terjadi. Berikut rumus umur bantalan dengan persamaan 2.23.

$$L = 60 \times N \times L_h \quad (2.23)$$

5. Menghitung Beban Dinamis

Hitung beban dinamis yang diperlukan: Digunakan untuk mencari bantalan dengan kekuatan minimum yang dibutuhkan. Berikut rumus menghitung beban dinamis bantalan yang dapat di lihat pada kekuatan minimum:

6. Menentukan nomor bantalan.

Bearing No.	Basic capacities in kN							
	Single row deep groove ball bearing		Single row angular contact ball bearing		Double row angular contact ball bearing		Self-aligning ball bearing	
	Static (C ₀) (2)	Dynamic (C) (3)	Static (C ₀) (4)	Dynamic (C) (5)	Static (C ₀) (6)	Dynamic (C) (7)	Static (C ₀) (8)	Dynamic (C) (9)
(1)								
200	2.24	4	—	—	4.55	7.35	1.80	5.70
300	3.60	6.3	—	—	—	—	—	—
201	3	5.4	—	—	5.6	8.3	2.0	5.85
301	4.3	7.65	—	—	—	—	3.0	9.15
202	3.55	6.10	3.75	6.30	5.6	8.3	2.16	6
302	5.20	8.80	—	—	9.3	14	3.35	9.3
203	4.4	7.5	4.75	7.8	8.15	11.6	2.8	7.65
303	6.3	10.6	7.2	11.6	12.9	19.3	4.15	11.2
403	11	18	—	—	—	—	—	—
204	6.55	10	6.55	10.4	11	16	3.9	9.8
304	7.65	12.5	8.3	13.7	14	19.3	5.5	14
404	15.6	24	—	—	—	—	—	—
205	7.1	11	7.8	11.6	13.7	17.3	4.25	9.8
305	10.4	16.6	12.5	19.3	20	26.5	7.65	19
405	19	28	—	—	—	—	—	—
206	10	15.3	11.2	16	20.4	25	5.6	12
306	14.6	22	17	24.5	27.5	35.5	10.2	24.5
406	23.2	33.5	—	—	—	—	—	—
207	13.7	20	15.3	21.2	28	34	8	17
307	17.6	26	20.4	28.5	36	45	13.2	30.5
407	30.5	43	—	—	—	—	—	—
208	16	22.8	19	25	32.5	39	9.15	17.6
308	22	32	25.5	35.5	45.5	55	16	35.5
408	37.5	50	—	—	—	—	—	—
209	18.3	25.5	21.6	28	37.5	41.5	10.2	18
309	30	41.5	34	45.5	56	67	19.6	42.5
409	44	60	—	—	—	—	—	—
210	21.2	27.5	23.6	29	43	47.5	10.8	18
310	35.5	48	40.5	53	73.5	81.5	24	50
410	50	68	—	—	—	—	—	—

Gambar 2. 17 Tabel Nomer Bantalan Standart

Tabel 2.3 Menunjukkan kapasitas dasar bantalan (static C₀ dan dynamic C) untuk

berbagai nomor *Bearing*. Setiap nomor bantalan memiliki kemampuan menahan beban statis dan dinamis yang berbeda, tergantung jenisnya seperti *single row deep groove*, *angular contact*, *double row*, atau *self-aligning*. Dengan melihat nilai kapasitas ini, perancang dapat memilih nomor bantalan yang sesuai dengan kebutuhan beban suatu poros atau mekanisme, sehingga *Bearing* yang dipilih aman dan memiliki umur pakai yang cukup. Berikut Adalah tabel harga Xr dan Ya yang dapat dilihat pada Gambar 2.17. dan 2.18.

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
211	26	34	30	36.5	49	53	12.7	20.8
311	42.5	56	47.5	62	80	88	28.5	58.5
411	60	78	—	—	—	—	—	—
212	32	40.5	36.5	44	63	65.5	16	26.5
312	48	64	55	71	96.5	102	33.5	68
412	67	85	—	—	—	—	—	—
213	35.5	44	43	50	69.5	69.5	20.4	34
313	55	72	63	80	112	118	39	75
413	76.5	93	—	—	—	—	—	—
214	39	48	47.5	54	71	69.5	21.6	34.5
314	63	81.5	73.5	90	129	137	45	85
414	102	112	—	—	—	—	—	—
215	42.5	52	50	56	80	76.5	22.4	34.5
315	72	90	81.5	98	140	143	52	95
415	110	120	—	—	—	—	—	—
216	45.5	57	57	63	96.5	93	25	38
316	80	96.5	91.5	106	160	163	58.5	106
416	120	127	—	—	—	—	—	—
217	55	65.5	65.5	71	100	106	30	45.5
317	88	104	102	114	180	180	62	110
417	132	134	—	—	—	—	—	—
218	63	75	76.5	83	127	118	36	55
318	98	112	114	122	—	—	69.5	118
418	146	146	—	—	—	—	—	—
219	72	85	88	95	150	137	43	65.5
319	112	120	125	132	—	—	—	—
220	81.5	96.5	93	102	160	146	51	76.5
320	132	137	153	150	—	—	—	—
221	93	104	104	110	—	—	56	85
321	143	143	166	160	—	—	—	—
222	104	112	116	120	—	—	64	98
322	166	160	193	176	—	—	—	—

Gambar 2. 18 Tabel Nomer Bantalan Standart Lanjutan

2.1.2 Pulley

Pulley dapat digunakan untuk mentransmisikan daya dari poros satu ke poros yang lain melalui sistem transmisi penggerak berupa *flat belt*, *v-belt* atau *circular belt*. *Pulley* dibagi dalam berbagai jenis diantaranya :

a. V-Pulley

Jenis ini paling sering digunakan untuk transmisi karena kemudahannya dan dapat diandalkan, produk ini digerakkan oleh *v-belt* yang dapat dilihat pada Gambar 2.19.



Gambar 2. 19 V-pulley

b. *Variable speed pulley*

Variable speed pulley adalah perangkat yang digunakan untuk mengontrol kecepatan mesin. *Pulley* ini digunakan pada proses industri seperti jalur perakitan yang harus bekerja pada kecepatan yang berbeda untuk produk yang berbeda. Kondisi memproses kebutuhan penyetelan aliran dari pompa atau kipas, memvariasikan kecepatan dari *drive* mungkin menghemat energi dibandingkan dengan teknik lain. *Variable speed pulley* dapat dilihat pada gambar 2.20.



Gambar 2. 20 Variable speed pulley

c. *Timing Pulley*

Jenis ini adalah jenis lain dari *pulley*, ketepatan sangat dibutuhkan untuk pengaplikasiannya sehingga *pulley* jenis ini menggunakan belt jenis circular yang dapat dilihat pada Gambar 2.21.



Gambar 2. 21 Truning *pulley*

d. *Mi – Lock Pulley*

Jenis ini adalah jenis lain dari *pulley*, ketepatan sangat dibutuhkan untuk pengaplikasiannya sehingga *pulley* jenis ini menggunakan belt jenis *circural* yang dapat dilihat pada Gambar 2.16 berikut :



Gambar 2. 22 *Mi – lock pulley*

Perbandingan kecepatan putar (*velocity ratio*) pada *pulley* berbanding terbalik dengan diameter *pulley* dan secara sistematis ditunjukkan pada Persamaan 2.24 berikut ini:

$$\frac{n_p}{n_m} = \frac{D_p}{D_m} \quad (2.24)$$

Dimana :

n_m : Putaran motor (rpm)

n_p : Putaran output (rpm)

D_m : diameter *pulley* motor (mm)

D_p : diameter *pulley* poros (mm)

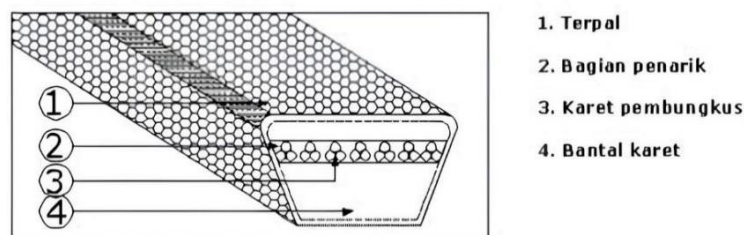
Pulley dihubungkan dengan *belt* agar dapat mentransmisikan daya, keduanya merupakan pasangan elemen mesin yang digunakan untuk mentransmisikan daya dari satu poros ke poros lain Perbandingan kecepatan antara poros penggerak dan poros yang digerakkan tergantung pada perbandingan diameter *pulley* yang digunakan. Transmisi menggunakan *pulley* dan *belt* dapat dilihat pada Gambar 2.17 berikut ini :



Gambar 2. 23 *pulley* dan *belt*

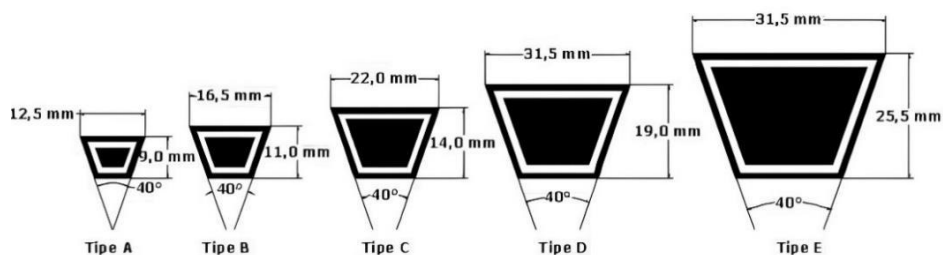
2.1.3 *V-belt*

V-belt terbuat dari karet dan mempunyai penampang trapesium. Tenunan tetoron atau semacamnya dipergunakan sebagai inti sabuk untuk membawa tarikan yang besar. *V-belt* dibelitkan di keliling alur puli yang berbentuk V pula. Bagian sabuk yang sedang membelit pada puli ini mengalami lengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah besar. Gaya gesekan juga akan bertambah karena pengaruh bentuk baji, yang akan menghasilkan transmisi daya yang besar pada tegangan yang relatif rendah. hal ini merupakan salah satu keunggulan *V-belt* dibandingkan dengan sabuk rata. (Sularso, 2004). Konstruksi dari *v-belt* dapat dilihat pada gambar 2.24 berikut ini :



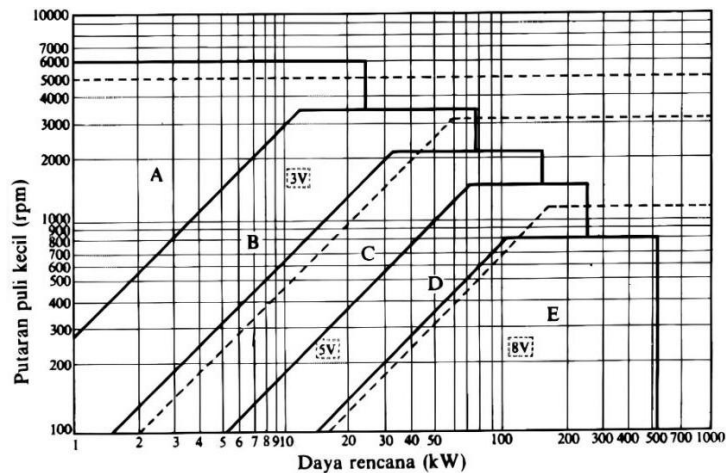
Gambar 2. 24 Kontruksi Vbelt

V-belt terdiri dari tiga tipe yaitu tipe standar, tipe sempit dan tipe beban ringan. Pada Gambar 2.25 berikut dapat dilihat berbagai proporsi penampang *V-belt* tipe standar yang umum dipakai dalam permesinan.



Gambar 2. 25 Ukuran penampang v-belt tipe standart

Cara untuk menentukan jenis *V-belt* yang akan digunakan, dicari terlebih dahulu daya rencana dan putaran puli kecil / puli driver. Putaran puli kecil tergantung dari putaran motor bakar yang digunakan. Jenis *belt* dapat dicari dengan menggunakan diagram dibawah ini.



Gambar 2. 26 Diagram pemilihan V-belt

Panjang minimum *V-belt* yang akan digunakan menurut (Sularso & K. Suga,2004) dapat dihitung menggunakan Persamaan 2.25 sebagai berikut:

$$L' = 2 \times C' + 1,57 (D2 + D1) + \frac{(D1-D2)^2}{4 C^F} \quad (2.25)$$

Dimana :

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

C' : Jarak sumbu poros rencana (mm)

$D2$: Diameter *pulley* 2 (mm)

$D1$: Diameter *pulley* 1 (mm)

Selanjutnya jarak poros sebenarnya dapat ditentukan dengan Persamaan 2.26 di bawah ini.

$$C = C' - \frac{L' - L}{2} \quad (2.26)$$

Dimana :

C : Jarak poros sebenarnya (mm)

L' : Panjang *V-belt* hasil perhitungan (mm)

L : Panjang *V-belt* yang digunakan (mm)

Selanjutnya adalah menghitung tegangan yang terjadi pada *belt*. Sebelum menghitung tegangan pada *V-belt*, perlu mengetahui terlebih dahulu kecepatan linier, sudut kotak dan

faktor koreksi sudut *V-belt*. Kecepatan linier *V-belt* dapat dihitung menggunakan Persamaan 2.27 berikut: (Sularso & K. Suga,2004)

Perhitungan kecepatan linier sabuk (2.27)

$$V = \frac{\pi \times D_p \times N_p}{60 \times 1000}$$

Dimana :

V : Kecepatan Linier Sabuk (m/s)

D_p : Diameter *pulley* 1 (mm)

N_p : Kecepatan putaran *pulley* 1 (Rpm)

- Perhitungan Sudut Kontak

Sudut kontak dapat dihitung menggunakan Persamaan 2.8 berikut: (Sularso & K. Suga,2004)

$$\gamma = 180^\circ - 57 \times \frac{D1 - D2}{C} \quad (2.28)$$

Dimana :

γ : Sudut kontak

D1 : Diamter *Pulley* 1 (mm)

D2 : Diameter *Pulley* 2 (mm)

C : Jarak poros sebenarnya (mm)

- Perhitungan tegangan pada sabuk

Tegangan pada sabuk dapat dihitung menggunakan Persamaan 2.29 berikut:

$$T_s = 500 \times \frac{2,5 - C_a}{C_a} \times \frac{P_d}{Q \cdot V} + M \times v^2 \quad (2.29)$$

Dimana :

T_s : Tegangan statis sabuk (N)

C_a : Faktor koreksi sudut (derajat)

P_d : Daya rencana (kW)

Q : Jumlah sabuk

M : Berat sabuk linier (Kg/m)

v : Kecepatan linier sabuk (m/s)

2.1.4 Baut

Mur dan baut adalah salah satu alat pengikat. Memilih ukuran mur dan baut yang tepat sangat penting agar tidak menyebabkan kerusakan pada mesin. Menurut (Sularso & Suga, 2004) perhitungan tegangan izin tarik dapat menggunakan Persamaan 2.30 dan

perhitungan tegangan ijin geser menggunakan persamaan 2.31 berikut:

$$\sigma_{ijin\ tarik} (\sigma_a) = \frac{\sigma_t}{sf} \quad (2.30)$$

$$\sigma_{ijin\ geser} = (0.5 - 0.7) \times \sigma_a \quad (2.31)$$

Tensile strength (σ_t) = 830 MPa (ASTM F568M)

Sf= 8 (Tabel 2.13)

Untuk perhitungan diameter baut dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan berikut 2.32.

$$d \geq \sqrt{\frac{2 \times P_{xx}}{\sigma_a}} \quad (2.32)$$

D2 = Diameter ulir baut (mm)

h = Tinggi Kaitan (mm)

Kemudian untuk tekanan permukaan ulir yang diijinkan dapat dihitung dengan Persamaan 2.33 (Sularso & Kiyokatsu, 2004):

$$q_a = 3 \text{ kg/mm}^2 \quad (2.33)$$

$$q_a = 3 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \times 9.81 \text{ m/s}^2$$

Sedangkan untuk tekanan yang terjadi pada permukaan ulir (q) dapat dihitung dengan Persamaan 2.34 (Sularso & Kiyokatsu, 2004) berikut:

$$z = \frac{P_{xx}}{\pi \times d_2 \times h \times q_a} \quad (2.34)$$

Sehingga tekanan yang terjadi pada permukaan ulir akan dinyatakan aman apabila nilai kurang dari tekanan permukaan ulir yang diijinkan (q_a). Untuk perhitungan tegangan geser baut (τ_b) menggunakan Persamaan 2.35 (Sularso & Kiyokatsu, 2004) berikut:

$$q = \frac{P_{xx}}{\pi \times d_2 \times h \times z} \quad (2.35)$$

Besar harga – harga tekanan permukaan yang diizinkan pada ulir dapat dilihat pada Tabel 2.6 dan ukuran standar ulir metris kasar dapat dilihat pada Tabel 2.7 berikut:

Tabel 2. 6 Tekanan Izin Permukaan

Bahan		Tekanan permukaan yang diijinkan/qa (kg/mm)	
Ulir luar	Ulir dalam	Untuk Pengikat	Untuk penggerak
Baja liat	Baja liat atau perunggu	3	1
Baja keras	Baja liat atau perunggu	4	1,3
Baja keras	Besi cor	1,5	0,5

Tabel 2. 7 Ukuran Standart Ulir Metrik Kasar (JIS B 0205)

Ulir			Jarak Bagi P	Tinggi Kaitan H1	Ulir Dalam		
					Diameter Luar (D)	Diameter efektif (D ₂)	Diameter Dalam (D ₁)
					Ulir Luar		
					Diameter Luar (d)	Diameter efektif (d ₂)	Diameter Dalam (d ₁)

2.2 Standart Perencanaan Struktur *Rotary Drum Mixer*

Standar perencanaan struktur *Rotary Drum Mixer* digunakan sebagai acuan agar struktur yang dirancang aman dan dapat berfungsi dengan baik selama digunakan. Standar ini membantu perancang dalam menentukan cara menghitung beban, memilih material, serta mengevaluasi kekuatan dan kekakuan struktur secara benar. Dengan mengikuti standar perencanaan yang berlaku, desain *Rotary Drum Mixer* dapat dipertanggungjawabkan secara teknis dan risiko kegagalan struktur dapat diminimalkan.

Maka dari itu, penelitian ini mengacu pada standar nasional dan pedoman industri, SNI 1729:2015 sebagai acuan perencanaan struktur baja dengan metode *Allowable Strength Design (ASD)*, Penggunaan standar tersebut bertujuan untuk memastikan struktur memenuhi kriteria keselamatan, kekuatan, dan kelayakan layanan sesuai praktik rekayasa yang diterima secara nasional dan internasional.

2.3 Pembebanan Struktur Rotari Drum mixer

Pembebanan adalah proses mengidentifikasi dan mengkuantifikasi seluruh gaya yang bekerja pada struktur *Rotary Drum* selama kondisi operasional, mencakup beban mati seperti komponen – komponen Seperti Drum Riding ring, Riding Gear, dll, (Ferdiansyah & Ilham, 2022).

Penetapan beban akurat sangat penting karena menentukan kecukupan kekuatan dan dimensi profil, serta memastikan struktur *pipe rack* memiliki kekuatan dan kekakuan yang memadai sehingga mampu beroperasi secara aman tanpa mengalami kegagalan struktural maupun lendutan berlebih. Standar perancangan mengacu pada SNI 1729:2015 (*metode allowable strength design*) yang memastikan struktur dirancang dengan faktor keselamatan yang sesuai dan mengikuti praktik terbaik perancangan struktur baja di Indonesia.

2.3.1 Beban Mati

Beban mati adalah beban yang selalu ada dan tidak berubah sepanjang struktur beroperasi, dengan besaran yang dapat diprediksi akurat dari densitas material dan geometri struktur. Beban mati mencakup: berat struktur baja kolom, balok, berat material dan berat drum. Perhitungan beban mati mengacu pada SNI 1727:2018, Pasal 3.1 yang mendefinisikan beban mati sebagai berat seluruh material konstruksi permanen.

1. Berat Struktur

Berat struktur baja merupakan gaya vertikal ke bawah yang timbul akibat massa elemen baja seperti balok, kolom. Dalam analisis struktur, berat sendiri struktur dihitung berdasarkan massa jenis baja, luas penampang elemen, dan percepatan gravitasi bumi (Veritas, 2008).

Rumus berat sendiri struktur baja disajikan pada Persamaan 2.36.

$$W = \rho \cdot A \cdot g \quad (2.36)$$

Keterangan:

W	: Berat sendiri struktur per satuan panjang	(N/m)
ρ	: Massa jenis	(kg/m ³)
A	: Luas penampang elemen struktur	(m ²)
g	: Percepatan gravitasi	(9,81 m/s ²)

Luas penampang yang digunakan dalam perhitungan struktur merupakan luas profil baja yang dipilih berdasarkan katalog profil standar.

2. Berat Drum

Berat drum merupakan gaya gravitasi yang timbul akibat massa material drum itu sendiri tanpa mempertimbangkan material pupuk di dalamnya, bergantung pada dimensi geometrik drum yaitu diameter luar, panjang drum, ketebalan drum, serta massa jenis material baja struktural. Perhitungan berat drum dilakukan untuk mengetahui kontribusi beban mati dari shell drum kosong terhadap struktur rangka *Rotary Drum Mixer* (Perry & Green, 2008). Sebelum menghitung berat drum membutuhkan perhitungan volume drum.

Rumus Volume drum disajikan pada Persamaan 2.37.

$$V_{Drum} = \pi \cdot r^2 \cdot L \quad (2.37)$$

Keterangan:

V : Volume Drum (m³)

r : Jari-Jari drum (m)

L : panjang drum (m)

Volume drum menentukan perhitungan berat material pupuk yang digunakan untuk menghitung berat *Rotary Drum Mixer*..

Rumus berat drum persatuan disajikan pada Persamaan 2.38.

$$W_{drum} = \pi \cdot D \cdot L \cdot t \cdot \rho_{Steel} \quad (2.38)$$

Keterangan:

W : Berat drum (kg)

D : Diameter drum (m)

L : Panjang drum (m)

t : Tebal drum (m)

ρ_{Steel} : Densitas baja (kg/m³)

Rumus berat drum di hitung setelah menghitung volume drum

3. Berat Material

Berat material pupuk merupakan gaya vertikal ke bawah yang ditimbulkan oleh massa pupuk granule yang mengisi sebagian volume drum (fill factor 10-15%) dan bergerak dinamis mengikuti rotasi drum. Beban material pupuk memberikan kontribusi signifikan terhadap total beban operasional *Rotary Drum Mixer*, khususnya pada kondisi pengadukan kontinu (Lathifa dkk, 2022) Rumus berat material pupuk di sajikan persamaan 2.39.

$$W_{material} = \rho_{pupuk} \cdot V_{drum} \cdot Fill Factor \cdot g \quad (2.39)$$

Keterangan:

W : Berat Pupuk (N)
 ρ : Densitas Pupuk NPK (kg/m³)
V : Volume drum (m³)

Fil Factor : Faktor Pengisian

g : Gravitasi (m/s²)

Berat material pupuk dihitung dari volume drum efektif yang diisi pupuk (fill factor 10-15%).

4. Berat Total Drum dan Material

Berat total drum dan material adalah penjumlahan antara berat drum kosong dan berat material yang mengisinya, diperhitungkan sebagai beban mati yang bekerja pada struktur *Rotary Drum Mixer* selama operasional.

Rumus berat total drum dan material disajikan pada Persamaan 2.49.

$$W = W_{drum} + W_{material}; \quad (2.49)$$

Keterangan:

w : beban merata total pada drum (N)
 W_{drum} : berat drum per satuan panjang (N)
 $W_{Material}$: berat fluida per satuan panjang (N)

Berat total merupakan beban operasional total (To) dan kontribusi terbesar terhadap beban vertikal pada sistem pendukung *Rotary Drum Mixer*.

2.4 Pemilihan Material

Pemilihan dan perencanaan material merupakan aspek penting yang harus disesuaikan dengan kebutuhan. Hal ini penting karena material memegang peran utama dalam pembentukan suatu konstruksi.

Dalam menentukan jenis material yang sesuai untuk suatu bagian konstruksi, diperlukan pemahaman mendalam mengenai berbagai sifat material, seperti sifat fisik, teknik, dan kimia (Rohman dkk., 2025). Sifat fisik material meliputi:

1. Kekuatan, kekerasan, elastisitas, kemampuan regang, berat jenis, serta kemampuan menghantarkan panas dan listrik.
2. Sifat fisik dapat diukur secara kuantitatif dan dinyatakan dalam satuan tertentu.
3. Kekuatan material sering kali dinilai berdasarkan kekuatan tariknya.

2.4.1 Material ASTM A 36

Material ASTM A36 merupakan baja karbon struktural yang banyak digunakan pada konstruksi rangka mesin, struktur baja, serta berbagai peralatan industri karena memiliki kekuatan mekanik yang baik, mudah dibentuk, dan memiliki kemampuan las (weldability) yang sangat baik.

Baja ASTM A36 memiliki kuat luluh (yield strength) minimum sebesar 250 MPa (36 ksi) dan kuat tarik (ultimate tensile strength) berkisar antara 400–550 MPa (58–80 ksi), sehingga sangat sesuai digunakan sebagai material struktur yang menerima beban statik maupun beban kerja ringan hingga sedang. Selain itu, material ini memiliki sifat keuletan yang baik sehingga mampu menahan deformasi sebelum mengalami kegagalan. Oleh karena itu, ASTM A36 banyak diaplikasikan pada rangka mesin, platform, jembatan, struktur bangunan, komponen mekanik, serta berbagai konstruksi dan peralatan industri.

