

PROYEK AKHIR

RANCANG BANGUN MESIN PENCETAK PELET IKAN GURAME DENGAN SISTEM DIE MODULAR UNTUK VARIASI UKURAN DIAMETER PAKAN

Rio Kusuma Dinata

NRP. 2038221006

Dosen Pembimbing

Ir. Suhariyanto, M.T.

NIP 196204241989031005

Teknologi Rekayasa Manufaktur

Departemen Teknik Mesin Industri

Fakultas Vokasi

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2026



PROYEK AKHIR

**RANCANG BANGUN MESIN PENCETAK PELET IKAN
GURAME DENGAN SISTEM DIE MODULAR UNTUK VARIASI
UKURAN DIAMETER PAKAN**

Rio Kusuma Dinata

NRP. 2038221006

Dosen Pembimbing

Ir. Suhariyanto, M.T.

NIP 196204241989031005

Teknologi Rekayasa Manufaktur

Departemen Teknik Mesin Industri

Fakultas Vokasi

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2026



FINAL PROJECT

**DESIGN AND CONSTRUCTION OF A GOURAMI FISH PELLET
MACHINE WITH A MODULAR DIE SYSTEM FOR VARIOUS
FEED DIAMETER SIZES**

Rio Kusuma Dinata

NRP. 2038221006

Supervisor

Ir. Suhariyanto, M.T.

NIP. 196204241989031005

Manufacturing Engineering Technology Study Program

Department of Industrial Mechanical Engineering

Vocational Faculty

Sepuluh Nopember Institute of Technology

Surabaya

Year 2026

LEMBAR PENGESAHAN

LEMBAR PENGESAHAN

RANCANG BANGUN MESIN PENCETAK PELET IKAN GURAME DENGAN SISTEM DIE MODULAR UNTUK VARIASI UKURAN DIAMETER PAKAN

PROYEK AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Sarjana Terapan pada
Program Studi Diploma 4 Teknologi Rekayasa Manufaktur
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh: **Rio Kusuma Dinata**
NRP. 2038221006

Disetujui oleh Tim Penguji Proyek Akhir:

1. Ir. Suhariyanto, M.T.

Pembimbing 1

(.....)

2. Ir. Budi Luwar Sanyoto, M.T.

Penguji 1

(.....)

3. Rivai Wardhani, S.T., M.Sc.

Penguji 2

(.....)

4. Laksita Aji Safitri, S.T., M.T.

Penguji 3

(.....)

SURABAYA
Juli, 2026

Halaman ini sengaja dikosongkan

APROVAL SHEET

LEMBAR PENGESAHAN

RANCANG BANGUN MESIN PENCETAK PELET IKAN GURAME DENGAN SISTEM DIE MODULAR UNTUK VARIASI UKURAN DIAMETER PAKAN

PROYEK AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Sarjana Terapan pada
Program Studi Diploma 4 Teknologi Rekayasa Manufaktur
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh: **Rio Kusuma Dinata**
NRP. 2038221006

Disetujui oleh Tim Penguji Proyek Akhir:

1. Ir. Suhariyanto, M.T.

Pembimbing 1

(.....)

2. Ir. Budi Luwar Sanyoto, M.T.

Penguji 1

(.....)

3. Rivai Wardhani, S.T., M.Sc.

Penguji 2

(.....)

4. Laksita Aji Safitri, S.T., M.T.

Penguji 3

(.....)

SURABAYA
Juli, 2026

Halaman ini sengaja dikosongkan

PERNYATAAN ORISINALITAS

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Rio Kusuma Dinata / 2038221006
Program studi : Teknologi Rekayasa Manufaktur
Dosen Pembimbing / NIP : Ir. Suhariyanto, M.T. / 196204241989031005

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul "Rancang Bangun Mesin Pencetak Pelet Ikan Gurame dengan Sistem Die Modular untuk Variasi Ukuran Diameter Pakan" adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 7 Juli 2026

Mengetahui
Dosen Pembimbing



Ir. Suhariyanto, M.T.
NIP. 196204241989031005

Mahasiswa



Rio Kusuma Dinata
NRP. 2038221006

Halaman ini sengaja dikosongkan

STATEMENT OF ORIGINALITY

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name / NRP : Rio Kusuma Dinata / 2038221006
Study Program : Teknologi Rekayasa Manufaktur
Advisor / NIP : Ir. Suhariyanto, M.T. / 196204241989031005

Hereby declares that the Final Project (Tugas Akhir) entitled "Design and Fabrication of a Modular Die Fish Pellet Extruder Machine for Feed Diameter Variation" is my own original work, and has been written in accordance with the principles of scientific writing.

Should any discrepancy with this statement be found in the future, I am willing to accept sanctions in accordance with the regulations applicable at Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

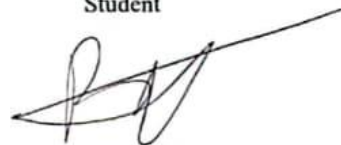
Surabaya, 7 Juli 2026

Acknowledged by,
Advisor



Ir. Suhariyanto, M.T.
NIP. 196204241989031005

Student



Rio Kusuma Dinata
NRP. 2038221006

Halaman ini sengaja dikosongkan

ABSTRAK

Rancang Bangun Mesin Pencetak Pelet Ikan Gurame dengan Sistem Die Modular untuk Variasi Ukuran Diameter Pakan

Nama Mahasiswa / NRP : Rio Kusuma Dinata / 2038221006
Departemen : Departemen Teknik Mesin Industri - ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Suhariyanto, M.T.

ABSTRAK

Pakan merupakan komponen biaya terbesar dalam budidaya ikan gurame (*Osphronemus goramy*), sehingga produksi pakan mandiri menjadi solusi untuk menekan biaya operasional. Tantangan utama adalah kebutuhan ukuran pelet yang berbeda di setiap fase pertumbuhan ikan, yaitu fase benih, remaja, dan dewasa, sebagaimana diidentifikasi melalui wawancara langsung dengan mitra Bapak Sumitro di Desa Gendingan yang sebelumnya membuat pelet secara manual dengan hasil yang tidak seragam. Penelitian ini bertujuan merancang dan membangun mesin pencetak pelet dengan sistem die modular yang mampu memproduksi tiga variasi ukuran diameter pelet fase benih ($1 \leq D < 2$ mm), remaja ($2 \leq D < 3$ mm), dan dewasa ($3 \leq D \leq 4$ mm) dalam satu unit mesin. Metode pelaksanaan meliputi perancangan desain menggunakan SolidWorks, perhitungan elemen mesin secara teoritis, fabrikasi komponen, serta pengujian fungsional dan keseragaman produk. Hasil penelitian menunjukkan mesin mampu beroperasi dengan kapasitas rata-rata 27,02 kg/jam ($\varnothing 2$ mm = 20,08 kg/jam; $\varnothing 3$ mm = 25,50 kg/jam; $\varnothing 4$ mm = 35,40 kg/jam), melampaui target perancangan 18 kg/jam dan memenuhi kebutuhan minimal mitra 15 kg/jam. Uji keseragaman diameter pelet menghasilkan rata-rata 1,9 mm, 2,9 mm, dan 3,9 mm untuk masing-masing variasi die, seluruhnya masuk dalam rentang target. Penggantian die modular dapat dilakukan dalam waktu rata-rata 30–45 detik tanpa membongkar barrel. Poros utama SS 304 berdiameter 28 mm dinyatakan aman dengan tegangan geser aktual 35,33 MPa di bawah tegangan izin 79,49 MPa (SF = 2,25). Total biaya produksi satu unit mesin sebesar Rp 4.410.000,00, lebih kompetitif dibandingkan mesin komersial sejenis yang berkisar Rp 5.500.000 - Rp 7.500.000.

Kata Kunci : *Screw Extruder, Die Modular, Ikan Gurame, Rancang Bangun, Circular Economy*

Halaman ini sengaja dikosongkan

ABSTRACT

Rancang Bangun Mesin Pencetak Pelet Ikan Gurame dengan Sistem Die Modular untuk Variasi Ukuran Diameter Pakan

Nama Mahasiswa / NRP : Rio Kusuma Dinata / 2038221006
Departemen : Departemen Teknik Mesin Industri - ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Suhariyanto, M.T.

ABSTRACT

Feed represents the largest cost component in gouramy (*Osphronemus goramy*) aquaculture, making independent feed production a key solution for reducing operational costs. The primary challenge lies in producing pellets of varying sizes to accommodate each fish growth phase seed, juvenile, and adult as identified through direct interviews with partner Mr. Sumitro in Gendingan Village, who previously produced pellets manually with inconsistent results. This research aims to design and build a fish feed pellet machine with a modular die system capable of producing three pellet diameter variations seed phase ($1 \leq D < 2$ mm), juvenile ($2 \leq D < 3$ mm), and adult phase ($3 \leq D \leq 4$ mm) within a single unit. The methodology includes design development using SolidWorks CAD software, theoretical machine element calculations, component fabrication, and functional and uniformity testing. Results show the machine operates at an average capacity of 27.02 kg/hour ($\varnothing 2\text{mm} = 20.08$ kg/hour; $\varnothing 3\text{mm} = 25.50$ kg/hour; $\varnothing 4\text{mm} = 35.40$ kg/hour), exceeding the design target of 18 kg/hour and meeting the partner's minimum requirement of 15 kg/hour. Pellet diameter uniformity tests yielded averages of 1.9 mm, 2.9 mm, and 3.9 mm for each die variant, all within target ranges. Die replacement was completed in an average of 30–45 seconds without disassembling the barrel. The main shaft of SS 304 with 28 mm diameter was verified safe with an actual shear stress of 35.33 MPa below the allowable stress of 79.49 MPa ($SF = 2.25$). Total production cost per unit is Rp 4,410,000, more competitive than comparable commercial machines priced at Rp 5,500,000 - Rp 7,500,000.

Keyword : *Screw Extruder, Modular Die, Gourami Fish, Design and Contruction, Economy Circular*

Halaman ini sengaja dikosongkan

KATA PENGANTAR

Segala puji syukur penulis panjatkan kepada Tuhan yang Maha Esa karena telah memberkati penelitian ini sehingga penulis dengan segala keterbatasannya dapat menyelesaikan Proyek Akhir ini dengan baik. Dalam terselesaikannya proyek akhir ini, penulis ingin menyampaikan terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu secara moral maupun materi, yakni:

1. Bapak Ir. Suhariyanto M.T. selaku dosen pembimbing atas bimbingan yang telah diberikan kepada penulis sehingga penulis dapat menyelesaikan Proyek Akhir dengan baik
2. Ibu Dr. Atria Pradityana, S.T., M.T. selaku Kepala Departemen Teknik Mesin Industri dan Dosen wali saya yang telah memberikan arahan selama perkuliahan
3. Kedua orang tua penulis, yang telah memberikan doa, dukungan, dan motivasi kepada penulis untuk penyelesaian proyek akhir ini
4. Rekan – rekan Warga DEMITS, HMDM ITS, Angkatan 2022 yang telah memberikan support tanpa henti dalam berbagai proses perkuliahan
5. Kepada seseorang yang telah memberikan pelajaran hidup, dan arahan jalan yang baik bagi penulis

Serta pihak-pihak lain yang tidak dapat disebutkan satu – persatu. Semoga laporan tugas akhir ini dapat dipergunakan dengan sebaik – baiknya

Surabaya 2026

Penulis

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
APPROVAL SHEET	iii
PERNYATAAN ORISINALITAS	v
STATEMENT OF ORIGINALITY	vii
ABSTRAK.....	ix
ABSTRACT	xi
KATA PENGANTAR	xiii
DAFTAR ISI	xv
DAFTAR GAMBAR	xix
DAFTAR TABEL	xxi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI.....	5
2.1 Penelitian Terdahulu	5
2.2 Dasar Teori.....	7
2.2.1 Ikan Gurame (<i>Osphronemus Goramy</i>)	7
2.2.2 Pelet	7
2.2.3 Mesin Pelet dan Proses Ekstrusi.....	10
2.2.4 Mesin Ekstruder	10
2.2.5 Daya dan Torsi	12
2.2.6 Pulley V-Belt	13
2.2.7 <i>Shaft</i> dan Poros.....	17
2.2.8 Pasak.....	27
2.2.9 Pillow Block	29
2.2.10 Screw	36
BAB III METODE PENELITIAN.....	43
3.1 Diagram Alur Penelitian	43
3.1.1 Observasi Lapangan dan Studi Literatur	44
3.1.2 Identifikasi Masalah.....	45
3.2 Spesifikasi Ukuran Pelet yang Dihasilkan.....	45
3.2.1 Ukuran Pelet	45

3.2.2 Formulasi Bahan Baku Pakan	46
3.3 Rancangan Mesin Pencetak Pelet.....	46
3.3.1 Mekanisme Kerja	48
3.3.2 Analisis Gaya dan Diagram Benda Bebas Poros Utama	49
3.4 Alat & Bahan.....	50
3.5 Rencana Pengujian	51
3.5.1 Uji Fungsional.....	51
3.5.2 Uji Keseragaman Pelet & Uji Kapasitas	51
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	53
4.1 Hasil Observasi	53
4.2 Pemilihan Diameter dan Geometri Screw	53
4.2.1 Diameter Lingkar Ulir (D) dan Diameter Poros Screw (Dp)	54
4.2.2 Pitch Ulir (S) Dan Panjang Efektif Screw (Ls).....	54
4.3 Perhitungan Putaran Screw Berdasarkan Kapasitas Target	55
4.3.1 Volume Adonan per Putaran (Vr).....	55
4.3.2 Putaran Screw Teoritis Berdasarkan Q Target	56
4.4 Pemilihan Rasio Gearbox dan Perhitungan putaran out-putnya	56
4.4.1 Rasio Gearbox Ideal.....	56
4.4.2 Putaran Output Gearbox (n_2).....	57
4.5 Perhitungan Daya Screw Untuk Proses Ekstrusi	57
4.5.1 Daya Screw (N_s).....	58
4.5.2 Daya Ekstrusi dari Gaya Longitudinal	58
4.6 Pemilihan Motor Listrik	59
4.6.1 Daya Motor Minimum	59
4.6.2 Pemilihan Motor Standar Pasaran.....	60
4.6.3 Daya Aktual yang Sampai ke Screw (Verifikasi)	60
4.6.4 Torsi Motor dan Torsi Screw	60
4.6.5 Gaya Longitudinal Maksimum pada Screw	61
4.7 Perencanaan Pulley dan V-Belt	62
4.7.1 Daya Rencana (P_d)	62
4.7.2 Pemilihan Tipe Belt.....	62
4.7.3 Kecepatan Keliling Belt	63
4.7.4 Jarak Sumbu Poros Pulley	64
4.7.5 Panjang Belt (L)	64
4.7.6 Pengecekan Jarak Sumbu Poros.....	64
4.7.7 Gaya Efektif Belt	65

4.8 Perencanaan Poros Utama	66
4.8.1 Momen Puntir Poros	66
4.8.2 Free Body Diagram	67
4.8.3 Reaksi pada Tumpuan dan Berat Poros	69
4.8.4 Momen Bending Maksimum	70
4.8.5 Tegangan Geser Izin Material Poros.....	70
4.8.6 Diameter Minimum Poros	70
4.8.7 Verifikasi Tegangan Geser Pada Poros Actual	71
4.9 Perencanaan Bantalan (Bearing)	72
4.9.1 Gaya Radial pada Bantalan	73
4.9.2 Beban Ekvivalen Bantalan	73
4.9.3 Pemilihan Bantalan Standar	73
4.9.4 Umur Bantalan	74
4.10 Perencanaan Pasak	74
4.10.1 Gaya Tangensial pada Pasak	75
4.10.2 Tegangan Geser Izin Pasak	75
4.10.3 Panjang Minimum Pasak	75
4.11 Perencanaan Sistem Die Modular	76
4.11.1 Variasi Ukuran Die	76
4.11.2 Mekanisme Quick Change Die.....	77
4.12 Spesifikasi Mesin Hasil Perancangan	78
4.12.1 SOP Penggunaan Mesin.....	80
4.13 Hasil Pengujian Mesin.....	80
4.13.1 Pengujian Tanpa Beban.....	80
4.13.2 Pengujian dengan Beban	81
4.13.3 Uji Keseragaman Diameter Pelet.....	85
4.14 Analisis Biaya Produksi Mesin	87
4.14.1 Biaya Komponen Utama.....	87
4.14.2 Biaya Rangka dan Komponen Fabrikasi	88
4.14.3 Total Biaya Produksi	88
4.14.4 Analisis Thermel Motor	89
4.15 Perbandingan dengan Penelitian Sebelumnya.....	89
4.16 Pembahasan.....	90
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	93
5.1 Kesimpulan.....	93
5.2 Saran	93

DAFTAR PUSTAKA	95
LAMPIRAN	97
BIODATA PENULIS	107

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Ikan Gurame (<i>Osphronemus Goramy</i>).....	7
Gambar 2. 2 Pelet.....	8
Gambar 2. 3 Pembuat Pelet Manual	9
Gambar 2. 4 Mesin Pembuat Pelet Tenaga Listrik	9
Gambar 2. 5 Komponen Extruder	10
Gambar 2. 6 Komponen Mesin Extruder	11
Gambar 2. 9 Pulley dan Belt	13
Gambar 2. 10 Snub Pulley take up, bend dan drive pulley	14
Gambar 2. 11 Snub Pulley take up, bend dan drive pulley	14
Gambar 2. 12 Snub Pulley take up, bend dan drive pulley	14
Gambar 2. 13 Gaya pada Belt	15
Gambar 2. 14 Poros Bertingkat.....	18
Gambar 2. 15 Poros Transmisi.....	18
Gambar 2. 16 Poros : Spindle, gamdar dan luwes	19
Gambar 2. 17 Line Shaft.....	19
Gambar 2. 18 Line Shaft dan sistem Transmisi Belt	20
Gambar 2. 19 Line Shaft pada Mobil Listrik Nogogeni	20
Gambar 2. 20 Defleksi Putaran θ	26
Gambar 2. 21 Pasak dan Poros _	28
Gambar 2. 22 Pillow Block.....	30
Gambar 2. 23 Bantalan bola radial alur dalam baris tunggal.....	30
Gambar 2. 24 Komponen Screw	36
Gambar 2. 25 Poros Screw.....	38
Gambar 2. 26 Jenis – Jenis Screw	38
Gambar 2. 27 Poros Berlubang Screw Conveyor	39
Gambar 4. 3 Skema Sistem Transmisi Daya Motor ke Screw	59
Gambar 4. 4 Pemilihan Tipe Belt	63
Gambar 4. 5 Skema Sistem Transmisi Belt dan Pulley	63
Gambar 4. 6 Diagram Benda Bebas.....	67
Gambar 4. 7 3D Desain Variasi Ukuran Dies	76
Gambar 4. 8 Hasil Manufaktur Dies	77
Gambar 4. 9 3D Desain Screw Cap	77
Gambar 4. 10 Hasil Manufaktur Screw Cap	78
Gambar 4. 11 Proses Pelepasan dan Pemasangan Dies Modular	78
Gambar 4. 12 Dokumentasi Pengujian Tanpa Beban	80
Gambar 4. 13 Dokumentasi Pelaksanaan Pengujian.....	83
Gambar 4. 14 Dokumentasi Output Pelet Dari Mesin	84
Gambar 4. 15 Dokumentasi Hasil Pelet	84
Gambar 4. 16 Grafik Rata – Rata Ukuran Pelet Berdasarkan Variasi Ukuran Dies.....	86
Gambar 3. 1 Diagram Alir Penelitian.....	44
Gambar 3. 2 Desain Mesin Pelet.....	47
Gambar 3. 4 Free Body Diagram	49
Lampiran 1 Gambar 3D Mesin Pencetak Pelet Ikan Gurame dengan Sistem Die Modular..	97
Lampiran 2 Gambar Teknik Mesin Pencetak Pelet Ikan Gurame dengan Sistem Die Modular	98
Lampiran 3 Gambar Ukuran Dies.....	99

Lampiran 4	Observasi Kolam Kolam	100
Lampiran 5	Observasi Kolam Kolam	101
Lampiran 6	Surat Rekomendasi Seminar Proposal	102
Lampiran 7	Lembar Asistensi Seminar Proposal	103
Lampiran 8	Surat Rekomendasi Seminar Hasil.....	104
Lampiran 9	Lembar Asistensi Seminar Hasil	105

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Baja Paduan untuk Poros.....	21
Tabel 2. 2 Standat Baja.....	21
Tabel 2. 3 Faktor Koreksi Daya Desain.....	23
Tabel 2. 4 Faktor Koreksi Momen Puntir	25
Tabel 2. 5 Faktor Koreksi Momen Bending	25
Tabel 2. 6 Faktor-faktor V,X,Y dan X ₀ ,Y ₀	32
Tabel 2. 7 Harga faktor keandalan.....	34
Tabel 2. 8 Bantalan untuk permesinan serta umurnya.....	34
Tabel 2. 9 Kecepatan Maksimum dan Minimum.....	40
Tabel 3. 1 Komposisi Bahan Baku	41
Tabel 3. 2 Nama Komponen	42
Tabel 3. 3 Jadwal Kegiatan Alur Penelitian	46
Tabel 4. 1 Hasil Observasi Lapangan	53
Tabel 4. 2 Perbandingan Pilihan Rasio Gearbox Standar Pasaran.....	57
Tabel 4. 3 Perbandingan Pilihan Motor Standar Pasaran	60
Tabel 4. 4 Ringkasan Daya, Torsi, dan Gaya pada Sistem Transmisi	62
Tabel 4. 5 Data Diagram Benda Bebas Poros Utama	69
Tabel 4. 6 Ringkasan Verifikasi Poros Utama.....	72
Tabel 4. 7 Spesifikasi Bantalan 6205.....	74
Tabel 4. 8 Variasi Ukuran Die Modular	76
Tabel 4. 9 Tabel Spesifikasi Hasil Komponen Mesin	79
Tabel 4. 10 Tabel Bahan Baku Pakan Pelet.....	81
Tabel 4. 11 Tabel Pengujian Kapasitas.....	84
Tabel 4. 12 Tabel Pengujian Ukuran Variasi Dies Modular.....	86
Tabel 4. 13 Dokumentasi Pengujian Ukuran Pelet Dengan Jangka Sorong	87
Tabel 4. 14 Biaya Komponen Utama.....	87
Tabel 4. 15 Biaya Rangka dan Komponen Fabrikasi	88
Tabel 4. 16 Total Baya Keseluruhan.....	88
Tabel 4. 17 Perbandingan Dengan Penelitian Terdahulu.....	89

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dalam teknologi penyediaan pakan ikan, pelet didefinisikan sebagai bentuk olahan pakan yang dicetak dan dipadatkan secara mekanis melalui proses ekstrusi. Karakteristik fisik pelet, khususnya dimensi diameter, merupakan parameter teknis yang krusial dalam keberhasilan operasional budidaya. Berdasarkan kondisi di lapangan, Mitra (Bapak Sumitro) di Desa Gendingan saat ini harus memberikan pakan berbeda jenis untuk setiap fase. Untuk fase benih, mitra mencari atau membeli cacing sutra karena tidak bisa memproduksi pelet dengan ukuran kecil. Mitra membutuhkan mesin yang bisa mencetak pelet seukuran dengan kebutuhan fase tersebut agar bisa beralih ke pakan mandiri sepenuhnya. Fase benih membutuhkan pelet berdiameter kecil (1-2 mm), fase remaja membutuhkan diameter sedang (3 mm), dan fase pembesaran memerlukan diameter besar (4 mm), sebagaimana dikonfirmasi melalui wawancara langsung dengan mitra pembudidaya (Bapak Sumitro, Desa Gendingan, 2026) dan sesuai dengan ukuran pelet komersial yang umum beredar di pasaran untuk setiap fase pertumbuhan ikan gurame. Oleh karena itu, sebuah mesin pencetak pelet idealnya harus memiliki fleksibilitas mekanis untuk memproduksi berbagai variasi ukuran tersebut.

Proses pembuatan pakan pelet yang ada di desa Gendingan dilakukan secara sederhana dengan mencampurkan beberapa bahan baku yang sudah di cincang, kemudian diaduk menggunakan tangan, setelah itu diletakkan dalam wadah, kemudian dicetak menggunakan corong dan di berikan ke ikan, tentu hal ini mengakibatkan ketidakseragaman pada ukuran pakan ikan gurame tersebut. Permasalahan yang timbul membuat penulis melakukan survei untuk menemui salah satu peternak ikan gurame serta melakukan wawancara terkait proses pembuatan pakan ikan gurame secara sederhana dan proses pencetakannya. Contohnya yang ada di Tulungagung tepatnya di Desa Gendingan.

Salah satu peternak ikan gurame yang mengolah pakannya sendiri adalah Bapak Sumitro. Beliau mengolah pakan ternak ikan gurame dari campuran bahan sisa pasar seperti (Sayur kol, sawi, dsb), dedak padi, dedak jagung, dan probiotik alami. Proses pembuatan pakan masih dilakukan dengan sederhana dan membutuhkan waktu relatif lama. Mulai dari pencampuran beberapa bahan baku pakan, kemudian pengadukan dari semua bahan yang telah dicampur menggunakan tangan dan dicetak secara manual. Namun pakan yang dibuat masih berbentuk kasar dan ukurannya tidak bisa disesuaikan. Dalam wawancara penulis dengan Bapak Sumitro, pakan pelet ini biasanya diberikan untuk menghemat pengeluaran saat ikan sudah beranjak besar karena sentrat ikan relatif mahal untuk dibeli secara terus-menerus, pada

saat fase ikan masih benih atau kecil diberikan pakan cacing dan sentrat yang berukuran kecil ketika sudah dirasa sedikit besar. Pencampuran bahan baku pakan tidak bisa disimpan dalam waktu yang lama, sehingga setiap harinya harus membuat pakan pelet. Dari hasil wawancara tersebut penulis memiliki ide untuk merancang dan membangun mesin pencetak pelet ikan gurame dengan sistem die modular untuk variasi ukuran diameter pakan

Kebutuhan variasi ukuran pelet yang disampaikan Bapak Sumitro sejalan dengan standar pakan komersial yang beredar di pasaran. Pakan ikan gurame komersial merk Hi-Pro-Vite (PT Central Pangan Pertiwi) tersedia dalam tiga kode ukuran: Hi-Pro-Vite 781-1 berdiameter 1 - 2 mm untuk fase benih (ukuran ikan 4 - 6 cm), Hi-Pro-Vite 781-2 berdiameter 2 - 3 mm untuk fase remaja (ukuran ikan 6 - 7 cm), dan Hi-Pro-Vite 781 berdiameter 3 - 4 mm untuk fase pembesaran (bobot 20 - 150 gram). Hal ini membuktikan bahwa pasar pakan ikan gurame memang mensyaratkan penyesuaian diameter pelet di setiap fase pertumbuhan ikan.

Namun, mesin pencetak pelet yang tersedia di pasaran saat ini sebagian besar berkapasitas besar dengan harga tidak terjangkau bagi UMKM, berkisar antara Rp 13.875.000 hingga Rp 92.340.000 (Maksindo, 2025). Selain itu, mesin komersial tersebut umumnya hanya dilengkapi satu ukuran die standar (3 - 6 mm) sehingga tidak mampu memenuhi kebutuhan variasi ukuran pelet dalam satu unit mesin. Kondisi ini mendorong perlunya pengembangan mesin pencetak pelet skala UMKM yang terjangkau dengan sistem die yang dapat diganti sesuai fase pertumbuhan ikan.

Dari hasil wawancara tersebut penulis memiliki ide untuk merancang dan membangun

Pesatnya perkembangan teknologi akhir-akhir ini menuntut tenaga ahli untuk menciptakan inovasi atau produk mutakhir yang dapat mengubah peradaban manusia agar lebih efisien dalam waktu, tenaga dan biaya yang dikeluarkan (Pristianstah et al, 2022). Untuk membantu mengatasi masalah tersebut yaitu dengan membuat mesin teknologi tepat guna (Pristianstah et al, 2021).

Dari hasil kajian tersebut maka dibutuhkan mesin pencetak pelet yang dapat membantu mengatasi masalah mahal nya harga pakan, kebutuhan variasi ukuran untuk setiap fase ikan gurame dari pada menggunakan cara sederhana. Seperti yang diketahui bahwa pakan pelet memiliki bahan baku yang berbeda sehingga tercetus ide membuat mesin pencetak pelet horizontal karena menggunakan *Screw* yang dapat menghancurkan atau menggiling beberapa bahan baku yang berbeda. Oleh karena itu diharapkan dengan adanya mesin ini dapat mempercepat proses pembuatan pakan sehingga mengurangi biaya pakan dan dapat memenuhi variasi kebutuhan pakan di setiap fase ikan gurame.

1.2 Rumusan Masalah

1. Bagaimana merancang dan membangun mesin pencetak pelet ikan gurame dengan sistem die modular yang mampu menghasilkan variasi diameter ukuran pakan ($1 \leq D \leq 2$) mm, ($2 \leq D \leq 3$) mm, dan ($3 \leq D \leq 4$) mm ?
2. Berapa kebutuhan daya screw dan kekuatan poros utama untuk proses ekstrusi?
3. Berapa jumlah biaya yang dibutuhkan untuk produksi satu unit mesin pencetak pelet?

1.3 Tujuan Penelitian

1. Merancang dan membangun satu unit mesin pencetak pelet ikan gurame dengan sistem die modular yang mampu menghasilkan variasi diameter ukuran pakan ($1 \leq D \leq 2$) mm, ($2 \leq D \leq 3$) mm, dan ($3 \leq D \leq 4$) mm
2. Melakaukan analisis dan perhitungan terhadap kebutuhan daya screw dan poros utama untuk proses ekstrusi
3. Menghitung total biaya produksi satu unit mesin yang telah dibangun

1.4 Batasan Masalah

1. Penelitian ini hanya difokuskan pada aspek rancang bangun mekanik mesin pembuat pelet, khususnya pada desain die modular
2. Penelitian ini hanya mencakup pembuatan mesin dan dies untuk keseragaman pelet
3. Sistem transmisi tidak dirancang dari nol, namun digunakan sistem dasar yang sudah ada dengan fokus perancangan mesin dan die modular
4. Seluruh biaya produksi akan dihitung setelah mesin selesai dibangun
5. Mekanisme yang digunakan difokuskan pada aspek pemenuhan kebutuhan dari mitra

1.5 Manfaat Penelitian

1. Bagi Mahasiswa :

Manfaat penelitian bagi mahasiswa adalah sebagai media implementasi ilmu pengetahuan yang telah diperoleh selama masa perkuliahan, khususnya dalam bidang perancangan elemen mesin, gambar teknik menggunakan software CAD, dan proses manufaktur. Selain melatih kemampuan berpikir kritis dan pemecahan masalah (problem solving) dalam menciptakan solusi teknologi tepat guna, penyusunan tugas akhir ini juga menjadi syarat mutlak untuk menyelesaikan studi Diploma dan memperoleh gelar kesarjanaan di Institut Teknologi Sepuluh Nopember..

2. Bagi Masyarakat (Pembudidaya Ikan) :

Bagi masyarakat, khususnya para pembudidaya ikan gurame, alat ini memberikan manfaat berupa ketersediaan mesin produksi pakan mandiri yang mampu menekan biaya operasional pakan pabrikan yang tinggi.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Penelitian Terdahulu

Tabel 2.1 Contoh tabel studi literatur yang relevan dengan tugas akhir

Profil Pustaka	Metode dan Temuan
Judul : 1. “Rancang Bangun Mesin Pencetak Pelet Ikan Dengan Memanfaatkan Sekam Padi Solusi Pakan Ikan” Penulis : Muhammad Rikza.A, Kardiman, Deri Teguh.S Jurnal/Prosiding: Jurna Teknik Mesin PNP Vol.14 No.1 (2021)	Metode: Penelitian ini menggunakan pendekatan rancang bangun berbasis perancangan 3D Autodesk Inventor 2015 dan perakitan komponen mekanik sederhana. Mesin dirancang dengan motor listrik 250 W (220 V, 1400 rpm) yang dikopel ke gearbox WPA 1:30 dan sistem transmisi sabuk-puli untuk menurunkan putaran screw. Bahan baku pembuatan rangka dan casing menggunakan baja karbon sedang, sedangkan die dibuat dari baja tahan karat. Temuan: Hasil penelitian menunjukkan bahwa penggunaan motor listrik dan gearbox membuat putaran mesin lebih stabil dibanding motor bensin. Mesin mampu menghasilkan pelet dengan ukuran relatif seragam dan konsumsi energi yang lebih efisien. Mesin ini juga lebih mudah dirawat, namun masih menggunakan die tetap (fixed) sehingga kurang fleksibel untuk variasi ukuran pelet.
Judul:	Metode: Menggabungkan fungsi pencetak pelet ikan dan penggiling jagung pada satu unit mesin. Metode yang



-
2. “Rancang Bangun Mesin Pencetak Pelet Ikan Multifungsi” digunakan meliputi identifikasi masalah, perancangan komponen (screw, gearbox, V-belt, rangka), serta pengujian kelayakan teknis dan analisis daya motor 1 HP.

Penulis:

Rahmat Fajrul et al.

Jurnal/Prosiding:

Jurnal Inovator Vol. 6
No. 1 (2023)

Temuan:

Mesin multifungsi berhasil menghasilkan pelet dengan kapasitas ± 50 kg/jam dan penggilingan jagung efisien. Desain screw dan gearbox meningkatkan efisiensi produksi, tetapi belum memiliki sistem pengaturan ukuran pelet yang variatif.



Judul:

3. “Rekayasa Mesin Pembuat Pelet Pakan Ikan Untuk Meningkatkan Efisiensi Produksi”

Metode:

Rancang bangun prototipe mesin pelet bertenaga bensin dengan kapasitas 20–50 kg/jam. Metode meliputi perancangan komponen utama (screw extruder, die, pulley, dan v-belt), pengujian daya motor, serta analisis kapasitas produksi dan stabilitas putaran.

Penulis:

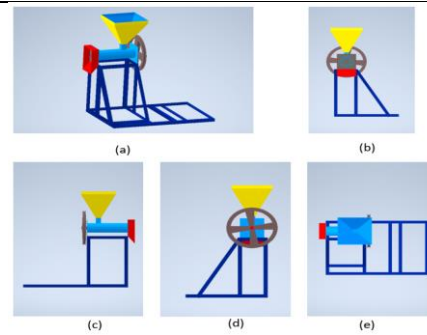
Sri Elfina et al.

Jurnal/Prosiding:

Jurnal Agroteknika Vol. 8
No. 1 (2025)

Temuan:

Mesin menghasilkan kapasitas produksi rata-rata 49,49 kg/jam dengan daya maksimum 3,46 kW. Inovasi utama adalah penggunaan motor bensin portabel dan desain screw dengan pitch presisi untuk tekanan merata. Disarankan penambahan pengunci roda dan optimasi bahan bakar.



2.2 Dasar Teori

Bagian ini memuat konsep-konsep teoritis yang mendasari perancangan mesin pencetak pelet ikan dengan sistem cetakan multi-size (bongkar pasang). Dasar teori mencakup penjelasan mengenai ikan gurame, proses ekstrusi, komponen mekanik utama mesin pelet, karakteristik pakan ikan, serta prinsip desain die modular.

2.2.1 Ikan Gurame (*Osphronemus Goramy*)

Ikan gurame atau biasa dikenal dengan nama ilmiah (*Osphronemus Goramy*) adalah spesies ikan asli dari perairan Indonesia yang sudah menyebar di kawasan Asia Tenggara. Secara taksonomi termasuk famili Osphronemidae. Ikan gurame memiliki bentuk tubuh yang dapat membesar hingga 65cm, tinggi dan pipih kesamping. Memiliki ukuran mulut relatif kecil, miring dan punya muncung. Merupakan spesies ikan omnivora. Secara morfologi ikan ini memiliki garis lateral tunggal, lengkap dan tidak terputus, bersisik stenoid serta memiliki gigi pada rahang bawah (Ferdy Dwi Mulyana, 2024).



Gambar 2. 1 Ikan Gurame (*Osphronemus Goramy*)

(Sumber : BSN)

2.2.2 Pelet

Pelet adalah pakan berbentuk silinder yang bahan baku pakannya dicetak dengan menggunakan mesin sehingga menjadi bentuk silinder atau potongan kecil dengan diameter, panjang dan kekerasan yang berbeda-beda (Ensminger et al, 1990). Pengolahan pakan berupa pelet dapat dijadikan pilihan karena memiliki beberapa keunggulan seperti mempermudah

dalam pemberian pakan dan nutrisi seimbang yang terkandung dalam komposisi pakan sehingga produktivitas ikan dapat optimal dan menurunkan biaya perawatan.

Pelet mempunyai kualitas baik adalah pelet yang memiliki ketahanan dan daya kekerasan yang baik, tidak mudah rusak saat penanganan dan pengangkutan, sehingga memiliki keunggulan mengurangi dari jumlah limbah pakan, meningkatkan konsumsi, dan efisiensi dari pakan, serta dapat memperpanjang umur simpan (Dozier, 2001).



Gambar 2. 2 Pelet

(Sumber : Institut Teknologi Kalimantan)

Berdasarkan permintaan dari mitra konsumen mesin pelet diklasifikasikan dalam beberapa variasi dalam tenaga penggerak yang digunakan yaitu mesin pelet manual dan mesin pelet bertenaga motor listrik

a) Pembuat Pelet Manual

Pembuat pelet pakan ternak manual digerakkan dengan menggunakan kekuatan fisik dari tangan dan tidak menggunakan kekuatan mesin. Cocok untuk para pelaku bisnis ternak skala kecil dan banyak dijual dipasaran dengan harga murah. Namun karena ini masih tergolong mesin yang memerlukan tenaga fisik maka memerlukan tenaga lebih dalam pembuatannya dan memerlukan waktu yang cenderung lama (Gambar 2.3).



Gambar 2. 3 Pembuat Pelet Manual

(Sumber : E-Commerce)

b) Mesin Pembuat Pelet Tenaga Listrik

Mesin kali ini menjadi penemuan mutakhir teknologi mesin pelet. Mesin ini digerakkan dengan tenaga listrik. Terdapat sebuah dinamo yang terkoneksi dengan listrik rumahan dan berfungsi untuk menggerakkan *screw*. Keuntungan dari penggunaan mesin pelet listrik ini adalah efisiensi waktu yang didapat dalam mengerjakan target saat produksi pakan pelet tersebut. Selain itu ada dampak pada tenaga kerja yang digunakan tidak perlu menggunakan tenaga fisik maupun merekrut tenaga kerja terlalu banyak untuk setiap pengolahannya. Yang dibutuhkan hanya operator dari mesin (Gambar 2.4).



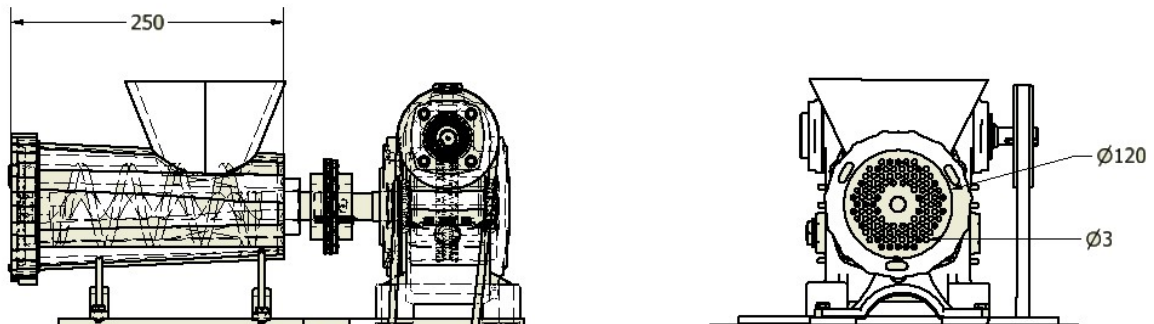
Gambar 2. 4 Mesin Pembuat Pelet Tenaga Listrik

(Sumber : Cakrawala Mesin)

Dengan adanya mesin pembuat pelet, pembuatan pakan ternak jadi lebih praktis dan mudah. Selain itu pula para peternak dapat meramu sejumlah kandungan dan nutrisi sesuai dengan kebutuhan masing-masing.

2.2.3 Mesin Pelet dan Proses Ekstrusi

Mesin pencetak pelet ikan umumnya bekerja berdasarkan prinsip ekstrusi mekanik, yaitu proses mendorong adonan pakan melalui suatu ruang tertutup menggunakan screw (*ulir*) sehingga campuran mengalami tekanan, gesekan, dan pemadatan sebelum keluar melalui die. Proses ekstrusi memiliki beberapa fungsi utama yakni :



Gambar 2. 5 Komponen Extruder

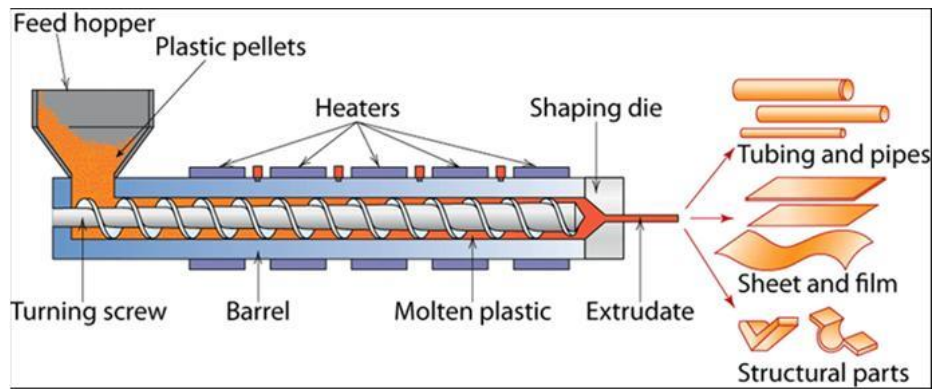
(Sumber : Jurnal Teknik Mesin PNP)

- Mencetak dan membentuk adonan menjadi pelet berukuran seragam.
- Meningkatkan homogenitas campuran pakan.
- Memperbaiki kerapatan dan tekstur melalui tekanan mekanik.
- Membantu gelatinisasi pati pada beberapa formulasi pakan.