Tabel 2. 8 Material ASTM A36

Parameter	Keterangan
<i>Material</i>	ASTM A36
<i>Modulus Elastisitas (E)</i>	200.00 Mpa (N/mm^2)
<i>Density</i>	7,85 g/cm^3
<i>Yield strength</i>	250 Mpa
<i>Ultimate Tensile Strength</i>	400-550 Mpa
<i>Modulus of Elasticity</i>	200 Gpa
<i>Bulk Modulus</i>	140 Gpa
<i>Poisson's Ratio</i>	0,260
<i>Shear Modulus</i>	79,0 Gpa

2.5 Pemilihan Profil

Pemilihan profil adalah proses menentukan jenis dan ukuran penampang baja yang sesuai agar mampu menahan beban secara aman. Penentuan profil dilakukan dengan memperhatikan tegangan ijin material, momen lentur maksimum akibat beban, serta kebutuhan modulus penampang sebagai dasar pemilihan profil baja yang digunakan. standar perancangan menggunakan SNI 1729:2015 dengan metode *allowable strength design* (ASD) karena kesederhanaan konseptual dan hasil konservatif sehingga aman.

2.5.1 Tegangan Ijin

Tegangan ijin adalah tegangan maksimum yang diizinkan bekerja tanpa menyebabkan kegagalan atau deformasi plastis permanen., dihitung dengan metode *allowable strength design* sesuai dengan SNI 1729:2015 sebagai standar perancangan baja struktural di Indonesia.

Untuk mencari tegangan ijin yang telah dibuat maka dapat menggunakan Persamaan 2.50.

$$\sigma_{ijin} = \frac{\sigma_y}{S_f} \quad (2.50)$$

Keterangan :

σ_{ijin} :Tegangan ijin (MPa)

σ_y : Titik yield atau titik luluh (massa material) (MPa)

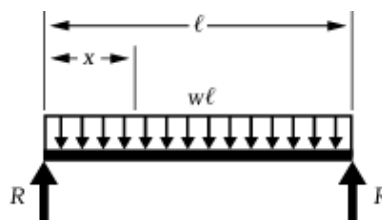
S_f : *Safety Factor*

nilai ini menjadi acuan utama dalam seleksi profil karena tegangan *von Mises* maksimum yang terjadi tidak boleh melebihi nilai ini.

2.5.2 Momen maksimum

Perhitungan momen maksimum pada penelitian ini menggunakan beban merata untuk menentukan beban lentur terbesar yang dialami balok pada kondisi pembebanan tertentu (American Wood Council, 2007).

Momen maksimum yang ditunjukkan pada Gambar 2.27 merupakan informasi penting karena langsung menentukan ukuran profil yang diperlukan, dan untuk balok *simple support* dengan beban merata, momen *maksimum* terjadi di tengah bentang. Rumus momen maksimal pada beban merata dengan tumpuan sendi dan tumpuan rol pada ujungnya.



Gambar 2. 27 Beban Merata

(Sumber: American Wood Council, 2007)

Untuk mencari momen maksimum yang telah dibuat maka dapat menggunakan Persamaan 2.51.

$$M_{max} = \frac{w \cdot L^2}{8} \quad (2.51)$$

Keterangan:

M_{max}	: Momen maksimal	(N.mm)
w	: Beban merata	(N/mm)
L	: Panjang batang	(mm)

2.6.3 Modulus Penampang Minimum

Modulus penampang menunjukkan kemampuan penampang menahan momen lentur, semakin besar nilainya semakin besar kemampuan balok menahan momen. Modulus penampang *minimum* dihitung untuk menentukan profil yang kuat untuk menahan beban (Popov, 1984).

Untuk mengetahui besarnya modulus yang dibutuhkan maka dapat menggunakan Persamaan 2.52.

$$W_{req} = \frac{M_{max}}{\sigma_{ijin}} \quad (2.52)$$

Keterangan:

W_{req}	: Modulus yang harus dimiliki oleh profil	(mm ³)
M_{max}	: Momen maksimum	(N.mm)
σ_{ijin}	: Tegangan ijin	(MPa)

Perhitungan modulus penampang ini dilakukan untuk menentukan profil berdasarkan katalog profil WF pada Gambar 2.28.

Ukuran penampang (mm)					Luas Penampang cm ²	Berat kg/m	Sebagai informasi acuan terhadap besaran menurut sumbu lentur terhadap x-x dan y-y					
Ukuran nominal	H x B	t ₁	t ₂	r			I _x cm ⁴	I _y cm ⁴	i _x cm	i _y cm	Z _x cm ³	Z _y cm ³
100 x 50	100 x 50	5	7	8	11,84	9,30	187	14,8	3,93	1,12	37,5	5,91
125 x 60	125 x 60	6	8	9	16,84	13,2	413	29,2	4,95	1,32	66,1	9,73
150 x 75	150 x 75	5	7	8	17,85	14,0	666	49,5	6,11	1,66	88,8	12,2
150 x 100	148 x 100	6	9	11	26,84	21,1	1.020	151	6,17	2,37	138	35,1
200 x 100	198 x 99	4,5	7	11	23,18	18,2	1.580	114	8,26	2,21	160	29,0
	200x 100	5,5	8	11	27,16	21,23	1.840	134	8,24	2,22	184	29,8
200 x 150	194 x 150	6	9	13	39,01	30,6	2.690	507	8,30	3,61	277	62,6
250 x 125	248 x 124	5	8	12	32,68	25,7	3.540	255	10,4	2,79	285	44,1
	248 x 125	5	9	12	32,68	25,7	3.540	255	10,4	2,70	285	44,1
	250 x 125	6	9	12	37,66	29,6	4.050	294	10,4	2,79	324	42,0
300x 150	298 x 149	5,5	8	13	40,80	32,0	6.320	442	12,4	3,29	424	59,3
	300 x 150	6,5	9	13	46,78	36,7	7.210	508	12,4	3,29	481	62,7
300 x 200	294 x 200	8	12	18	72,38	56,8	11.300	1.600	12,5	4,71	771	190

Gambar 2. 28 Tabel Katalog Profil

(Sumber: SNI 07-7178-2006)

Setelah profil dipilih berdasarkan perhitungan momen dan tegangan, langkah selanjutnya adalah mengidentifikasi semua beban yang bekerja pada struktur untuk memastikan desain final aman.

2.7 Von Mises Stress

Tegangan *Von Mises* adalah cara untuk menggabungkan semua tegangan yang ada dalam material menjadi satu angka tunggal, sehingga kita bisa tahu kapan material akan mulai rusak atau berubah bentuk secara permanen (Jiang, 2023). Ketika angka Von Mises ini melampaui batas kekuatan material, maka material sudah tidak aman lagi dan akan mengalami kerusakan. Di dunia nyata, struktur selalu dihadapkan pada banyak jenis tegangan sekaligus yang bekerja bersama-sama, menciptakan kondisi yang rumit.

Karena itu Von Mises stress sangat berguna, ia mengubah kondisi tegangan yang rumit menjadi satu angka yang bisa langsung dibandingkan dengan batas keamanan material. Kriteria ini menyatakan bahwa material akan mengalami kegagalan ketika energi deformasi mencapai nilai tertentu, dan telah terbukti akurat untuk material baja melalui berbagai pengujian (Jiang, 2023).

Rumus Von mises dapat dihitung pada Persamaan 2.53.

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_t + \sigma)^2 + 3\tau^2} \quad (2.53)$$

Keterangan:

σ_v : Tegangan von misses (N/mm²)

σ_t : Tegangan aksial (N/mm²)

σ	: Tegangan normal	(N/mm ²)
τ	: Tegangan geser	(N/mm ²)

Selain tegangan yang merupakan faktor kekuatan struktur, deformasi atau lendutan juga kriteria penting untuk memastikan struktur dapat beroperasi dengan baik dalam jangka panjang.

2.8 Displacement

Displacement atau lendutan adalah perubahan bentuk struktur akibat beban yang bekerja padanya, dan penting diperhatikan karena dapat merusak sambungan pipa, mengganggu aliran cairan, dan membahayakan keselamatan pekerja.

Lendutan terhubung langsung dengan tekanan internal material, di mana beban menciptakan perubahan bentuk kecil yang berkumpul menjadi lendutan yang terlihat jelas. Oleh karena itu, lendutan dan tekanan harus diperiksa bersama untuk memastikan struktur aman dan tidak rusak saat beroperasi.

Menurut (American Wood Council, 2007), perhitungan *Displacement* aktual pada rangka panjang untuk beban terpusat dapat dicari dengan Persamaan 2.54.

$$\Delta_{max} = \frac{5 \cdot w \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I} \quad (2.54)$$

Keterangan :

Δ_{max}	: <i>Displacement Maximal</i>	(N.mm)
w	: beban	(N/mm)
L	: panjang bentangan	(mm)
E	: modulus elastisitas	(MPa)
I	: momen inersia	(m ⁴)

Untuk memastikan tingkat keselamatan yang memadai dalam desain struktur, faktor keselamatan harus dipertimbangkan secara sistematis dalam proses evaluasi.

2.9 Safety Factor

Setelah membahas cukup banyak mengenai filosofi pemilihan faktor keamanan, pembaca perlu diberikan gambaran awal berupa nilai perkiraan faktor keamanan yang umum digunakan dalam praktik. Untuk itu, digunakan rekomendasi faktor keamanan yang dikemukakan oleh Joseph Vidosic . Nilai faktor keamanan tersebut didasarkan pada kekuatan luluh (*yield strength*) (Juvinall, 2012).

1. $S_f = 1,25 - 1,5$

Digunakan untuk material yang sangat andal dalam kondisi yang dapat dikendalikan, dan dikenai beban serta tegangan yang dapat ditentukan dengan pasti. Umumnya digunakan bila bobot ringan menjadi pertimbangan yang sangat penting.

2. $S_f = 1,5 - 2,0$

Diterapkan pada material yang sudah dikenal baik, dalam kondisi lingkungan yang relatif stabil, serta dikenai beban dan tegangan yang dapat dengan mudah diprediksi.

3. $S_f = 2,0 - 2,5$

Diterapkan pada material rata-rata yang digunakan dalam kondisi lingkungan biasa dan dikenai beban serta tegangan yang dapat ditentukan.

4. $S_f = 2,5 - 3$

Digunakan untuk material yang rapuh (*brittle*) atau yang belum banyak diuji, yang digunakan dalam kondisi lingkungan, beban, dan tegangan rata-rata.

5. $S_f = 3 - 4$

Digunakan untuk material yang sudah dikenal lebih baik, namun akan digunakan dalam lingkungan yang tidak pasti atau dikenai tegangan yang tidak pasti.

Untuk menganalisis struktur kompleks seperti *Rotary Drum Mixer* dengan pembebanan *multi-directional* dan *geometri non-standard*, metode numerik seperti *Finite Element Method* diperlukan agar memberikan akurasi tinggi.

2.11 Metode Perancangan Produk Ulrich dan Eppinger

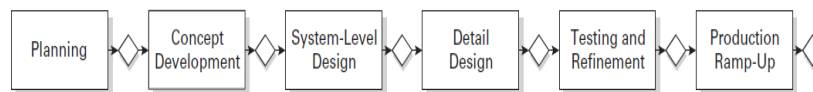
Produk adalah benda atau alat yang dirancang dan dibuat oleh perusahaan untuk dijual kepada pelanggan dengan tujuan membantu dan memenuhi kebutuhan aktivitas manusia. Untuk menciptakan produk yang memenuhi kriteria tersebut, diperlukan proses perancangan dan pengembangan produk yang terstruktur dan sistematis. Perancangan dan pengembangan produk adalah rangkaian aktivitas yang diawali dengan analisis dan tanggapan pasar terhadap produk yang akan dikembangkan, serta diakhiri dengan tahap produksi, penjualan, dan pengiriman produk sampai kepada pelanggan (Ulrich & Eppinger, 2016).

Keberhasilan perusahaan dalam pengembangan produk dapat dinyatakan berhasil jika, mampu mengenali kebutuhan nyata pelanggan, dan mampu menghasilkan produk yang memenuhi kebutuhan tersebut dengan biaya produksi yang efisien. Dari perspektif finansial, kesuksesan usaha pengembangan produk diukur dari keuntungan pada produk yang diproduksi dan dijual oleh perusahaan. Namun demikian, keuntungan tidak dapat dicapai hanya dengan memastikan produk memenuhi kebutuhan pelanggan. Ketika produk yang sempurna secara

fungsional dijual dengan harga yang terlalu tinggi akan terjadi hambatan penerimaan pasar, serta mempengaruhi keuntungan yang diharapkan perusahaan (Ulrich & Eppinger, 2016)

2.11.1 Proses Perancangan dan Pengembangan Produk

Perancangan produk adalah serangkaian langkah penentuan bentuk fisik, fungsi, dan fitur produk untuk memenuhi kebutuhan pelanggan. Pengembangan produk adalah serangkaian langkah yang digunakan untuk mengonsep, merancang, dan mengomersialisasikan produk, dimulai dari identifikasi peluang pasar hingga produksi, penjualan, dan pengiriman produk kepada pelanggan. Secara umum, serangkaian langkah tersebut dibagi menjadi enam tahap utama, yaitu:



Gambar 2. 29 Pengembangan Produk

(Sumber: Ulrich & Eppinger, 2016)

1. Fase 0 Perancangan (*Planning*)

Kegiatan perancangan atau biasa disebut fase 0 berlangsung sebelum dimulainya proses pengembangan konsep secara resmi. Diperlukan tiga aspek dalam proses perancangan yaitu, marketing, desain, dan manufaktur. Marketing perlu dipertimbangkan untuk memilih peluang serta segmen dari target pasar. Desain mempertimbangkan arsitektur produk dan aplikasi teknologi baru. Pengendalian kendala produksi serta menetapkan strategi dalam rantai pasokan dipertimbangkan dalam manufaktur (Ulrich & Eppinger, 2016).

2. Fase 1 Pengembangan Konsep (*Concept Development*)

Pada fase pengembangan konsep mencakup identifikasi target pasar, menghasilkan dan evaluasi konsep alternatif produk, dan memilih satu atau lebih konsep untuk dikembangkan lebih lanjut. Konsep merupakan definisi tentang bentuk, fungsi, dan fitur suatu produk serta didampingi dengan spesifikasi, analisi produk pesaing, dan alasan keuangan untuk mendukung proyek. Oleh karena itu, pengembangan konsep diperlukan agar memiliki sebuah acuan untuk memudahkan proses selanjutnya (Ulrich & Eppinger, 2016).

3. Fase 2 Perancangan Tingkat Sistem (*System-Level Design*)

Fase ini mencakup definisi dari arsitektur produk, pemisahan produk menjadi subsistem dan komponen-komponen utama, serta alokasi pembagian tanggung jawab

untuk detail desain. Penentuan awal untuk sistem produksi dan perakitan akhir ditentukan juga pada fase ini. *Output* dari fase ini meliputi dari layout geometri produk, spesifikasi fungsional dari tiap subsistem produk, dan diagram alir untuk proses perakitan akhir (Ulrich & Eppinger, 2016).

4. Fase 3 Perancangan Rinci (*Detail Design*)

Perancangan rinci meliputi spesifikasi akhir dari bentuk, material, ukuran toleransi dari semua komponen dalam produk, dan identifikasi standar komponen yang dibeli dari pemasok. Output fase ini menghasilkan dokumen kontrol sebuah produk, meliputi gambar yang menjelaskan mengenai geometri tiap komponen beserta alat produksinya, spesifikasi dari komponen yang dibeli, serta rancangan proses fabrikasi dan perakitan produk. Aspek pemilihan material, biaya produksi, dan kinerja yang stabil, merupakan aspek penting untuk pengembangan produk, hal tersebut dapat terjawab pada fase ini (Ulrich & Eppinger, 2016).

5. Fase 4 Pengujian dan Perbaikan (*Testing and Refinement*)

Fase pengujian dan perbaikan menyangkut konstruksi dan penilaian evaluasi dari banyaknya versi produksi dari sebuah produk. Prototipe awal (*alpha*) dibuat dengan geometri dan material yang sama dengan produksi sesungguhnya, tetapi tidak sepenuhnya difabrikasi dengan proses fabrikasi sesungguhnya, prototipe awal (*alpha*) diuji untuk menentukan apakah produk bekerja sesuai dengan yang dirancang dan memenuhi kebutuhan konsumen. Prototipe selanjutnya (*beta*) dibuat menggunakan komponen yang direncanakan, namun proses perakitan tidak menggunakan proses perakitan akhir sesungguhnya. Prototipe *beta* dilakukan evaluasi dan pengujian dengan lingkungan yang sesuai keinginan konsumen, tujuan dari prototipe *beta* untuk menjawab dari segi performa dan keandalan untuk perubahan teknis yang diperlukan untuk produk akhir (Ulrich & Eppinger, 2016).

6. Fase 5 Peningkatan Produksi (*Production Ramp-up*)

Dalam fase ini, produk mulai diproduksi menggunakan sistem produksi yang sesungguhnya. Tujuan dari fase ini yaitu, melatih tenaga kerja dan menyelesaikan masalah yang tersisa pada proses produksi. Produk yang diproduksi pada fase ini dievaluasi dengan cermat untuk mengidentifikasi kekurangan yang tersisa. Peralihan dari fase ini ke produksi sesungguhnya bersifat bertahap, pada suatu titik produk akan diluncurkan dan tersedia di pasar, selama peluncuran produk akan dilakukan evaluasi

yang bertujuan untuk mengidentifikasi masalah dan pengembangan untuk proyek-proyek kedepannya (Ulrich & Eppinger, 2016).

2.11.2 Penyusunan Daftar Kebutuhan

Penyusunan daftar kebutuhan bertujuan untuk menciptakan informasi berkualitas antara konsumen dengan pengembang produk. Langkah ini bertujuan agar para desainer industri berkomunikasi dengan konsumen dan memahami lingkungan dimana produk tersebut akan digunakan, tanpa pengalaman tersebut, solusi yang inovatif tidak akan ditemukan dan tim pengembang tidak dapat memenuhi kebutuhan konsumen (Ulrich & Eppinger, 2016).

Tujuan identifikasi kebutuhan konsumen sebagai berikut :

- a. Memastikan bahwa perancangan produk tetap berfokus pada kebutuhan konsumen yang sebenarnya.
- b. Mengidentifikasi kebutuhan secara eksplisit diucapkan oleh pelanggan, serta kebutuhan yang belum disadari pelanggan.
- c. Identifikasi kebutuhan didokumentasikan secara sistematis, sehingga menciptakan arsip yang lengkap.
- d. Memastikan bahwa tidak ada kebutuhan konsumen yang kritis terlewat atau dilupakan.
- e. Mengembangkan pemahaman bersama tentang kebutuhan konsumen di antara seluruh anggota tim pengembangan.

2.11.3 Penetapan Spesifikasi

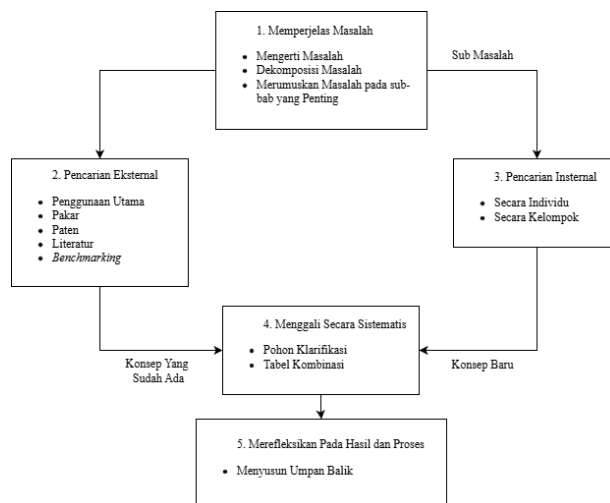
Spesifikasi produk adalah deskripsi yang tepat dan terukur tentang apa yang harus dilakukan oleh produk untuk mencapai kesuksesan, selain itu, spesifikasi merupakan refleksi dari keinginan konsumen ke istilah teknis. Output dari tahap ini adalah mendapatkan daftar target spesifikasi. Proses untuk mendapatkan daftar target spesifikasi terdiri dari 3 tahap, yaitu:

1. Menyusun metrik daftar kebutuhan, disertai dengan tingkat kepentingannya yang diambil dari tingkat kepentingan kebutuhan.
2. Mengumpulkan informasi produk pesaing dan menggabungkannya dengan tingkat kepuasan konsumen dari produk pesaing.
3. Menentukan nilai target ideal dan margin untuk setiap metrik (Ulrich & Eppinger, 2016).

2.11.4 Penyusunan Konsep

Konsep produk merupakan deskripsi mengenai perkiraan teknologi, prinsip kerja, dan bentuk produk. Suatu konsep dapat digambarkan dalam bentuk sketsa atau model tiga dimensi, hal tersebut adalah ringkasan dari cara produk akan memenuhi kebutuhan pelanggan. Konsep yang baik dapat gagal dalam eksekusi, tetapi konsep yang buruk hamper mustahil untuk kesuksesan komersil.

Terdapat lima langkah metode untuk membuat konsep, metode ini bertujuan untuk membagi masalah yang rumit menjadi bagian yang lebih sederhana. Kelima langkah tersebut terdiri dari: memperjelas masalah, pencarian eksternal, pencarian internal, menggali secara sistematis, dan merefleksikan pada hasil dan proses (Ulrich & Eppinger, 2016). Gambar berikut menunjukkan bagan dari proses penyusunan konsep:



Gambar 2. 30 Lima Langkah Metode Penyusunan Konsep

(Sumber : Ulrich dan Eppinger, 2016)

2.11.5 Pemilihan Konsep

Pemilihan konsep adalah proses evaluasi ide-ide berdasarkan kebutuhan konsumen, membandingkan keunggulan dan kekurangan konsep-konsep, dan memilih satu atau lebih konsep untuk dilakukan penelitian, pengujian, atau pengembangan tambahan. Pemilihan konsep dilakukan dalam dua tahap untuk membantu tim dalam proses menilai, memeringkat, dan memilih dari berbagai konsep produk (Ulrich & Eppinger, 2016). Berikut merupakan penjelasan dari dua tahap tersebut:

a. Penyaringan Konsep

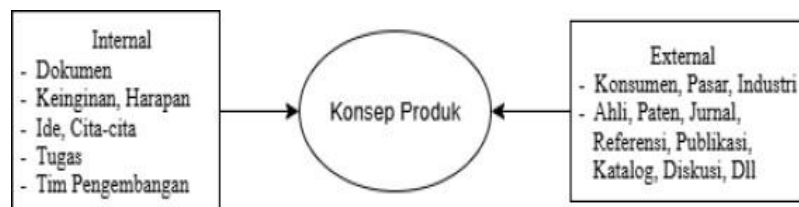
Penyaringan konsep bertujuan untuk mempersempit jumlah konsep dengan cepat dan memperbaiki konsep yang ada.

b. Penilaian Konsep

Tahap penilaian konsep melakukan analisis terhadap beberapa konsep untuk menentukan konsep yang paling mengarah pada kesuksesan produk.

2.11.6 Pengembangan Konsep

Berdasarkan kebutuhan yang tercantum pada daftar kebutuhan diperlukan perancangan dan pengembangan konsep produk. Konsep produk disajikan dalam bentuk sketsa, hal tersebut terjadi agar menciptakan konsep alternatif yang baru. Pengembangan konsep dapat terjadi karena dua hal, seperti yang ditunjukkan pada gambar di bawah ini:



Gambar 2. 31 Faktor Yang Mempengaruhi Pengembangan Konsep

(Sumber : Ulrich dan Eppinger, 2016)

2.11.7 Penyaringan Konsep

Tahap penyaringan konsep merupakan tahap dimana untuk mendapatkan sebuah keputusan guna menentukan suatu konsep yang terpilih. Ulrich menyatakan terdapat 6 tahap untuk menyaring konsep sebuah produk, yaitu :

- Persiapan untuk seleksi
- Membuat rate konsep
- Membuat rangkaian konsep
- Membuat kombinasi dan pengembangan konsep
- Pemilihan satu atau lebih konsep
- Penerimaan hasil dan proses selanjutnya.

Tahapan diatas akan dimasukkan kedalam matriks seleksi, matrik penyaringan dan penilaian konsep. Matrik penyaringan konsep dapat dilihat pada Tabel 2.9.

Tabel 2. 9 Matriks Penyaringan Konsep

Kriteria Seleksi	Konsep Produk			
	A	B	C	Produk Pemandang
....				
....				
....				
....				
Jumlah +				

Jumlah -				
Jumlah 0				
Skor Bersih				

Kriteria seleksi yang digunakan dalam tahap penyaringan konsep didasarkan pada karakteristik teknis dan ekonomis yang relevan, baik bersifat umum maupun spesifik sesuai dengan daftar kebutuhan pelanggan yang telah ditetapkan. Kriteria tersebut mencakup berbagai aspek seperti fungsi produk, ergonomi, aspek operasional, kemudahan dalam proses manufaktur, dan faktor-faktor lainnya yang relevan dengan produk. Dalam melakukan penyaringan, penggunaan konsep referensi menjadi sangat penting untuk menetapkan standar perbandingan dan mengidentifikasi solusi masalah berdasarkan pengalaman produk sebelumnya.

Untuk menilai sebuah konsep dapat ditentukan dengan melakukan perbandingan terhadap produk *existing*, dengan tanda (+, 0, -). Tanda (+) menunjukkan konsep lebih baik dari produk *existing*, tanda (0) menunjukkan konsep setara dengan produk *existing*, dan tanda (-) menunjukkan konsep lebih buruk dari produk *existing*. Setelah semua konsep dievaluasi, nilai bersih dari masing-masing konsep dihitung dengan mengurangi jumlah tanda (-) dari jumlah tanda (+), mengabaikan tanda (0). Nilai bersih ini kemudian digunakan sebagai dasar untuk menentukan ranking atau peringkat setiap konsep, sehingga konsep dengan nilai bersih tertinggi menjadi pilihan teratas untuk dikembangkan lebih lanjut (Ulrich & Eppinger, 2016)

2.11.8 Penilaian Konsep

Penilaian konsep merupakan tahapan lanjut dari penyaringan konsep. Matriks penilaian konsep memiliki struktur yang mirip dengan matriks penyaringan konsep, namun terdapat perbedaan pada kriteria yang diberi bobot dan rating skala numerik. Setelah semua konsep dievaluasi dengan sistem pembobotan ini, nilai akhir dari setiap konsep dihitung dengan setiap kriteria dan bobotnya (Ulrich & Eppinger, 2016). Konsep dengan nilai akhir tertinggi adalah konsep terbaik yang dipilih untuk dikembangkan lebih lanjut.