Hasil akhir dari proses ekstrusi sangat dipengaruhi oleh putaran screw, tekanan yang terbentuk, bentuk die, serta jenis bahan baku yang digunakan

2.2.4 Mesin Ekstruder

Ekstruder ulir (*screw extruder*) adalah mesin yang bekerja dengan prinsip menekan dan mendorong material secara kontinu menggunakan ulir (*screw*) yang berputar di dalam sebuah laras (*barrel*). Prinsip kerja alat ini menggunakan proses penekanan (*press*). Bahan yang masuk melalui saluran pemasukan (*hopper*) dibawa oleh ulir ke ruang di antara ulir dan laras, kemudian material yang terkumpul akan ditekan (*press*) dan dipaksa keluar melalui lubang cetakan (*die*) di bagian ujung.



Gambar 2. 6 Komponen Mesin Extruder

(Sumber : Ery Fatarina Purwaningtyas, dkk)

a) Tabung Silinder

Tabung Silinder atau aktuator adalah komponen yang berfungsi mengubah energi fluida (udara bertekanan atau cairan bertekanan) menjadi gerakan mekanis linier. Gerakan linier ini kemudian digunakan untuk menekan bahan baku briket di dalam cetakan (moulding).

b) Hopper

Hopper pada mesin press briket adalah sebuah wadah penampung berbentuk corong yang berfungsi sebagai tempat masuknya (input) bahan baku briket (seperti bubuk arang, biomassa, atau adonan yang sudah dicampur perekat) sebelum dialirkan secara teratur ke ruang cetak (press chamber).

1) Jenis - Jenis Hopper

Hopper pada mesin press briket umumnya dibedakan berdasarkan model aliran material padat yang terjadi di dalamnya, sangat dipengaruhi oleh desain bentuk corong dan sifat material. Secara Umum terdapat dua jenis, yakni:

a. Mass Flow Hopper (Aliran Massa)

Dimana seluruh material di dalam hopper bergerak bersamaan (meskipun kecepatannya mungkin berbeda), termasuk yang bersentuhan dengan dinding hopper.

b. Funnel Flow Hopper (Aliran Corong)

Pada jenis ini hanya material di bagian tengah yang bergerak, dimana membentuk saluran aliran (*flow channel*), sementara material yang dekat dengan dinding akan tetap diam (stagnasi)

a. Geometri dan Sudut Kemiringan

1. Ketinggian dan Lebar Outlet

outlet harus cukup kuat untuk mencegah terjadinya *bridging* atau *arching*

$$W_{min} \geq F_c \quad (2.1)$$

Dimana :

W_{min} : Lebar minimum bukaan outlet

F_c : Kekuatan yang diperlukan untuk memecah lengkungan material

2. Hopper Angle

Sudut kemiringan (θ) dinding hopper harus lebih curam dari sudut gesekan material terhadap dinding (ϕ) agar material dapat meluncur dan mencapai aliran massa. Untuk mencapai mass flow, sudut dari dinding hopper harus memenuhi kondisi dengan rumus dibawah ini:

$$\theta < 90^\circ - \phi_i \quad (2.2)$$

Dimana :

θ : sudut kemiringan dinding hopper

ϕ_i : sudut gesekan internal material

3. Laju Aliran Massa

Mass Flow hopper (Q_m) dapat dihitung dengan rumus berikut(:

$$Q_m = C \cdot \rho \cdot A \cdot \sqrt{g \cdot W_{keluar}} \quad (2.3)$$

Dimana :

Q_m : laju aliran massa (kg/s)

C : Koefisien

ρ : densitas curah (kg/m³)

A : luas outlet (m²)

g : gravitasi (m/s²)

W_{keluar} : dimensi outlet

2.2.5 Daya dan Torsi

Besarnya torsi (Mt) atau disebut juga (T) dipengaruhi oleh daya (P) dan putaran (n) satuan T dan daya P bisa bermacam-macam, oleh karena itu rumus T juga akan berbeda angka konversinya. Berikut adalah rumus untuk mencari T:

$$T = F \times r \quad (2.4)$$

Dimana :

T : Torsi (kgf.mm)

F : Gaya (kgf)

r : jari – jari (mm)

Daya adalah laju atau kecepatan melakukan kerja atau usaha dalam satuan waktu tertentu. Dengan kata lain, daya mengukur seberapa cepat energi digunakan atau diubah oleh suatu sistem. daya dapat di rumuskan sebagai berikut : Sumber : (Sularso & Suga 2004)

$$P = \frac{T \cdot n}{974.000} \quad (2.5)$$

Dimana :

P : Daya (kW)
n : Kecepatan Putar (rpm)
T : Torsi (kgf.mm)

Bila di inginkan P satuannya HP, T satuannya kgf.cm dan n satuannya rpm:

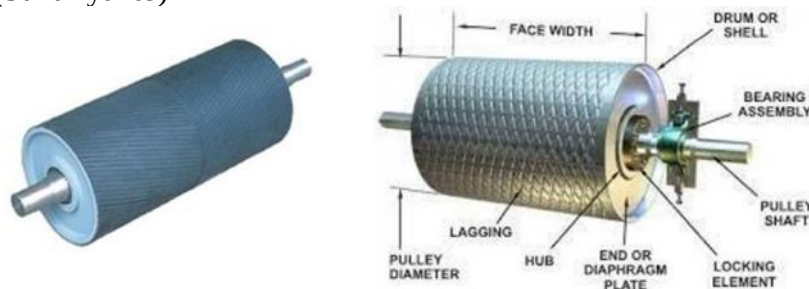
$$P = \frac{T \cdot n}{71.650} \quad (2.6)$$

Dimana :

P : Daya (kW)
n : Kecepatan Putar (rpm)
T : Torsi (kgf.mm)

2.2.6 Pulley V-Belt

Dalam sistem konveyor sabuk (*belt conveyor*), *pulley* berfungsi sebagai penumpu sabuk di setiap ujungnya, mencakup *pulley* penggerak (*drive*), *pulley* belakang (*tail*), *pulley* penekan (*snub*), dan *pulley* pengencang (*take-up*). Meskipun tersedia dalam berbagai tipe, konstruksi dasar semua *pulley* relatif sama, terdiri dari silinder baja atau besi cor yang ditopang oleh poros dan bantalan. (Suhariyanto)

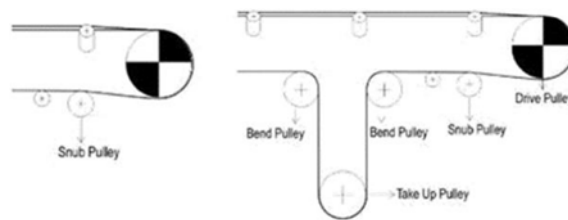


Gambar 2. 7 Pulley dan Belt

(Sumber : Suhariyanto)

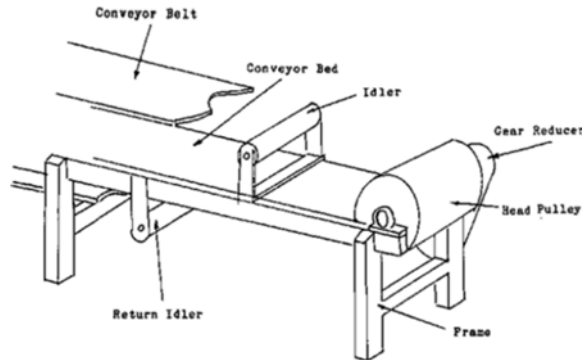
Agar sabuk (*belt*) dapat berputar secara optimal tanpa mengalami *slip*, penting untuk memastikan koefisien gesek antara *pulley* dan *belt* cukup besar. Hal ini dapat dicapai melalui dua cara, dengan melapisi *drum pulley* menggunakan material karet (*rubber lagging*), dan dengan memperbesar sudut lingkup (*wrap angle*) sabuk pada *pulley* penggerak, sering kali dilakukan dengan mengadopsi sistem *pulley* majemuk atau menambahkan *pulley* penekan (*snub pulley*). Upaya peningkatan gesekan ini sangat krusial, terutama pada operasi di lingkungan yang berdebu atau ketika mengangkat material yang basah, karena kedua kondisi tersebut sangat meningkatkan kemungkinan terjadinya *slip*.

Adapun cara pengaturan sistem *pulley* majemuk maupun *pulley* penekan dapat dilihat pada gambar berikut:



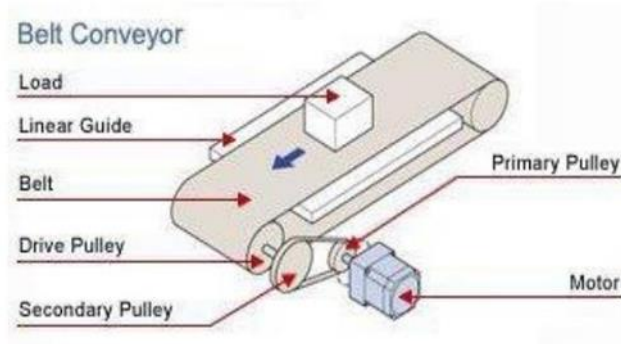
Gambar 2. 8 Snub Pulley take up, bend dan drive pulley

(Sumber : Suhariyanto)



Gambar 2. 9 Snub Pulley take up, bend dan drive pulley

(Sumber : Suhariyanto)



Gambar 2. 10 Snub Pulley take up, bend dan drive pulley

(Sumber : Suhariyanto)

a. Gaya Berat *Pulley*

Gaya berat *pulley* adalah gaya vertikal yang dihasilkan oleh berat *pulley* itu sendiri akibat tarikan gravitasi bumi. Gaya ini merupakan pertimbangan penting dalam perhitungan mekanis dan desain sistem transmisi daya yang melibatkan rotasi. Oleh karena itu, gaya berat *pulley* wajib diperhitungkan dalam merancang struktur penopang untuk memastikan penopang tersebut memiliki kekuatan yang memadai, sehingga mampu menahan beban tanpa mengalami deformasi atau kegagalan. Rumus yang digunakan untuk menghitung gaya berat *pulley* didasarkan pada prinsip massa dikalikan gravitasi. Berikut rumus yang digunakan :

$$W = m \times g \quad (2.7)$$

Dimana :

W : Gaya berat (N)

- m : Massa (kgf)
g : Gravitasi bumi (m/s^2)

b. Panjang V-Belt

Panjang sabuk-V yang digunakan

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (dp + Dp) + \frac{1}{4C} (Dp - dp)^2 \quad (2.8)$$

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (dp + Dp) + \frac{1}{4C} (Dp - dp)^2$$

Dimana :

- L : Panjang sabuk V (mm)
C : Jarak antara pusat kedua pulley (mm)
Dp : Diameter pulley besar (mm)
dp : Diameter pulley kecil (mm)

c. Kecepatan Keliling Belt

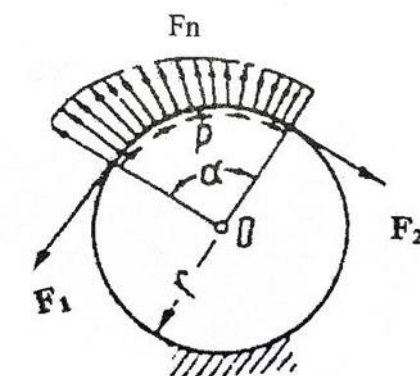
Kecepatan keliling *belt* (*peripheral velocity*) didefinisikan sebagai kecepatan linear dari suatu titik yang bergerak di sepanjang tepi luar *belt*, yang pada dasarnya merupakan laju pergerakan *belt* itu sendiri. Konsep ini sangat penting dalam berbagai aplikasi mekanis, khususnya pada sistem transmisi daya. Untuk menghitung kecepatan keliling *belt*, dibutuhkan dua variabel dasar diameter *pulley* dan kecepatan putaran *pulley*. Kecepatan ini kemudian dapat menggunakan rumus berikut (Suhariyanto) :

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60 \times 100} \quad (2.9)$$

Dimana

- V : Kecepatan keliling belt (mm)
D : Diameter *pulley* (mm)
n : Kecepatan putaran pulley (rpm)

d. Gaya Pada Belt



Gambar 2. 11 Gaya pada Belt

(Sumber : Suhariyanto)

Dimana :

- α : Sudut kontak antara *belt* dengan *pulley*
 F_1 : Gaya tarik pada bagian yang kencang
 F_2 : Gaya tarik pada bagian yang kendur
 P : Distribusi tarikan/gaya
 F_n : Gaya normal
 r : jari – jari *pulley*

Hubungan antara F_1 , F_2 , koefisien gesek (f) dan sudut kontak (α) secara analitisd fleksibilitas belt yang melingkar di pulley, dinyatakan dengan persamaan di bawah ini (Suhariyanto).

$$\frac{F_1}{F_2} = \mu_s \cdot \alpha \quad (2.10)$$

$$F_e = F_1 - F_2$$

Dimana :

- F_e : Gaya efektif, selisih antara F_1 dan F_2
 μ_s : Koefisien gesek, nilainya dipengaruhi temperatur kerja dan creep diasumsikan konstan
 F_1 : Gaya tarik *belt* pada bagian yang kencang (besar)
 F_2 : Gaya tarik *belt* pada bagian yang kendur (kecil)
 α : Sudut kontak antara *belt* dengan pulley (rad)

Tiga gaya yaitu : gaya pada *belt* yang kencang (F_1), gaya pada *belt* yang kendur (F_2) dan gaya efektif (F_e), biasanya yang diketahui lebih dulu adalah F_e dengan menggunakan rumus (Suhariyanto) :

$$F_e = \frac{T_1}{r_1} \text{ atau } F_e = \frac{T_2}{r_2} \quad (2.11)$$

Dimana :

- F_e : Gaya efektif, selisih antara F_1 dan F_2
 T_1 : Tegangan pada sabuk yang kencang
 T_2 : Tegangan pada sabuk yang kendur
 r_1 : jari – jari *pulley* besar
 r_2 : jari – jari *pulley* kecil

Menentukan diameter pulley 1 dan 2 dengan rumus berikut :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_1}{d_2} \quad (2.12)$$

Dimana :

- n_2 : Kecepatan *pulley* yang digerakkan (rpm)
 n_1 : Kecepatan *pulley* penggerak (rpm)
 d_1 : Diameter *pulley* penggerak (mm)
 d_2 : Diameter *pulley* yang digerakkan (mm)

Menghitung angle of warp atau sudut kontak :

$$\theta_1 = 180^\circ - \left(\frac{57(D_1 - D_2)}{CD} \right) \quad (2.13)$$

Dimana :

- θ_1 : Angle of wrap small pulley ($^\circ$)
- D_1 : Diameter driver pulley (mm)
- D_2 : Diameter driven pulley (mm)
- CD : Center Distance (mm)

Untuk menghitung tegangan maksimum *belt* , menggunakan rumus :

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{F}{2XA} + \frac{y \cdot v}{10 \cdot g} + Eb \frac{h}{D_{min}} \quad (2.14)$$

Diketahui :

- σ_0 : Tegangan awal (kgf/cm²)
- F : Gaya keliling *belt* (kgf)
- A : Luas penampang *belt* (cm²)
- v : Kecepatan linear *belt* (m/s)
- g : Gravitasi (m/s²)
- γ : Massa jenis sabuk (kgf/dm³)
- E : Modulus elastisitas untuk karet V-belt (Mpa)
- b : Lebar *belt* (cm)
- h : Tebal *belt* (cm)
- D_{Min} : Diameter *pulley* terkecil (cm)

Menentukan umur *belt* sesuai dengan rumus basis endurance limit atau tegangan fatigue sesuai rumus berikut (Suhariyanto).

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot x} X \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m \quad (2.15)$$

Dimana :

- N_{base} = Jumlah siklus dasar (biasanya dalam satuan cycle)
- x = Rasio kecepatan (konstanta, tergantung konteks)
- u = Kecepatan putar (biasanya dalam satuan rpm atau s⁻¹)
- σ_{fat} = Tegangan batas kelelahan material, (Mpa)
- σ_{max} = Tegangan maksimum (Mpa)
- m = Faktor eksponen material

2.2.7 Shaft dan Poros

Poros merupakan elemen mesin yang berfungsi untuk menahan beban, untuk menstranmisikan daya, torsi, dan putaran.



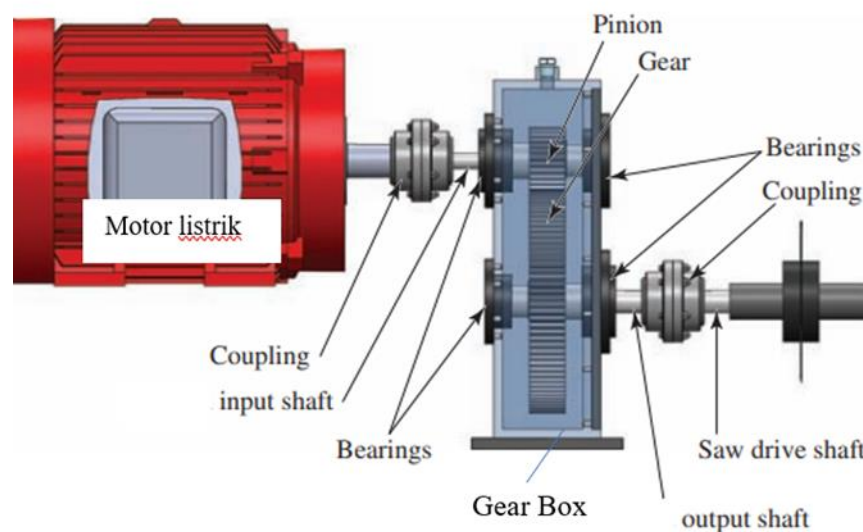
Gambar 2. 12 Poros Bertingkat

(Sumber : Suhariyanto)

a. Macam – macam poros

1. Poros Transmisi (*Transmission Shaft*)

Poros ini berfungsi untuk menstranmisikan daya melalui kopling, roda gigi, rantai dan sebagainya, sehingga mendapat beban puntir dan lentur



Gambar 2. 13 Poros Transmisi

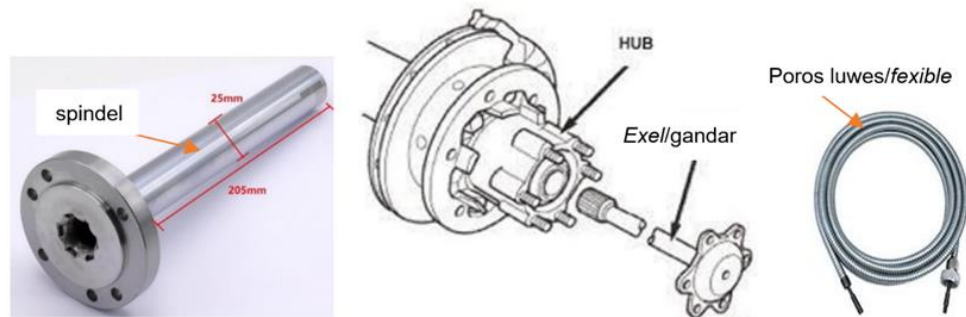
(Sumber : Suhariyanto)

2. Spindel (*Spindle*)

Poros pendek, seperti poros utama mesin perkakas, beban utamanya adalah puntir. Syarat yang harus dipenuhi untuk poros ini adalah deformasi yang terjadi harus kecil, bentuk dan juga ukuran harus teliti

3. Gandar

Jenis poros ini tidak menddapat beban puntir dan tidak berputar. Gandar hanya mendapat beban lentur, kecuali bila digerakkan oleh penggerak mula, maka poros akan mengalami beban puntir.

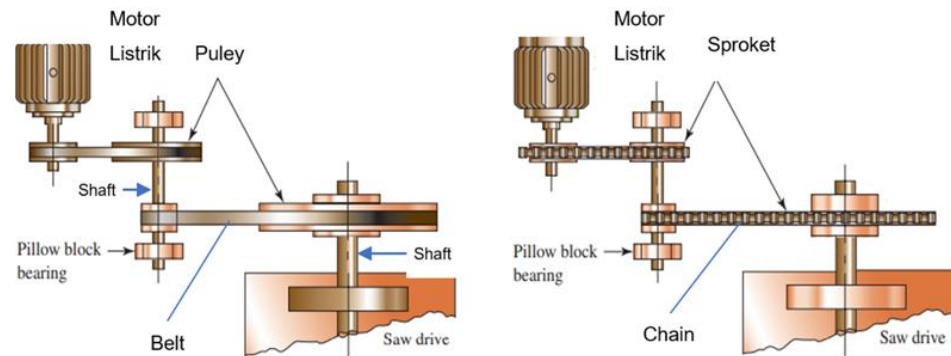


Gambar 2. 14 Poros : Spindle, gamdar dan luwes

(Sumber : Suhariyanto)

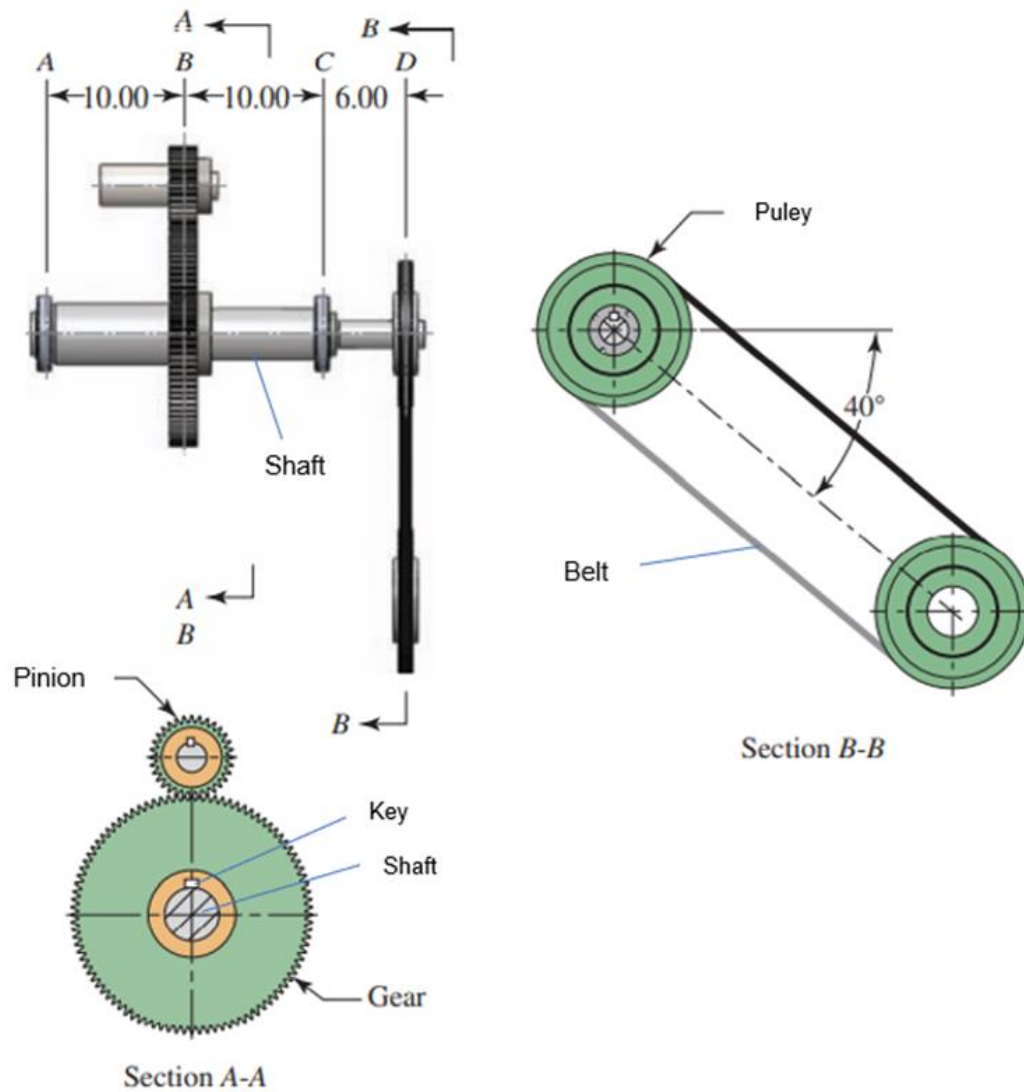
4. Poros (*Line Shaft*)

Jenis poros ini ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan. Poros ini mendapat beban puntir murni dan lentur.



Gambar 2. 15 Line Shaft

(Sumber : Suhariyanto)



Gambar 2. 16 Line Shaft dan sistem Transmisi Belt

(Sumber : Suhariyanto)



Gambar 2. 17 Line Shaft pada Mobil Listrik Nogogeni

(Sumber : Suhariyanto)

b. Bahan Poros

Umumnya poros dibuat dari bahan baja karbon atau baja paduan. Contoh bahan paduan untuk poros, ASME 1347, 3140, 4150, 4340, 5145, 8650, dsb, disebut bahan komersial. Bila memerlukan pengerasan permukaan, maka perlu memakai baja yang di karburising, yakni ASME 1020, 1117, 2315, 4320, 8620, atau G4102, G4103, G4104, dan sebagainya.

Tabel 2. 1 Baja Paduan untuk Poros
(Sumber : Sularso & Suga)

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	—	85
	SNC 3	—	95
	SNC21	Pengerasan kulit	80
	SNC22	"	100
Baja khrom nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM 1	—	85
	SNCM 2	—	95
	SNCM 7	—	100
	SNCM 8	—	105
	SNCM22	Pengerasan kulit	90
	SNCM23	"	100
	SNCM25	"	120
Baja khrom (JIS G 4104)	SCr 3	—	90
	SCr 4	—	95
	SCr 5	—	100
	SCr21	Pengerasan kulit	80
	SCr22	"	85
Baja khrom molibden (JIS G 4105)	SCM 2	—	85
	SCM 3	—	95
	SCM 4	—	100
	SCM 5	—	105
	SCM21	Pengerasan kulit	85
	SCM22	"	95
	SCM23	"	100

Diatas Merupakan tabel pemilihan standar baja yang diambil dari buku sularso & suag

Tabel 2. 2 Standat Baja

(Sumber : Sularso & Suga)

Tabel 1.5 Standar baja.

Nama	Standar Jepang (JIS)	Standar Amerika (AISI), Inggris (BS), dan Jerman (DIN)
Baja karbon konstruksi mesin	S25C	AISI 1025, BS060A25
	S30C	AISI 1030, BS060A30
	S35C	AISI 1035, BS060A35, DIN C35
	S40C	AISI 1040, BS060A40
	S45C	AISI 1045, BS060A45, DIN C45, CK45
	S50C	AISI 1050, BS060A50, DIN St 50.11
	S55C	AISI 1055, BS060A55
Baja tempa	SF 40,45 50,55	ASTM A105-73
Baja nikel khrom	SNC SNC22	BS 653M31 BS En36
Baja nikel khrom molibden	SNCM 1	AISI 4337
	SNCM 2	BS830M31
	SNCM 7	AISI 8645, BS En100D
	SNCM 8	AISI 4340, BS817M40, 816M40
	SNCM22	AISI 4315
	SNCM23	AISI 4320, BS En325
Baja khrom	SNCM25	BS En39B
	SCr 3	AISI 5135, BS530A36
	SCr 4	AISI 5140, BS530A40
	SCr 5	AISI 5145
	SCr21	AISI 5115
Baja khrom molibden	SCr22	AISI 5120
	SCM2	AISI 4130, DIN 34CrMo4
	SCM3	AISI 4135, BS708A37, DIN34CrMo4
	SCM4	AISI 4140, BS708M40, DIN42CrMo4
	SCM5	AISI 4145, DIN50CrMo4

c. Hal Penting Dalam Perencanaan Poros

1. Kekuatan Poros

Poros transmisi dapat mengalami beban puntir, bending, dan gabungan antara puntir dan bending. Terdapat juga beban tarik atau tekan, adapun yang harus diperhatikan yakni kelelahan, tumbukan, pengaruh konsentrasi tegangan (bila diameter poros diperkecil atau poros mempunyai alur pasak).

2. Kekakuan Poros

Poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika terjadi adanya lenturan atau defleksi puntirnya terlalu besar, dapat mengakibatkan ketidak telitian pada mesin, atau akan terjadi getaran dan suara bising. Maka, kekakuan harus diperhatikan dan juga disesuaikan dengan jenis mesin yang akan dipasangkan pada poros.

3. Putaran Kritis

Saat putaran mesin dinaikkan, pada suatu harga tertentu akan terjadi getaran yang besar. Putaran ini disebut putaran kritis. Hal ini dapat mengakibatkan kerusakan pada poros dan bagian lainnya.

4. Korosi

Pemilihan poros dipilih dari bahan yang tahan korosi, terutama untuk poros propeler dan pompa bila terjadi kontak dengan fluida, juga untuk poros yang bisa terjadi kavitasi dan poros mesin yang sering berhenti lama.

d. Daya Desain dan Torsi Desain

Daya desain atau daya perencanaan (P_d) adalah daya yang dipakai sebagai perhitungan elemen mesin, besarnya adalah daya nominal (P) di kali dengan saktor koreksi daya (f_c). Besar daya desain dan torsi desain (M_t) dapat dinyatakan dengan rumus :

$$P_d = P \cdot f_c \quad (2.16)$$
$$M_t = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n}$$

Dimana :

P_d : daya desain, kW

n : putaran per menit, rpm

M_t : momen torsi desain, kgf.mm

(karena menggunakan daya desain maka torsi adalah torsi desain)

f_c : faktor koreksi daya desain

Tabel 2. 3 Faktor Koreksi Daya Desain

(Sumber : Suhariyanto)

No	Daya yang akan ditransmisikan	f_c
1	Daya dengan putaran konstan	1,0 – 1,5
2	Daya rata-rata yang diperlukan, n tidak konstan	1,2 – 2,0
3	Daya maksimum yang dipakai.	1,5 – 3,0

e. Beban Puntir

Tegangan puntir pada poros dapat dinyatakan dengan momen puntir (M_t) dibagi dengan momen tahanan puntir (W_t)

(2.17)

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

Dimana : $W_t = \frac{J}{c} = \frac{\frac{1}{32} \pi \cdot d_s^4}{\frac{1}{2} d_s} = \frac{1}{16} \pi \cdot d_s^3$ (untuk poros pejal)

(2.18)

$$\frac{5,1 \cdot M_t}{d_s^3} \leq \frac{k_s \sigma_{yp}}{sf}$$

Sehingga diameter poros (d_s) dinyatakan dengan rumus :

(2.19)

$$d_s \geq \sqrt[3]{\frac{5,1 \cdot M_t \cdot sf}{k_s \cdot \sigma_{yp}}}$$

Dimana :

M_t : 63.000 Pd/n

M_t : momen torsi desain (lbf.inc)

P : daya nominal yang di transmisikan (HP)

n : putaran poros (rpm)

k_s : faktor konversi dari tegangan geser ke tegangan tarik.

f. Beban Bending dan Puntir Konstan

Gabungan tegangan bending dan momen, maka tegangan maksimum yang terjadi pada poros dapat di nyatakan sebagai berikut :

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (2.20)$$

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot Mb}{\pi \cdot d_s^3} \quad \text{dan} \quad \tau = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d_s^3} \quad (\text{poros pejal})$$

$$\sigma_x = \frac{32.Mb}{\pi.do^3 \left(1 - \left(\frac{di}{do}\right)^4\right)} \quad \tau = \frac{16.Mt}{\pi.do^3 \left(1 - \left(\frac{di}{do}\right)^4\right)} \quad \text{dan} \quad (\text{Poros lubang})$$

Sehingga tegangan yang terjadi dan syarat aman dinyatakan :

1. Pada Poros Perjal

$$\tau_{mak} = \sqrt{\left(\frac{16.Mb}{\pi.ds^3}\right)^2 + \left(\frac{16.Mt}{\pi.ds^3}\right)^2} \leq \frac{\sigma_{yps}}{sf} \quad (2.21)$$

2. Pada poros berlubang

$$\tau_{mak} = \frac{16}{\pi.d_o^3 \left[1 - \left(\frac{d_i}{d_o}\right)^4\right]} \sqrt{Mb^2 + Mt^2} \leq \frac{\sigma_{yps}}{sf} \quad (2.22)$$

Dimana :

d_s : diameter poros (inc), mm

d_i : diameter dalam poros berlubang (inc), mm

d_o : diameter luar poros berlubang (inc), mm

M_b : momen bending yang diterima oleh poros (lbf.in), kgf.mm

M_t : momen torsi yang diterima oleh poros (lbf.in), kgf.mm

Tabel 2. 4 Faktor Koreksi Momen Puntir

(Sumber : Suhariyanto)

Faktor Koreksi	K_t
Beban halus	1,0
Sedikit kejutan atau tumbukan	1,0 – 1,5
Kejutan atau tumbukan besar	1,5 – 3,0

Keadaan momen bending juga ditinjau dlam perencanaan poros. Faktor koreksi untuk momen bending (K_b) dapat dilihat pada tabel berikut :

Tabel 2. 5 Faktor Koreksi Momen Bending

(Sumber : Suhariyanto)

Faktor Koreksi	K_b
Pembebanan bending tetap	1,5

Beban dengan tumbukan ringan	1,5 – 2,0
Beban dengan tumbukan berat	2 – 3

Menghitung diameter poros dengan beban puntir dan beban bending, digunakan rumus sebagai berikut :

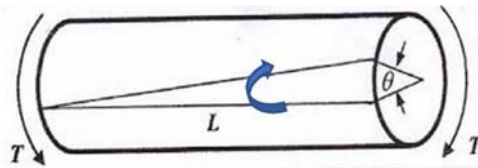
$$ds \geq \left[\left(\frac{5,1}{\tau_s} \right) \sqrt{(K_b M_b)^2 + (K_t M_t)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.23)$$

Dimana :

- τ_s : Tegangan geser yang diizinkan (kgf/mm² atau lbf/in²)
- K_b : Koreksi momen bending
- K_t : Koreksi momen puntir
- M_b : Momen bending (kgf.mm atau lbf.in)
- M_t : Momen puntir (kgf.mm atau lbf.in)
- ds : diameter poros (mm atau in)

g. Defleksi Puntiran

Momen puntir dapat mengakibatkan defleksi puntiran, besar defleksi puntiran harus dibatasi agar poros tidak patah. Defleksi puntiran θ dibatasi dari 0,25° sampai 0,3°. Untuk poros yang mendapat beban berulang, batas puntir dikurangi menjadi 0,15° , 0,20° sampai 0,25°.



Gambar 2. 18 Defleksi Putaran θ

(Sumber : Suhariyanto)

Untuk menghitung besar defleksi dpat digunakan rumus berikut :

$$\theta = 584 \frac{T \cdot L}{G \cdot d_s^4} \quad (2.24)$$

Dimana :

- θ : Defleksi (°)
- T : Momen puntir (kgf.mm)
- L : panjang poros (mm)
- G : Modulus Young, untuk baja ($8,3 \times 10^3$ (kgf/mm²))
- d_s : diameter poros, mm.

Perhitungan defleksi (θ) diatasd untuk memeriksa harga yang diperoleh masih dibawah batas harga yang diperbolehkan untuk pemakaian. Bila defleksi (θ) dibatasi 0,25° untuk setiap panjang poros maka diperoleh persamaan :

$$d_s = 4,1\sqrt[4]{T} \quad (2.25)$$

h. Kekakuan

Kekakuan dinyatakan dengan besarnya lenturan poros, semakin besar kekakuan poros berarti semakin kecil lenturan porosnya. Bila poros baja ditumpu baik oleh bearing, maka lenturan poros (y) dapat dihitung menggunakan rumus sebagai berikut :

$$y = 3,23 \times 10^{-4} \frac{F.L_1^2.L_2^2}{d_s^4.L} \quad (2.26)$$

Dimana :

- | | |
|-----------------------------------|---|
| y | :lenturan poros, lenturan ini dibatasi maksimum 0,35 mm untuk setiap jarak antar bearing 1m. Bila jarak antara poros dengan rumahnya sempit, misalnya pada bearing, maka nilai y tidak boleh lebih dari 0,03 mm/m |
| L | :Jarak antar bearing penumpu, mm |
| L ₁ dan L ₂ | : Jarak dari bearing ke titik pembebanan, mm |
| F | : resultan dari berat beban , kgf (termasuk gaya luar misalnya : poros, roda-gigi, belt, sprocket, dll) |

Bila jarak antar bearing cukup panjang, akan berubah menjadi :

$$y = 3,23 \times 10^{-4} \frac{F.L_1^3.L_2^3}{d_s^4.L^3} \quad (2.27)$$

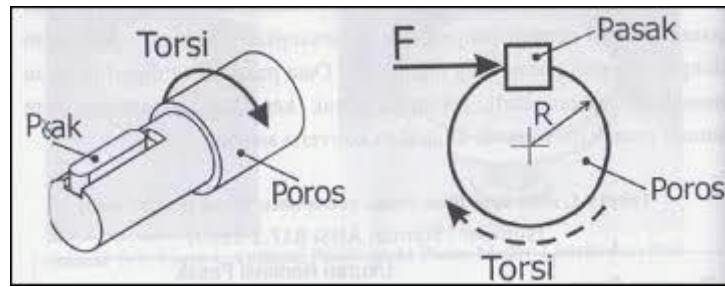
2.2.8 Pasak

Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian mesin seperti roda gigi, sproket, puli, kopling, dll. Pada poros. Momen diteruskan dari poros ke naf atau dari naf ke poros. Jenis pasak berdasarkan bentuk dasarnya dibagi menjadi tiga jenis, yaitu:

1. Pasak Datar
2. Pasak Tirus
3. Pasak Setengah Silinder

1. Gaya yang bekerja pada pasak

Pasak adalah komponen mekanis yang digunakan untuk menghubungkan elemen elemen berputar, seperti roda gigi atau pulley, dengan poros, sehingga mereka dapat berputar bersama. Pasak benam adalah jenis pasak yang digunakan untuk menghubungkan elemenelemen berputar, seperti roda gigi atau pulley, dengan poros, dengan cara ditanam atau dimasukkan ke dalam alur yang telah dipotong pada poros dan elemen yang akan dihubungkan. Pasak rata adalah jenis pasak yang digunakan untuk menghubungkan elemenelemen berputar seperti roda gigi atau pulley dengan poros, di mana pasak ini berbentuk persegi panjang dengan permukaan atas dan bawah yang datar.



Gambar 2. 19 Pasak dan Poros
(Sumber : <https://dosen.unila.ac.id>)

Bila pasak berputar dengan torsi sebesar T , maka akan menghasilkan gaya yang bekerja pada diameter luar po dan gaya inilah yang akan bekerja pada pasak (Sularso and Suga, 2004).

$$F = \frac{T}{(d_s/2)} \quad (2.28)$$

Dimana :

F : Gaya pada Pasak (kgf)
 T : Torsi ($kgf.mm$)
 d_s : Diameter Poros (mm)

2. Perhitungan Panjang Minimal Pasak Berdasarkan Tegangan Geser

Dalam perhitungan pasak tidak terlepas dari tegangan geser yang terjadi pada pasak, tegangan tersebut dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut ini (Sularso and Suga, 2004) :

$$\tau_k = \frac{F}{b \times l} \quad (2.29)$$

Dimana :

τ_k : Tegangan Geser (kgf/mm^2)
 F : Gaya pada Pasak (kgf)
 b : Lebar Pasak (mm)
 l : Panjang Pasak (mm)

Untuk menghitung momen puntir :

$$T = \frac{T}{0.5 \times D} \quad (2.30)$$

Dimana :

T : Momen puntir (N.mm)
 D : Diameter Poros (mm)

Sebelum melakukan perhitungan untuk mencari minimal panjang pasak dapat melakukan perhitungan tegangan geser yang diizinkan

$$\tau_{ka} = \frac{\sigma B}{sf_1 + sf_2} \quad (2.31)$$

Dimana :

- τ_{ka} : Tegangan geser yang diizinkan (MPa atau N/mm²)
- σB : Tegangan tarik bahan (biasanya ultimate tensile strength dalam MPa)
- sf_1 : Faktor keamanan pertama
- sf_2 : Faktor keamanan kedua

Panjang minimal pasak dapat dihitung panjang pasak minimal terhadap tegangan geser (*shear stress*)

$$\begin{aligned} \frac{2T}{Dp \times W \times L} &\leq \frac{sf_2}{Sy} \\ L &\geq \frac{4T \cdot sf_2}{Dp \times W \times Sy} \end{aligned} \quad (2.32)$$

Dimana :

- L : Panjang minimal pasak (mm)
- T : Momen puntir atau torsi (N.mm)
- Dp : Diameter poros (mm)
- W : Lebar pasak (mm)
- Sy : Tegangan luluh material pasak (MPa atau N/mm²)

2.2.9 Pillow Block

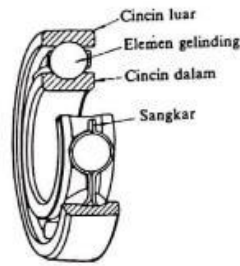
Pulley berfungsi sebagai penumpu belt pada ujung-ujung conveyor, yang meliputi pulley penggerak, pulley belakang, pulley penekan, dan pulley pengencang. Meskipun terdapat berbagai jenis pulley, konstruksinya pada dasarnya sama, yaitu terdiri atas silinder baja atau besi cor yang ditumpu oleh poros dan bantalan, dengan perbedaan utama terletak pada ukurannya. Pada perencanaan sistem belt conveyor dengan kondisi operasi tertentu, pemilihan tipe pulley yang tepat sangat diperlukan (Suhariyanto).