Tahapan penilaian konsep dilakukan dengan memberikan nilai 1 sampai 5. Semakin besar nilai yang diberikan maka semakin baik kriteria konsep pada produk tersebut. Keterangan mengenai penilaian tersebut dijelaskan pada Tabel 2.9.

Tabel 2. 10 Keterangan Konsep

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

2.11.9 Perwujudan dan Perancangan Konsep

Setelah terpilihnya konsep akan dilanjutkan dengan pewujudan menjadi sebuah produk, pada tahap ini akan diketahui wujud dari suatu produk. Tujuan dari perwujudan konsep adalah sebuah gambar susunan produk yang dilengkapi dengan cara kerja dari produk tersebut, selain itu juga akan menambah gambaran bagaimana sebuah produk tersebut tersusun oleh beberapa bagian komponen dan bagaimana cara perakitan dan ketetapan yang dapat diketahui dengan jelas (Ulrich dan Eppinger, 2016).

2.10 Metode Elemen Hingga (*Finite Element Method*)

Finite Element Method adalah metode numerik yang membagi struktur kompleks menjadi elemen-elemen kecil (pemisahan) dan terhubung melalui titik-titik simpul untuk menyelesaikan permasalahan mekanika dengan tingkat ketelitian yang layak secara teknis.

Metode ini merupakan evolusi dari metode manual klasik yang menggunakan solusi numerik untuk mengatasi struktur dengan geometri dan pembebanan kompleks yang tidak dapat diselesaikan dengan formula analitik biasa. Perpindahan dan tegangan pada struktur asli dapat direpresentasikan melalui perpindahan titik-titik simpul elemen, sehingga memberikan hasil analisis yang akurat untuk desain struktur rangka *Rotary Drum Mixer* (Pathur, 2018).

2.12.1 Software Berbasis Elemen Hingga

Analisis struktur, seperti pada *Rotary Drum Mixer*, dapat dilakukan menggunakan perangkat lunak berbasis metode elemen hingga, seperti *Fusion 360*. Pendekatan analisis dengan *software* ini melibatkan langkah-langkah berikut (Rohman dkk., 2025):

1. Pemodelan

Pemodelan dilakukan dengan membuat representasi tiga dimensi dari struktur yang akan dianalisis. Proses ini mencakup penggambaran geometri, penyesuaian dimensi, dan pembuatan elemen-elemen struktur yang sesuai dengan kondisi aktual dari model yang dianalisis.

2. Penentuan Jenis Studi

Setelah pemodelan selesai, langkah berikutnya adalah menentukan jenis studi yang akan dilakukan. Ini mencakup nama studi (*study name*), jenis analisis yang sesuai (*analysis type*), dan tipe mesh (*mesh type*). Jenis analisis dapat berupa *static*, *frequency*, *buckling*, *thermal*, *non-linear*, atau *optimization*. Dalam penelitian ini, jenis static dipilih karena semua komponen diasumsikan berada dalam kondisi statis. Tipe mesh meliputi *solid mesh*, *shell mesh using mid-surfaces*, dan *shell mesh using surfaces*, dengan *solid mesh* dianjurkan untuk pemodelan tiga dimensi.

3. Penentuan Jenis Material

Jenis material yang digunakan ditentukan berdasarkan spesifikasi model. Pengguna dapat memilih material yang tersedia dari pustaka (*list from library*) atau memasukkan data material khusus melalui opsi *custom defined*.

4. Meshing

Meshing dilakukan secara otomatis oleh perangkat lunak. Proses ini melibatkan penentuan bentuk elemen, yang memengaruhi jumlah nodal. Bentuk elemen yang umum digunakan adalah elemen linear tetrahedral untuk analisis statis dan elemen parabolic tetrahedral untuk analisis lainnya. Kualitas mesh dapat diatur menggunakan penggeser (*slide bar*) yang menentukan tingkat kekasaran (*coarse*) atau kehalusan (*fine*). Elemen yang lebih kecil menghasilkan mesh berkualitas tinggi, yang meningkatkan akurasi analisis. Setelah meshing, titik nodal dan koordinatnya terbentuk secara otomatis.

5. Pemberian Kondisi Batas dan Pembebanan

Kondisi batas ditentukan untuk merepresentasikan bagaimana model ditopang atau terhubung dalam situasi nyata. Contohnya adalah *fixed-fixed*, *fixed-free*, atau *free*. Beban yang diterapkan, seperti gaya, momen, atau tekanan, disesuaikan dengan kondisi aktual model. Beban dapat berupa statis maupun dinamis, tergantung pada jenis analisis.

6. Post-Processing

Tahap akhir adalah post-processing, yaitu proses analisis hasil simulasi yang telah dijalankan. Pada tahap ini, perangkat lunak menampilkan data berupa distribusi tegangan, perpindahan, deformasi, dan faktor keamanan dari model. Informasi ini ditampilkan dalam bentuk visualisasi grafis, diagram, atau tabel. Hasil-hasil tersebut dievaluasi untuk menentukan apakah model memenuhi kriteria desain atau jika perlu dilakukan perbaikan pada pemodelan atau analisis sebelumnya.

2.12 Penelitian Terdahulu

Penelitian ini didukung dengan adanya studi sebelumnya yang berhubungan dengan perancangan dan analisis struktur *Rotary Drum Mixer* yang dijadikan referensi pada Tabel 2.4 berikut:

Tabel 2. 11 Penelitian Terdahulu

No	Nama Penelitian	Judul	Metode	Tujuan Penelitian	Hasil Penelitian
1.	Maizuar & Indah (2023)	Studi Desain Elemen Struktur Baja Berdasarkan SNI 1729:2015 dan 2020	LRFD SNI 1729 + SAP2000 + perbandingan SNI 2015 vs 2020	Mengoptimalkan desain struktur baja rotary dengan standar terbaru	SNI 2020 mengurangi material sebanyak 15%, meningkatkan stabilitas 22%, lebih ekonomis
2.	Afisna dkk.(2022)	Design and Simulation of Rotary Dryer Frame Strength using FEA	SolidWorks Simulation + mesh tetrahedral + verifikasi analitis	Validasi kekuatan rangka rotary dryer menggunakan FEM	Tegangan maksimum 0.7115 MPa, deformasi 0.013 mm, potensi optimasi material 12 persen
3.	Ferdiansyah (2022)	Rancang Bangun Rangka Mesin Rotary Drum Filter 3M	Pemodelan CAD SolidWorks + FEA ANSYS 19.0 + uji statis	Analisis kekuatan rangka rotary drum terhadap beban operasional	Tegangan maksimum 712N, Factor of Safety 2.4, struktur aman untuk operasional
4.	Zuhrifah(2021)	LRFD SNI 1729:2015 vs 2002 pada Struktur Silinder Rotary	Load Resistance Factor Design + analisis pushover	Membandingkan efisiensi SNI lama vs baru untuk struktur silinder	SNI 1729:2015 menghasilkan desain lebih efisien dan konservatif dibanding SNI 1729:2002
5.	Phiegiarto dkk. (2017)	Perencanaan Elemen Struktur Baja Berdasarkan SNI 1729:2015	LRFD SNI 1729:2015 + Direct Analysis Method	Menghitung profil IWF 200x100 untuk balok frame industri dengan beban kombinasi	Profil IWF 200x100 lolos buckling, faktor keamanan 1.67 untuk beban dinamis

Sumber : Dokumen Pribadi

Berbagai penelitian terdahulu telah membahas perancangan dan analisis elemen struktur baja berdasarkan SNI 1729, pemodelan kekuatan rangka mesin rotary menggunakan metode elemen hingga (FEA/FEM), serta perbandingan metode desain struktur seperti *Load and Resistance Factor Design* (LRFD) pada sistem silinder rotary. Studi-studi tersebut menegaskan pentingnya penerapan standar perencanaan baja dan analisis numerik untuk menjamin keamanan dan kinerja struktur mesin industri.

Namun, penelitian yang ada belum secara spesifik mengkaji perancangan struktur *Rotary Drum Mixer* bersifat mobile yang mengintegrasikan pemilihan konsep desain secara sistematis menggunakan metode Ulrich dan Eppinger dengan validasi kekuatan struktur berbasis FEM, khususnya untuk mendukung fleksibilitas operasional industri pupuk skala UKM di Indonesia.

Oleh karena itu, tugas akhir ini memiliki unsur keterbaruan dengan mengintegrasikan pendekatan pengembangan produk dan analisis numerik FEM dalam perancangan struktur *Rotary Drum Mixer* yang dapat dipindah-pindahkan, sehingga menghasilkan desain yang aman secara struktural dan relevan terhadap kebutuhan operasional industri pupuk.

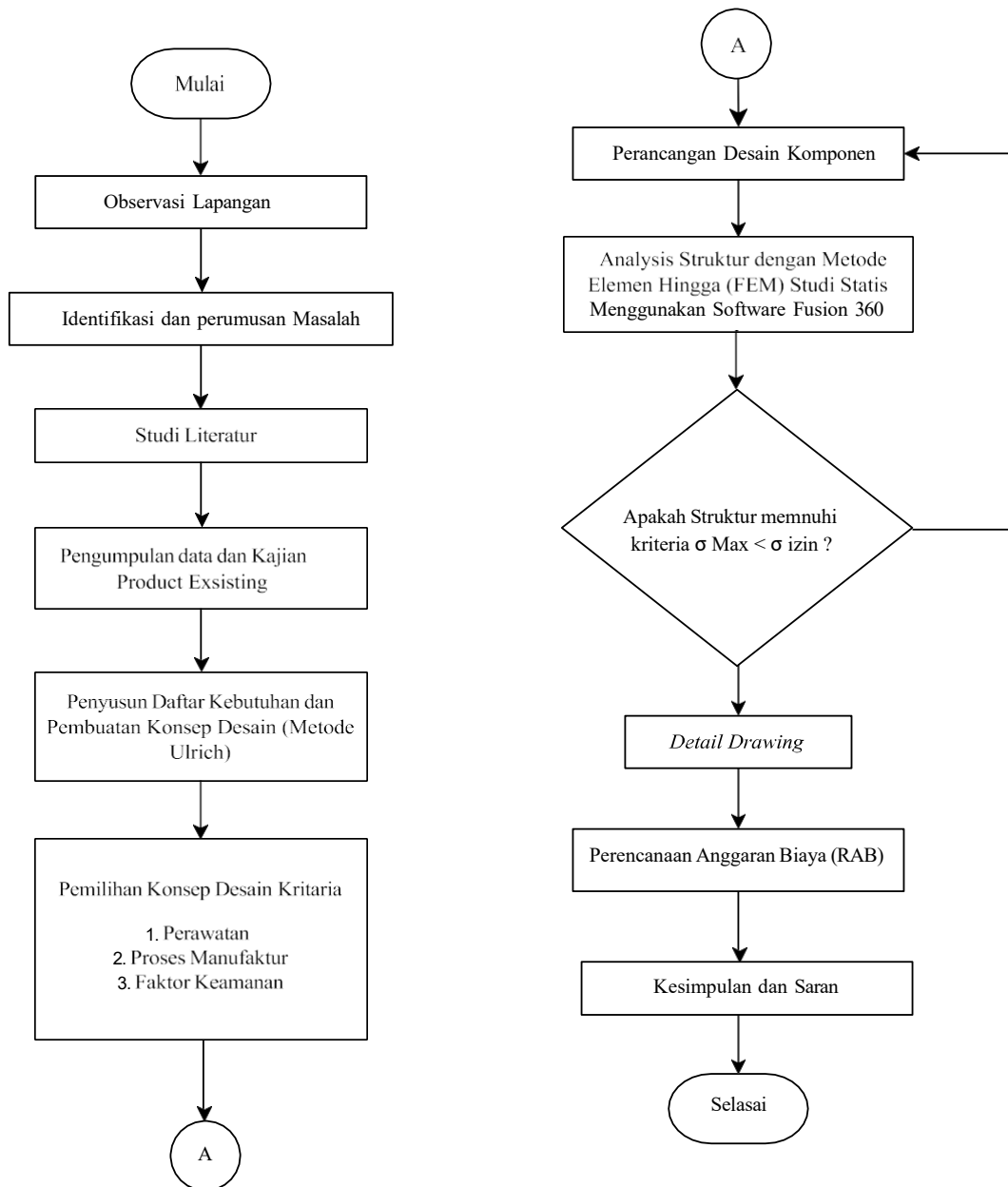
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir

Untuk memberikan alur kerja yang jelas dan sistematis, penelitian ini dilengkapi dengan diagram alir yang ditampilkan pada gambar 3.1 berikut ini :



3.2 Tahapan Penelitian

Metodologi penelitian ini disusun dalam beberapa langkah utama yang saling berurutan. Setiap langkah dirancang agar proses penelitian lebih terarah dan hasil analisis yang diperoleh dapat tercapai dengan optimal.

3.3 Observasi Lapangan

Tahap awal dalam menentukan judul penelitian yaitu observasi lapangan. Tujuan dari tahap ini adalah untuk mengetahui permasalahan dan keluhan yang sudah ada dipasaran. Saat melakukan tahap ini, peneliti melakukan pengambilan data melalui wawancara untuk digunakan pada tahap selanjutnya.

3.4 Identifikasi dan Rumusan Masalah

Tahap identifikasi masalah, dimana pada tahap ini akan dilakukan identifikasi topik dengan data yang sudah didapatkan sebelumnya sehingga didapatkan rumusan masalah berdasarkan permasalahan yang ada. Selain itu, perlu diberikan batasan-batasan dari permasalahan yang ada guna memfokuskan masalah, sehingga mempermudah proses penelitian dan tujuan penelitian ini bisa tercapai.

3.5 Studi Literatur

Tahap studi literatur merupakan tahapan dimana penulis akan mencari referensi teori yang relevan dengan masalah yang ada. Pada tahap ini penulis akan mengulas teori dan referensi yang sesuai dengan topik yang akan diteliti, sehingga mempunyai acuan yang sesuai. Referensi yang diperlukan dapat ditemukan pada studi lapangan, jurnal, buku atau artikel ilmiah lainnya

3.6 Pengumpulan Data dan Kajian Product Existing

Setelah mengetahui permasalahan yang ada, maka selanjutnya adalah pengumpulan data primer melalui wawancara dan observasi langsung kepada customer PT Aneka Jasa Grhadika serta pencarian product existing yang memiliki fungsi dan kegunaan serupa dengan *Rotary Drum Mixer* portabel. Dengan tujuan untuk dapat mengetahui kelebihan dan kekurangan dari product existing yang ada sehingga dapat digunakan untuk pengembangan konsep produk yang akan kita buat.

3.7 Penyusunan Daftar Kebutuhan dan Pembuatan Konsep Desain (Metode Ulrich dan Eppinger)

Tahap penyusunan dan pembuatan konsep desain bertujuan menghasilkan beberapa alternatif rancangan *Rotary Drum Mixer* berdasarkan daftar kebutuhan yang telah disusun. Setiap

konsep dikembangkan dengan mempertimbangkan aspek fungsi, manufaktur, perawatan, dan biaya. Selanjutnya, seluruh alternatif konsep dievaluasi menggunakan metode Ulrich dan Eppinger sehingga diperoleh konsep desain yang paling sesuai untuk dilanjutkan ke tahap perancangan detail.

3.7.1 Penyusunan Daftar Kebutuhan

Pada tahap ini merupakan tahap pengolahan data yang diperoleh dari tahap sebelumnya yang digunakan penulis sebagai acuan dalam penyusunan tabel daftar kebutuhan. Tahap ini memiliki tujuan untuk memperoleh spesifikasi produk yang sesuai dengan yang dibutuhkan dan permasalahan yang ada. Daftar kebutuhan (Tabel 3.1) dapat digunakan sebagai pedoman dalam pembuatan konsep desain pada penelitian ini berdasarkan informasi dan referensi yang diperoleh.

Tabel 3. 1 Daftar Kebutuhan

No	Daftar Kebutuhan		
	S/H	Uraian Kebutuhan	Penanggung Jawab

S = Syarat

H = Harapan

Pada kolom S/H merupakan kolom yang berisi penjelasan kategori kebutuhan yaitu syarat atau harapan. Pada kolom ini diisi sesuai dengan hasil wawancara atau observasi, begitu juga dengan kolom uraian kebutuhan. Kolom penanggung jawab diisi sesuai dengan divisi yang bertanggung jawab atas uraian kebutuhan.

3.7.2 Pembuatan Konsep Desain (Metode Ulrich dan Eppinger)

Tahap selanjutnya adalah pembuatan konsep desain yang mengacu pada tabel daftar kebutuhan agar konsep yang dirancang dapat memenuhi spesifikasi yang dibutuhkan. Pada tahap ini diperlukan lebih dari satu konsep yang bertujuan untuk mempermudah peneliti dalam menentukan konsep desain yang sesuai.

3.8 Pemilihan Konsep Desain

Pada tahap ini dilakukan pemilihan konsep yang telah dibuat menggunakan metode Ulrich

dan Eppinger dengan memilih salah satu konsep paling baik dari pembuatan konsep sebelumnya dan akan dilakukan perancangan agar No. Daftar Kebutuhan S/H Uraian Kebutuhan Penanggung Jawab menjadi sebuah produk yang sesuai dengan kriteria yang telah ditetapkan. Pemilihan konsep desain dapat menggunakan tabel matriks pemilihan konsep.

Tabel 3. 2 Matrik Penilaian Konsep

Matrik Penilaian Konsep									
Kriteria Seleksi	Bobot	Konsep Produk (A, B, C, dan Referensi)							
		Rate	Skor Bobot	Rate	Skor Bobot	Rate	Skor Bobot	Rate	Skor Bobot
Perawatan									
Kuat dan Aman									
Proses Manufaktur									
Pengopasian									
Nilai Absolut									
Nilai Relatif (%)									

3.9 Perancangan Desain Komponen

Konsep yang telah terpilih akan diwujudkan menjadi sebuah rancangan produk, pada tahap ini akan diketahui wujud dari suatu produk dalam sebuah gambar susunan. Tujuan dari perwujudan rancangan adalah sebuah gambar susunan produk yang dilengkapi dengan cara kerja dari produk tersebut, selain itu juga akan menambah gambaran bagaimana sebuah produk tersebut tersusun oleh beberapa bagian komponen dan bagaimana cara praktikan dan ketetapan yang dapat diketahui dengan jelas.

3.10 Analisis Stuktur dengan menggunakan Metode (FEM)

Setelah dilakukan perancangan desain komponen, langkah selanjutnya ialah analisis pada rangka mesin menggunakan *software* Autodesk Fusion 360. Adapun tujuan dilakukan analisis ini adalah untuk mengetahui tegangan maksimal pada bagian kritis yang mana harus lebih kecil dari tegangan yang diizinkan, sehingga kriteria kekuatan desain pada rangka dapat terpenuhi.

Output utama analisis adalah distribusi tegangan *von Mises*, *Displacement* maksimum, dan, bila diperlukan, faktor keamanan terhadap tegangan luluh material. Nilai tegangan dan deformasi maksimum pada elemen-elemen kritis digunakan sebagai dasar penilaian apakah struktur memenuhi kriteria kekuatan dan kekakuan yang telah ditetapkan.

3.11 Evaluasi Kriteria Kekuatan Struktur

Evaluasi dilakukan dengan membandingkan tegangan maksimum, defleksi maksimum, dan *Safety Factor* hasil analisis terhadap nilai izin material. Kriteria penerimaan struktur ditentukan berdasarkan persamaan:

Tegangan:

$$\sigma_{\text{Max}} \leq \sigma_{\text{izin}}$$

Apabila hasil analisis menunjukkan struktur tidak memenuhi salah satu kriteria, maka dilakukan revisi desain dan analisis ulang hingga diperoleh desain yang memenuhi persyaratan kekuatan.

3.12 Detail Drawing

Dari konsep desain akhir yang sudah di analisa *static stress*, akan dibuat gambar kerja secara umum dan *Detail Drawing* gambar kerja dari komponen mesin *rotary drum mixer*. Tahap ini diawali dengan membuat gambar 3D secara utuh, selanjutnya diubah dalam bentuk 2D. *Detail Drawing* dibuat dengan tujuan untuk memberikan informasi mengenai dimensi dan material dari produk sehingga memudahkan pembuat ketika proses manufaktur.

3.13 Perencanaan Anggaran Biaya

Pada tahap ini adalah perhitungan RAB (Rencana Anggaran Biaya) digunakan untuk menghitung berapa biaya yang akan dikeluarkan untuk pembuatan sebuah produk. Biaya yang dihitung adalah biaya material dan komponen penunjang. Umumnya harga tersebut berasal dari produsen maupun distributor yang ada di pasaran.

3.14 Kesimpulan dan Saran

Tahap akhir penelitian adalah penyusunan kesimpulan berdasarkan seluruh proses perancangan dan analisis yang telah dilakukan. Kesimpulan memuat hasil utama penelitian terkait kelayakan struktur *Rotary Drum Mixer*. Selain itu, disusun pula saran yang dapat digunakan sebagai acuan untuk pengembangan desain atau penelitian lanjutan di masa mendatang.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 4

PEMBAHASAN

4.1 Identifikasi Masalah

Identifikasi masalah pada produk eksisting merupakan sebuah proses yang berfungsi untuk memenuhi kebutuhan pengguna produk yang akan dibuat. Pengguna dari produk adalah pelaku industri pupuk NPK organik skala UKM yang mengalami kesulitan dalam mengoperasikan *Rotary Drum Mixer* konvensional dengan struktur rangka las permanen dan pondasi beton, sehingga sulit dipindahkan antar lokasi produksi musiman. Dalam kondisi ini, relokasi mesin memerlukan waktu lama lebih dari satu hari dan rekonstruksi besar-besaran, menyebabkan ketidakefisienan operasional dan biaya tambahan, sehingga homogenitas campuran pupuk NPK sering terganggu akibat waktu henti peralatan. Oleh karena itu, diperlukan rancangan struktur *Rotary Drum Mixer* bergerak berbasis rangka yang mudah dipindahkan untuk menyelesaikan dan membantu para pelaku industri pupuk UKM memenuhi kebutuhan mobilitas dan efisiensi produksi mereka.

4.2 Pengumpulan data dan Kajian Produk Existing

Pengumpulan data dan kajian produk *existing* dilakukan untuk memperoleh informasi yang dibutuhkan sebagai dasar dalam perancangan *Rotary Drum Mixer*. Data yang diperoleh digunakan untuk mengetahui kondisi produk yang ada, mengidentifikasi permasalahan, serta menentukan spesifikasi desain yang sesuai.

4.2.1 Pengumpulan Data

Pengumpulan data merupakan tahap awal dalam proses perancangan struktur *Rotary Drum Mixer*. Data yang dikumpulkan meliputi formulasi pupuk NPK 15-15-15, spesifikasi produk eksisting, serta data teknis komponen pendukung. Data tersebut diperoleh melalui studi literatur, katalog produk, dan observasi lapangan, kemudian digunakan sebagai dasar dalam proses perancangan, perhitungan struktur, pemilihan komponen, dan analisis kekuatan menggunakan metode Finite Element Analysis (FEA).

1. Data Formulasi Pupuk NPK 15.15.15

Data komposisi bahan baku pupuk yang digunakan dalam penelitian ini diperoleh secara langsung dari perusahaan berdasarkan formulasi produksi pupuk NPK 15-15-15. Komposisi masing-masing bahan baku beserta massanya disajikan pada tabel 4.1

Data tersebut digunakan sebagai dasar dalam menentukan total massa campuran dan gaya pembebanan pada *Rotary Drum Mixer*.

Tabel 4. 1 Data Formulasi Pupuk NPK 15.15.15

No.	Nama Material	Kandungan(%)	Kandungan	Massa	Satuan
1.	Urea	28,50%	Unsur N	1425	kg
2.	Pophate Rock	23,50%	Unsur P	1195	kg
3.	KCL merah/Putih	24,50%	Unsur K	1240	kg
4.	DAP	2,80%	Unsur N & P	140	kg
5.	Clay	5,00%	Perekat	250	kg
6.	MAP	10,00%	Unsur N & P	500	kg
7.	Dolomit	5,00%	Unsur Magnesium	250	kg
	Total	100%		5000	Kg/Jam

Berdasarkan Tabel 4.1, total massa bahan baku pupuk yang diproses dalam satu siklus pencampuran adalah 4.836 kg. Massa tersebut terdiri atas Urea, TSP, KCl, DAP, Clay, MOP, dan Dolomit dengan komposisi yang telah ditentukan oleh perusahaan. Total massa campuran tersebut kemudian digunakan sebagai dasar dalam menghitung gaya pembebanan yang bekerja pada struktur dan komponen *Rotary Drum Mixer*

2. Data *Rotary Drum Mixer*

Data spesifikasi *Rotary Drum Mixer* yang digunakan dalam penelitian ini diperoleh secara langsung dari perusahaan. Spesifikasi teknis mesin yang meliputi kapasitas produksi, dimensi drum, kecepatan putar, sistem penggerak, material, dan kondisi operasi disajikan pada tabel 4.2. Data tersebut digunakan sebagai dasar dalam proses perancangan serta analisis komponen mesin.

Tabel 4. 2 Data *Rotary Drum Mixer*

Spesifikasi	Detail
Nama Mesin	<i>Rotary Drum Mixer</i>
Asal Mesin	Indonesia
Fungsi	Mencampurkan Beberapa Komponen pupuk
Prinsip Kerja	sistem putar (<i>continue</i>)
Power	10 Kw
Diameter	1,3 m
Panjang	4 m
Kapasitas	10 ton/jam
Kecepatan Putar	10 rpm
Kemiringan Drum	2 °-5 °

Spesifikasi	Detail
Material	Baja karbon (SS400 / ASTM A 36)
Sistem Penggerak	Motor listrik + gearbox reducer (10 rasio)
Material Operasi	Pupuk organik, NPK, kompos

Berdasarkan Tabel 4.2, *Rotary Drum Mixer* dirancang memiliki kapasitas produksi 10 ton/hari, diameter drum 1,3 m, panjang 4 m, dan kecepatan putar 10 rpm. Mesin menggunakan motor listrik berdaya 10 kW yang dipadukan dengan gearbox reducer rasio 1:40, sedangkan rangka menggunakan material ASTM A36. Spesifikasi tersebut selanjutnya digunakan sebagai acuan dalam perhitungan daya, torsi, pembebanan, dan analisis kekuatan struktur.

4.2.2 Produk Existing

Produk *existing* yang digunakan adalah mesin *Rotary Drum Granulator*. Produk *existing* ini merupakan produk pembanding yang nantinya akan dibandingkan dengan rencana produk yang akan dibuat. Salah satu kekurangan produk *existing* ini adalah Struktur mesin yang tidak bisa di relokasikan, adapun spesifikasi produk *existing* dapat dilihat pada Gambar 4.1 dan Tabel 4.3 berikut:

Tabel 4. 3 Data Produk *Existing*

Spesifikasi	Detail
Nama Mesin	Rotary Drum Granulator
Asal Mesin	Qindau, China
Fungsi	Mencampurkan Beberapa Komponen pupuk
Prinsip Kerja	sistem putar (Continue)
Power	18,5 Kw
Diameter	1,8 m
Panjang	7 m
Kapasitas	10 ton/jam
Kecepatan Putar	11,85 rpm
Kemiringan Drum	2-2,5°
Material	Stainless Steel
Sistem Penggerak	Motor listrik + Gearbox
Material Operasi	Pupuk organik, NPK, kompos
Harga	250 Juta



Gambar 4. 1 Produk existing

4.3 Pengumpulan Daftar Kebutuhan (Metode Ulrich-Epingger)

Daftar kebutuhan ini disusun berdasarkan hasil wawancara dengan pihak kontraktor EPC untuk memenuhi kebutuhan customer akan mesin pencampur pupuk yang bersifat portabel. Diskusi difokuskan pada aspek mobilitas dan kemudahan pemindahan alat di area kerja. Daftar kebutuhan yang dihasilkan akan menjadi acuan utama dalam proses perancangan teknis (*engineering design*) agar mesin yang dibuat sesuai dengan kondisi operasional di lapangan.

Tabel 4. 4 Daftar Kebutuhan

Daftar Kebutuhan			
Aspek	S/H	Uraian Kebutuhan	Penanggung Jawab
Perawatan	S	a. Perawatan komponen struktur dan mekanik yang mudah dilakukan b. Komponen mudah diakses untuk inspeksi dan perbaikan	Tim Maintenance
Proses Manufaktur	S	a. Menggunakan material ASTM A36 b. Struktur dapat muda diproduksi	Tim Desain dan Manufaktur
Biaya	H	a. Biaya yang relatif murah	Tim Desain dan Manufaktur

Keterangan :

S = Syarat

H = Harapan

Perancangan mesin diadakan dengan tujuan penyesuaian spesifikasi dan kebutuhan perusahaan. Beberapa aspek penting yang menjadi pertimbangan meliputi perawatan mesin, proses manufaktur, dan anggaran biaya. Dari sisi perawatan, mesin diharapkan mudah untuk dibersihkan dan diperbaiki dan Dari sisi manufaktur, mesin harus dapat diproduksi dan dirakit dengan baik. Sementara itu dalam segi Biaya dibutuhkan relatif murah.

4.4 Pembuatan Konsep Desain

Berdasarkan daftar kebutuhan yang telah disusun, ditetapkanlah spesifikasi produk yang akan menjadi acuan dalam perancangan konsep desain. Mengacu pada metode Ulrich, proses pengembangan konsep desain dilakukan dengan menciptakan lebih dari satu alternatif, karena semakin banyak jumlah konsep yang dikembangkan, semakin besar pula kemungkinan untuk memperoleh pilihan desain yang optimal. Dalam penelitian ini, dirancang tiga alternatif konsep desain mesin untuk mengaduk limbah gliserin. Ketiga konsep tersebut nantinya akan diseleksi melalui tahap penyaringan, hingga diperoleh satu konsep terbaik yang akan direalisasikan menjadi sebuah produk.

4.4.1 Konsep Desain 1

Konsep desain pertama *Rotary Drum Mixer* dirancang untuk proses pencampuran pupuk secara kontinu (*continuous process*) dengan mempertimbangkan kekuatan struktur, kestabilan operasi, dan efisiensi proses pencampuran. Mesin ini terdiri atas beberapa komponen utama, yaitu rangka utama, drum pencampur, riding ring, support riding ring, motor listrik, cyclo reducer, spur gear, pinion gear, serta cover gear sebagai pelindung sistem transmisi. Dimensi utama mesin adalah $4000 \times 2845 \times 3665$ mm dengan konstruksi utama menggunakan material SS400 yang memiliki kekuatan mekanik yang baik, mudah difabrikasi, dan ekonomis untuk aplikasi industri. Drum pencampur dipasang dengan kemiringan sebesar 5° terhadap sumbu horizontal karena mesin dirancang bekerja secara kontinu. Kemiringan tersebut memanfaatkan gaya gravitasi untuk membantu perpindahan material dari sisi inlet menuju outlet selama drum berputar sehingga proses pencampuran dan perpindahan material dapat berlangsung secara bersamaan.

Drum ditumpu oleh dua buah riding ring yang berfungsi mendistribusikan beban drum ke support riding ring yang terhubung langsung dengan rangka utama. Sistem penggerak menggunakan motor listrik yang dipadukan dengan cyclo reducer untuk menghasilkan putaran rendah dan torsi yang tinggi, kemudian daya diteruskan melalui

pinion gear menuju spur gear yang terpasang pada drum sehingga drum dapat berputar secara stabil. Konstruksi rangka menggunakan profil Wide Flange (WF) $200 \times 100 \times 5,5 \times 8$ mm berbahan ASTM A36 yang mampu menahan beban statis maupun dinamis selama operasi. Selain itu, sistem transmisi dilengkapi dengan cover gear pinion dan trunion gear untuk meningkatkan keselamatan kerja dan melindungi komponen transmisi dari debu maupun material. Dengan konfigurasi tersebut, *Rotary Drum Mixer* mampu menghasilkan pencampuran pupuk yang homogen, mendukung proses produksi secara kontinu, serta memberikan kinerja yang stabil dan efisien. Mesin *Rotary Drum Mixer* dapat dilihat pada gambar 4.2.



Gambar 4. 2 Konsep desain 1

4.4.2 Konsep Desain 2

Konsep desain kedua *Rotary Drum Mixer* dirancang untuk proses pencampuran pupuk secara kontinu (*continuous process*). Mesin ini terdiri atas beberapa komponen utama, yaitu drum pencampur, riding ring, support riding ring, motor listrik, cyclo reducer, spur gear, pinion gear, cover pinion gear, pelindung riding ring, dan rangka utama. Dimensi mesin adalah $4000 \times 2845 \times 3665$ mm dengan material utama menggunakan ASTM A36. Drum pencampur dipasang dengan kemiringan 5° terhadap sumbu horizontal untuk memanfaatkan gaya gravitasi dalam membantu perpindahan material dari sisi inlet menuju outlet selama drum berputar. Dengan kemiringan tersebut, material dapat bergerak secara bertahap sambil mengalami proses pencampuran sehingga menghasilkan campuran yang lebih homogen dan mendukung proses produksi secara berkelanjutan.

Konstruksi rangka menggunakan profil UNP $200 \times 80 \times 8$ mm yang memiliki kekuatan dan kekakuan tinggi dalam menahan beban statis maupun dinamis selama proses operasi. Sistem penggerak menggunakan motor listrik yang dipadukan dengan cyclo reducer untuk menghasilkan putaran rendah dan torsi yang tinggi, kemudian daya diteruskan melalui pinion gear menuju spur gear yang terpasang pada drum sehingga drum dapat berputar secara stabil. Untuk meningkatkan keselamatan kerja dan melindungi komponen yang bergerak, mesin ini dilengkapi dengan cover pinion gear serta pelindung riding ring. Dengan konfigurasi tersebut, *Rotary Drum Mixer* mampu bekerja secara stabil, menghasilkan pencampuran yang homogen, serta memiliki konstruksi yang kuat untuk mendukung operasi secara kontinu.



Gambar 4. 3 Konsep desain 2

4.4.3 Konsep Desain 3

Konsep desain ketiga *Rotary Drum Mixer* dirancang untuk proses pencampuran pupuk secara kontinu (*continuous process*). Mesin ini terdiri atas beberapa komponen utama, yaitu drum pencampur, riding ring, support riding ring, motor listrik, cyclo reducer, spur gear, pinion gear, cover riding gear, cover pinion gear, dan rangka utama. Dimensi mesin adalah $4000 \times 2845 \times 3665$ mm dengan material utama menggunakan ASTM A36. Drum pencampur dipasang dengan kemiringan 5° terhadap sumbu horizontal untuk memanfaatkan gaya gravitasi dalam membantu perpindahan material dari sisi inlet menuju outlet selama drum berputar. Dengan kemiringan tersebut, material dapat bergerak secara bertahap sambil mengalami proses pencampuran sehingga menghasilkan campuran yang lebih homogen dan mendukung proses produksi secara berkelanjutan.

Konstruksi rangka menggunakan profil Wide Flange (WF) $200 \times 100 \times 5,5 \times 8$ mm yang memiliki kekuatan dan kekakuan tinggi dalam menahan beban statis maupun dinamis selama proses operasi. Sistem penggerak menggunakan motor listrik yang dipadukan dengan cyclo reducer untuk menghasilkan putaran rendah dan torsi yang tinggi, kemudian daya diteruskan melalui pinion gear menuju spur gear yang terpasang pada drum sehingga drum dapat berputar secara stabil. Untuk meningkatkan keselamatan kerja dan melindungi komponen transmisi dari debu maupun material, sistem transmisi dilengkapi dengan cover riding gear dan cover pinion gear. Dengan konfigurasi tersebut, *Rotary Drum Mixer* mampu bekerja secara stabil, menghasilkan pencampuran yang homogen, serta memiliki konstruksi yang kuat untuk mendukung operasi secara kontinu. Mesin *Rotary Drum Mixer* dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 4. 4 Konsep desain 3

4.5 Pemilihan Konsep Desain

Pemilihan konsep desain bertujuan untuk menentukan konsep terbaik dari tiga alternatif yang telah dikembangkan dengan mempertimbangkan tiga kriteria utama, yaitu biaya, kemudahan proses manufaktur, dan kemudahan perawatan. Ketiga kriteria tersebut dipilih karena mewakili faktor penting dalam penerapan mesin di industri, sehingga konsep yang terpilih diharapkan memiliki biaya yang ekonomis, mudah diproduksi, serta mudah dilakukan pemeliharaan selama masa operasionalnya.

4.5.1 Perawatan

Kriteria yang terakhir yang digunakan dalam menentukan konsep desain adalah perawatan mesin. Kemudahan dalam melakukan perawatan menjadi salah satu faktor penting yang dipertimbangkan dalam pemilihan konsep. Berikut ini merupakan penjelasan setiap konsep berdasarkan kemudahan perawatan mesinnya.

- a. Perawatan *Existing*
 1. Pemeriksaan dan pengencangan baut pada rangka dan dudukan komponen.
 2. Pembersihan bagian dalam drum dari sisa material pupuk.
 3. Pemeriksaan kondisi riding ring.
 4. Pemeriksaan kondisi support roller (trunnion roller).
 5. Pemeriksaan kondisi girth gear dan pinion gear.
 6. Pemeriksaan kondisi cover spur gear dan pinion gear.
 7. Pelumasan spur gear, pinion gear, *Bearing*, dan support roller.
 8. Pemeriksaan kondisi *Bearing* pada poros dan roller.
 9. Pemeriksaan sistem transmisi (motor listrik, gearbox, V-belt, *Pulley* dan kopling).
 10. Pemeriksaan sistem kelistrikan dan panel kontrol.
 11. Pembersihan area rangka serta pemeriksaan kondisi struktur penopang.
- b. Perawatan konsep desain 1
 1. Pemeriksaan dan pengencangan baut rangka, motor, dan reducer.
 2. Pemeriksaan kondisi rangka/pondasi dan sambungan las.
 3. Pelumasan serta pemeriksaan spur gear dan pinion gear.
 4. Pembongkaran cover spur gear saat inspeksi dan pelumasan.
 5. Pemeriksaan kondisi cover spur gear.
 6. Pemeriksaan riding ring dan support riding ring.
 7. Pembongkaran cover riding ring saat inspeksi.
 8. Pemeriksaan kondisi cover riding ring.
 9. Pembersihan bagian dalam drum dari sisa material pupuk..
 10. Pemeriksaan sistem kelistrikan dan panel kontrol.
 11. Pembersihan area mesin.
 12. Pemeriksaan sistem transmisi (motor listrik, gearbox, V-belt, *Pulley* dan kopling).
- c. Perawatan konsep desain 2
 1. Pemeriksaan dan pengencangan baut rangka, motor, dan reducer.
 2. Pemeriksaan kondisi rangka/pondasi dan sambungan las.
 3. Pelumasan serta pemeriksaan spur gear dan pinion gear.
 4. Pembersihan spur gear dari material pupuk yang menempel.

5. Pemeriksaan kondisi cover pinion gear.
6. Pemeriksaan riding ring dan support riding ring.
7. Pembongkaran dan pemeriksaan cover riding ring saat inspeksi.
8. Pembersihan bagian dalam drum dari sisa material pupuk..
9. Pemeriksaan sistem kelistrikan dan panel kontrol.
10. Pembersihan area mesin.
11. Pemeriksaan sistem transmisi (motor listrik, gearbox, V-belt ,*Pulley* dan kopling).

d. Perawatan konsep desain 3

1. Pemeriksaan dan pengencangan baut rangka, motor, dan reducer.
2. Pemeriksaan kondisi rangka dan sambungan las.
3. Pelumasan serta pemeriksaan spur gear dan pinion gear.
4. Pemeriksaan kondisi cover gear.
5. Pemeriksaan dan pembersihan riding ring dan support riding ring.
6. Pembersihan bagian dalam drum .
7. Pemeriksaan sistem kelistrikan dan panel kontrol.
8. Pembersihan area mesin.
9. Pemeriksaan sistem transmisi (motor listrik, gearbox, V-belt ,*Pulley* dan kopling).

Analisis penilaian berdasarkan kriteria perawatan mesin masing masing konsep desain dapat dilihat pada Tabel 4.5.

Tabel 4. 5 Keterangan Aspek Kemudahan

Skor	Keterangan Aspek Kemudahan
1	Sulit
2	Cukup Sulit
3	Mudah
4	Tidak Membutuhkan perawatan

Detail analisis penilaian kriteria perawatan mesin masing masing konsep desain dapat dilihat pada Tabel 4.6.

Tabel 4. 6 Analisis Penilaian Kriteria Perawatan Mesin

No.	Perawatan	Konsep Desain Mesin							
		Konsep 1		Konsep 2		Konsep 3		Existing	
		Proses	Skor	Proses	Skor	Proses	Skor	Proses	Skor
1.	Pemeriksaan dan pengencangan baut rangka, motor, dan reducer.	Mudah	3	Mudah	3	Mudah	3	Mudah	3
2.	Pemeriksaan kondisi rangka /pomdasi dan sambungan las.	Mudah	3	Mudah	3	Mudah	3	Mudah	3
3.	Pelumasan serta pemeriksaan spur gear dan pinion gear.	Sulit	2	Cukup sulit	4	Cukup sulit	4	Cukup sulit	2
4.	Pemeriksaan kondisi cover gear dan pinion gear.	Mudah	3	Mudah	3	Mudah	3	Mudah	3
5.	Pemeriksaan dan pembersian riding ring dan support riding ring.	Mudah	3	Mudah	3	Mudah	3	Mudah	3
6.	Pemeriksaan kondisi cover riding ring	Mudah	3	Mudah	3		4		4
7.	Pembersihan bagian dalam drum.	Cukup sulit	2	Cukup sulit	2	Cukup sulit	2	Sulit	1
8.	Pemeriksaan sistem kelistrikan dan panel kontrol.	Mudah	3	Mudah	3	Mudah	3	Mudah	3
9.	Pembersihan area mesin.	Mudah	3	Mudah	3	Mudah	3	Cukup sulit	2
10.	Pemeriksaan V-belt dan <i>pulley</i>	Mudah	3	Mudah	3	Mudah	3	Cukup sulit	2
Total Nilai		28		30		31		26	
Rate		4		4		5		3	

Berdasarkan hasil analisis kriteria dari masing masing konsep desain, pada kriteria Perawatan. Konsep Desain 3 memperoleh skor tertinggi dengan total 25 poin.

4.5.2 Proses Manufaktur

Salah satu kriteria yang digunakan dalam pemilihan konsep desain adalah kemudahan proses manufaktur mesin. Faktor kemudahan dalam proses manufaktur menjadi pertimbangan penting dalam menentukan konsep yang paling sesuai. Salah satu aspek yang digunakan untuk mempermudah proses manufaktur adalah perkakas, Rincian perkakas yang akan digunakan dalam proses manufaktur dapat dilihat pada Tabel 4.7

Tabel 4. 7 Perkakas Manufaktur

No.	Perkakas Konsep desain 1	Perkakas Konsep desain 2	Perkakas Konsep desain 3
1.	Mesin gerinda potong/amplas	Mesin gerinda potong/amplas	Mesin gerinda potong/amplas
2.	Mesin las	Mesin las	Mesin las
3.	Mesin bor	Mesin bor	Mesin bor
4.	Mesin bubut	Mesin bubut	Mesin bubut
5.	Mesin roll bending	Mesin roll bending	Mesin roll bending
6.	Mesin milling/frais	Mesin milling/frais	Mesin milling/frais

Mengacu pada Tabel , proses penilaian akan dilakukan berdasarkan yang digunakan untuk proses manufaktur yang mencakup tingkat kemudahan dan kecepatan dalam proses pembuatannya akan diuraikan pada beberapa aspek, penilaian ini didasarkan pada akumulasi skor dari masing-masing komponen, yang mencerminkan kemudahan dan kecepatan manufaktur. Rincian penilaian disajikan pada Tabel 4.8. Selanjutnya, untuk mendetailkan Tabel serta memberikan penilaian yang lebih terukur terhadap aspek kemudahan dan kecepatan proses manufaktur, disajikan hasil kuantifikasi pada Tabel 4.9.

Tabel 4. 8 Keterangan Penilaian Manufaktur

Skor	Keterangan Aspek Kemudahan	Keterangan Aspek Kecepatan
1	Sulit	Lama
2	Cukup Sulit	Cukup Lama
3	Mudah	Cepat
4	Tidak membutuhkan proses manufaktur	Tidak membutuhkan proses manufaktur

Selanjutnya, untuk mendetailkan Tabel serta memberikan penilaian yang lebih terukur terhadap aspek kemudahan dan kecepatan proses manufaktur, disajikan hasil kuantifikasi pada Tabel 4.9.

Tabel 4. 9 Keterangan Penilaian Manufaktur

No.	Jumlah Langkah	Rincian Aspek Kemudahan	Rincian Aspek Kecepatan
Proses pemotongan			
1.	> 40 Potong	Sulit	Lama
2.	21-40 Potong	Cukup sulit	Cukup lama
3.	11-20 Potong	Mudah	Cepat
4.	0 Potongan	Tidak membutuhkan proses manufaktur	Tidak membutuhkan proses manufaktur
Proses Welding			
1.	> 40 titik	Sulit	Lama
2.	21-40 Titik	Cukup sulit	Cukup lama
3.	10-20 Titik	Mudah	Cepat
4.	0 Titik	Tidak membutuhkan proses manufaktur	Tidak membutuhkan proses manufaktur
Proses Roll			
1.	> 30 Titik	Sulit	Lama
2.	21-30 Titik	Cukup sulit	Cukup lama
3.	11-21 Titik	Mudah	Cepat
4.	0 Titik	Tidak membutuhkan proses manufaktur	Tidak membutuhkan proses manufaktur

Analisis penilaian berdasarkan proses manufaktur disajikan untuk masing-masing desain pada Tabel 4.10.

Tabel 4. 10 Table Penilaian Manufaktur

No.	Proses Manufaktur	Konsep Desain Mesin							
		Konsep 1		Konsep 2		Konsep 3		Existing	
		Proses	Skor	Proses	Skor	Proses	Skor	Proses	Skor
1.	Rangka Mesin	Cukup sulit dan lama	3	Cukup sulit dan lama	3	Cukup sulit dan lama	3	Cukup sulit dan lama	3
2.	Cover V-belt	Cepat dan mudah	6	Cepat dan mudah	6	Cepat dan mudah	6	Cukup sulit dan cukup lama	4
3.	Drum	Cukup sulit dan cukup lama	4	Cukup sulit dan cukup lama	4	Cukup sulit dan cukup lama	4	Cukup sulit dan lama	4
4.	Riding Ring	Cukup sulit dan cukup lama	4	Cukup sulit dan cukup lama	4	Cukup sulit dan cukup lama	4	Cukup sulit dan cukup lama	4
5.	Riding Gear	Cukup sulit dan lama	3	Cukup sulit dan lama	3	Cukup sulit dan lama	3	Cukup sulit dan lama	3
6.	Poros Trunion dan Poros Pinion	Cukup sulit dan cukup lama	4	Cukup sulit dan cukup lama	4	Cukup sulit dan cukup lama	4	Cukup sulit dan cukup lama	4
7.	Cover Riding Ring	Cukup sulit dan cukup lama	4	Cukup sulit dan cukup lama	4	Tidak membutuhkan proses manufaktur	8	Tidak membutuhkan proses manufaktur	8

No.	Proses Manufaktur	Konsep Desain Mesin							
		Konsep 1		Konsep 2		Konsep 3		Existing	
		Proses	Skor	Proses	Skor	Proses	Skor	Proses	Skor
8.	Cover Riding Gear/Pinion Gear	Cukup sulit dan cepat	5	Cukup sulit dan cukup lama	4	Cukup sulit dan cukup lama	4	Cukup sulit dan cepat	5
9.	Support Riding Ring	Cukup sulit dan cukup lama	4	Cukup sulit dan cukup lama	4	Cukup sulit dan cukup lama	4	Cukup sulit dan cukup lama	4
10.	Support Riding Gear	Cukup sulit dan cukup lama	4	Cukup sulit dan cukup lama	4	Cukup sulit dan cukup lama	4	Cukup sulit dan cukup lama	4
11.	Support Gaer Box	Cepat dan mudah	6	Cepat dan mudah	6	Cepat dan mudah	6	Cepat dan mudah	6
12.	Support Motor	Cepat dan mudah	6	Cepat dan mudah	6	Cepat dan mudah	6	Cepat dan mudah	6
Total Nilai		53		52		56		55	
Rate		2		2		4		3	

Berdasarkan hasil analisis kriteria dari masing masing konsep desain, pada kriteria manufaktur. Konsep Desain 3 memperoleh skor tertinggi dengan total 56 poin.

4.5.3 Biaya

Kriteria biaya dalam penelitian ini mencakup biaya material dan biaya proses pembuatan berdasarkan peneliti. Konsep desain dianggap kurang sesuai apabila memerlukan biaya yang terlalu tinggi. Dalam perhitungan ini, biaya yang dipertimbangkan meliputi biaya material dan biaya Komponen.

1. Analisa Biaya Konsep Desain 1

Berikut biaya bahan baku komponen-komponen yang dibutuhkan pada perancangan konsep desain 1. Estimasi biaya ini didasarkan pada harga material dan komponen yang berlaku di wilayah Surabaya dan sekitarnya. Rincian biaya bahan baku tertera pada Tabel 4.11 dibawah ini.

Tabel 4. 11 Detail Pembelian Bahan Baku Material

No.	Komponen	Jumlah	Satuan	Harga	Total
1.	Motor 380 V 3 P	1	Buah	Rp 11.000.000	Rp11.000.000
2.	Gearbox	1	Buah	Rp10.000.000	Rp10.000.000
3.	Pulley SPA 4 inch 1 groove, Cast Iron	1	Buah	Rp 200.000	Rp 200.000
4.	Pulley SPA 6 inch 1 groove, Cast Iron	1	Buah	Rp 280.000	Rp 280.000
5.	V-belt Tipe A 69, 1750 mm	1	Buah	Rp 150.000	Rp 150.000
6.	Pillow block <i>Bearing</i> UCP 316	10	Buah	Rp 1.600.000	Rp 16.000.000
7.	As besi 600 mm, S45C	1	Buah	Rp 600.000	Rp 600.000
8.	As besi 370 mm, S45C	4	Buah	Rp 375.000	Rp 1.500.000
9.	Besi WF 200 × 100 × 5,5 × 8 mm 12 meter ASTM A 36	4	Lonjor	Rp 3.313.200	Rp 13.252.800
10.	Plate besi 10 mm 1200 × 2400 mm ASTM A 36	12	Lembar	Rp 3.367.800	Rp 40.413.600
11.	Plate besi 5 mm 1200 × 2400 mm ASTM A 36 Konsep 1	4	Lembar	Rp 1.525.000	Rp 6.100.000
14.	Baut dan mur M30 × 65 Baja grade 8.8	120	Buah	Rp 41.000	Rp 4.920.000
15.	Baut dan mur M27 × 65 Baja grade 8.8	10	Buah	Rp 38.000	Rp 380.000
16.	Baut dan mur M22 × 65 Baja grade 8.8	16	Buah	Rp 17.000	Rp 272.000
17.	Baut dan mur M18 × 65 Baja grade 8.8	24	Buah	Rp 12.000	Rp 288.000
Total					Rp.105.356.400

Berdasarkan pada tabel dapat diketahui Bahwa total biaya material Yang di butuhkan untuk pembuatan mesin *Rotary Drum Mixer* Untuk konsep desain 1 memerlukan biaya sebesar Rp 105.356.400

2. Analisa Biaya Konsep Desain 2

Berikut biaya bahan baku komponen-komponen yang dibutuhkan pada perancangan konsep desain 2. Estimasi biaya ini didasarkan pada harga material dan komponen yang berlaku di wilayah Surabaya dan sekitarnya. Rincian biaya bahan baku tertera pada Tabel 4.12. dibawah ini.