Gambar 2. 20 Pillow Block

(Sumber : E-Commerce)

1. Kapasitas Nominal Bantalan Gelinding



Gambar 2. 21 Bantalan bola radial alur dalam baris tunggal

Sumber (Sularso dan Suga, 1997)

Kapasitas nominal bantalan gelinding terdiri atas dua macam kapasitas nominal. Misalkan sejumlah bantalan membawa beban tanpa variasi dalam arah yang tetap. Jika bantalan tersebut adalah bantalan radial, maka bebannya adalah radial murni, dengan cincin luar diam dan cincin dalam berputar. Jika bantalan tersebut adalah bantalan aksial, maka kondisi bebannya adalah aksial murni, satu cincin diam dan cincin lainnya berputar. Jumlah putaran adalah 1.000.000 (atau 33,3 rpm selama 500 jam). Setelah menjalani putaran tersebut, apabila 90% dari jumlah bantalan tersebut tidak menunjukkan kerusakan akibat kelelahan oleh beban gelinding pada cincin atau elemen gelindingnya, maka besarnya beban tersebut dinamakan kapasitas nominal dinamis spesifik, dan umur yang bersangkutan disebut umur nominal.

Jika bantalan membawa beban dalam keadaan diam (atau berayun-ayun), dan pada titik kontak yang menerima tegangan maksimum besarnya deformasi permanen pada elemen gelinding ditambah deformasi cincin menjadi 0,0001 kali diameter elemen gelinding, maka beban tersebut dinamakan kapasitas nominal statis spesifik.

Kedua macam beban di atas merupakan faktor dasar pertama dalam pemilihan bantalan. Rumus-rumus perhitungan beban dinamis spesifik pada awalnya belum diseragamkan secara internasional. Hal ini dapat terlihat dari perbedaan nilai beban dinamis spesifik (C) pada bantalan dengan ukuran yang sama namun diproduksi oleh pabrik yang berbeda.

Pada tahun 1959, persamaan teoritis dari Lundberg dan Palmgren diterima oleh ISO dan dimasukkan ke dalam JIS B 1518. Saat ini, semua produsen bantalan menggunakan standar

perhitungan tersebut sehingga nilai C yang tercantum dalam katalog bantalan dari berbagai pabrik memiliki besaran yang sama untuk bantalan dengan ukuran yang sama. Persamaan untuk C pada bantalan bola dan rol radial adalah sebagai berikut. Untuk diameter bola 25,4 mm atau kurang

$$C = f_c(i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D_a^{1.8} \quad (2.33)$$

Untuk diameter bola lebih dari 25,4 (mm)

$$C = f_c(i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} \times 3,674 D_a^{1.4} \quad (2.34)$$

Untuk bantalan rol

$$C = f_c(i l_a \cos \alpha)^{7/9} Z^{3/4} D_a^{29/27} \quad (2.35)$$

Dimana :

- C : Kapasitas nominal dinamis spesigik
- i : Jumlah baris bola dalam satu bantalan
- α : Sudut kontak nominal
- Z : Jumlah bola dalam tiap baris
- D_a : Diameter bola
- f_c : Kelas ketelitian dan bahan dari bagian-bagian bantalan
- l_a : Panjang efektif rol

2. Perhitungan Beban dan Umur Bantalan Gelinding

Suatu beban yang besarnya sedemikian rupa sehingga memberikan umur yang sama dengan umur yang dihasilkan oleh beban dan kondisi putaran sebenarnya disebut beban ekuivalen dinamis.

Jika suatu deformasi permanen yang terjadi setara dengan deformasi permanen maksimum akibat kondisi beban statis yang sebenarnya pada titik kontak antara elemen gelinding dan cincin pada tegangan maksimum, maka beban yang menimbulkan deformasi tersebut dinamakan beban ekuivalen statis.

Misalkan sebuah bantalan membawa beban radial F_r (kg) dan beban aksial F_a (kg). Maka beban ekuivalen dinamis P (kg) untuk bantalan tersebut dapat dinyatakan sebagai berikut.

Untuk bantalan radial (kecuali bantalan rol silinder): (Suga dan Sularso, 1991)

$$P_r = X V F_r + Y F_a \quad (2.36)$$

Untuk bantalan aksial (Suga dan Sularso, 1991)

$$P = X F_r + Y F_a \quad (2.37)$$

Dimana :

P_r	: Beban ekivalen dimana bantalan radial (kgf)
P	: Beban ekivalen dimana bantalan aksial (kgf)
F_r	: Beban radial (kgf)
F_a	: Beban aksial (kgf)
V	: Faktor pembebanan untuk cincin luar yang berputar
X	: Faktor koreksi

Faktor V sama dengan 1 untuk pembebanan pada cincin dalam yang berputar dan 1,2 untuk pembebanan pada cincin luar yang berputar. Harga-harga X dan Y terdapat pada tabel.

Tabel 2. 6 Faktor-faktor V, X, Y dan X_0, Y_0

(Sumber : Suhariyanto)

Jenis bantalan		Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				e	Baris tunggal		Baris ganda			
				$F_a / VF_r > e$		$F_a / VF_r \leq e$					$F_a / VF_r > e$		X_0	Y_0	X_0	Y_0
				X	Y	X	Y	X	Y							
		V														
Bantalan bola alur dalam	$F_a / C_0 = 0,014$	1	1,2	0,56	1	0	0,56	2,30	0,19	0,6	0,5	0,6	0,5			
	$= 0,028$							1,99	0,22							
	$= 0,056$							1,71	0,26							
	$= 0,084$							1,55	0,28							
	$= 0,11$							1,45	0,30							
	$= 0,17$							1,31	0,34							
	$= 0,28$							1,15	0,38							
	$= 0,42$							1,04	0,42							
$= 0,56$	1,00	0,44														
Bantalan bola sudut	$\alpha = 20^\circ$	1	1,2	0,43	1,00	1,09	0,70	1,63	0,57	0,5	1	0,42	0,84			
	$= 25^\circ$			0,41	0,87	0,92	0,67	1,41	0,68			0,38	0,76			
	$= 30^\circ$			0,39	0,76	0,78	0,63	1,24	0,80			0,33	0,66			
	$= 35^\circ$			0,37	0,66	0,66	0,60	1,07	0,95			0,29	0,58			
	$= 40^\circ$			0,35	0,57	0,55	0,57	0,93	1,14			0,26	0,52			

Beban radial ekivalen statis P_0 (kg) dan beban aksial ekivalen statis P_{0a} (kg) untuk suatu bantalan yang membawa beban radial F_r (kg) dan beban aksial F_a (kg) dapat ditentukan dengan persamaan berikut.

$$\begin{aligned}
 P_0 &= X_0 F_r + Y_0 F_a \\
 P_0 &= F_r \text{ diambil yang lebih besar} \\
 P_{0a} &= F_a + 2,3 F_a \tan \alpha
 \end{aligned}
 \tag{2.38}$$

Umur nominal L (yaitu umur di mana 90% dari jumlah sampel bantalan masih berfungsi tanpa menunjukkan kerusakan akibat kelelahan gelinding setelah berputar sebanyak 1 juta putaran) dapat ditentukan sebagai berikut. Jika C (kg) adalah kapasitas nominal dinamis spesifik dan P (kg) adalah beban ekivalen dinamis, maka faktor kecepatan dinyatakan sebagai:

Menentukan faktor kecepatan untuk bantalan bola (f_n) (Suga dan Sularso 1991):

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n}\right)^{1/3} \quad (2.39)$$

Menentukan faktor kecepatan untuk bantalan rol (f_n)

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n}\right)^{3/10} \quad (2.40)$$

Dimana :

f_n : Faktor kecepatan
 n : Jumlah siklus beban dalam satu jam (*cycle/h*)

Faktor umur untuk bantalan adalah :

$$f_h = f_n \frac{C}{P} \quad (2.41)$$

Dimana :

f_n : Faktor kecepatan bantalan bola
 C : Beban nominal dinamis spesifik (kgf)
 P : Beban ekivalen dinamis (kgf)

Umur nominal L_h adalah

Untuk bantalan bola, $L_h = 500 f_h^3$

Untuk bantalan rol, $L_h = 500 f_h^{10/3}$

Dengan bertambah panjangnya umur karena adanya perbaikan besar dalam mutu bahan dan karena tuntutan keandalan yang lebih tinggi, maka bantalan modern direncanakan dengan L_h yang dikalikan dengan faktor koreksi. Jika L_n menyatakan keandalan umur (100 – n) (%) maka

$$L_h = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_n \quad (2.42)$$

Dimana :

a_1 : Adalah faktor keandalan . a_1 bila keandalan 90(%) dipakai seperti biasanya, atau 0,21 bila keandalan 99(%) dipakai

a_2 : Adalah faktor bahan. $a_2 = 1$ untuk bahan baja bantalan yang dicairkan secara terbuka, dan kurang lebih 3 untuk baja bantalan de-gas hampa

a_3 : Adalah faktor kerja. a_3 untuk kondisi kerja normal, dan kurang dari 1 untuk hal-hal berikut ini (karena kondisinya tidak menguntungkan umur bantalan) :

- i. Bantalan bola, dengan pelumasan minyak berviskositas 13 (cSt) atau kurang.
- ii. Bantalan rol, dengan pelumasan minyak berviskositas 20 (cSt) atau kurang.
- iii. Kecepatan rendah, yang besarnya sama dengan atau kurang dari 10000 (rpm) dibagi diameter jarak bagi elemen gelinding

Jika bantalan berada dalam keadaan diam, atau apabila cincin dalam, cincin luar, dan elemen gelinding berputar bersama sebagai satu kesatuan (tanpa adanya gerakan relatif di antara ketiga bagian tersebut), atau jika bantalan berputar dengan kecepatan tidak lebih dari 10 rpm, ataupun bergerak secara berayun-ayun, maka perhitungan L tidak dilakukan. Dalam kondisi tersebut, beban dianggap sebagai beban statis, dan perhitungan hanya didasarkan pada beban ekivalen statis yang harus lebih besar.

Tabel 2. 7 Harga faktor keandalan

(Sumber : Suhariyanto)

Faktor keandalan (%)	L_n	a_1
90	L_{10}	1
95	L_5	0,62
96	L_4	0,53
97	L_3	0,44
98	L_2	0,33
99	L_1	0,21

Tabel 2. 8 Bantalan untuk permesinan serta umurnya

(Sumber : Suhariyanto)

Umur Faktor beban f_w		2000-4000 (jam)	5000-15000 (jam)	20000-30000 (jam)	40000-60000 (jam)
		Pemakaian jarang	Pemakaian sebentar- sebentar (tidak terus- menerus)	Pemakaian terus menerus	Pemakaian terus menerus dengan keandalan tinggi
1-1,1	Kerja halus tanpa tumbukan	Alat listrik rumah tangga, sepeda	Konveyor, me- sin pengangkat, lift, tangga jalan	Pompa, poros transmisi, se- parator, pengayak, mesinper- kakas, pres putar, separator sentrifugal, sentrifus pemurni gula, motor listrik	Poros transmisi utama yang memegang peranan penting motor-motor
1,1-1,3	Kerja biasa	Mesin pertanian Gerinda tangan	Otomobil Mesin jahit	Motor kecil, roda meja, pemegang pinyon, roda gigi reduksi, kereta rel	Pompa penguras, mesin pabrik kertas, rol kalender, kipas angin, kran, penggiling bola, motor utama kereta rel listrik
1,2-1,5	Kerja dengan getaran atau tumbukan		Alat-alat besar, unit roda gigi dengan getaran besar, rolling mill	Penggetar, penghancur	

Rendah dari pada beban nominal statisnya untuk menentukan apakah umur yang dihitung perlu dihitung lagi dengan nomor bantalan yang lain, harus dipertimbangkan berdasarkan harga-harga standar dalam tabel diatas.

Faktor beban dan beban rata-rata jenis Jenis dan gabungan bantalan pada prinsipnya harus dipilih sedemikian hingga satu beban radial dapat dipikul oleh dua bantalan, dan beban aksialnya ditahan oleh salah satu dari kedua bantalan tersebut. Jika terdapat getaran atau tumbukan, perhitungan beban harus dikalikan dengan faktor beban; bila putaran bervariasi atau beban berfluktuasi terhadap waktu, maka beban rata-rata harus dihitung.

Perhitungan umur bearing

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^b \times \frac{10^6}{60xn} \quad (2.43)$$

Dimana :

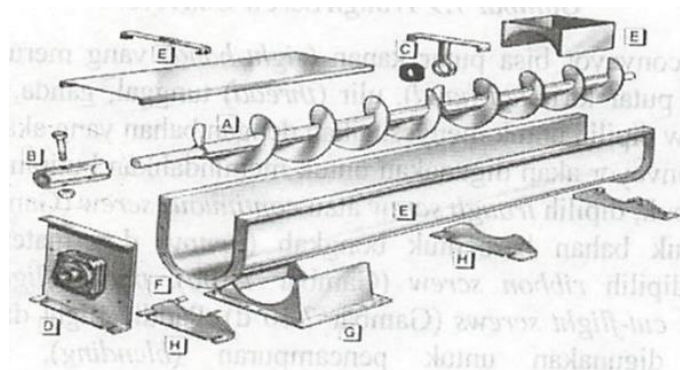
- L_{10h} : Umur *Bearing* (jam)
 C : *Dynamic Load Rating* (N)
 P : Beban Equivalent (N)
 n : Putaran Poros (rpm)

2.2.10 Screw

Screw Conveyor pada dasarnya terdiri dari poros yang dilengkapi dengan ulir (screw) yang berputar di dalam wadah (disebut trough atau casing) dan didukung oleh unit penggerak. Proses kerjanya dimulai ketika material dimasukkan melalui corong pengisi (feeding hopper). Saat ulir berputar di sepanjang rumah lintasan yang umumnya berbentuk U (U-shaped casing), material tersebut akan didorong dan bergerak maju ke depan berkat daya dorong (thrust) yang dihasilkan oleh putaran ulir. Material yang diangkut dapat dimasukkan ke dalam trough melalui satu atau lebih corong pengisi, dan kemudian dikeluarkan, baik di ujung akhir trough maupun melalui bukaan khusus yang tersedia di bagian bawah trough.

a) Konsturksi Screw

Konstruksi screw conveyor tersusun dari bebrapa komponen seperti gambar dibawah,



Gambar 2. 22 Komponen Screw

(Sumber : Suhariyanto)

Diketahui :

1) Screw

Ulir (screw), yang merupakan komponen sentral berbentuk heliks, berputar di dalam salurannya. Melalui gerakan rotasi ini, secara efektif menghasilkan gaya dorong untuk memindahkan material curah sepanjang wadah.

2) Kopling

Peran kopling adalah menjadi penghubung mekanis antara poros ulir dan unit penggerak, yang sangat krusial untuk mentransfer daya putar yang diperlukan (torsi) secara efisien.

3) *Hangers and Bearing*

Bantalan (*bearing*) berfungsi untuk menopang poros ulir, yang bertujuan meminimalkan gesekan dan menjaga putaran tetap stabil. Sementara itu, pada konveyor yang panjang, penggantung (*hangers*) diperlukan di sepanjang trough sebagai penyangga tambahan bagi bantalan di bagian tengah.

4) *Througs end*

Througs end atau Penutup ujung trough mempunyai fungsi ganda sebagai segel untuk mencegah material tumpah atau bocor dari wadah, sekaligus sebagai rumah pelindung yang menampung bantalan ujung dan sistem penyekat (segel).

5) *Througs, covers, clamp, dan shrouds*

a. *Througs*

Wadah (*Trough*), memiliki bentuk saluran U, berfungsi sebagai rumah atau lintasan stasioner tempat ulir berputar untuk mengangkut material.

b. *Clovers*

Penutup (*Covers*) memiliki dua fungsi utama yakni, melindungi material dari kontaminasi dari luar dan menjaga keselamatan operator.

c. *Clamps*

Clamps di screw conveyor berfungsi untuk memastikan penutup terpasang kuat dan rapat pada wadah.

d. *Shrouds*

Pelindung (*Shrouds*) adalah selubung tambahan yang memberikan perlindungan ekstra pada area yang sensitif, misalnya di sekitar titik pengeluaran material.

e. *Flange*

Flange adalah bagian berbentuk piringan yang menjamin sambungan yang kokoh dan rapat. Komponen ini berperan penting dalam menyatukan segmen-segmen *trough*, atau menjadi penghubung antara *trough* dengan komponen lain seperti *drive unit* atau *spout*.

f. *Feed dan Discharge Spouts*

Feed (corong pengisi) adalah saluran masuk material ke dalam *trough*, sementara corong pengeluaran (*discharge spout*) adalah saluran keluar tempat material dikeluarkan setelah selesai diangkut.

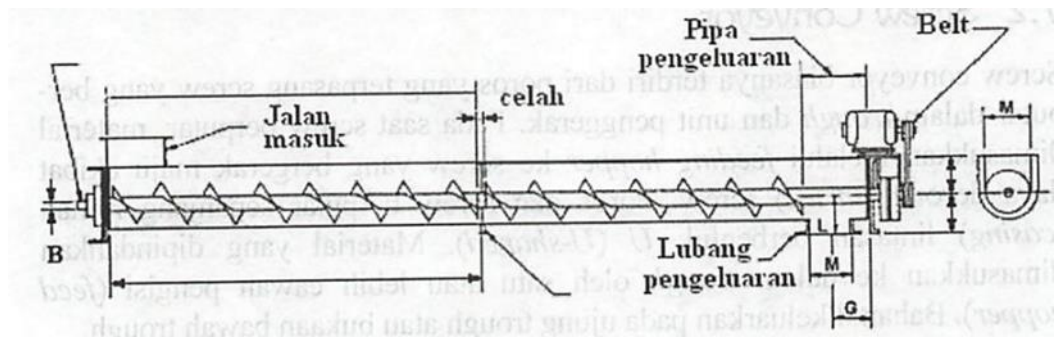
6) *Supporting Feeds dan Saddles*

Struktur konveyor ditopang oleh Kaki Penyangga (*Supporting Feet*) yang dipasang pada Dudukan (*Saddles*). Dudukan ini sendiri merupakan pelat yang terpasang di sisi luar wadah (*trough*), dan sistem penyangga ini berfungsi untuk menahan seluruh bobot konveyor di lantai atau pondasi.

Dalam penerapannya, *screw conveyor* cukup terbatas karena tidak semua jenis material curah cocok untuk diangkut. Konveyor ini tidak disarankan untuk material dengan bongkah besar, material yang mudah hancur, atau material yang lengket (*sticking*). Selain itu, kelebihan beban material dapat menyebabkan penyumbatan di sekitar bantalan, yang berisiko merusak poros dan menghentikan putaran ulir.

Meskipun memiliki keterbatasan, *screw conveyor* memiliki beberapa keunggulan, yaitu kemudahan dalam perencanaan dan perbaikan, ukuran dimensi yang relatif kecil, serta kemampuan untuk mengeluarkan material di berbagai titik sesuai kebutuhan. Karakteristik ini menjadikannya pilihan ideal untuk memindahkan material yang berdebu, panas, atau yang memiliki bau menyengat dan menjijikkan.

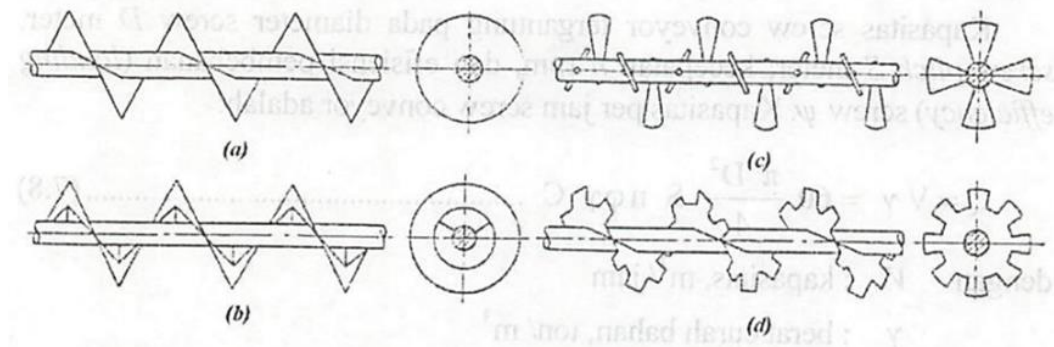
Dalam penggunaannya akan mengalami gesekan yang tinggi, karena adanya gesekan tinggi antara material dengan ulir dan wadah (*trough*), konsumsi daya yang dibutuhkan oleh *screw conveyor* cenderung tinggi. Oleh karena itu, penggunaannya dibatasi hanya untuk kapasitas rendah hingga sedang (maksimal sekitar 100 m³/jam) dan umumnya hanya efisien untuk bentangan panjang 30 hingga 40 meter.



Gambar 2. 23 Poros Screw

(Sumber : Suhariyanto)

Screw conveyor dapat berputar ke arah putar kanan (*right hand*) yang umum digunakan atau kiri (*left hand*), serta menggunakan ulir tunggal, ganda, atau tripel, di mana pemilihan desain ulir disesuaikan dengan jenis material yang diangkut. Untuk butiran kering atau bubuk, dipilih *Trough Screw* atau *Continuous Screw*, sementara material bongkahan dan lengket membutuhkan *Ribbon screw*, *Paddle-flight*, atau *Cut-flight screw*. Jenis *Paddle-flight* dan *Cut-flight* dapat dimanfaatkan secara khusus untuk tujuan pencampuran dan pengadukan berbagai material.