Tabel 4. 12 Detail Pembelian Bahan Baku Material

No.	Komponen	Jumlah	Satuan	Harga	Total
1.	Motor 380 V 3 P	1	Buah	Rp 11.000.000	Rp11.000.000
2.	Gearbox	1	Buah	Rp10.000.000	Rp10.000.000
3.	<i>Pulley</i> SPA 4 inch 1 groove, Cast Iron	1	Buah	Rp 200.000	Rp 200.000
4.	<i>Pulley</i> SPA 6 inch 1 groove, Cast Iron	1	Buah	Rp 280.000	Rp 280.000
5.	V-belt Tipe A 69, 1750 mm	1	Buah	Rp 150.000	Rp 150.000
6.	Pillow block <i>Bearing</i> UCP 316	10	Buah	Rp 1.600.000	Rp 16.000.000
7.	As besi 600 mm, S45C	1	Buah	Rp 600.000	Rp 600.000
8.	As besi 370 mm, S45C	4	Buah	Rp 375.000	Rp 1.500.000
9.	Besi UNP 200 × 80 × 8 mm 12 meter ASTM A 36	4	Lonjor	Rp 2.331.000	Rp 9.324.000
10.	Plate besi 10 mm 1200 × 2400 mm ASTM A 36	12	Lembar	Rp 3.367.800	Rp 40.413.600
12.	Plate besi 5 mm 1200 × 2400 mm ASTM A 36 Konsep 2	7	Lembar	Rp 1.525.000	Rp 10.675.000
14.	Baut dan mur M30 × 65 Baja grade 8.8	122	Buah	Rp 41.000	Rp 5.002.000
15.	Baut dan mur M27 × 65 Baja grade 8.8	10	Buah	Rp 38.000	Rp 380.000
16.	Baut dan mur M22 × 65 Baja grade 8.8	16	Buah	Rp 17.000	Rp 272.000
17.	Baut dan mur M18 × 65 Baja grade 8.8	24	Buah	Rp 12.000	Rp 288.000
Total					Rp 106.084.600

Berdasarkan pada tabel 4.12 dapat diketahui Bahwa total biaya material Yang di butuhkan untuk pembuatan mesin *Rotary Drum Mixer* Untuk konsep desain 1 memerlukan biaya sebesar Rp 106.084.600

3. Analisis Biaya Konsep Desain 3

Berikut biaya bahan baku komponen-komponen yang dibutuhkan pada perancangan konsep desain 3. Estimasi biaya ini didasarkan pada harga material dan komponen yang berlaku di wilayah Surabaya dan sekitarnya. Rincian biaya bahan baku tertera pada Tabel 4.13 dibawah ini.

Tabel 4. 13 Detail Pembelian Bahan Baku Material

No.	Komponen	Jumlah	Satuan	Harga	Total
1.	Motor 380 V 3 P	1	Buah	Rp 11.000.000	Rp11.000.000
2.	Gearbox	1	Buah	Rp10.000.000	Rp10.000.000
3.	<i>Pulley</i> SPA 4 inch 1 groove, Cast Iron	1	Buah	Rp 200.000	Rp 200.000
4.	<i>Pulley</i> SPA 6 inch 1 groove, Cast Iron	1	Buah	Rp 280.000	Rp 280.000
5.	V-belt Tipe A 69, 1750 mm	1	Buah	Rp 150.000	Rp 150.000
6.	Pillow block <i>Bearing</i> UCP 316	10	Buah	Rp 1.600.000	Rp 16.000.000
7.	As besi 600 mm, S45C	1	Buah	Rp 600.000	Rp 600.000
8.	As besi 370 mm, S45C	4	Buah	Rp 375.000	Rp 1.500.000
9.	Besi WF 200 × 100 × 5,5 × 8 mm 12 meter ASTM A 36	4	Lonjor	Rp 3.313.200	Rp 13.252.800
10.	Plate besi 10 mm 1200 × 2400 mm ASTM A 36	12	Lembar	Rp 3.367.800	Rp 40.413.600
13.	Plate besi 5 mm 1200 × 2400 mm ASTM A 36 Konsep 3	4	Lembar	Rp 1.525.000	Rp 6.100.000
14.	Baut dan mur M30 × 65 Baja grade 8.8	66	Buah	Rp 41.000	Rp 2.706.000
15.	Baut dan mur M27 × 65 Baja grade 8.8	10	Buah	Rp 38.000	Rp 380.000
16.	Baut dan mur M22 × 65 Baja grade 8.8	16	Buah	Rp 17.000	Rp 272.000
17.	Baut dan mur M18 × 65 Baja grade 8.8	24	Buah	Rp 12.000	Rp 288.000
Total					Rp 103.142.400.

Berdasarkan pada tabel 4.13 dapat diketahui Bahwa total biaya material Yang dibutuhkan untuk pembuatan mesin *Rotary Drum Mixer* Untuk konsep desain 3 memerlukan biaya sebesar Rp 103.142.400

Berdasarkan pada analisa dapat diketahui bahwa total biaya bahan baku mesin *Rotary Drum Mixer* tertera pada tabel 4.14.

Tabel 4. 14 Estimasi Biaya Keseluruhan Konsep

Konsep Desain	Estimasi Biaya	Rate
1	Rp 105.356.400	4
2	Rp 106.084.600	4
3	Rp 103.142.400	5
<i>Existing</i>	Rp 250.000.000	3

4.6 Penetapan Desain Terpilih

Pada tahap penetapan konsep desain ini dilakukan dengan menggunakan metode matriks keputusan, yang disusun berdasarkan tahapan penilaian terhadap masing-masing konsep. Karena

jumlah alternatif desain yang dikembangkan hanya berjumlah tiga, maka proses penyaringan awal konsep tidak diperlukan. Setelah setiap konsep dijelaskan secara rinci berdasarkan spesifikasi dari daftar kebutuhan, langkah selanjutnya adalah memasukkannya ke dalam matriks penilaian. Sebelum penilaian dilakukan, terlebih dahulu ditentukan nilai pembobotan (rating) untuk masing-masing konsep, yang disajikan pada tabel berikut.

Pada tabel dibawah ini menunjukkan keterangan nilai dari matriks pemilihan konsep desain berdasarkan konsep desain yang sudah dibuat

Tabel 4. 15 Keterangan Nilai Pemilihan Konsep

Skor	Keterangan
1	Konsep baru jauh lebih buruk dari konsep existing
2	Konsep baru lebih buruk dari konsep existing
3	Konsep baru sama dari konsep existing
4	Konsep baru lebih baik dari konsep existing
5	Konsep baru jauh lebih baik dari konsep existing

Setelah menetapkan nilai pemilihan konsep, selanjutnya yaitu menentukan bobot dari setiap kriteria yang ditetapkan berdasarkan wawancara dengan *Head of Workshop Department*.

Tabel 4. 16 Keterangan Bobot Kriteria Seleksi

Kriteria	Bobot	Keterangan
Perawatan	35 %	Persentase 35 % diberikan karena mesin yang dibuat diharapkan memiliki perawatan yang mudah.
Proses Manufaktur	35 %	Persentase 35 % diberikan karena desain yang mudah untuk dalam proses manufaktur akan membuat pekerjaan menjadi lebih efektif dan efisien.
Biaya	30 %	Persentase 30 % karena biaya yang murah diharapkan perancangan ini dapat direalisasikan secara actual.

Tahap selanjutnya melakukan penilaian dari setiap konsep desain untuk mendapat desain terbaik dalam penelitian ini. Berikut tabel penilaian seperti Tabel 4.17 di bawah ini.

Tabel 4. 17 Matriks Pemilihan Konsep

Matriks									
Kriteria Seleksi	Bobot	Konsep 1		Konsep 2		Konsep 3		Referensi	
		Rate	Skor	Rate	Skor	Rate	Skor	Rate	Skor
Perawatan	35 %	4	1,4	4	1,4	5	1,75	3	1,05
Proses Manufaktur	35 %	2	0,7	2	0,7	4	1,4	3	1,05
Biaya	30%	4	1,4	4	1,4	5	1,75	3	1,05
Nilai Absolut			3,5		3,5		4,9		3,15
Nilai Relatif(%)			23,3		23,3		32,6		20,9
Rangking		3		2		1		4	

Berdasarkan tabel matriks pemilihan konsep di atas dapat disimpulkan bahwa konsep desain 3 memiliki nilai total tertinggi dengan nilai relatif 32,6% dibandingkan konsep lainnya. Dengan demikian, Konsep Desain 3 dipilih sebagai alternatif yang paling layak untuk dikembangkan lebih lanjut.

4.7 Perencanaan Perhitungan Komponen *Rotary Drum Mixer*

Tahap ini mencakup proses perencanaan dan perhitungan elemen mesin yang akan digunakan dalam merancang Mesin *Rotary Drum Mixer*. Konsep desain yang terpilih adalah 3

4.7.1 Perhitungan Drum

Untuk medapat kapasitas drum yang telah direncanakan yaitu 8300 - 10000 kg/jam maka, perhitungan ini berperan untuk menentukan besarnya drum sesuai kapasitas tersebut. Berikut merupakan data-data pendukung untuk perhitungan kapasitas drum .

1. Perhitungan Volume drum

Keterangan :

$$\begin{aligned}
 V_{tabung} &= \pi \times r^2 \times L \\
 &= 3,14 \times 650^2 \times 4000 \\
 &= 5.306.600.000 \text{ mm}^3
 \end{aligned}$$

Dengan mempertimbangkan keamanan operasional maka volume pupuk yang akan diaduk dibatasi sebesar 22% dari volume total drum.

$$\begin{aligned}
 \text{Volume operasional} &= 22\% \times 5.306.600.000 \text{ mm}^3 \\
 &= 1.183.371.800 \text{ mm}^3
 \end{aligned}$$

4.7.2 Perhitungan Riding Gear

Pada tahap ini dilakukan perhitungan gear dengan jenis spur gear yang merupakan komponen utama sebagai perantara antara pinion gear ke mesin *Rotary Drum Mixer*.

a. Perhitungan rasio transmisi

Langkah pertama dalam memperoleh rasio pada gear yaitu menggunakan putaran gearbox dan putaran drum dengan persamaan seperti berikut

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$
$$i = \frac{96,67}{9,93}$$
$$i = 9,735$$

Dengan perhitungan rasio transmisi diatas telah mengetahui rasio riding gear yaitu 9,735

b. Menghitung jumlah gigi spur gear

Setelah mengetahui rasio transmisi menghitung jumlah gigi spur gear dengan acuan jumlah gigi pinion dengan persamaan seperti berikut

$$z_2 = i \times z_1$$
$$z_2 = 9,737 \times 19$$
$$z_2 = 185$$

Dengan perhitingan mencari jumlah gigi spur gear dengan melalui jumlah gigi pinion dan rasio menghasilkan jumlah gigi spur gear yaitu 185 gigi

c. Menghitung modulus gigi berdasarkan jarak poros

Setelah mendapatkan Jumlah gigi pada spur gear tahap selanjutnya menghitung modulus gigi bersarkan jarak poros dengan persamaan seperti berikut

$$a = \frac{m \times (z_1 + z_2)}{2}$$
$$988,27 = \frac{m \times (19 + 185)}{2}$$
$$m = \frac{988,27 \times 2}{(19 + 185)}$$
$$m = 9,690 \text{ mm} \sim 10 \text{ mm}$$

Dengan perhitungan mencari modulus gigi berdasarkan jarak poros dan jumlah gigi menghasilkan modulus gigi yaitu 9,690

d. Menghitung torsi

Dengan ini bisa menghitung torsi pada pinion dengan persamaan daya motor dan faktor koreksi persamaan sebagai berikut

$$T1 = 9,74 \times 10^5 \times \frac{Pd}{n1}$$

$$T1 = 9,74 \times 10^5 \times \frac{12}{96,67}$$

$$T1 = 120906 \text{ N/mm}$$

Dengan perhitungan menghitung torsi pada pinion dari daya rencana dan putaran pinion menghasilkan 120906 N/mm

e. Menghitung diameter pitch Pinion

Setelah menghitung modulus selanjutnya menghitung diameter pitch pinon dengan acuan modulus dan jumlah gigi persamaan seperti berikut

$$d1 = m \times z1$$

$$d1 = 10 \times 19$$

$$d1 = 190 \text{ mm}$$

Dengan perhitungan diameter pitch pinion dari modulus dan jumlah gigi pinion menghasilkan diameter pitch pinion yaitu 190 mm

f. Menghitung gaya tengsial

Setelah menghitung torsi dan diameter pitch pinion akan menghitung gaya tengsial persamaan sebagai berikut

$$F1 = \frac{2 \times T1}{d1}$$

$$F1 = \frac{2 \times 120906}{190}$$

$$F1 = 1273 \text{ N}$$

Dengan perhitugn gaya tengsial dari diameter pitch dan torsi pada pinionmenghasilkan yaitu 1273 N

4.7.3 Perhitungan Riding Ring

Riding ring merupakan komponen yang berfungsi sebagai penopang utama tabung putar (*rotary drum*) dan meneruskan seluruh beban tabung menuju *support roller*. Komponen ini dipasang melingkari bagian luar tabung dan berhubungan langsung dengan *support roller* selama proses operasi. Selain sebagai penopang, riding ring juga berfungsi menjaga kestabilan putaran tabung, mendistribusikan beban secara merata, serta mengurangi konsentrasi tegangan yang terjadi pada badan tabung.

Pada *Rotary Drum Mixer* yang dirancang, riding ring menerima beban gabungan berupa berat tabung, berat material pupuk, berat air pencampur, serta beban dinamis akibat proses perputaran. Oleh karena itu, perlu dilakukan analisis kekuatan untuk memastikan riding ring mampu bekerja dengan aman selama masa operasi.

a. Perhitungan Beban Riding Ring

Beban total yang bekerja pada sistem dihitung berdasarkan massa total tabung dan material yang berada di dalamnya.

Diketahui :

$$M_{drum} = 1657 \text{ kg}$$

$$M_{material} = 1184,4 \text{ kg}$$

$$M_{komponen} = 344,3 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} M_{total} &= M_{Shell} + M_{Material} + M_{komponen} \\ &= 1657 + 1184,4 + 344,4 \\ &= 3185,7 \text{ kg} \end{aligned}$$

Kemudian berat total dihitung dengan:

$$\begin{aligned} W_{total} &= M_{TOTAL} \times g \\ W_{total} &= 3185,7 \times 9,81 \\ W_{total} &= 31.253,72 \text{ N} \end{aligned}$$

Karena menggunakan 2 buah riding ring maka beban yang di terima setiap riding ring adalah

$$\begin{aligned} W_{ring} &= \frac{W_{total}}{2} \\ W_{ring} &= \frac{31.253,72}{2} \\ W_{ring} &= 15.626,86 \text{ N} \end{aligned}$$

b. Perhitungan Gaya Pada Support Roller

Setiap riding ring ditumpu oleh dua buah support roller. Gaya yang diterima roller dihitung menggunakan persamaan:

$$F = \frac{W_{ring}}{2 \cos \alpha}$$

$$F = \frac{15626,86}{2 \cos 30^\circ}$$

$$F = \frac{15626,86}{2 (0,866)}$$

$$F = 9,022,20 \text{ N}$$

Gaya sebesar 9,022,20 N merupakan gaya yang bekerja pada masing-masing titik kontak antara riding ring dan support roller.

c. Tegangan Kontak Riding Ring

Tegangan kontak dihitung menggunakan teori kontak Hertz untuk kontak silinder.

Diketahui:

$$R_{roller} = 145 \text{ mm}$$

$$R_{ring} = 770 \text{ mm}$$

$$b = 150 \text{ mm}$$

$$P_c = \sqrt{\frac{0,35 \times F}{b \left(\frac{1}{R_{ring}} + \frac{1}{R_{roller}} \right)}}$$

$$P_c = \sqrt{\frac{0,35 \times 9,022,20}{150 \left(\frac{1}{770} + \frac{1}{145} \right)}}$$

$$P_c = 15,76 \text{ Mpa}$$

d. Analisis Faktor Keamanan

berdasarkan data material yang digunakan, tegangan kontak yang diizinkan adalah:

$$\sigma_{izin} = 507,5 \text{ Mpa}$$

Faktor keamanan dihitung menggunakan persamaan:

$$SF = \frac{\sigma_{izin}}{P_c}$$

$$SF = \frac{507,5}{15,76}$$

$$SF = 32,20 \text{ Mpa}$$

Nilai faktor keamanan yang diperoleh jauh lebih besar dari nilai minimum yang direkomendasikan untuk komponen mesin statis, yaitu 2–3. Dengan demikian riding ring memiliki kemampuan yang sangat baik dalam menahan beban operasi.

4.7.4 Perhitungan Daya Motor

Motor listrik pada mesin ini digunakan sebagai sumber awal gerakan yang akan memutar body utama pada mesin pemutar riding gear melalui *Pulley*, gearbox, kopling yang terhubung pada body utama pada mesin.

1. Perhitungan Gaya Yang di perlukan

Pada tahap ini, dilakukan perencanaan dan perhitungan terhadap komponen mesin yang akan digunakan dalam pembuatan mesin rotari drum mixer. Data berat total keseluruhan dari mesin yang akan dibuat disebutkan pada tabel 4.18.

Tabel 4. 18 Table Beban

No.	Nama bagian	Berat(Kg)
1.	Drum	1672
2.	Material pupuk	1184,4
3.	Riding Gear	671
Total		3527,4

$$\begin{aligned}
 F &= m \times g \\
 &= 3527,4 \times 9,81 \\
 &= 34603,79\text{N}
 \end{aligned}$$

2. Menghitung Torsi

a. Menghitung torsi motor

Torsi motor merupakan kemampuan motor untuk menghasilkan gaya putar pada body. Perhitungan ini diperlukan untuk memastikan motor mampu memutar beban yang terhubung dengan sistem gear dengan koefisien gesek roller 0,05 . Jika torsi motor terlalu kecil, maka sistem tidak dapat bekerja dengan baik. Torsi motor dapat dihitung menggunakan persamaan berikut.

$$\begin{aligned}
 \tau &= F \times r \times \mu \\
 \tau &= 34603,79 \text{ N} \times 0,65 \text{ m} \times 0,05 \\
 \tau &= 1124,6 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

b. Menghitung torsi Pulley

Selanjutnya dilakukan untuk perhitungan torsi *pulley* untuk memperkecil torsi yang akan diterima motor. Dengan perbandingan *pulley* menggunakan *Pulley* 4 inch dan 6 inch dapat dihitung menggunakan persamaan berikut

Pulley 4 inch = 101,4

Pulley 6 inch = 152,4

$$\tau_{pulley} = \tau_{motor} \times \frac{101,4}{152,4}$$

$$\tau_{pulley} = 1124,6 \times 0,67$$

$$\tau_{pulley} = 1686,93 \text{ Nm (torsinya setelah perbandingan pulley)}$$

c. Menghitung torsi Gearbox

Setelah mendapatkan Menghitung *t pulley* tahap selanjutnya melalui gearbox dengan nilai rasio dari gearbox 1:10 maka selanjutnya dilakukan perhitungan torsi gearbox untuk mengetahui torsi yang dibutuhkan untuk kebutuhan gearbox dengan nilai efisiensi gearbox 0,95. Perhitungan Torsi Gearbox dapat diperoleh dari persamaan berikut

$$\tau_{gearbox} = \frac{\tau_{pulley}}{10 \text{ rpm} \times 0,95}$$

$$\tau_{gearbox} = \frac{1686,93}{10 \text{ rpm} \times 0,95}$$

$$\tau_{gearbox} = 117,57 \text{ Nm (torsinya setelah perbandingan gearbox)}$$

d. Menghitung torsi gear

Selanjutnya dilakukan untuk perhitungan torsi pada gear untuk memperkecil torsi yang akan diterima motor. Dengan perbandingan gear menggunakan 190mm dan 1850mm dapat dihitung menggunakan persamaan berikut

Pinoin Gear = 190 mm

Spur Gear = 1850mm

$$\tau_{gear} = \tau_{gearbox} \times \frac{190}{1850}$$

$$\tau_{gear} = 117,57 \times 0,10$$

$$\tau_{gear} = 18,24 \text{ Nm (torsinya setelah perbandingan Gear)}$$

3. Menghitung Daya

Setelah mendapatkan nilai rasio dari gearbox 1:40 maka dilakukan daya motor untuk mengetahui kebutuhan daya motor untuk menggerakkan mesin pemutar tersebut yang dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan berikut.

1. Menghitung Daya perencanaan

$$P = \frac{2 \times \pi \times n \times T}{60}$$
$$P = \frac{2 \times 3,14 \times 1450 \times 18,24}{60}$$

$$P_d = 1,5 \times 2,77$$

$$P = 2767,79 \text{ watt} = 2,77 \text{ Kw}$$

$$P_d = f_c \times p$$

$$P_d = 4,15 \text{ Kw}$$

Setelah mendapatkan nilai daya motor yang dibutuhkan selanjutnya dilakukan perencanaan daya motor untuk mengetahui nilai pasti daya motor yang akan disesuaikan dengan faktor koreksi (1-1,3) sehingga motor dapat bekerja dengan keadaan optimal dan aman. Perencanaan daya motor dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan berikut.

4.7.5 Perhitungan Poros Penggerak

Perhitungan poros penggerak digunakan untuk menentukan diameter minimal poros yang akan digunakan pada mesin yang akan rancang. Pada mesin *Rotary Drum Mixer* ini hanya ada satu poros yang akan dirancang yaitu poros untuk menggerakkan drum. Untuk menghitung poros direncanakan daya yang di transmisikan sebesar (14,4 kw) dan kecepatan putar sebesar 1450 rpm

Poros penggerak

Berikut ini adalah data-data yang diperlukan untuk menghitung poros penggerak.

Daya motor = 2,77 Kw

Kecepatan putar poros penggerak (n) = 9,96 rpm

Faktor koreksi(f_c) = 1,5 daya normal

Langkah - langkah untuk menghitung diameter poros penggiling dapat menggunakan Persamaan 2.6.

1. Menghitung daya rencana

$$P_d = f_c \times p =$$

$$= 1,5 \times 2,77 \text{ Watt}$$

$$= 4,15 \text{ Kw}$$

2. Menghitung momen puntir (torsi pada poros) rencana dengan persamaan 2.7

berikut.

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

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{4,15}{9,96}$$

$$= 406078,54 \text{ kg.mm}$$

3. Menghitung gaya tengsial Pada poros penggerak dengan persamaan

$$F_t = \frac{2 \times Td}{d_{gigi}}$$

$$F_t = \frac{2 \times 406078,54}{190}$$

$$F_t = 4274,5(\text{N})$$

4. Menghitung gaya radial Pada poros penggerak dengan persamaan

$$F_r = F_t \times \tan(20^\circ)$$

$$F_r = 4274,5 \times 0,36397$$

$$F_r = 1555,79 \text{ N}$$

5. Menghitung momen lentur Pada poros penggerak dengan persamaan

$$M = \frac{F \times L}{4}$$

$$M = \frac{1555,79 \times 320}{4}$$

$$M = 124463,5 \text{ N.mm}$$

6. Menghitung tegangan geser

Kekuatan tarik material (σ_B) S30C adalah 48 kg/mm^2 dengan massa jenis 7850 kg/m^3 Faktor keamanan yang tergantung pada jenis bahan (Sf_1) adalah 6 untuk material S-C. Faktor keamanan yang tergantung dari bentuk poros (Sf_2) adalah 1.3-3 poros dengan pasak. Faktor koreksi untuk momen puntir (K_t) adalah 1. Sedangkan factor lenturan (C_b) adalah 1 (Sularso & Suga, 2004).

Diketahui:

$$\sigma_B = 58 \text{ kg/mm}^2$$

$$Sf_1 = 6$$

$$Sf_2 = 2$$

$$K_t = 1,5$$

$$K_m = 1,5$$

$$M = 124463,5 \text{ N.mm}$$

$$C_b = 1$$

$$\tau_a = \frac{\sigma B}{Sf1 \times Sf2}$$

$$\tau_a = \frac{58}{6 \times 2}$$

$$\tau_a = 4,83 \text{ Kg/mm}^2$$

7. Maka diameter poros penggerak aktual dapat dihitung dengan Persamaan sebagai berikut:

$$d_s = \left(\frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d_s = \left(\frac{5,1}{4,83} \sqrt{(1,5 \times 124463,5)^2 + (1,5 \times 217.353,6)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d_s = \left(\frac{5,1}{4,83} \sqrt{34.855.000.000 + 164.900.000.000} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d_s = (1,06 \times 446939,49)^{\frac{1}{3}} =$$

$$d_s = (471598,21)^{\frac{1}{3}}$$

$$d_s = 77,88 \text{ mm} = 80 \text{ mm}$$

Berdasarkan Perhitungan diameter poros diatas maka akan didapatkan diameter poros yaitu 80 mm. ukuran tersebut sudah aman karena memenuhi syarat minimal diameter poros.