Gambar 2. 24 Jenis – Jenis Screw

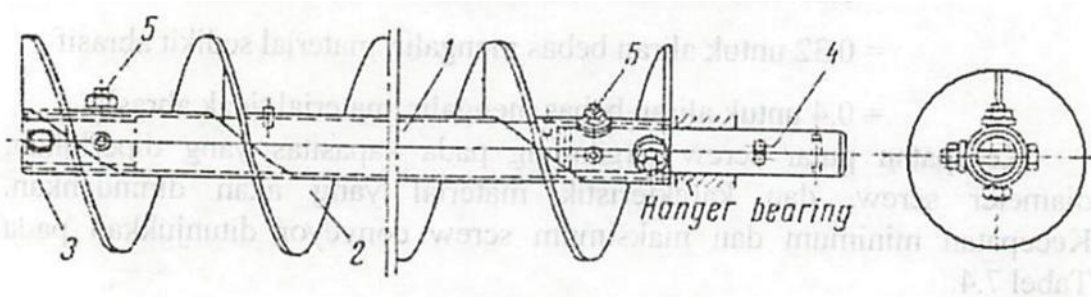
(Sumber : Suhariyanto)

Diketahui :

- Solid*
- Ribbon*
- Paddle Flight*
- Cut Flight*

Screw biasanya dibuat dari lembaran baja 4 s/d 8 mm. Setiap bagian dilas ke poros dan dilas atau dikeling satu sama lain. Screw kadang juga dicor, menyatu dengan poros.

Poros screw conveyor memiliki desain pejal (*solid*) atau berlubang (*hollow*). Poros berlubang dipilih karena lebih ringan dan mempermudah proses penyambungan. Poros dan ulir dibuat dalam segmen yang terdiri dari dua hingga empat bagian. Poros berlubang dapat disambungkan dengan memasukkan *bushing* dan pin, yang kemudian diperkuat dengan baut. Pin tersebut berfungsi sebagai *journal* untuk bantalan utama dan bantalan antara (*intermediate bearing*). Meskipun metode penyambungan ini sederhana dan kompak, namun memiliki kelemahan yaitu sulit untuk dibongkar kembali.



Gambar 2. 25 Poros Berlubang Screw Conveyor

(Sumber : Suhariyanto)

Diketahui :

- Hollow Shaft*
- Spiral Turn*
- Bushing*
- Bolt*

Bantalan utama (*main bearing*) umumnya dipasang di sisi pengeluaran (*discharge end*) conveyor. Pelumasan dilakukan menggunakan gemuk (*grease*) yang disalurkan melalui *grease cup* yang terpasang di atas penutup wadah (*trough cover*). Untuk konstruksi wadah (*trough*) dibuat dari lembaran baja (*sheet steel*). Di sepanjang *trough*, dilas flensa (*flanged*) yang berfungsi ganda, sebagai penguat (*stiffener*) struktural dan sebagai penyambung antara *trough* dengan penutupnya. Diameter internal *trough* (yang berbentuk silinder) dibuat sedikit lebih besar daripada ulir (*screw*) itu sendiri, sehingga menyisakan celah (*clearance*) kecil. Celah yang ideal dan dianjurkan pada sistem adalah, antara 6 hingga 9,5 mm.

b) Kapasitas Screw

Besarnya kapasitas ton per jam screw conveyor dapat dinyatakan dengan persamaan :

$$Q = V\gamma = 60 \frac{\pi \cdot D^2}{4} S \cdot n \cdot \phi \cdot C \cdot \gamma \quad (2.44)$$

Dimana :

- Q : kapasitas material (massa per satuan waktu) yang diangkut, ton/jam
V : volume material per satuan waktu yang diangkut, m³/jam
γ : berat jenis atau massa jenis material, ton/m³
D : diameter screw, m
S : Screw pitch, m
Biasanya , S = 0,8 D
C : faktor koreksi karena inklinasi conveyor
β = 0 maka C = 1
β = 5° maka C = 0,9
β = 15° maka C = 0,7
β = 20° maka C = 0,65

$$\beta = 10^\circ \text{ maka } C = 0,8$$

ϕ : Loading efficiency

n : - 0,32 untuk aliran bebas mengalir, material sedikit abrasif
 - 0,40 untuk aliran bebas mengalir, material tidak abrasif

Kecepatan putaran ulir (screw) ditentukan oleh tiga faktor yakni, kapasitas pemindahan material yang diperlukan, diameter ulir yang digunakan, dan karakteristik spesifik dari material yang diangkut. Batas kecepatan maksimum dan minimum yang diizinkan untuk operasional konveyor dapat dilihat pada tabel di bawah ini.

Tabel 2. 9 Kecepatan Putaran Maksimum dan Minimum

(Sumber : Suhariyanto)

ϕ Screw D,mm		100	120	150	200	250	300	400	500	600
n, rpm	Min	25	25	23,6	23,6	23,6	19	19	19	15
	maks	200	200	150	150	118	118	95	95	75

Hambatan total terhadap gerak screw terdiri dari : gesekan material dengan permukaan screw, gesekan pada bearing dan axial thrust bearing, dan gesekan screw terhadap partikel-partikel yang bercampur di dalamnya.

c) Daya Screw

Besarnya daya yang diperlukan oleh beberapa jenis poros screw yaitu screw mendatar dan screw inklinasi dapat dinyatakan dengan persamaan di bawah ini.

1. Daya Screw Conveyer mendatar

$$N_s = \frac{Q \cdot L \cdot \mu}{367} \quad (2.45)$$

Dimana :

N_s : daya poros yang diperlukan, kW

Q : kapasitas muatan, ton/jam

L : Panjang screw conveyer, m

μ : faktor hambatan gerakan

- 2,5 Untuk material : antransit, batu bara coklat kering, nut coal, garam-batu,dsb

- 4,0 Untuk material : gypsum, lumpy atau fine dry clay, calcium carbonat,foundry scand,sulhur,semen, abu, lime, pasir butir kecil dan besar, cetakan pasir, dsb

α : sudut inklinasi, derajat

H : Tinggi

2. Daya Screw Conveyer inklinasi dengan sudut inklinasi β

$$N_o = \frac{Q}{367} (L \cdot \mu + H) = \frac{Q \cdot L}{367} (\mu + \sin \alpha) \quad (2.46)$$

d) Torsi dan Gaya Longitudinal Screw Conveyor

1. Torsi untuk poros yang berputar

$$T = \frac{102 N_o}{\omega} = \frac{102 \times 60 N_o}{2\pi n} = 974,028 \frac{N_o}{n} \quad (2.47)$$

Dimana :

- T : Torsi yang diperlukan untuk memutar poros, kgf.m
- ω : kecepatan sudut, rad/s
- n : kecepatan putara, rpm
- No : daya poros yang diperlukan, kW

2. Gaya Longitudinal maksimum yang bekerja pada screw

$$P = \frac{T}{r \cdot \tan (\alpha + \varphi)} \quad (2.48)$$

Dimana :

- T : gaya longitudinal maksimum, kgf.m
- r : jari-jari tempat gaya P bekerja, m
- r : (0,7 s/d 0,8) 0,5D
- φ : factor koreksi karena sudut gesek material terhadap permukaan screw
- α : sudut helix screw pada jari-jari r, derajat
- P : Gaya longituinal, kgf

Halaman ini sengaja dikosongkan

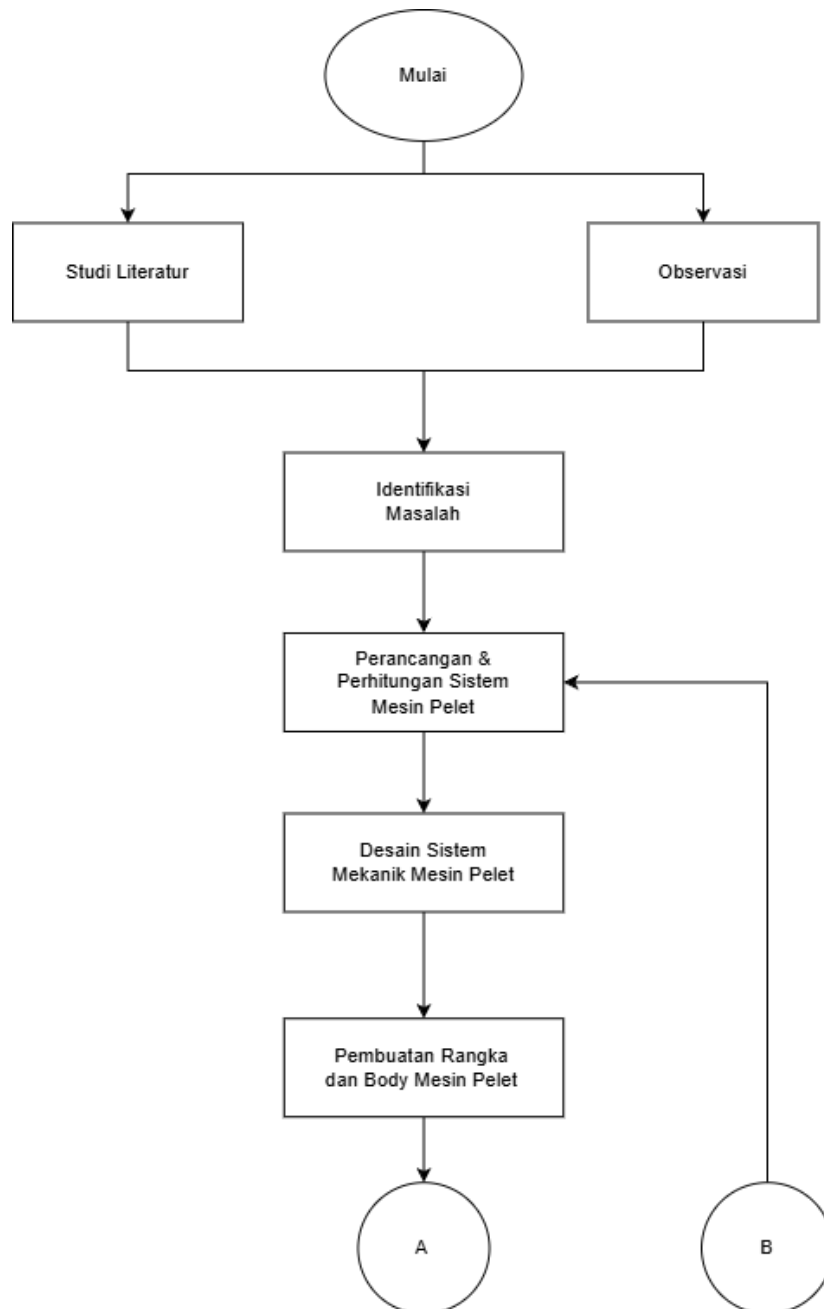
BAB III

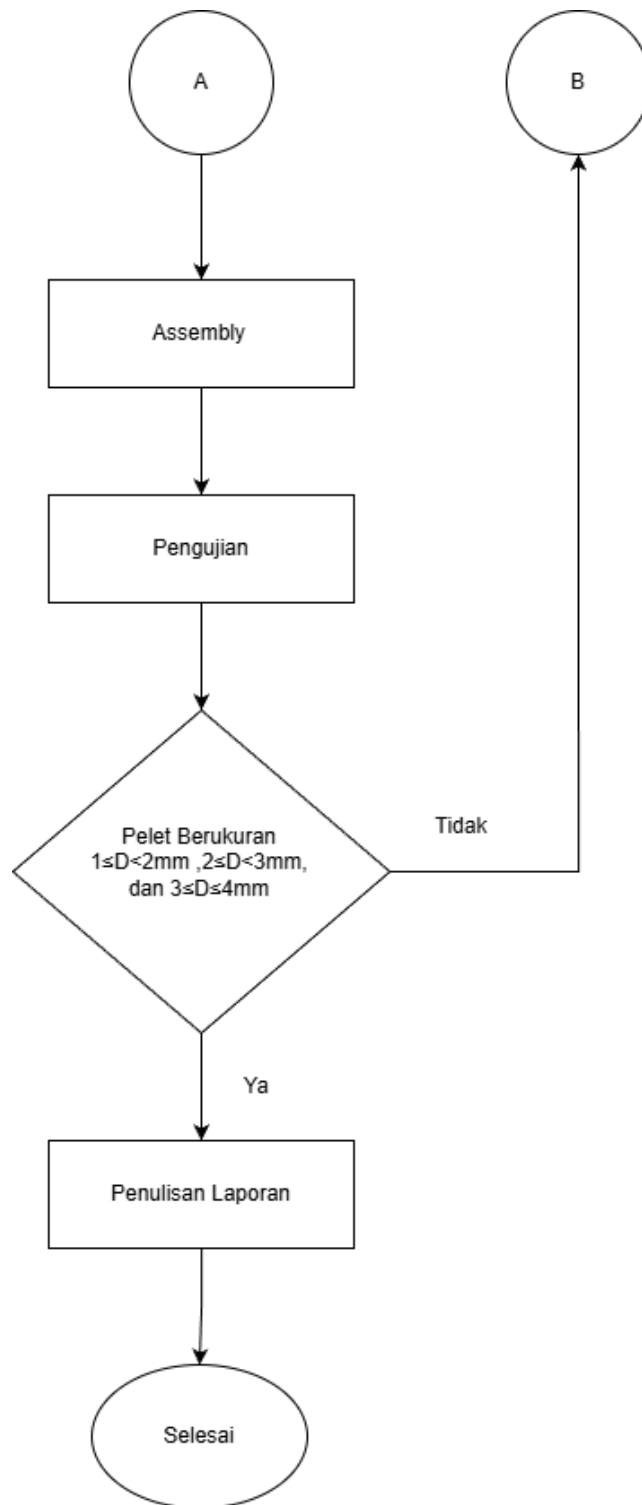
METODE PENELITIAN

Pada bab ini akan membahas tentang uraian cara untuk mencapai tujuan dalam Proyek Akhir yang meliputi diagram alir, proses pengerjaan, peralatan, sumber data, prosedur pengumpulan data, teknik yang dipakai

3.1 Diagram Alur Penelitian

a. Gambar Diagram Alir Penelitian





Gambar 3. 1 Diagram Alir Penelitian

3.1.1 Observasi Lapangan dan Studi Literatur

Tahap ini merupakan langkah awal dalam penelitian untuk mengumpulkan informasi yang relevan. Studi literatur dilakukan dengan mengkaji jurnal-jurnal terdahulu dan buku referensi terkait mesin pencetak pelet tipe screw extruder. Berdasarkan kajian pustaka, ditemukan bahwa mesin-mesin pelet skala UMKM yang ada saat ini umumnya masih

menggunakan sistem cetakan (*die*) tipe tetap (*fixed*), yang memiliki keterbatasan dalam fleksibilitas penggantian ukuran pelet.

Selanjutnya, observasi lapangan dilakukan secara langsung pada mitra pembudidaya ikan gurame, yaitu Bapak Sumitro yang berlokasi di Desa Gendingan, Kecamatan Kedungwaru, Kabupaten Tulungagung. Dari hasil observasi dan wawancara, teridentifikasi permasalahan bahwa pembudidaya membutuhkan variasi ukuran pakan yang berbeda (benih, remaja, induk) untuk memaksimalkan pertumbuhan ikan. Namun, mesin yang tersedia di pasaran sulit untuk diganti cetakannya karena konstruksi penguncian yang rumit (menggunakan banyak baut), sehingga proses penggantian memakan waktu lama dan tidak efisien.

Berdasarkan gabungan hasil studi literatur dan observasi tersebut, disimpulkan perlunya rancang bangun mesin pencetak pelet dengan inovasi sistem *die* modular (*bongkar-pasang*) yang menggunakan mekanisme penguncian cepat (*quick-change*), guna menjawab kebutuhan efisiensi dan fleksibilitas di tingkat UMKM.

3.1.2 Identifikasi Masalah

Berdasarkan hasil observasi lapangan yang dilakukan pada mitra UMKM pembudidaya ikan gurame, yaitu Bapak Sumitro yang berlokasi di Desa Gendingan, Kecamatan Kedungwaru, Kabupaten Tulungagung, teridentifikasi permasalahan utama berupa ketiadaan alat produksi yang memadai untuk mendukung pengolahan pakan mandiri. Selama ini, mitra memanfaatkan bahan baku yang tersedia murah di lingkungan sekitar, yaitu limbah pasar (seperti sisa sayuran kol, sawi, dan daun-daunan). Namun, proses pemberian pakan masih dilakukan secara konvensional, di mana bahan tersebut diberikan langsung atau hanya dicacah kasar secara manual. Metode ini dinilai kurang maksimal karena bentuk pakan tidak seragam dan banyak yang terbuang. Mitra membutuhkan satu unit mesin pencetak pelet untuk memproduksi pakan ikan dengan formulasi bahan baku yang tepat, agar pakan yang dihasilkan mudah dikonsumsi oleh ikan.

3.2 Spesifikasi Ukuran Pelet yang Dihasilkan

Perancangan mesin pencetak pelet ini didasarkan pada parameter teknis kebutuhan pakan ikan gurame (*Osphronemus goramy*) untuk memastikan alat yang dibuat tepat guna. Spesifikasi mesin, khususnya pada dimensi cetakan (*die*) dan mekanisme ekstruder, ditentukan oleh karakteristik fisik pakan yang harus dipenuhi, yaitu ukuran butiran dan komposisi bahan baku standar.

3.2.1 Ukuran Pelet

Agar pakan dapat dikonsumsi secara efisien dan tidak terbuang, diameter pelet harus disesuaikan dengan bukaan mulut ikan pada setiap fase pertumbuhannya. Mengacu pada kebutuhan ukuran pakan yang diidentifikasi melalui wawancara langsung dengan mitra pembudidaya (Bapak Sumitro, Desa Gendingan, 2026) dan dikonfirmasi dengan ukuran pelet komersial yang umum beredar di pasaran, kebutuhan ukuran pelet gurame dikategorikan sebagai berikut:

- a. Fase Benih : Membutuhkan pelet berdiameter kecil ($1 \leq D < 2$)
- b. Fase Remaja : Membutuhkan pelet berdiameter sedang ($2 \leq D < 3$)
- c. Fase Dewasa : Membutuhkan pelet berdiameter ($3 \leq D \leq 4$)

Oleh karena itu, mesin ini dirancang dengan inovasi *die modular* yang memungkinkan penggantian cetakan untuk mengakomodasi ketiga variasi ukuran tersebut dalam satu unit mesin.

3.2.2 Formulasi Bahan Baku Pakan

menghasilkan pakan mandiri yang berkualitas dan memenuhi standar nutrisi, bahan baku yang diolah menggunakan formulasi standar yang terdiri dari campuran bahan hewani dan nabati. Berdasarkan referensi formulasi pakan buatan berstandar SNI (Fitriana et al., 2024), bahan baku utama yang digunakan meliputi campuran tepung ikan, tepung kedelai, tepung jagung, dedak halus, Premix vitamin

Karakteristik bahan-bahan tersebut yang berbentuk serbuk/tepung membutuhkan proses pencampuran dan ekstrusi (penekanan) yang kuat agar dapat menyatu menjadi pelet yang padat dan kompak. Mesin dirancang dengan mekanisme screw extruder yang mampu memberikan tekanan kompresi yang cukup untuk memadatkan adonan formulasi tersebut sehingga menghasilkan pelet yang memiliki ketahanan fisik yang baik (tidak mudah hancur) saat diaplikasikan di kolam

Presentase Formulasi Bahan Baku Pelet :

Tabel 3. 1 Komposisi Bahan Baku
(Sumber : Fitriana et al., 2024)

No	Jenis Bahan	Presentase (%)	Fungsi
1	Tepung Ikan	25%	Sumber Protein Hewani
2	Tepung Kedelai	30%	Sumber Protein Nabati
3	Dedak Halus	30%	Sumber Karbohidrat dan Serat
4	Tepung Tapioka	10%	Perekat dan Sumber Energi
5	Premix Vitamin	5%	Vitamin untuk Ikan

Untuk mempertahankan prinsip *circular ekonomi* dan mengurangi ketergantungan pada bahan belian dari pabrik penulis merekomendasikan bahan baku pembuatan yang lebih bisa diperoleh secara ergonomis dengan tetap meninjau presentase komposisi sesuai dengan standar acuan SNI

Tabel 3. 2 Komposisi Bahan Baku Yang Disarankan

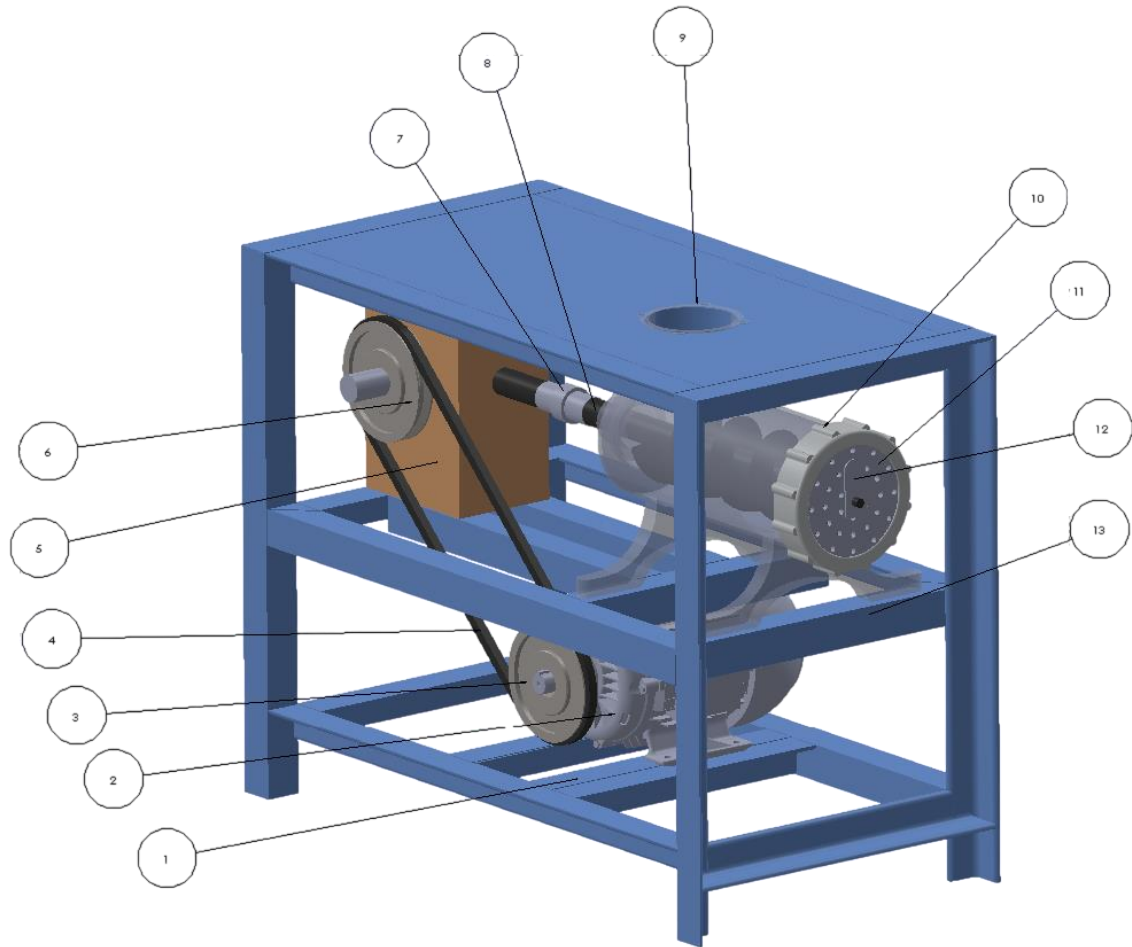
No	Jenis Bahan	Presentase (%)	Fungsi
1	Cacing	25%	Sumber Protein Hewani
2	Azola	30%	Sumber Protein Nabati
3	Sayuran sisa pasar (kol,sawi, dsb)	30%	Sumber Karbohidrat dan Serat
4	Pati Singkong	10%	Perekat dan Sumber Energi
5	Probiotik fermentasi	5%	Vitamin untuk Ikan

3.3 Rancangan Mesin Pencetak Pelet

Perancangan mesin pencetak pelet ini dibuat menggunakan perangkat lunak *Computer Aided Design (CAD)* SolidWorks. Desain dirancang dengan konsep simple mechanism tanpa

gearbox (sistem transmisi langsung) untuk memudahkan perawatan dan menekan biaya produksi, namun tetap fungsional

Berikut adalah desain rancangan mesin yang diusulkan :



Gambar 3. 2 Desain Mesin Pelet

Tabel 3. 3 Nama Komponen

No	Nama Komponen	Jumlah
1	Dudukan Motor	1
2	Motor AC	1
3	Pulley 1	1
4	Belt	1
5	GearBox	1
6	Pulley 2	1
7	Kopling	1
8	Poros	1
9	Hopper	1
10	Screw Cap (Tutup Pengunci)	1
11	Dies (Cetakan)	1
12	Cutter	1
13	Rangka	1

3.3.1 Mekanisme Kerja

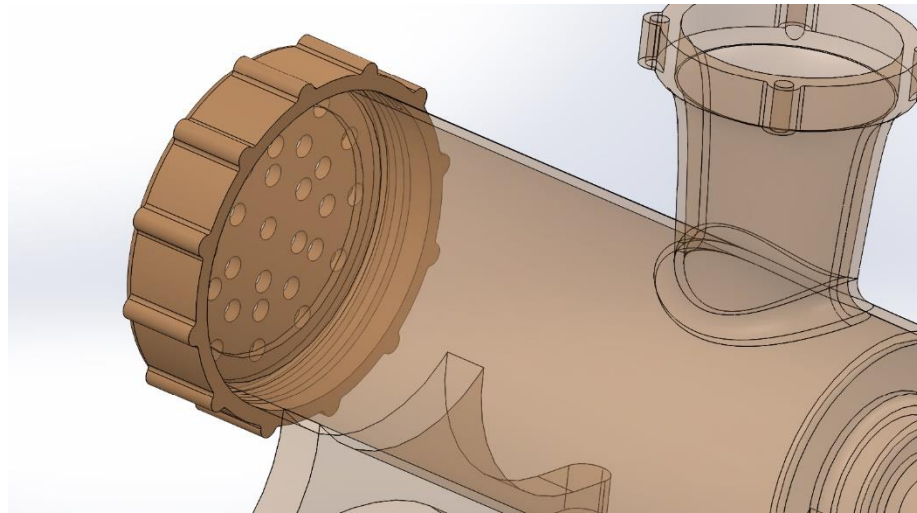
a) Mekanisme Kerja Mesin Pelet

Mesin pencetak pelet ini bekerja menggunakan mekanisme screw extruder. Proses dimulai dari motor listrik (1 HP) yang memutar pulley kecil, kemudian putaran ditransmisikan melalui v-belt menuju pulley besar yang terhubung pada poros utama (main shaft). Reduksi putaran ini berfungsi untuk meningkatkan torsi (kekuatan puntir).

Saat poros ulir (screw) berputar, adonan pakan yang masuk dari corong (hopper) akan didorong ke depan dan dipadatkan di dalam ruang laras (barrel). Tekanan yang tinggi di ujung laras akan memaksa adonan keluar melewati lubang cetakan (die plate). Pisau pemotong yang berputar di bagian luar cetakan kemudian memotong untaian pelet sesuai panjang yang diinginkan.

b) Mekanisme Kerja Dies Modular

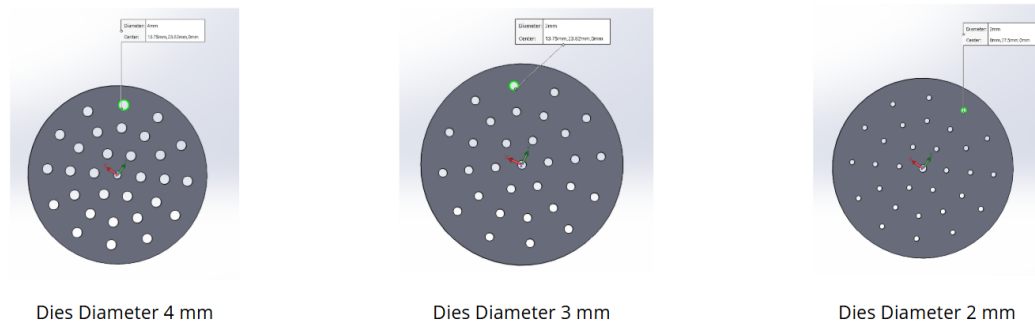
Dies modular bekerja dengan menggunakan mekanisme screw cap clamp yang menahan agar piringan dies tidak bergeser dan tetap pada tempatnya menggunakan mekanisme screw dirasa karena cukup cepat untuk proses penggantian dari cetakan (die) nya (Gambar 3.3)



Gambar 3. 3 Mekanisme Screw Cap Clamp

Kemudian untuk memenuhi dari setiap variasi ukuran dalam setiap fase umur ikan gurame maka perlu pencocokan dengan diameter output dari lubang diesnya (Gambar 3.4). dengan target output sebagai berikut :

- Dies Diameter 2 : Menghasilkan pelet berdiameter kecil ($1 \leq D < 2$)
- Dies Diameter 3 : Menghasilkan pelet berdiameter sedang ($2 \leq D < 3$)
- Dies Diameter 4 : Menghasilkan pelet berdiameter ($3 \leq D \leq 4$)



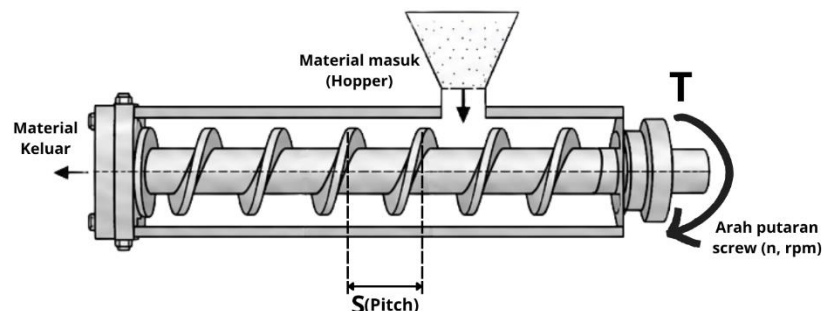
Gambar 3. 4 Variasi Ukuran Dies

3.3.2 Analisis Gaya dan Diagram Benda Bebas Poros Utama

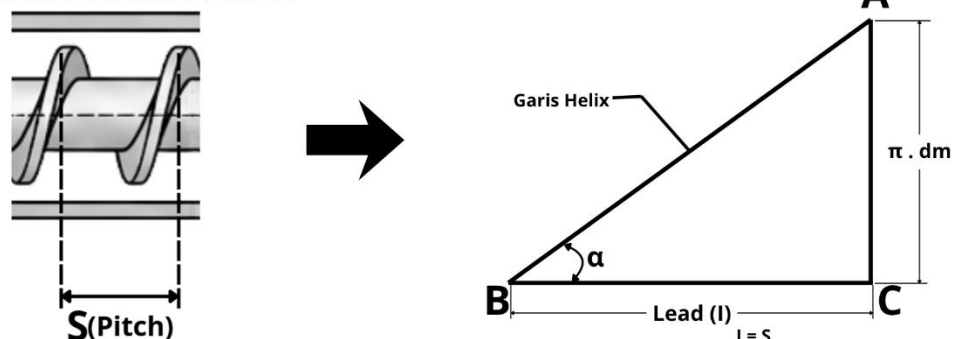
Untuk memastikan poros mampu menahan beban operasional tanpa mengalami kegagalan (patah atau bengkok), dilakukan analisis gaya-gaya yang bekerja pada poros tersebut. Poros utama pada mesin ini berfungsi meneruskan putaran dari puli ke screw sekaligus menahan gaya dorong balik (axial thrust) akibat tekanan ekstrusi adonan.

Gambar diatas merupakan gaya-gaya pada poros screw yang akan dibuat diagram benda bebasnya dengan arah putaran pulley yaitu *CW (Clock Wise)*

Geometri

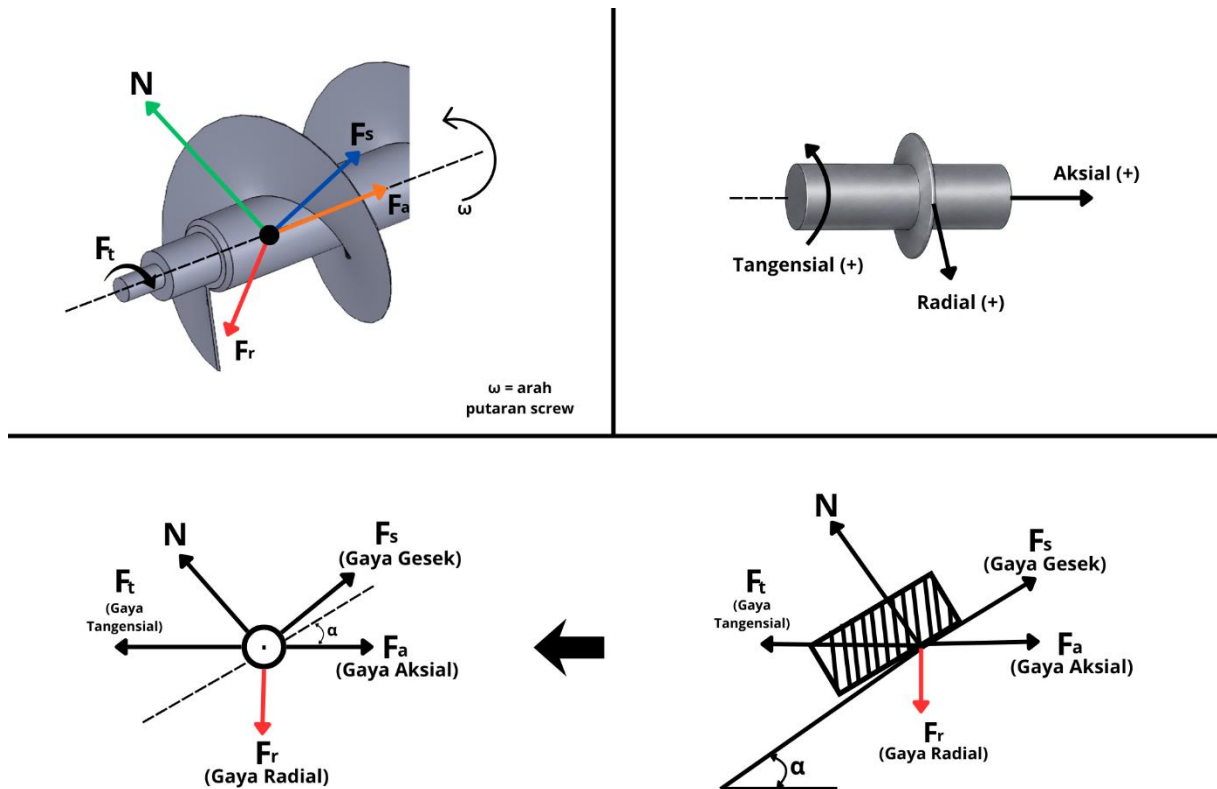


SATU PITCH ULIR DIBENTANGKAN



Gambar 3. 5 Geometri Mesin

Gambar diatas merupakan geometri pada poros screw yang akan dibuat diagram benda bebasnya.



Gambar 3. 6 Free Body Diagram

3.4 Alat & Bahan

Dalam proses pembuatan mesin pencetak pelet ini, dibutuhkan ketersediaan alat dan bahan yang memadai untuk menunjang proses manufaktur agar sesuai dengan rancangan yang telah dibuat

a) Alat

- 1) Mesin Bubut
- 2) Mesin Bor
- 3) Gerindra
- 4) Las (SMAW)
- 5) Palu
- 6) Meteran
- 7) Set Kunci

b) Bahan

- 1) Motor Listrik (AC)
- 2) Besi Siku
- 3) Besi AS
- 4) Pipa Besi
- 5) Pulley
- 6) V-Belt
- 7) Bearing
- 8) Baut dan Mur

3.5 Rencana Pengujian

Tahap pengujian merupakan langkah krusial untuk memvalidasi hasil rancang bangun. Pengujian dilakukan setelah seluruh komponen mesin terakit sempurna (*assembly*) guna memastikan spesifikasi teknis yang ditargetkan pada Bab 1 dapat tercapai. Rangkaian pengujian ini dikelompokkan menjadi dua kategori utama, yaitu uji fungsionalitas mekanisme mesin dan uji kualitas fisik produk (keseragaman).

3.5.1 Uji Fungsional

Pengujian fungsional bertujuan untuk mengevaluasi kinerja sistem transmisi, kemudahan pengoperasian fitur modular, serta kemampuan produksi mesin secara kuantitas. Pengujian ini dibagi menjadi dua tahap prosedur sebagai berikut:

a) Pengujian Tanpa Beban (*No – Load Test*)

Pengujian ini dilakukan untuk memeriksa kelayakan komponen bergerak sebelum diberi beban adonan pakan. Langkah-langkah pengujian meliputi:

1) Pemeriksaan Transmisi

Menghidupkan motor listrik selama 10 menit untuk mengamati kinerja sabuk V-belt. Indikator keberhasilan adalah Poros screw berputar secara kontinu, dan tidak oleng (center), dan Sabuk V-belt berjalan mulus dan tidak terjadi selip pada puli motor maupun puli poros utama

2) Uji Mekanisme Quick Change

Melakukan simulasi penggantian cetakan (*die*) dari ukuran 2 mm ke 3 mm dan 4 mm. Parameter yang diamati adalah kelancaran memutar tutup pengunci (*screw cap*) memastikan pelat cetakan terkunci rapat pada dudukannya, dan Ulir pengunci dapat berputar dengan lancar (*smooth*) tanpa mengalami hambatan atau kemacetan (*jamming*) saat diputar

3.5.2 Uji Keseragaman Pelet & Uji Kapasitas

Pengujian keseragaman pelet ini akan dilakukan dengan metode sampel (*sampling*) yaitu metode atau teknik mengambil sebagian dari keseluruhan produk untuk di ukur, jadi tidak perlu mengukur semua hasil produk, tapi mengambil sebagian untuk mewakili hasil secara keseluruhan.

Pengukuran dilakukan dengan menggunakan jangka sorong ketelitian 0,02 mm pada diameter luarnya, data yang diperoleh kemudian di rata – rata untuk menghasilkan presentase ukuran dalam setiap produk pelet.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil Observasi

Hasil dari observasi dan wawancara yang dilakukan di Desa Gendingan Kecamatan Kedungwaru Kabupaten Tulungagung peternak ikan milik Bapak Sumitro menghasilkan data sebagai berikut :

Tabel 4. 1 Hasil Observasi Lapangan

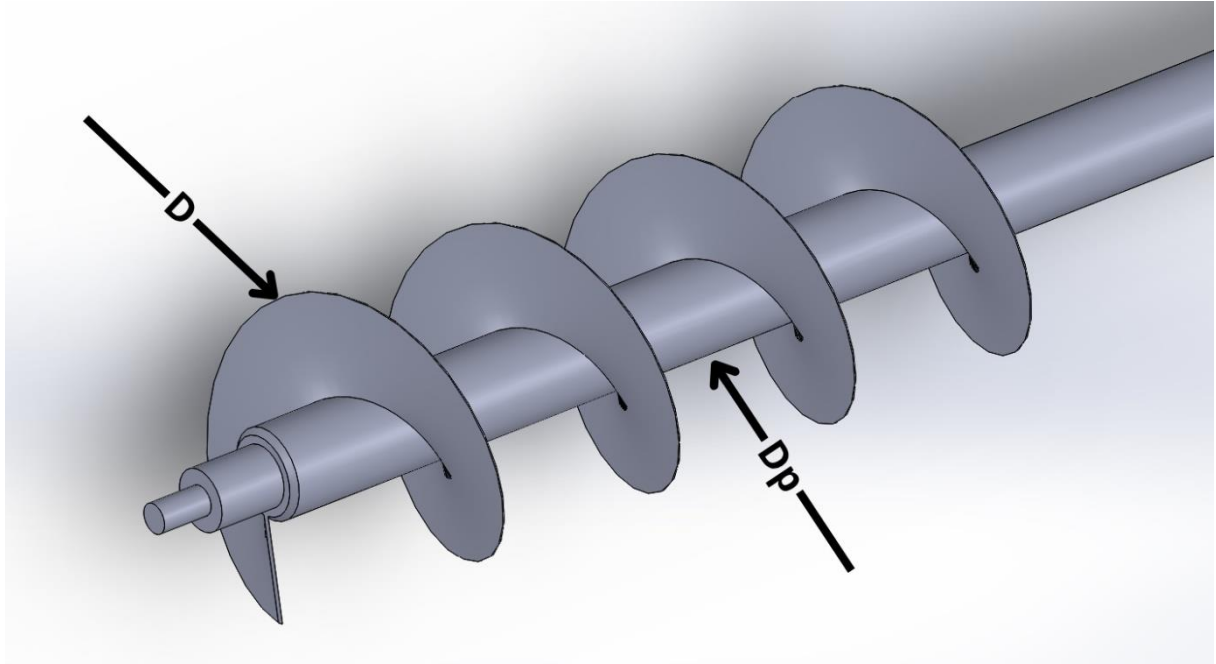
No	Data yang Diketahui	Hasil
1	Metode pembuatan pakan saat ini	Pencampuran manual
2	Fase pertumbuhan gurame	Benih, remaja, dewasa
3	Kebutuhan diameter pelet fase benih	$1 \leq D < 2 \text{ mm}$
4	Kebutuhan diameter pelet fase remaja	$2 \leq D < 3 \text{ mm}$
5	Kebutuhan diameter pelet fase dewasa	$3 \leq D \leq 4 \text{ mm}$
6	Kapasitas pakan harian dibutuhkan	$\pm 15 \text{ kg/jam (Minimum)}$

Dari hasil observasi yang didapatkan, data yang diperoleh digunakan sebagai acuan dalam perancangan mesin pencetak pelet ikan gurame dengan sistem die modular sehingga mampu menghasilkan tiga variasi diameter pelet sesuai fase pertumbuhan ikan.