4.7.6 Perhitungan Pasak

Ukuran pasak dapat ditentukan dengan mengacu pada gambar Tabel dibawah ini

Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar b_1, b_2 dan b_3	Ukuran standar h		C	l	Ukuran Standar l_1	Ukuran Standar l_2			r_1 dan r_2	Referensi Diameter poros yang dapat dipakai a^{**}
		Pasak prismatis Pasak lancur	Pasak Tirus				Pasak Prismatis	Pasak Lancur	Pasak Tirus		
2 x 2	2	2		0,16-	6-20	1,2	1,0	0,5	0,08-	Lebih dari 6-8 " 8-10 " 10-12 " 12-17 " 17-22	
3 x 3	3	3		0,25	6-36	1,8	1,4	0,9	0,16		
4 x 4	4	4			8-45	2,5	1,8	1,2			
5 x 5	5	5			10-56	3,0	2,3	1,7			
6 x 6	6	6			14-70	3,5	2,8	2,2			
(7 x 7)	7	7	7,2	0,25- 0,40	16-80	4,0	3,0	3,5	3,0	0,16	" 20-26 " 22-30 " 30-38 " 38-44 " 44-50
8 x 7	8	7			18-90	4,0	3,3	2,4	0,25		
10 x 8	9	8			22-110	5,0	3,3	2,4			
12 x 8	10	8			28-140	5,0	3,3	2,4			
14 x 9	12	9			36-160	5,5	3,8	2,9			
(15 x 10)	15	10	10,2	0,40- 0,60	40-180	5,0	5,0	5,5	5,0	0,25- 0,40	" 50-55 " 50-58 " 58-65 " 65-75 " 75-85
16 x 10	16	10			45-180	6,0	4,3	3,4			
18 x 11	18	11			50-200	7,0	4,4	3,4			
20 x 12	20	12			56-220	7,5	4,9	3,9			
22 x 14	22	14			63-250	9,0	5,4	4,4			
(24 x 16)	24	16	16,2	0,60- 0,80	70-280	8,0	8,0	8,5	8,0	0,40- 0,60	" 80-90 " 85-95 " 95-110 " 110-130
25 x 14	25	14			70-280	9,0	5,4	4,4			
28 x 16	28	16			80-320	10,0	6,4	5,4			
32 x 18	32	18			90-360	11,0	7,4	6,4			

Gambar 4. 5 Table Ukuran Pasak Terpilih

Dari tabel standar pasak dapat ditentukan bahwa ukuran pasak yang sesuai untuk poros berdiameter 80 mm adalah 22×14 mm. Ukuran ini dipilih karena sesuai dengan standar DIN 6885 untuk poros berdiameter 75–85 mm, sehingga dapat menjamin kemampuan pasak dalam meneruskan torsi, menjaga kekuatan poros, serta memberikan kesesuaian dimensi antara poros dan hub. Adapun panjang pasak dipilih berdasarkan panjang hub komponen yang dipasang dan hasil perhitungan kekuatan pasak

4.7.7 Perhitungan Bearing

Bearing yang digunakan adalah UCP 216 dengan spesifikasi pada sebagai berikut.

Diameter luar *Bearing* (D) = 140 mm

Diameter dalam *Bearing* (d) = 80 mm

Tebal *Bearing* (B) = 82,6 mm

Kapasitas nominal dinamis
spesifik (C) = 72,500 N

Kapasitas nominal (Co) = 53.000 N

1. Perhitungan umur *Bearing*:

Gaya aksial pada *Bearing* dapat dihitung sebagai berikut Beban aksial:

M poros penggerak = 25,38kg

M gear pinion = 23,22 kg

Total beban = 48,6

$$WA = m \times g$$

$$WA = 48,6 \times 9,81$$

$$WA = 476,766 \text{ N}$$

Gaya radial pada *Bearing* dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\text{Torsi pada poros (T)} = 406.078,5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{Diameter poros (d)} = 80 \text{ mm}$$

$$WR = \frac{1,5T}{\frac{D}{2}}$$

$$WR = \frac{1,5 \times 406.078,5}{\frac{80}{2}}$$

$$WR = \frac{609.117,75}{40}$$

$$WR = 15.227,94 \text{ N}$$

Selanjutnya adalah mencari nilai e dapat digunakan persamaan berikut:

$$\frac{WA}{Co} = \frac{476,766}{54000}$$

$$\frac{WA}{Co} = 0,00883 = 0,014$$

Maka berdasarkan gambar tabel 4.6

Machinery's Handbook, 31st Edition
BALL AND ROLLER BEARINGS

2485

Table 28. Values of X and Y for Computing Equivalent Radial Load P of Radial and Angular Contact Ball Bearings

Radial and Angular Contact Ball Bearings										
Contact Angle, α	Table Entering Factors ^a		Single Row Bearings ^b				Double Row Bearings			
			$\frac{F_a}{F_r} > e$				$\frac{F_a}{F_r} \leq e$			
RADIAL CONTACT GROOVE BEARINGS										
	F_a/C_o	F_a/ZZD^3		e	X	Y	X	Y	X	Y
		Metric Units	Inch Units							
0°	0.014	0.172	25	0.19		2.30				2.30
	0.028	0.345	50	0.22		1.99				1.99
	0.056	0.689	100	0.26		1.71				1.71
	0.084	1.03	150	0.28		1.56				1.55
	0.11	1.38	200	0.30	0.56	1.45	1	0	0.56	1.45
	0.17	2.07	300	0.34		1.31				1.31
	0.28	3.45	500	0.38		1.15				1.15
	0.42	5.17	750	0.42		1.04				1.04
	0.56	6.89	1000	0.44		1.00				1.00

Gambar 4. 6 Table Ball and Roller Bearings

Setelah mendapatkan nilai e bisa menentukan X dan Y dapat digunakan persamaan berikut :

$$\frac{W_A}{W_R} = \frac{476,766}{15.227,94}$$

$$\frac{W_A}{W_R} = 0,313$$

$$= 0,313 < 0,14$$

Setelah menemukan nilai X dan Y yaitu X= 1,Y= 0 bisa melanjutkan perhitung beban equivalen dapat digunakan persamaan berikut :

$$W = (X \cdot V \cdot W_R + Y \cdot W_A)$$

Dimana :

V = Faktor rotasi = 1 (untuk semua jenis bantalan dengan inner ring berputar)

= 1 (untuk self-aligning *Bearings* dengan inner ring diam)

= 1,2 (untuk semua jenis bantalan dengan inner ring diam)

$$W = (1 \times 1 \times 15.227,94 + 0 \times 476,766 \text{ N})$$

$$W = 15.227,94 \text{ N}$$

Maka untuk mencari umur *Bearing* yang digunakan dapat menggunakan Persamaan berikut:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{W}\right) \times 10^6$$

$$L_{10} = \left(\frac{72000}{15.227,94}\right)^3 \times 10^6$$

$$L_{10} = (4,6958)^3 \times 10^6$$

$$L_{10} = 103.540.000 \text{ Putaran}$$

Setelah mendapatkan umur *Bearing* berdasarkan putaran dapat menghitung umur *Bearing* berdasarkan pertahun dengan persamaan berikut :

$$L_h = \left(\frac{L_{10}}{60 \times n}\right)$$

$$L_h = \left(\frac{103.540.000}{60 \times 9,93}\right)$$

$$L_h = 173.785,74 \text{ jam}$$

Setelah menghasilkan umur *Bearing* dengan perhitungan jam dapat menghitung perhari jam kerja 23 jam /hari dengan persamaan berikut :

$$L_h = \frac{173.785,74}{23}$$

$$L_h = 7555,9 \text{ hari} = 20,7 \text{ tahun}$$

4.7.8 Perhitungan *Pulley*

Mesin *Rotary Drum Mixer* ini memanfaatkan sistem transmisi daya yang terdiri dari *pulley*, *v belt*, dan *gearbox*, *kopling*. Motor listrik yang digunakan memiliki daya sebesar 10 HP dengan kecepatan putar 1450 rpm. Mesin ini dirancang agar putaran agar berputar 9,93 rpm. *Gearbox* yang digunakan memiliki rasio reduksi 1:10, dengan demikian putaran keluaran setelah melalui *gearbox* dapat mrnggunakan *pulley* 4 inch dan 6 inch .

4.7.9 Perhitungan V-belt

Untuk menghitung kebutuhan panjang *V-belt* yang menghubungkan motor – poros diperlukan beberapa data seperti diameter poros dan jarak sumbu poros pada mesin.

V- belt (Motor – Gearbox)

Diketahui :

Diameter *pulley* D1 = 4 inch = 101,6 mm

Diameter *Pulley* D2 = 6 inch = 152,4 mm

Jarak sumbu poros rencana = 750 mm

1. Penentuan panjang sabuk dan jarak kedua sumbu poros

Dari data diatas ditentukan rencana panjang *v-belt* penghubung antara motor - poros yang akan digunakan menggunakan Persamaan 2.25 sebagai berikut:

$$L' = 2 \times C'' + 1,57 (D1 + D2) + \frac{(D1 - D2)^2}{4C''}$$

$$L' = 2 \times 750 + 1,57 (101,6 + 152,4) + \frac{(101,6 - 152,4)^2}{4 \times 750}$$

$$L' = 1500 + 1,57 \times (254) + \frac{2580,64}{3000}$$

$$L' = 1500 + 398,78 + 0,86$$

$$L' = 1899,64 = 1900$$

METRIC V-BELTS

SPA PROFILES

S=C PLUS ALWAYS MATCHED LENGTH TOLERANCES

SPA METRIC PROFILE V-BELTS

SINGLE V-BELTS
METRIC

PART NUMBER	AVAILABLE BELT TYPES	DATUM LENGTH (mm)	WEIGHT (kg)	PART NUMBER	AVAILABLE BELT TYPES	DATUM LENGTH (mm)	WEIGHT (kg)	PART NUMBER	AVAILABLE BELT TYPES	DATUM LENGTH (mm)	WEIGHT (kg)	PART NUMBER	AVAILABLE BELT TYPES	DATUM LENGTH (mm)	WEIGHT (kg)
SPA707	SK	707	0.19	SPA1307	SK RP	1307	0.35	SPA1932	SK RP	1932	0.52	SPA2632	SK RP	2632	0.71
SPA732	SK	732	0.20	SPA1320	SK RP	1320	0.36	SPA1957	SK RP	1957	0.53	SPA2650	SK RP	2650	0.72
SPA757	SK	757	0.20	SPA1332	SK RP	1332	0.36	SPA1982	SK RP	1982	0.54	SPA2682	SK RP	2682	0.73
SPA782	SK	782	0.21	SPA1357	SK RP	1357	0.37	SPA2000	SK RP	2000	0.54	SPA2732	SK RP	2732	0.74
SPA800	SK	800	0.22	SPA1382	SK RP	1382	0.37	SPA2032	SK RP	2032	0.55	SPA2782	SK RP	2782	0.75
SPA837	SK	837	0.23	SPA1400	SK RP	1400	0.38	SPA2057	SK RP	2057	0.56	SPA2800	SK RP	2800	0.76
SPA832	SK	832	0.23	SPA1407	SK RP	1407	0.38	SPA2082	SK RP	2082	0.56	SPA2832	SK RP	2832	0.77
SPA850	SK	850	0.23	SPA1432	SK RP	1432	0.39	SPA2120	SK RP	2120	0.57	SPA2847	SK RP	2847	0.77
SPA857	SK	857	0.23	SPA1457	SK RP	1457	0.39	SPA2132	SK RP	2132	0.58	SPA2862	SK RP	2862	0.78
SPA882	SK	882	0.24	SPA1482	SK RP	1482	0.40	SPA2182	SK RP	2182	0.59	SPA2932	SK RP	2932	0.79
SPA900	SK	900	0.24	SPA1500	SK RP	1500	0.41	SPA2207	SK RP	2207	0.60	SPA2982	SK RP	2982	0.81
SPA907	SK	907	0.25	SPA1507	SK RP	1507	0.41	SPA2232	SK RP	2232	0.61	SPA3000	SK RP	3000	0.81
SPA932	SK	932	0.25	SPA1532	SK RP	1532	0.41	SPA2240	SK RP	2240	0.61	SPA3032	SK RP	3032	0.82
SPA950	SK	950	0.26	SPA1557	SK RP	1557	0.42	SPA2292	SK RP	2292	0.62	SPA3082	SK RP	3082	0.83
SPA957	SK	957	0.26	SPA1582	SK RP	1582	0.43	SPA2300	SK RP	2300	0.62	SPA3150	SK RP	3150	0.85
SPA982	SK	982	0.27	SPA1600	SK RP	1600	0.43	SPA2307	SK RP	2307	0.62	SPA3182	SK RP	3182	0.86
SPA1000	SK	1000	0.27	SPA1607	SK RP	1607	0.44	SPA2332	SK RP	2332	0.63	SPA3282	SK RP	3282	0.89
SPA1007	SK	1007	0.27	SPA1632	SK RP	1632	0.44	SPA2360	SK RP	2360	0.64	SPA3350	SK RP	3350	0.91
SPA1032	SK	1032	0.28	SPA1657	SK RP	1657	0.45	SPA2382	SK RP	2382	0.64	SPA3382	SK RP	3382	0.92
SPA1060	SK	1060	0.29	SPA1682	SK RP	1682	0.46	SPA2432	SK RP	2432	0.66	SPA3550	SK RP	3550	0.96
SPA1082	SK	1082	0.29	SPA1700	SK RP	1700	0.46	SPA2482	SK RP	2482	0.67	SPA3730	SK RP	3730	1.01
SPA1107	SK	1107	0.30	SPA1707	SK RP	1707	0.46	SPA2500	SK RP	2500	0.68	SPA4000	SK RP	4000	1.08
SPA1120	SK	1120	0.30	SPA1732	SK RP	1732	0.47	SPA2532	SK RP	2532	0.68	SPA4250	SK RP	4250	1.13
SPA1132	SK	1132	0.31	SPA1757	SK RP	1757	0.48	SPA2582	SK RP	2582	0.70	SPA4500	SK RP	4500	1.22
SPA1157	SK	1157	0.31	SPA1782	SK RP	1782	0.48	SPA2607	SK RP	2607	0.71				
SPA1180	SK	1180	0.32	SPA1800	SK RP	1800	0.49								
SPA1207	SK RP	1207	0.33	SPA1807	SK RP	1807	0.49								
SPA1232	SK RP	1232	0.33	SPA1832	SK RP	1832	0.50								
SPA1250	SK RP	1250	0.34	SPA1857	SK RP	1857	0.50								
SPA1257	SK RP	1257	0.34	SPA1882	SK RP	1882	0.51								
SPA1272	SK RP	1272	0.34	SPA1900	SK RP	1900	0.51								
SPA1282	SK RP	1282	0.33	SPA1907	SK RP	1907	0.52								

AVAILABLE V-BELT CONSTRUCTION TYPES

SK SK STANDARD METRIC PROFILE V-BELT

RP RP HIGH POWER HIGH PERFORMANCE w/IMPREGNATED
STIFFNESS, HIGHER POWER CAPACITY, and
NO BREAKDOWN MAINTENANCE

ORDERING EXAMPLES:

SPA1382 SK 1382 mm datum length

SPA20192 RP 20192 mm datum length

SPA CONVERSION: OUTSIDE LENGTH = DATUM LENGTH + 1.8mm

Gambar 4. 7 Table Sabuk SPA

Maka *v-belt* yang akan digunakan untuk menghubungkan motor dan gearbox adalah *v-belt* dengan tipe section SPA yang memiliki panjang mendekati 1900 mm

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

$$C = 750 - \frac{1899,64 - 1900}{2}$$

$$C = 750,17$$

2. Perhitungan kecepatan linear sabuk dapat menggunakan Persamaan 2.27

berikut:

$$V = \frac{\pi \times Dp \times Np}{60 \times 1000}$$

$$V = \frac{3,14 \times 101,6 \times 966,7}{60 \times 1000}$$

$$V = 5,14 \text{ m/s}$$

3. Perhitungan sudut kontak dapat menggunakan persamaan 2.28 berikut:

$$Y = 180^\circ - 57 \times \frac{D1 - D2}{c}$$

$$Y = 180^\circ - 57 \times \frac{101,6 - 152,4}{750,17}$$

$$Y = 180^\circ - 57 \times -0,067$$

$$Y = 183,85^\circ$$

4. Perhitungan faktor koreksi sudut

Untuk menentukan faktor koreksi sudut menggunakan tabel *Arc correction factor* seperti padagambar gambar tabel 4.8 berikut:

Machinery's Handbook, 31st Edition

CLASSICAL V-BELTS

2581

Table 12. Arc of Contact Correction Factors

$\frac{D_d - d_d}{C}$	Arc of Contact, θ , Small Sheave (deg)	Correction Factor		$\frac{D_d - d_d}{C}$	Arc of Contact, θ Small Sheave (deg)	Correction Factor	
		V-V	V-Flat*			V-V	V-Flat*
0.00	180	1.00	0.75	0.80	133	0.87	0.85
0.10	174	0.99	0.76	0.90	127	0.85	0.85
0.20	169	0.97	0.78	1.00	120	0.82	0.82
0.30	163	0.96	0.79	1.10	113	0.80	0.80
0.40	157	0.94	0.80	1.20	106	0.77	0.77
0.50	151	0.93	0.81	1.30	99	0.73	0.73
0.60	145	0.91	0.83	1.40	91	0.70	0.70
0.70	139	0.89	0.84	1.50	83	0.65	0.65

Gambar 4. 8 Table Arc Correction Factor

Berdasarkan gambar tabel 4.7 untuk sudut kontak 183,85° didapatkan faktor koreksi sudut yang paling mendekati adalah $C_a = 1,00$.

5. Perhitungan Berat Sabuk

Untuk mengetahui berat sabuk V dapat dilihat di Gambar 4.6. Berdasarkan tabel karakteristik diatas dapat diketahui untuk *V-belt* SPA memiliki berat linier sebesar 0,51b atau 0,231 kg/m.

6. Perhitungan tegangan sabuk

Perhitungan tegangan pada sabuk menggunakan Persamaan 2.19 berikut:

$$\sigma_s = 500 \times \frac{2,5 - C_a}{C_a} \times \frac{Pd Q \cdot V}{Q \times V} + M \times V^2$$

$$\sigma_s = 500 \times \frac{2,5 - 0,97}{97} \times \frac{14,4 \times 0,97}{1 \times 5,14} + 0,231 \times 5,14$$

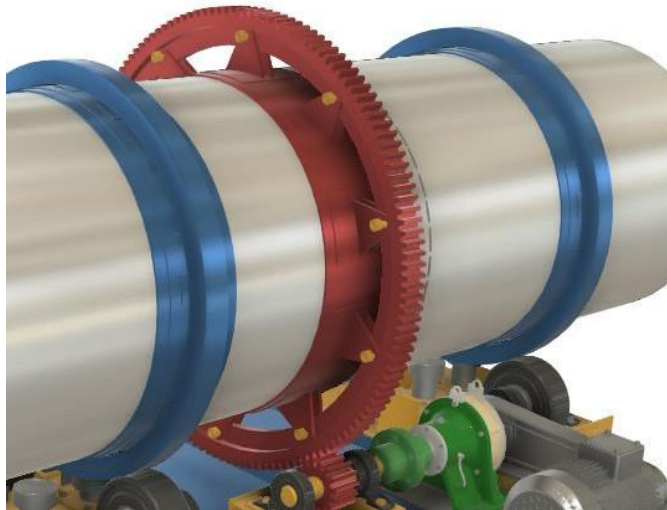
$$\sigma_s = 500 \times 1,58 \times 2,80 + 6,10$$

$$\sigma_s = 2215,57 \text{ N}$$

Berdasarkan perhitungan didapatkan tegangan sabuk sebesar 2215,57 N

4.7.10 Perhitungan Baut

Perhitungan baut ini ditujukan untuk 10 baut yang terletak pada Spur gear yang terkait pada drum yang di asumsikan beran drum 1.672 Kg seperti pada gambar 4.9.



Gambar 4. 9 Posisi Baut Yang Akan Dihitung

Berikut perhitungan baut dengan menggunakan persamaan pada Elemen Mesin (Sularso & Suga, 1997):

P_x (beban yang akan diterima) = Berat komponen x gravitasi

$$= 1.672 \text{ Kg} \times 9,81$$

$$= 16.402,32 \text{ N}$$

Jumlah baut = 10 baut

$$P_{xx} \text{ (beban satu baut)} = \frac{16.402,32 \text{ N}}{10}$$

$$= 1640,23 \text{ N}$$

Bahan baut yang akan dipilih adalah baja grade 8.8 dengan mechanical propertis sebagai berikut:

Tensile Strength (σ_t) = 830 MPa (ASTM F568M)

$$S_f = 8$$

$$\sigma_{ijin \text{ tarik}} (\sigma_a) = \frac{\sigma_t}{s_f}$$

$$\sigma_{ijin \text{ tarik}} (\sigma_a) = \frac{830}{8}$$

$$= 103,7 \text{ Mpa}$$

$$\begin{aligned}
 \sigma_{ijin geser} &= (0 - 5 - 0,7) \times \sigma_a \\
 &= 0,7 \times 103,75 \text{ Mpa} \\
 &= 72,625 \text{ Mpa}
 \end{aligned}$$

Untuk perhitungan diameter baut dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan berikut.

$$d \geq \sqrt{\frac{2 \times p_{xx}}{\sigma_a}}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{2 \times 1640,23}{103,75}}$$

$$\geq 5,6 \text{ mm}$$

Dari hasil perhitungan diameter baut diatas, nilainya dinaikkan menjadi 26 mm sebagai alternatif pertama. Apabila dilihat pada gambar table 4.9 diperoleh d = 24 mm (M24 x 3,5). Ukuran nya sebagai berikut:

Metric Hex Nuts						
Nominal Size	Thread Pitch	F		G	H	
		Width Across Flats (Wrench Size)		Width Across Corners	Thickness	
		Max	Min	Min	Max	Min
M1.6	0.35	3.2	3.02	3.41	1.3	1.05
M2	0.4	4	3.82	4.32	1.6	1.35
M2.5	0.45	5	4.82	5.45	2	1.75
M3	0.5	5.5	5.32	6.01	2.4	2.15
M4	0.7	7	6.78	7.66	3.2	2.9
M5	0.8	8	7.78	8.79	4.7	4.4
M6	1	10	9.78	11.05	5.2	4.9
M8	1.25	13	12.73	14.38	6.8	6.44
M10	1.5	16	15.73	17.77	8.4	8.04
M12	1.75	18	17.73	20.03	10.8	10.37
M14	2	21	20.67	23.35	12.8	12.1
M16	2	24	23.67	26.75	14.8	14.1
M20	2.5	30	29.16	32.95	18	16.9
M24	3	36	35	39.55	21.5	20.2
M30	3.5	46	45	50.85	25.6	24.3
M36	4	55	53.8	60.78	31	29.4
M42	4.5	65	63.1	71.3	34	32.4
M48	5	75	73.1	82.6	38	36.4
M56	5.5	85	82.8	93.56	45	43.4
M64	6	95	92.8	104.86	51	49.1

Gambar 4. 10 Tabel Ukuran Baut

Diameter luar (D) = 24 mm

Diameter efektif (d2) = 22,051 mm mm

Diameter dalam (d1) = 20,752 mm

Tinggi kaitan (h) = 2,598 mm

Berikut perhitungan jumlah ulir yang diperlukan (z) dengan menggunakan persamaan berikut.

$$q_a = 3 \text{ kg/mm}^2$$

$$= 3 \text{ kg/mm}^2 \times 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$= 29,43 \text{ N/mm}^2$$

$$z = \frac{P_{xx}}{\pi \times d_2 \times h \times q_a}$$

$$z = \frac{1640,23}{3,14 \times 22,051 \text{ mm} \times 2,598 \text{ mm} \times 29,43 \text{ N/mm}^2}$$

$$z = 0,310$$

Tekanan yang terjadi pada permukaan ulir dapat dihitung menggunakan persamaan berikut.

$$q = \frac{P_{xx}}{\pi \times d_2 \times h \times z}$$

$$q = \frac{1640,23}{3,14 \text{ mm} \times 22,051 \text{ mm} \times 2,598 \text{ mm} \times 0,310 \text{ mm}}$$

$$= 29,48 \text{ N/mm}^2$$

Jadi, tekanan yang terjadi pada permukaan ulir sebesar 29,49 N/mm²

dinyatakan aman karena nilai tekan lebih besar daripada tekanan permukaan ulir yang di iijinkan yaitu sebesar 29,43 N/mm² Perhitungan tegangan geser baut dapat dihitung menggunakan persamaan berikut.

$$\tau_b = \frac{P_{xx}}{\pi \times d_1 \times k \times p \times z}$$

$$\tau_b = \frac{1640,23}{3,14 \times 20,752 \text{ mm} \times 2,598 \text{ mm} \times 0,310}$$

$$\tau_b = 31,29 \text{ N/mm}^2$$

Sehingga, tegangan geser baut diperoleh nilai 31,29 N/mm² dinyatakan aman karena nilai kurang dari tegangan geser yang di iijinkan sebesar 49,60 N/mm²

4.8 Analisis Struktur Rangka (Finite Elemen Method)

Analisis kekuatan rangka bertujuan untuk mengetahui sejauh mana struktur rangka mampu menahan beban dari desain mesin yang telah dirancang. Proses analisis ini dilakukan dengan bantuan perangkat lunak simulasi Autodesk Fusion 360. Untuk memperoleh hasil yang akurat, perlu ditentukan terlebih dahulu distribusi beban, arah gaya yang bekerja, serta lokasi tumpuan atau pengikatan pada rangka. Beban pada konsep desain terpilih ditentukan oleh beberapa komponen utama, seperti drum, riding ring, riding gear, dan komponen seperti motor listrik, *pulley*, dan gearbox, cover riding, cover riding gear, cover v-belt, roller, pinion gear, baut

4.8.1 Analisis Kekuatan Rangka Konsep Desain Terpilih

Struktur pada konsep ini menggunakan UNP dengan material ASTM A36. Pada Tabel 4.19 .

Tabel 4. 19 Sifat Fisik Material ASTM A36

Parameter	Keterangan
<i>Material</i>	ASTM A36
<i>Modulus Elastisitas (E)</i>	200.00 Mpa (N/mm ³)
<i>Density</i>	7,85 g/cm ³
<i>Yield strength</i>	250 Mpa
<i>Ultimate Tensile Strength</i>	400-550 Mpa
<i>Modulus of Elasticity</i>	200 Gpa
<i>Bulk Modulus</i>	140 Gpa
<i>Poisson's Ratio</i>	0,260
<i>Shear Modulus</i>	79,0 Gpa

Simulasi ini bertujuan untuk menentukan nilai tegangan maksimum yang mungkin terjadi pada struktur rangka bagian kritis. Hasil simulasi harus memastikan *stress* yang diperoleh kurang dari tegangan ijin.

Perhitungan tegangan ijin pada rangka menggunakan persamaan

$$\sigma_{ijin} = \frac{\sigma_y}{sf \times k}$$

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

$$\sigma_{ijin} = 125$$

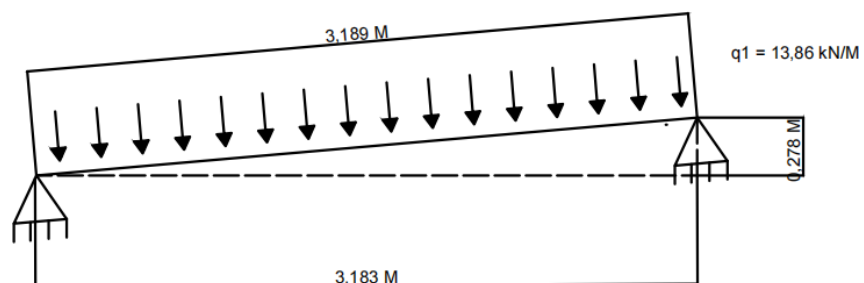
Dari hasil persamaan tersebut diketahui bahwa nilai tegangan yang diizinkan adalah 125 Mpa. Untuk melakukan analisis kekuatan struktur rangka, perlu mendefinisikan distribusi beban, arah beban serta tumpuan atau pengikat pada rangka. Dengan kapasitas Drum yang telah didapatkan yaitu 10.000 ton/jam, untuk mengetahui gaya pembebanan yang bekerja dengan persamaan berikut :

$$F = m \times g$$

$$F = 4504,6 \times 9,81$$

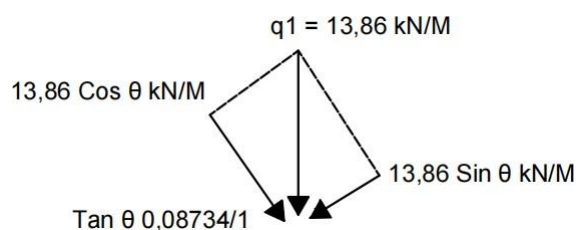
$$F = 41190,13 \text{ N} \sim 13,86 \text{ kN/M}$$

Dalam perhitungan momen bending maksimal menggunakan tumpuan *fixed*, yang merupakan jenis tumpuan dalam mekanika Teknik yang dapat menahan gaya *horizontal*, *vertical* dan momen. Diagram dari *main beam* dapat dilihat pada Gambar 4.11 berikut:



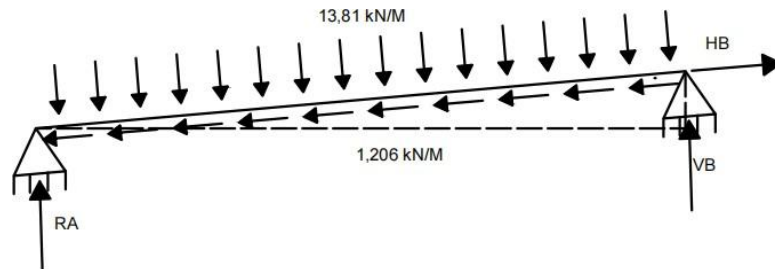
Gambar 4. 11 Tumpuhan *Fixed*

Setelah mengetahui *free body* diagram maka ditentukan arah dari beban yang diterima *main beam* dapat dilihat pada Gambar 4.12 berikut:



Gambar 4. 12 Arah Dari Beban yang Diterima

Kemudian dapat ditentukan nilai dari arah dari beban yang diterima *main beam*, dapat dilihat pada Gambar 4.13 berikut:



Gambar 4. 13 Arah Dari Beban yang Diterima

Setelah didapatkan arah dari beban langkah selanjutnya menghitung reaksi yang diterima oleh beban merata dengan menggunakan persamaan berikut.

$$F_x = 0 \text{ atau } \sum H = 0$$

$$-1,206 + 3,189 + HB = 0$$

$$HB = 1,983$$

$$\sum M_B = 0$$

$$= -13,81 \cdot 3,189 \cdot 0,5 \cdot 3,189 + RA \cdot 3,189 = 0$$

$$RA = \frac{70,219162}{3,189,}$$

$$RA = 22,02$$

$$\sum F_y = 0 \text{ atau } \sum V = 0$$

$$RA - 13,81 \cdot 3,189 + VB = 0$$

$$VB = 44,05 - 22,02 \text{ N/mm}$$

$$VB = 22,0 \text{ N/mm}$$

Setelah menemukan reaksi yang diterima kemudian mencari gaya dalam menggunakan persamaan berikut.

$$\text{Interval(i)} = 0 < x < 3,189$$

$$N(x) = 0$$

$$V(x) =$$

$$V(x) = RA - q_1 \cdot x$$

$$\frac{d(M(x))}{dx} = 0$$

$$22,02 - 13,81 (x)$$

$$V(x) = 22,02 - 13,81 x$$

$$x = 1594$$

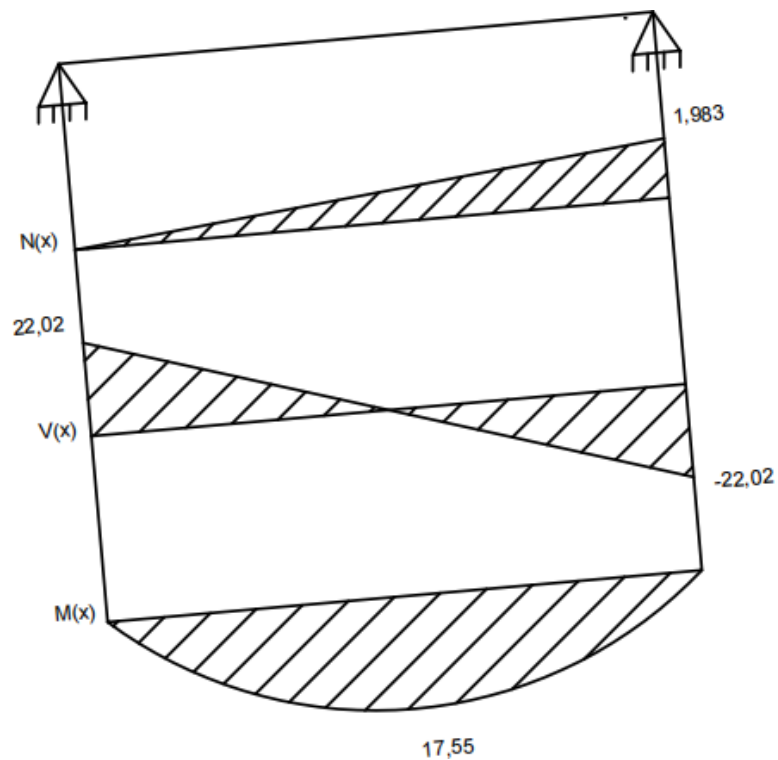
$$M(x) =$$

$$M(x) = R \cdot x - 0,5 \cdot q_1 \cdot x^2$$

$$M(x) = R22,02 x - 6,905 x^2$$

Tabel 4. 20 Table Interval

	X = 0	X = 3189,14	X = 1,593
N(x)	0	0	
V(x)	22,02	-22,02	
M(x)	0	0	17,55



Gambar 4. 14 Diagram Geser

Setelah didapatkan M_{max} sebesar $17,55 \text{ Kn/M} = 17.550.000 \text{ N.mm}$ kemudian mencari *section modulus* yang digunakan untuk menentukan ukuran profil WF. Untuk mengetahui nilai Z dapat menggunakan persamaan berikut.

$$Z = \frac{M_{max}}{\sigma_{ijin}}$$

$$= \frac{17.550.000}{125}$$

$$= 140.400 \text{ mm}^3$$

Setelah didapatkan nilai Z_x sebesar 140.400 mm^3 dipilihlah profil WF $200 \times 100 \times 5,5 \times 8$

Berdasarkan katalog profil di atas maka dipilih profil WF dengan ukuran 200×100 dengan ketebalan 5,5 mm dan ketebalan flange 8 mm yang memenuhi kebutuhan modulus penampang yang diijinkan yaitu $277 \text{ cm}^3 > 140,4 \text{ cm}^3$.

Setelah mengetahui ukuran profil rangka yang akan digunakan untuk konsep pertama, selanjutnya dilakukan simulasi *static stress* menggunakan bantuan *software* Autodesk Fusion 360. Gambar di bawah adalah gambar posisi *structural constrain* dan *structural loads*.

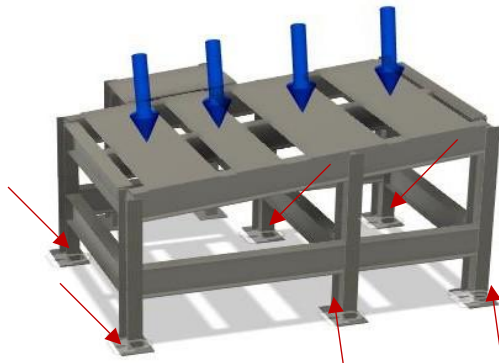
4.8.2 Simulasi Static Stress

Langkah awal dalam analisa ini adalah dengan menentukan studi material atau material yang akan dianalisis, dalam hal ini dipilih material ASTM A36. Material ini memiliki karakteristik seperti pada Tabel 4.20 berikut:

Tabel 4. 21 Sifat Material ASTM A36

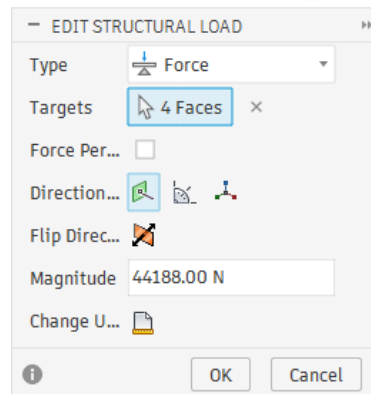
Parameter	Keterangan
<i>Material</i>	ASTM A36
<i>Modulus Elastisitas (E)</i>	200.00 Mpa (N/mm ³)
<i>Density</i>	7,85 g/cm ³
<i>Yield strength</i>	250 Mpa
<i>Ultimate Tensile Strength</i>	400-550 Mpa
<i>Modulus of Elasticity</i>	200 Gpa
<i>Bulk Modulus</i>	140 Gpa
<i>Poisson's Ratio</i>	0,260
<i>Shear Modulus</i>	79,0 Gpa

Setelah memasukkan data material dilanjutkan menentukan kondisi batas (*constrains*) dari struktur *Rotary Drum Mixer* yang berada dibawah kaki struktur dengan ditandai dengan logo gembok dimana sumbu x, y, dan z dalam keadaan terkunci seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.15.



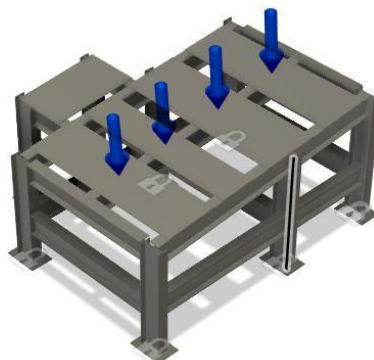
Gambar 4. 15 Penentuan Kondisi Batas

Setelah menentukan kondisi batas (*constrains*), dilanjutkan dengan memasukkan nilai pembebanan yaitu 44188,00 N, seperti Ditunjukkan pada Gambar 4.16



Gambar 4. 16 Nilai Pembebanan pada Struktur *Rotary Drum Mixer*

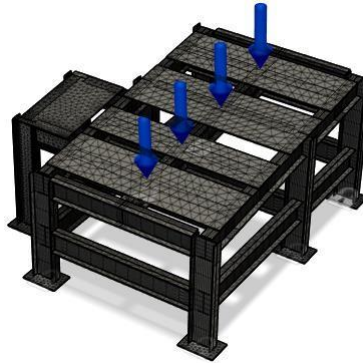
Setelah memasukkan nilai pembebanan (*load*) dan arah pembebanan tampilan akan menjadi seperti Gambar 4.17 seperti berikut.



Gambar 4. 17 Peletakan Pembebanan pada Struktur

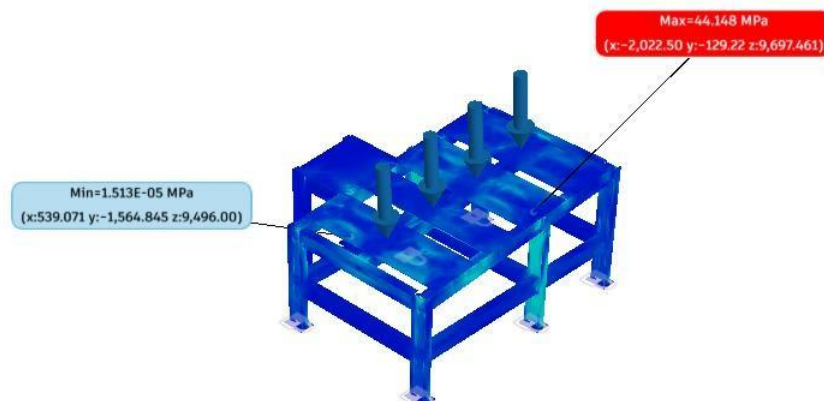
Logo panah biru menunjukkan arah pembebanan yang terjadi pada profil struktur *conveyor*. Setelah memasukkan nilai pembebanan selanjutnya *meshing* pada profil

struktur *conveyor*, *meshing* menggunakan 10% dari dimensi profil seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.18 berikut



Gambar 4. 18 Meshing pada Struktur *Rotary Drum Mixer*

Setelah seluruh langkah-langkah telah dijalankan dengan baik, tahap selanjutnya adalah melakukan proses penyelesaian (*solving*) untuk memperoleh hasil dari analisis *static stress* yang diharapkan sesuai dengan data yang diperoleh dari hasil pengujian. Proses ini bertujuan untuk memastikan bahwa simulasi yang dilakukan mampu merepresentasikan kondisi riil secara akurat.



Gambar 4. 19 Hasil Simulasi Tegangan *Von Mises*

1. *Von Mises*

Dari hasil analisis pada Gambar 4.19, menunjukkan bahwa nilai tegangan pada komponen struktur memenuhi syarat karena nilai maksimumnya yaitu 44,148 Mpa lebih kecil dari tegangan izin sebesar 125 Mpa.

Tabel 4. 22 Perbandingan Hasil Simulasi Dengan Batas Izin

Unit	Nilai				Memenuhi/tidak
	Simulasi	<i>Safety Factor</i>	<i>Displacement</i>	Batas/izin	
Tegangan	44,148 Mpa	4,689	Max 0.184	125 Mpa	Memenuhi

4.9 Perencanaan Anggaran Biaya

Perhitungan biaya dalam perancangan mesin pengayak limbah pasir blasting ini dijelaskan sebagai berikut:

4.9.1 Biaya Bahan Baku

Tabel 4. 23 Rancangan Anggaran Biaya Bahan Baku

No.	Komponen	Jumlah	Satuan	Harga	Total
1.	Motor 380 V 3 P	1	Buah	Rp 11.000.000	Rp11.000.000
2.	Gearbox	1	Buah	Rp10.000.000	Rp10.000.000
3.	<i>Pulley</i> SPA 4 inch 1 groove, Cast Iron	1	Buah	Rp 200.000	Rp 200.000
4.	<i>Pulley</i> SPA 6 inch 1 groove, Cast Iron	1	Buah	Rp 280.000	Rp 280.000
5.	V-belt Tipe A 69, 1750 mm	1	Buah	Rp 150.000	Rp 150.000
6.	Pillow block <i>Bearing</i> UCP 316	10	Buah	Rp 1.600.000	Rp 16.000.000
7.	As besi 600 mm, S45C	1	Buah	Rp 600.000	Rp 600.000
8.	As besi 370 mm, S45C	4	Buah	Rp 375.000	Rp 1.500.000
9.	Besi WF 200 × 100 × 5,5 × 8 mm 12 meter ASTM A 36	4	Lonjor	Rp 3.313.200	Rp 13.252.800
10.	Plate besi 10 mm 1200 × 2400 mm SS400	12	Lembar	Rp 3.367.800	Rp 40.413.600
13.	Plate besi 5 mm 1200 × 2400 mm SS400 Konsep 3	4	Lembar	Rp 1.525.000	Rp 6.100.000
14.	Baut dan mur M30 × 65 Baja grade 8.8	66	Buah	Rp 41.000	Rp 2.706.000
15.	Baut dan mur M27 × 65 Baja grade 8.8	10	Buah	Rp 38.000	Rp 380.000
16.	Baut dan mur M22 × 65 Baja grade 8.8	16	Buah	Rp 17.000	Rp 272.000
17.	Baut dan mur M18 × 65 Baja grade 8.8	24	Buah	Rp 12.000	Rp 288.000
Total					Rp 103.142.400.

Berikut biaya bahan baku komponen-komponen yang dibutuhkan pada perancangan konsep desain 3. Estimasi biaya ini didasarkan pada harga material dan

komponen yang berlaku di wilayah Surabaya. Rincian biaya bahan baku tertera pada Tabel

4.9.2 Biaya Manufaktur

Biaya bahan manufaktur adalah biaya jasa yang dikeluarkan untuk membayar jasa pembuatan dan proses manufaktur mesin *Rotary Drum Mixer*. adapun seluru rincian manufaktur mesin pada tabel berikut

Tabel 4. 24 Rancangan Anggaran Biaya Manufaktur

No.	Proses Manufaktur	Jumlah	Harga	Total
1.	Proses Welding	50 m	Rp 50.000/m	Rp2.500.000
2.	Proses Cutting	30 m	Rp15.000/m	Rp450.000
3.	Proses Roll Bending	1237 kg	Rp 1.500/kg	Rp 1.855.500
4.	Proses Drilling	30 titik	Rp 7.000/titik	Rp 12.600.000
5.	Proses Miling/Frais	24 jam	Rp 300.000/jam	Rp 7.200.000
6.	ProsesTurning	42 jam	Rp 300.000/jam	Rp 210.000
Total				Rp 24.815.500

4.4.1 Biaya Total

Biaya total adalah jumlah keseluruhan biaya yang dikeluarkan dalam proses membangun mesin pengaduk limbah gliserin, yang diakumulasikan dari biaya pembelian bahan baku, pembelian komponen penunjang dan biaya manufaktur.

Tabel 4. 25 Rancangan Anggaran Biaya Total

Biaya Total	= Biaya Bahan Baku + Biaya Proses Manufaktur
	= Rp103.142.400. + Rp 24.815.500
	= Rp 127.957.900

4.4 Pembahasan Hasil Perancangan

Berdasarkan hasil perancangan yang telah dilakukan menggunakan metode Ulrich serta analisis struktur dengan Finite Element Analysis (FEA), diperoleh spesifikasi akhir *Rotary Drum Mixer* yang telah disesuaikan dengan kebutuhan proses pencampuran pupuk berkapasitas 10 ton/jam. Spesifikasi tersebut meliputi dimensi utama, sistem penggerak, material, kapasitas, serta estimasi biaya manufaktur. Rekapitulasi hasil perancangan ditunjukkan pada Tabel 4.26

Tabel 4. 26 Spesifikasi *Rotary Drum Mixer*

Spesifikasi	Detail
Nama Mesin	<i>Rotary Drum Mixer</i>
Asal Mesin	Indonesia
Fungsi	Mencampurkan Beberapa Komponen pupuk
Prinsip Kerja	sistem putar (Continue)
Power	5,5 Kw
Diameter	1,3 m
Panjang	4 m
Kapasitas	10 ton/jam
Kecepatan Putar	9,93 rpm
Kemiringan Drum	5°
Material	Stainless Steel ASTM A36
Sistem Penggerak	Motor listrik + Gearbox
Material Oprasi	Pupuk organik, NPK, kompos
Harga	128 Juta

Berdasarkan Tabel 4.26, *Rotary Drum Mixer* yang dirancang memiliki kapasitas 10 ton/jam dengan sistem kerja kontinu. Mesin menggunakan motor listrik 5,5 kW, gearbox, serta drum berdiameter 1,3 m dan panjang 4 m yang terbuat dari material ASTM A36. Estimasi biaya pembuatan mesin sebesar Rp128.000.000. Hasil analisis FEA menunjukkan tegangan maksimum sebesar 44,148 MPa, *Displacement* maksimum 0,184 mm, dan *Safety Factor* 4,689. Nilai tegangan masih berada di bawah tegangan izin material sebesar 125 MPa, sehingga struktur dinyatakan aman dan layak digunakan.

4.5 Pembuatan *Detail Drawing*

Pada tahap ini, dilakukan penegasan spesifikasi dengan membuat detail spesifikasi konsep desain yang terpilih (konsep desain 3) dalam bentuk DED (*Detail Engineering Drawing*), terlampir pada Lampiran *Detail Drawing*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, dapat disimpulkan beberapa hal sebagai berikut:

1. Perancangan struktur *Rotary Drum Mixer* menggunakan metode Ulrich & Eppinger menghasilkan tiga alternatif konsep desain. Berdasarkan penilaian aspek manufaktur, perawatan, dan biaya, Konsep 3 memperoleh nilai relatif tertinggi yaitu 32,6% , sehingga dipilih sebagai konsep terbaik. Konsep ini memiliki kapasitas 10 ton/jam, menggunakan motor listrik 5,5 kW dengan gearbox, drum berdiameter 1,3 m dan panjang 4 m, serta rangka WF 200 × 100 × 5,5 × 8 berbahan ASTM A36, sehingga mampu memenuhi kebutuhan proses pencampuran pupuk secara kontinu.
2. Berdasarkan analisis yang dilakukan pada rangka konsep desain terpilih, diperoleh *Safety Factor* sebesar 4,689, tegangan maksimum (von Mises) sebesar 44,148 MPa, dan *Displacement* maksimum sebesar 0.184 mm. Apabila dibandingkan dengan tegangan izin material sebesar 125 MPa, hasil tersebut masih dinyatakan aman ($44,148 \text{ MPa} < 125 \text{ MPa}$), dengan persentase tegangan terhadap tegangan izin sebesar 64,68%
3. Biaya total yang dibutuhkan untuk membuat mesin *Rotary Drum Mixer* yaitu sebesar Rp 127.957.900,-. dengan rincian biaya bahan baku sebesar Rp103.142.400,-. dan biaya manufaktur sebesar 24.815.500,-. Mesin ini memiliki harga yang lebih murah dibandingkan dengan produk existing.

5.2 Saran

Saran diberikan dengan harapan tugas akhir ini dapat disempurnakan dan dikembangkan pada penelitian berikutnya. Ada2pun saran yang dapat diberikan adalah sebagai berikut:

1. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk melakukan pengujian eksperimental terhadap prototipe *Rotary Drum Mixer* sehingga hasil analisis menggunakan *Finite Element Method* (FEM) dapat divalidasi dengan kondisi aktual di lapangan.
2. Disarankan untuk mengembangkan analisis struktur dengan mempertimbangkan beban dinamis, getaran, dan umur lelah (fatigue) akibat operasi secara kontinu sehingga keandalan struktur dapat dievaluasi secara lebih komprehensif.
3. Penelitian selanjutnya diharapkan dapat mengoptimalkan dimensi dan profil struktur menggunakan metode optimasi agar diperoleh desain yang lebih ringan, ekonomis, serta tetap memenuhi persyaratan kekuatan dan faktor keamanan.
4. Disarankan untuk mengembangkan desain *Rotary Drum Mixer* dengan menambahkan sistem pengaturan kecepatan putar (variable speed drive/inverter) sehingga putaran drum dapat disesuaikan dengan karakteristik material untuk meningkatkan kualitas pencampuran.
5. Penelitian selanjutnya diharapkan dapat melakukan analisis kelayakan manufaktur dan ekonomi secara lebih rinci, meliputi biaya produksi, operasional, dan perawatan, sehingga rancangan lebih siap diterapkan pada skala industri.

DAFTAR PUSTAKA

- American Wood Council. (2007). *With Shear And Moment*.
- Barlian, H. A. (2023). *Analisis efektivitas mesin granulator dengan metode overall equipment effectiveness(OEE) DI PABRIK NPK phoska PT.Petrokimia Gresik*.
- Ferdiansyah, dkkF., & Ilham, M. M. (2022). Ferdiansyah, F., & Ilham, M. M. (2022, August). *Rancang Bangun Rangka Mesin Rotary Drum Filter 3M. In Prosiding SEMNAS INOTEK (Seminar Nasional Inovasi Teknologi) (Vol. 6, No. 2, pp. 400-408)*. 400–408.
- Hartatik, W., & Widowati, L. R. (2015). *Pengaruh Pupuk Majemuk NPKS dan NPK terhadap Pertumbuhan dan Hasil Padi Sawah pada Inceptisol Effect of Compound fertilizer NPKS and NPK on Rice Growth and Yield on Inceptisol. Hartatik 2000*, 175–186.
- Hibbeler, R. C. (2017). *Mechanics of Material*.
- Indah, S. R., Chandra, Y., Hafli, T. M., & Belakang, L. (2022). *Studi Desain Elemen Struktur Baja Berdasarkan SNI 1729 : 2015 dan SNI 1729 : 2020*. 6(2), 6–13.
- Jiang, Y. H. and J. (2023). *A Critical Review of von Mises Criterion for Compatible Deformation of Polycrystalline Materials A Critical Review of von Mises Criterion for Compatible. III(Volume III)*, 0–17.
- Juinall, R. C., & Marshek, K. M. (2012). *Fundamentals of Machine Component Design*.
- Khurmi & Gupta. (2005). *A textbook of. I*.
- Khurmi, R. S., & Gupta, J. K. (2005). *A Text Book Of Machine design (SI Unit). Eurasia Publishing House (Pvt.), I*, 1087–1088.
- Lathifa, dkk. (2022). *Design and Simulation of Rotary Dryer Frame Strenght using Finite Element Analysis. Motivation : Journal of Mechanical, Electrical and Industrial Engineering*, 4(3), 245–252. <https://doi.org/10.46574/motivection.v4i3.144>
- Macdonald, P. (2017). *Finite Element Analysis and Structural Optimisation of a Concrete Mixer*.
- Naswir dkk. (2019). *Rotari Electrical Controlled Drum Dryer For Organic Fertilizer Naswir1*,. 3(2), 319–326.
- Novitasari, A., Luthfi Dinsaputro, M., Djamila, S., Kurnia Novita Sari, E., Nafisah, F., Pertanian, K., Pertanian, T., Negeri Jember, P., & Stasiun Traktor Madukismo Yogyakarta, K. P. (2025). *Analisis Biaya Pembuatan Got Mujur Secara Manual dan Mekanis Menggunakan Ditcher untuk Budidaya Tebu Di PG. Madukismo Yogyakarta Cost Analysis of Manual and Mechanical Trenching Using Ditcher for*

- Sugarcane Cultivation at PG. Madukismo Yogyakarta. Agustus, 3(1), 28–39.*
- Pathur Razi Ansyah, S.T., M. E. (2018). *Metode elemen hingga hmk654*.
- Perry, R. H., Green, D. W., & Maloney, J. O. (2000). *Perry's chemical engineers' handbook Seventh Edition*. In *Choice Reviews Online* (Vol. 38, Issue 02).
- Popov, E. P. (1984). *Mekanika Teknik (MECHANICS OF MATERIALS)*.
- Pratamansyah, S. R. (2024). *Transformasi Digital dan Pertumbuhan UMKM : Analisis Dampak Teknologi pada Kinerja Usaha Kecil dan Menengah di Indonesia*. 2(2), 1–17.
- Reetz. (2016). *Fertilizers and their Efficient Use* (Vol. 32, Issue 3).
- Rohman, R., T, F. H. S., Teknik, J., Kapal, P., Perkapalan, P., & Surabaya, N. (2025). *Ukuran Masthead Pada Kapal SPOB 1500-KL*.
- Sularso . (2004). Blade for Kaplan. *Paper Knowledge . Toward a Media History of Documents*, 200.
- Ulrich, K. T., & Eppinger, S. D. (2016). *Product Design and Development Sixth Edition*.
- Veritas, D. N. (2008). *Structural Analysis of Piping System October 2008*.

Wawancara Konsep Kebutuhan
Perancangan Struktur Rotary Drum Mixer pada Proses Percampuran Pupuk
Di PT.ANEKA JASA GRHADIKA

No.	Pertanyaan	Respon
1.	Apa Saja Spesifikasi Formula Pupuk NPK 15-15-15?	Formulasi pupuk NPK 15-15-15 terdiri atas urea (28,50%), rock phosphate (23,50%), KCl (24,50%), DAP (2,80%), MAP (10,00%), clay (5,00%), dan dolomit (5,00%) dengan total bahan 5.000 kg. Pada proses pencampuran, material yang diolah di dalam rotary drum mixer sebesar 22,3% dari volume total drum.
2.	Berapa ukuran dan Spesifikasi Mesin Rotary Drum ?	Rotary drum mixer berjalan secara kontinue . Mesin memiliki kapasitas 10 ton/jam, diameter drum 1,3 m, panjang 4 m, kemiringan 5°, menggunakan motor listrik 10 kW, serta rangka berbahan SS400/ASTM A36 untuk mengolah pupuk NPK, organik, dan kompos.
3.	Apa saja layout jalur proses pembuatan pupuk ?	Proses pencampuran pupuk NPK 15-15-15 dari Raw material-Weiging-Mixer-Granulator-Dryer-Coller-Bagging
4.	Menurut anda ,faktor-faktor apa saja yang harus di pertimbangkan dalam perancangan rotary drum mixer pada proses pencampuran pupuk?	Aspek kebutuhan perancangan difokuskan pada kemudahan perawatan (35%), kemudahan proses manufaktur (35%), serta efisiensi biaya (30%) agar menghasilkan mesin yang andal, mudah diproduksi, dan ekonomis.

Gresik, 8 Juli 2026


 (.....) Amk.S.

Wedge belt pulleys

SPZ taper bushed

▶ Belts
 ▶ Chains
 ▶ Couplings
 ▶ Bushings and Hubs
 ▶ Sprockets
 ▶ Pulleys
 ▶ Smart tools

1 Groove SPZ

Pitch Diameter	OD	Pulley Type	Bush No.	Bore	F	G	K	L	M	H	Weight*	Designation
				Min. Max.							kg	
50	54	9	1008	9 25 37	28	15	22	-	-	0.3		PHP 1SP250TB
56	60	9	1008	9 25 37	23	15	22	-	-	0.5		PHP 1SP256TB
60	64	9	1008	9 25 22	-	-	22	-	-	0.3		PHP 1SP260TB
63	67	1	1108	9 28 16	-	-	22	6	62	0.3		PHP 1SP263TB
67	71	1	1108	9 28 16	-	-	22	6	62	0.3		PHP 1SP267TB
71	75	1	1108	9 28 16	-	-	22	6	62	0.4		PHP 1SP271TB
75	79	1	1108	9 28 16	-	-	22	6	62	0.4		PHP 1SP275TB
80	84	1	1210	11 32 16	-	-	25	9	75	0.5		PHP 1SP280TB
85	89	1	1210	11 32 16	-	-	25	9	75	0.7		PHP 1SP285TB
90	94	1	1210	11 32 16	-	-	25	9	75	0.7		PHP 1SP290TB
95	99	1	1210	11 32 16	-	-	25	9	75	0.8		PHP 1SP295TB
100	104	1	1210	11 32 16	-	-	25	9	75	0.9		PHP 1SP2100TB
106	110	1	1610	14 42 16	-	-	25	9	80	1.0		PHP 1SP2106TB
112	116	1	1610	14 42 16	-	-	25	9	80	1.1		PHP 1SP2112TB
118	122	1	1610	14 42 16	-	-	25	9	80	1.2		PHP 1SP2118TB
125	129	1	1610	14 42 16	-	-	25	9	80	1.3		PHP 1SP2125TB
132	136	1	1610	14 42 16	-	-	25	9	80	1.5		PHP 1SP2132TB
140	144	1	1610	14 42 16	-	-	25	9	80	1.7		PHP 1SP2140TB
150	154	1	1610	14 42 16	-	-	25	9	80	2.0		PHP 1SP2150TB
160	164	1	1610	14 42 16	-	-	25	9	80	2.2		PHP 1SP2160TB
170	174	1	1610	14 42 16	-	-	25	9	80	2.4		PHP 1SP2170TB
180	184	1	1610	14 42 16	-	-	25	9	80	2.1		PHP 1SP2180TB
190	194	8	1610	14 42 16	161	-	25	9	80	2.7		PHP 1SP2190TB
200	204	8	2012	14 50 16	172	-	32	16	100	3.4		PHP 1SP2200TB
224	228	8	2012	14 50 16	196	-	32	16	100	3.6		PHP 1SP2224TB
250	254	4	2012	14 50 16	222	8	32	8	100	4.6		PHP 1SP2250TB
280	284	4	2012	14 50 16	252	8	32	8	100	5.5		PHP 1SP2280TB
315	319	4	2012	14 50 16	287	8	32	8	100	6.7		PHP 1SP2315TB
355	359	4	2012	14 50 16	326	8	32	8	112	6.8		PHP 1SP2355TB
400	404	4	2012	14 50 16	371	8	32	8	112	6.9		PHP 1SP2400TB
450	454	4	2517	16 60 16	421	14.5	45	14.5	120	7.2		PHP 1SP2450TB

2 Groove SPZ

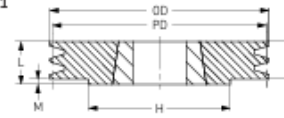
Pitch Diameter	OD	Pulley Type	Bush No.	Bore	F	G	K	L	M	H	Weight*	Designation
				Min. Max.							kg	
50	54	9	1008	9 25 49	28	27	22	-	-	0.4		PHP 2SP250TB
56	60	9	1108	9 28 49	35	27	22	-	-	0.5		PHP 2SP256TB
60	64	9	1108	9 28 49	36	27	22	-	-	0.7		PHP 2SP260TB
63	67	6	1108	9 28 28	40	6	22	-	-	0.3		PHP 2SP263TB
67	71	6	1108	9 28 28	42	6	22	-	-	0.4		PHP 2SP267TB
71	75	6	1108	9 28 28	42	6	22	-	-	0.5		PHP 2SP271TB
75	79	6	1210	11 32 28	51	3	25	-	-	0.5		PHP 2SP275TB
80	84	6	1210	11 32 28	51	3	25	-	-	0.6		PHP 2SP280TB
85	89	6	1610	14 42 28	60	3	25	-	-	0.6		PHP 2SP285TB
90	94	6	1610	14 42 28	61	3	25	-	-	0.7		PHP 2SP290TB
95	99	6	1610	14 42 28	66	3	25	-	-	0.8		PHP 2SP295TB
100	104	6	1610	14 42 28	71	3	25	-	-	0.9		PHP 2SP2100TB
106	110	6	1610	14 42 28	76	3	25	-	-	1.1		PHP 2SP2106TB
112	116	6	1610	14 42 28	84	3	25	-	-	1.3		PHP 2SP2112TB
118	122	6	1610	14 42 28	90	3	25	-	-	1.5		PHP 2SP2118TB
125	129	6	1610	14 42 28	97	3	25	-	-	1.7		PHP 2SP2125TB
132	136	6	1610	14 42 28	104	3	25	-	-	2.0		PHP 2SP2132TB
140	144	6	1610	14 42 28	112	3	25	-	-	2.4		PHP 2SP2140TB
150	154	1	2012	14 50 28	-	-	32	4	100	2.6		PHP 2SP2150TB
160	164	1	2012	14 50 28	-	-	32	4	100	3.1		PHP 2SP2160TB
170	174	1	2012	14 50 28	-	-	32	4	100	2.8		PHP 2SP2170TB
180	184	8	2012	14 50 28	152	-	32	4	100	2.9		PHP 2SP2180TB
190	194	8	2012	14 50 28	161	-	32	4	100	3.1		PHP 2SP2190TB
200	204	8	2012	14 50 28	171	-	32	4	100	3.4		PHP 2SP2200TB
224	228	8	2012	14 50 28	196	-	32	4	100	4.5		PHP 2SP2224TB
250	254	4	2012	14 50 28	222	2	32	2	100	5.4		PHP 2SP2250TB
280	284	4	2012	14 50 28	252	2	32	2	100	6.2		PHP 2SP2280TB
315	319	4	2012	14 50 28	286	2	32	2	100	7.2		PHP 2SP2315TB
355	359	4	2012	14 50 28	326	2	32	2	112	8.6		PHP 2SP2355TB
400	404	4	2517	16 60 28	371	8.5	45	8.5	120	9.9		PHP 2SP2400TB
450	454	4	2517	16 60 28	421	8.5	45	8.5	120	11.2		PHP 2SP2450TB

Dimensions in mm unless otherwise stated

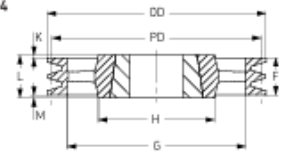
* Weights do not include bushings

Non-functional dimensions may vary slightly

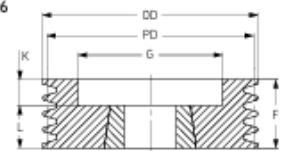
Type 1



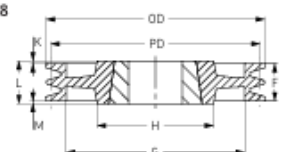
Type 4



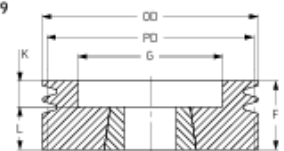
Type 6

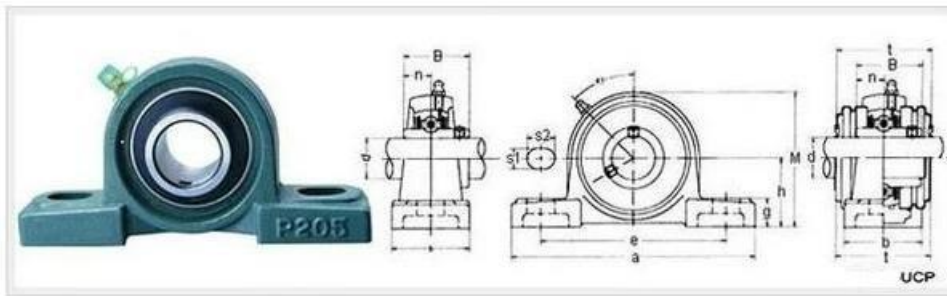


Type 8

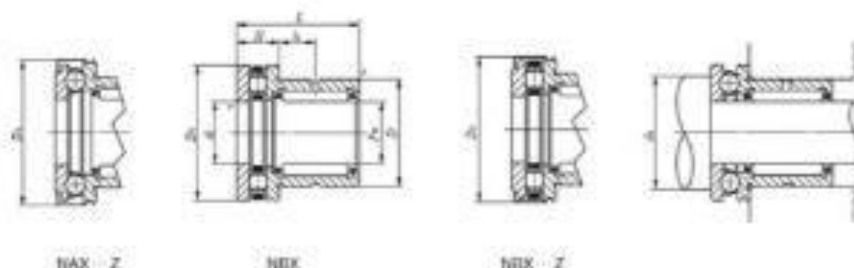


Type 9





Unit No.	Dimensions mm												Bolt Size mm	Bearing No.	Housing No.	Weight (kg)
	d	h	a	e	b	s1	s2	g	w	t	B	n				
UCP204	20	33.3	127	95	38	13	19	15	71	48	34.1	14.3	M10	UC204	P204	0.66
UCP205	25	36.5	140	105	38	13	19	15	71	48	34.1	14.3	M10	UC205	P205	0.81
UCP206	30	42.9	165	121	48	17	20	17	84	53	38.1	15.9	M14	UC206	P206	1.24
UCP207	35	47.6	167	127	48	17	20	18	93	59.5	42.9	17.5	M14	UC207	P207	1.58
UCP208	40	49.2	184	137	54	17	20	18	100	69	49.2	19	M14	UC208	P208	1.89
UCP209	45	54.0	190	146	54	17	20	20	106	69	49.2	19	M14	UC209	P209	2.14
UCP210	50	57.2	200	159	60	20	23	21	113	74.5	51.6	19	M16	UC210	P210	2.66
UCP211	55	63.5	219	171	60	20	23	23	125	76	55.6	22.2	M16	UC211	P211	3.31
UCP212	60	69.8	241	184	70	20	23	25	138	89	65.1	25.4	M16	UC212	P212	4.90
UCP213	65	76.2	265	203	70	25	28	27	150	89	65.1	25.4	M20	UC213	P213	5.15
UCP214	70	79.4	266	210	72	25	28	27	156		74.6	30.2	M20	UC214	P214	6.20
UCP215	75	82.6	275	217	74	25	28	28	162		77.8	33.3	M20	UC215	P215	7.16
UCP216	80	88.9	292	232	78	25	28	30	174		82.6	33.3	M20	UC216	P216	8.10
UCP217	85	95.2	310	247	83	25	28	32	185		85.7	34.1	M20	UC217	P217	9.81
UCP218	90	101.6	327	262	88	27	30	33	198		96	39.7	M22	UC218	P218	11.96



Boundary dimensions mm										Bore diameter d_2 Min. mm	Basic dynamic load rating C		Basic static load rating C_0		Allowable rotational speed ⁽²⁾ min ⁻¹
F_w	D	D_1	D_2	L	H	l_1	$r_{1, min}$	$r_{2, min}$	Radial N		Axial N	Radial N	Axial N		
10	19	24	25	23	9	6.5	0.3	10	18	8 230	10 000	9 190	11 100	9 500	
12	21	26	27	23	9	6.5	0.3	12	20	8 250	9 670	11 200	11 100	9 000	
15	24	28	29	23	9	6.5	0.3	15	23	12 300	9 930	14 900	12 200	8 500	
15	24	28	29	23	9	6.5	0.3	15	28	12 300	10 200	14 900	23 900	14 000	
17	26	30	31	25	9	8	0.3	17	25	12 900	10 800	16 300	14 500	8 500	
17	26	30	31	25	9	8	0.3	17	28	12 900	11 400	16 300	28 600	13 000	
20	30	35	36	30	10	10.5	0.3	20	29	17 600	14 200	25 400	19 700	7 500	
20	30	35	36	30	10	10.5	0.3	20	33	17 600	19 000	25 400	48 700	11 000	
25	37	42	43	30	11	9.5	0.6	25	35	20 000	19 600	32 100	29 700	7 000	
25	37	42	43	30	11	9.5	0.6	25	40	20 000	22 700	32 100	60 700	9 000	
30	42	47	48	30	11	9.5	0.6	30	40	25 100	20 400	40 100	33 600	6 500	
30	42	47	48	30	11	9.5	0.6	30	45	25 100	27 400	40 100	81 000	8 000	
35	47	52	53	30	12	9	0.6	35	45	26 900	21 200	46 200	37 600	6 000	
35	47	52	53	30	12	9	0.6	35	50	26 900	29 100	46 200	91 100	7 000	
40	52	60	61	32	13	10	0.6	40	52	29 400	26 900	54 100	50 000	5 500	
40	52	60	61	32	13	10	0.6	40	57	29 400	41 700	54 100	133 000	6 000	
45	58	65	66.5	32	14	9	0.6	45	57	31 000	27 900	60 200	55 100	5 000	
45	58	65	66.5	32	14	9	0.6	45	62	31 000	40 800	60 200	133 000	5 500	
50	62	70	71.5	35	14	10	0.6	50	62	42 200	28 800	83 400	60 100	4 500	
50	62	70	71.5	35	14	10	0.6	50	67	42 200	43 300	83 400	148 000	5 000	
60	72	85	86.5	40	17	12	1	60	75	47 500	41 400	103 000	89 700	4 000	
60	72	85	86.5	40	17	12	1	60	82	47 500	64 600	103 000	224 000	4 000	
70	85	95	96.5	40	18	11	1	70	85	55 500	43 100	120 000	101 000	3 500	



PT SAHABAT ANA GRUP

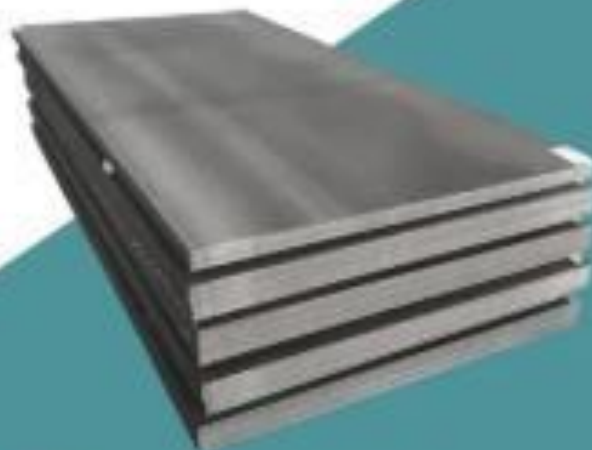


Plat Hitam 10 MM

Harga : Rp. 3.229.000

SKU : plathi032

Size : 1.2M x 2.4M



0811-3666-411

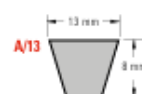
JUALBESI.COM

PROFILE A/13

REFERENCE NUMBER*	DATUM LENGTH	INSIDE LENGTH
	Ld	Li
TL-A16	437	407
TL-A18	487	457
TL-A19	510	480
TL-A20	538	508
TL-A21	565	535
TL-A22	590	560
TL-A23	605	575
TL-A23 1/2	630	600
TL-A24	640	610
TL-A25	660	630
TL-A26	680	650
TL-A26 1/2	700	670
TL-A27	716	686
TL-A27 1/2	730	700
TL-A28	740	710
TL-A29	760	730
TL-A29 1/2	780	750
TL-A30	797	767
TL-A31	805	775
TL-A31 1/2	830	800
TL-A32	843	813
TL-A32 1/2	855	825
TL-A33	871	841
TL-A34	880	850
TL-A34 1/2	905	875
TL-A35	919	889
TL-A35 1/2	930	900
TL-A36	944	914
TL-A37	955	925
TL-A37 1/2	980	950
TL-A38	995	965
TL-A38 1/2	1005	975
TL-A39	1030	1000
TL-A40	1046	1016
TL-A40 1/2	1060	1030
TL-A41	1071	1041
TL-A41 1/2	1080	1050
TL-A42	1090	1060
TL-A42 1/2	1105	1075
TL-A43	1130	1100
TL-A43 1/2	1135	1105
TL-A44	1150	1120
TL-A45	1173	1143
TL-A45 1/2	1180	1150
TL-A46	1198	1168
TL-A46 1/2	1210	1180
TL-A47	1230	1200
TL-A47 1/2	1245	1215
TL-A48	1250	1220
TL-A48 1/2	1255	1225
TL-A49	1280	1250
TL-A50	1300	1270
TL-A51	1330	1300
TL-A52	1350	1320

REFERENCE NUMBER*	DATUM LENGTH	INSIDE LENGTH
	Ld	Li
TL-A53	1380	1350
TL-A54	1405	1375
TL-A55	1430	1400
TL-A56	1452	1422
TL-A57	1480	1450
TL-A58	1505	1475
TL-A59	1530	1500
TL-A60	1555	1525
TL-A61	1580	1550
TL-A62	1605	1575
TL-A63	1630	1600
TL-A64	1655	1625
TL-A65	1680	1650
TL-A66	1708	1678
TL-A67	1730	1700
TL-A68	1755	1725
TL-A69	1780	1750
TL-A70	1805	1775
TL-A71	1830	1800
TL-A72	1855	1825
TL-A73	1884	1854
TL-A74	1910	1880
TL-A75	1930	1900
TL-A76	1960	1930
TL-A77	1988	1958
TL-A78	2010	1980
TL-A79	2030	2000
TL-A80	2062	2032
TL-A81	2090	2060
TL-A82	2113	2083
TL-A83	2130	2100
TL-A83 1/2	2150	2120
TL-A84	2164	2134
TL-A84 1/2	2180	2150
TL-A85	2190	2160
TL-A86 1/2	2230	2200
TL-A87	2240	2210
TL-A88	2270	2240
TL-A89	2291	2261
TL-A90	2316	2286
TL-A91	2341	2311
TL-A92	2367	2337
TL-A93	2390	2360
TL-A94	2418	2388
TL-A95	2443	2413
TL-A96	2468	2438
TL-A97	2494	2464
TL-A98	2530	2500
TL-A100	2570	2540
TL-A102	2621	2591
TL-A104	2680	2650
TL-A105	2697	2667
TL-A107	2755	2725
TL-A108	2773	2743

REFERENCE NUMBER*	DATUM LENGTH	INSIDE LENGTH
	Ld	Li
TL-A110	2830	2800
TL-A112	2875	2845
TL-A114	2908	2896
TL-A116	2976	2946
TL-A118	3030	3000
TL-A120	3078	3048
TL-A124	3180	3150
TL-A128	3280	3250
TL-A132	3380	3350
TL-A136	3484	3454
TL-A140	3580	3550
TL-A144	3688	3658
TL-A148	3780	3750
TL-A158	4030	4000
TL-A167	4280	4250
TL-A187	4780	4750
TL-A197	5030	5000



* All measures in mm.

BIODATA PENULIS



Nama : Alto Yulio Saxonadi
Tempat Tanggal Lahir : Gresik, 4 Juli 2003
Alamat : Jl. Besuki No. 16 GKB Gresik
Program Studi : D4 – Teknik Desain dan Manufaktur
Email : Saxonadialto@gmail.com

Riwayat Pendidikan :

1. Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya (2022 - 2026)
2. SMA Negeri 1 Manyar Gresik (2019 - 2022)
3. SMP YIMI “FDS” Gresik (2017 - 2019)
4. SD YIMI “FDS” Gresik (2010 - 2016)

Pengalaman Magang :

1. PT. Aweco Indosteel Perkasa (21 Juli 2025 – 30 September 2025)
2. PT. Aneka Jasa Grhadika (13 Oktober 2025 – 12 Januari 2026)

Pengalaman Organisasi :

1. Staf Ahli Dept. Kepemudaan Kreatif (20 – 20)
Himpunan Mahasiswa Teknik Desain
dan Manufaktur
2. Staf Magang Dept. Kepemudaan Kreat (20 – 20)
Himpunan Mahasiswa Teknik Desain
dan Manufaktur