4.2 Pemilihan Diameter dan Geometri Screw

Diameter screw merupakan parameter geometri pertama yang ditetapkan karena berperan sebagai penentu volume per putaran (V_r) yang akan menjadi variabel utama pada perhitungan kapasitas screw (Pers. 2.44). Pemilihan diameter screw merujuk pada Tabel 2.9 yang memberikan rentang kecepatan putaran screw terhadap diameter screw.

4.2.1 Diameter Lingkar Ulir (D) dan Diameter Poros Screw (Dp)



Untuk aplikasi mesin pencetak pelet skala UMKM dengan kapasitas $Q = 18$ kg/jam, diameter lingkar ulir $D = 65$ mm dipilih dengan pertimbangan:

1. Diameter ini lebih kecil dari batas minimum tabel ($D = 100$ mm) yang ditujukan untuk screw conveyor industrial berkapasitas tinggi, sehingga sesuai dengan karakteristik beban skala UMKM yang lebih ringan
2. Diameter 65 mm proporsional dengan referensi Rahmat Fajrul et al. (2023) yang menggunakan $D = 98$ mm untuk kapasitas 50 kg/jam, sehingga sesuai untuk kapasitas 18 kg/jam yang lebih kecil
3. Ukuran ini ergonomis dan dapat difabrikasi dari round bar Stainless Steel SS 304 standar pasaran. Material SS 304 dipilih karena ketahanan korosi tinggi dan memenuhi syarat higienitas (food-grade) untuk kontak langsung dengan adonan pakan ternak.

Diameter poros screw $D_p = 19$ mm dipilih dengan pertimbangan rasio $D_p/D = 19/65 = 0,29$, yang berada dalam rentang umum screw conveyor ($D_p/D = 0,25 - 0,35$). Rasio ini memberikan luas anulus (ruang ulir) yang cukup besar untuk memindahkan adonan tanpa membuat poros terlalu lemah terhadap puntir.

4.2.2 Pitch Ulir (S) Dan Panjang Efektif Screw (Ls)

Pitch ulir S ditentukan berdasarkan ketentuan Suhariyanto pada sub-bab 2.2.8 (Pers. 2.44 dengan keterangan $S = 0,8 D$) yang menyatakan $S \approx 0,8 D$ sebagai batas atas teoretis. Untuk $D = 65$ mm, batas atas teoretis adalah:

$$S_{maks} = 0,8 \times D = 0,8 \times 65 = 52 \text{ mm} \quad (4.1)$$

Nilai $S = 40$ mm dipilih (lebih kecil dari batas atas 52 mm) untuk memberikan kompresi yang lebih tinggi pada adonan, sesuai kebutuhan ekstrusi pelet ikan yang menuntut tekanan kompresi besar agar adonan menyatu padat saat keluar dari die. Pitch yang lebih kecil menghasilkan jumlah ulir yang lebih banyak dalam panjang screw yang sama, sehingga memperpanjang waktu kompresi adonan di dalam barrel.

Panjang efektif screw $L_s = 160$ mm ditentukan dengan rasio $L/D = 160/65 \approx 2,46$, yang masih berada dalam rentang yang umum digunakan pada mesin pencetak pelet skala UMKM. Sebagai pembandingan, mesin serupa pada penelitian Elfina et al. (2025) menggunakan $L/D = 230/70 \approx 3,28$ untuk kapasitas 49,49 kg/jam, sedangkan mesin ini dirancang untuk kapasitas yang lebih kecil (18 kg/jam) sehingga panjang screw yang lebih pendek sudah memadai

$$n_{ulir} = L_s/S = 160/40 = 4 \text{ ulir} \quad (4.2)$$

4.3 Perhitungan Putaran Screw Berdasarkan Kapasitas Target

Setelah geometri screw ditetapkan, putaran screw (n_{screw}) dihitung mundur dari kapasitas target $Q = 18$ kg/jam menggunakan Persamaan (2.44) sub-bab 2.2.8 (Suhariyanto). Karena screw memiliki poros dengan diameter D_p , luas penampang material yang dipindahkan dimodifikasi menjadi luas anulus $(\pi/4)(D^2 - D_p^2)$:

$$Q = 60 \times Vr \times n \times \gamma \times \varphi \times C \quad (4.3)$$

Dimana:

Q = Kapasitas (ton/jam)

Vr = Volume per putaran ($\text{m}^3/\text{putaran}$) $= (\pi/4)(D^2 - D_p^2) \cdot S$

n = Putaran screw (rpm)

γ = Massa jenis adonan (ton/m^3)

φ = Loading efficiency (2.2.8)

C = Faktor inklinasi ($\beta = 0^\circ \rightarrow C = 1,0$)

Penetapan nilai parameter sesuai sub-bab 2.2.8:

- $\gamma = 0,8 \text{ ton}/\text{m}^3$ (massa jenis adonan tepung ikan + dedak + tepung tapioka basah, setara $800 \text{ kg}/\text{m}^3$)
- $\varphi = 0,32$ (Pers. 2.44 untuk material yang sedikit abrasif dan aliran bebas)
- $C = 1,0$ ($\beta = 0^\circ$, screw dipasang horizontal — Pers. 2.44)

4.3.1 Volume Adonan per Putaran (Vr)

$$Vr = \left(\frac{\pi}{4}\right) \times (D^2 - D_p^2) \times S$$

$$Vr = \left(\frac{3,14}{4}\right) \times (0,065^2 - 0,019^2) \times 0,040 \quad (4.4)$$

$$Vr = 0,785 \times (4,225 \times 10^{-3} - 3,61 \times 10^{-4}) \times 0,040$$

$$Vr = 0,785 \times 3,864 \times 10^{-3} \times 0,040$$

$$Vr = 1,2139 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{putaran}$$

Jadi hasil dari perhitungan untuk volume adonan per putaran (Vr) adalah sebesar $1,2139 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{putaran}$

4.3.2 Putaran Screw Teoritis Berdasarkan Q Target

Persamaan (2.44) menghitung kapasitas teoretis screw conveyor pemindahan murni. Untuk aplikasi extruder pelet, terdapat penurunan kapasitas akibat: (a) slip antara material dengan dinding barrel, (b) back-flow adonan di celah ulir, dan (c) kompresi adonan di die. Berdasarkan karakteristik aliran material adonan basah pada screw extruder skala UMKM, nilai efisiensi volumetrik ekstrusi η_{ext} umumnya berada di rentang 20% – 25%. Sebagai dasar perhitungan untuk menjamin target kapasitas tercapai, ditetapkan nilai konservatif $\eta_{ext} = 0,21$.

$$Q_{aktual} = 60 \times Vr \times n \times \gamma \times \varphi \times C \times \eta_{ext} \quad (4.5)$$

Membalik persamaan untuk memperoleh n_{screw} dengan $Q = 18 \text{ kg/jam} = 0,018 \text{ ton/jam}$:

$$\begin{aligned} n_{screw} &= Q / (60 \times Vr \times \gamma \times \varphi \times C \times \eta_{ext}) \\ n_{screw} &= 0,018 / (60 \times 1,2139 \times 10^{-4} \times 0,8 \times 0,32 \times 1,0 \times 0,21) \\ n_{screw} &= 0,018 / (3,9145 \times 10^{-4}) \\ n_{screw} &= 45,98 \text{ rpm} \end{aligned} \quad (4.6)$$

4.4 Pemilihan Rasio Gearbox dan Perhitungan putaran out-putnya

Setelah putaran screw target diperoleh ($n_{screw} \approx 46 \text{ rpm}$), rasio gearbox (i) dihitung dari kombinasi putaran motor standar pasaran dan putaran screw target. Motor listrik AC 1 fasa 4-pole standar pasaran memiliki putaran sinkron 1.500 rpm dan putaran full-load nominal 1.400 rpm (slip $\pm 6,7\%$). Putaran motor $n_{motor} = 1.400 \text{ rpm}$ dipilih karena merupakan motor 4-pole standar yang paling banyak tersedia di pasaran lokal.

4.4.1 Rasio Gearbox Ideal

Putaran output gearbox dihitung dengan persamaan

$$\begin{aligned} i_{ideal} &= \frac{n_{motor}}{n_{screw}} \\ i_{ideal} &= \frac{1400}{45,98} \\ i_{ideal} &= 30,45 \end{aligned} \quad (4.7)$$

Rasio gearbox ideal adalah 30,45 ($\approx 1:30$). Karena gearbox merupakan komponen jadi (purchased item), rasio yang dapat dipilih terbatas pada rasio standar yang tersedia di pasaran. Tabel 4.2 menampilkan rasio standar worm gearbox tipe NMRV/SMRV yang umum tersedia di pasaran beserta hasil putaran outputnya untuk $n_{motor} = 1.400 \text{ rpm}$.

Tabel 4. 2 Perbandingan Pilihan Rasio Gearbox Standar Pasaran

No	Rasio (i)	n_{output} (rpm)	Q aktual	Status
1	1 : 20	70,00	27,4	Q jauh di atas target
2	1 : 30	46,67	18,3	Sesuai target 18 kg/jam
3	1 : 40	35,00	13,7	Q kurang dari minimal 15 kg/jam
4	1 : 50	28,00	10,9	Q jauh di bawah target
5	1 : 60	23,33	9,1	Q jauh di bawah target

Berdasarkan Tabel 4.2, rasio $i = 1:30$ dipilih karena menghasilkan kapasitas aktual estimasi 18,3 kg/jam, paling mendekati target perancangan $Q = 18$ kg/jam. Rasio $i = 1:20$ menghasilkan putaran output terlalu cepat (70 rpm) sehingga adonan tidak mendapat waktu kompresi yang cukup, sedangkan rasio $i = 1:40$ ke atas menghasilkan kapasitas yang kurang dari kebutuhan minimal mitra (15 kg/jam).

4.4.2 Putaran Output Gearbox (n_2)

Setelah rasio gearbox dipilih, putaran output gearbox dihitung menggunakan persamaan reduksi:

$$n_2 = \frac{n_{\text{motor}}}{i}$$

$$n_2 = \frac{1400}{30} \quad (4.8)$$

$$n_2 = 46,67 \text{ rpm}$$

Putaran 46,67 rpm pada output gearbox sekaligus menjadi kecepatan putar poros screw ($n_{\text{screw}} = n_2$).

Catatan: Gearbox merupakan komponen jadi (purchased item), sehingga tidak dilakukan perhitungan elemen mesin internal gearbox (seperti perhitungan gigi cacing). Pemilihan gearbox dilakukan berdasarkan rasio standar pasaran dan hasil verifikasi terhadap kapasitas target.

4.5 Perhitungan Daya Screw Untuk Proses Ekstrusi

Setelah putaran screw aktual ditetapkan ($n_{\text{screw}} = 46,67$ rpm), langkah berikutnya adalah menghitung kebutuhan daya pada poros screw. Daya screw inilah yang akan menjadi acuan pemilihan daya motor pada sub-bab 4.6. Sub-bab ini menjawab langsung Rumusan Masalah ke-2 BAB I bagian pertama, yaitu kebutuhan daya screw untuk proses ekstrusi. Kebutuhan daya screw extruder terdiri dari dua komponen: (1) daya pemindahan material (Pers. 2.45), dan (2) daya kompresi/ekstrusi yang dihitung dari gaya longitudinal (Pers. 2.48) dikalikan kecepatan aksial screw.

4.5.1 Daya Screw (N_s)

Daya screw conveyor mendatar untuk pemindahan material dihitung dengan Persamaan (2.45) sub-bab 2.2.8 (Suhariyanto):

$$N_s = \frac{(Q \times L \times \mu)}{367} \quad (4.9)$$

Dimana:

N_s = Daya pemindahan (kW)

Q = Kapasitas teoretis = 87,02 kg/jam = 0,0870 ton/jam

L = Panjang efektif screw = 0,160 m

μ = Faktor hambatan = 4,0 (untuk material tepung halus, dedak, dan adonan basah, Pers. 2.45)

$$N_s = \frac{(Q \times L \times \mu)}{367}$$
$$N_s = \frac{0,05568}{367} \quad (4.10)$$

$$N_s = 1,517 \times 10^{-4} kW = 0,152 W$$

Daya pemindahan murni N_s yang sangat kecil (0,152 W) menunjukkan bahwa beban utama mesin pencetak pelet bukan pada gerakan pemindahan linier melainkan pada proses kompresi adonan keluar dari die. Komponen daya kompresi/ekstrusi inilah yang dominan dan dihitung pada sub-bab 4.5.2.

4.5.2 Daya Ekstrusi dari Gaya Longitudinal

Daya untuk mengatasi gaya longitudinal (gaya aksial pada screw saat menekan adonan melewati die) dihitung dari hubungan daya = gaya $\times$ kecepatan. Untuk screw, kecepatan aksial material sama dengan pitch dikalikan putaran ($S \times n$). Gaya longitudinal dihitung dengan Persamaan (2.48) sub-bab 2.2.8 (Suhariyanto):

$$P = \frac{T}{r \cdot \tan(\alpha + \varphi)} \quad (4.11)$$

Dengan demikian, daya ekstrusi $P_{ext} = P_{long} \times v_{aksial}$. Karena ada saling ketergantungan antara T_{screw} dan P_{long} , perhitungan dilakukan secara iteratif mulai dari estimasi awal P_{screw} . Estimasi awal P_{screw} didasarkan pada referensi mesin pelet sejenis:

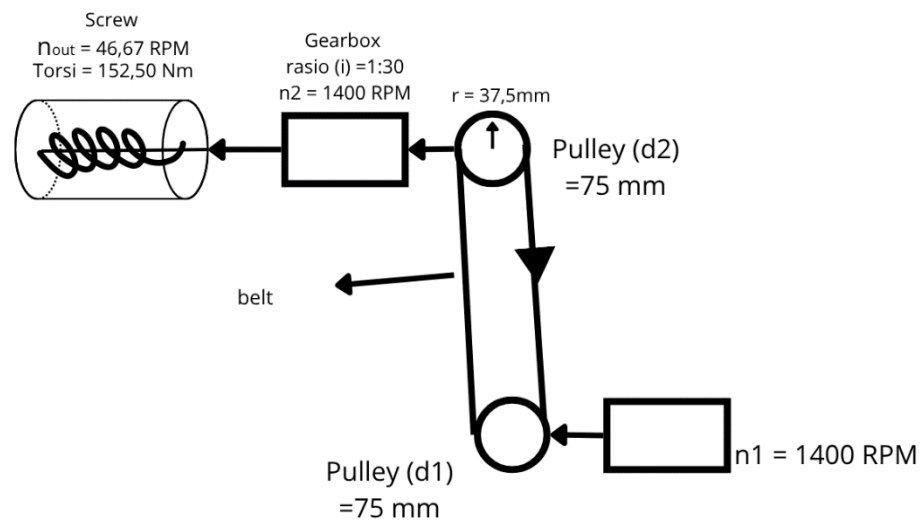
- Rahmat Fajrul et al. (2023) — motor 1 HP (746 W) untuk $D = 98$ mm dengan kapasitas 50 kg/jam.
- Sri Elfina et al. (2025) — motor 3,46 kW untuk kapasitas 49,49 kg/jam.
- Rikza et al. (2021) — motor 250 W untuk pelet ikan kapasitas variabel skala kecil.

Daya ekstrusi sangat bergantung pada gaya longitudinal. Untuk mengestimasi daya awal sebelum pemilihan motor, digunakan data empiris dari mesin referensi. Mengacu pada Rahmat Fajrul et al. (2023) yang menggunakan daya 1 HP (0,74 kW) untuk kapasitas 50 kg/jam, serta

memperhitungkan gaya gesek material pada diameter screw 65 mm untuk target 18 kg/jam, rentang daya poros aktual yang umum dibutuhkan berkisar antara 0,5 – 0,8 kW. Sebagai acuan desain awal, ditetapkan estimasi kebutuhan beban daya ekstrusi sebesar 0,65 kW. Nilai ini akan diverifikasi kembali setelah motor utama dipilih.

4.6 Pemilihan Motor Listrik

Setelah daya screw butuh diperkirakan ($\pm 0,65$ kW), daya motor minimum dihitung mundur menggunakan persamaan kontinuitas daya yang memperhitungkan rugi-rugi efisiensi pada V-belt dan worm gearbox:



Gambar 4. 1 Skema Sistem Transmisi Daya Motor ke Screw

$$P_{motormin} = \frac{P_{screw}}{(\eta_{belt} \times \eta_{gearbox})} \quad (4.14)$$

Dimana:

η_{belt} : Efisiensi V-belt = 0,95 (Norton, 2011: V-belt 90 – 95%)

$\eta_{gearbox}$: Efisiensi worm gearbox 1:30 = 0,70 (Norton, 2011: 60 – 80% untuk rasio $\leq 30:1$; 40 – 60% untuk rasio $\geq 30:1$; diambil 0,70 sebagai nilai pertengahan)

4.6.1 Daya Motor Minimum

$$P_{motormin} = \frac{P_{screw}}{(\eta_{belt} \times \eta_{gearbox})}$$

$$P_{motormin} = \frac{0,65}{(0,95 \times 0,70)} \quad (4.15)$$

$$P_{motormin} = \frac{0,65}{0,665}$$

$$P_{motormin} = 0,9774 \text{ kW} \approx 1,31 \text{ HP}$$

Daya motor minimum yang dibutuhkan adalah $\pm 0,9774 \text{ kW}$ (1,31 HP). Karena motor merupakan komponen jadi yang hanya 2 tersedia dalam daya standar pasaran (0,5 HP; 0,75 HP; 1 HP; 1,5 HP; 2 HP; 3 HP), daya motor dipilih dari nilai standar yang sama atau lebih besar dari daya minimum.

4.6.2 Pemilihan Motor Standar Pasaran

Tabel 4. 3 Perbandingan Pilihan Motor Standar Pasaran

Daya Motor	Daya (kW)	Status terhadap Kebutuhan	Keterangan
1 HP	0,7457	Kurang dari minimum 0,9774 kW	Tidak dipilih, motor overload
1,5 HP	1,1186	Memenuhi minimum (114%)	Dipilih — paling efisien
2 HP	1,4914	Berlebih > 50%	Tidak dipilih, over-design
3 HP	2,2371	Berlebih > 125%	Tidak dipilih, over-design ekstrem

Dipilih motor listrik AC 1 fasa daya 1,5 HP dengan putaran 1.400 rpm. Konversi daya:

$$\begin{aligned}
 P_{motor} &= 1,5 \text{ HP} \times 0,7457 \text{ kW/HP} \\
 &= 1,1186 \text{ kW} \approx 1,12 \text{ kW}
 \end{aligned}
 \tag{4.16}$$

4.6.3 Daya Aktual yang Sampai ke Screw (Verifikasi)

Setelah motor dipilih, daya aktual yang sampai ke poros screw dihitung untuk verifikasi terhadap estimasi awal:

$$\begin{aligned}
 P_{screw} &= P_{motor} \times \eta_{belt} \times \eta_{gearbox} \\
 P_{screw} &= 1,1186 \times 0,95 \times 0,70 \\
 P_{screw} &= 0,7438 \text{ kW} \approx 744 \text{ W}
 \end{aligned}
 \tag{4.17}$$

Daya aktual ke screw 744 W berada di atas estimasi awal kebutuhan daya screw ($\pm 650 \text{ W}$) dengan margin 14,4%. Estimasi awal sudah konservatif (mengambil nilai pertengahan rentang 0,5 – 0,8 kW), dan margin 14,4% memberikan cadangan daya untuk mengantisipasi variasi kondisi adonan saat operasi.

4.6.4 Torsi Motor dan Torsi Screw

Torsi pada poros motor menggunakan rumus torsi desain pada sub-bab 2.2.5 / Pers. (2.4) (Sularso & Suga, 2004) dan Pers. (2.47) sub-bab 2.2.8 (Suhariyanto):

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \left(\frac{P}{n} \right) \tag{4.18}$$

Torsi pada poros motor :

$$T_{\text{motor}} = 9,74 \times 10^5 \times \left(\frac{1,1186}{1.400} \right) \quad (4.19)$$

$$T_{\text{motor}} = 778,19 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \approx 7,634 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Torsi pada poros screw setelah gearbox :

$$T_{\text{screw}} = 9,74 \times 10^5 \times \left(\frac{0,7438}{46,67} \right) \quad (4.20)$$

$$T_{\text{screw}} = 15524,91 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \approx 152,30 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Torsi screw 152,30 N·m yang jauh lebih besar dari torsi motor 7,63 N·m (rasio peningkatan $19,95 = i \times \eta_{\text{gearbox}} = 30 \times 0,70 \times 0,95$) merupakan akibat reduksi putaran oleh gearbox 1:30 dengan efisiensi gabungan 0,665. Torsi besar ini diperlukan untuk mengatasi tekanan kompresi adonan di ujung barrel saat ekstrusi pelet.

4.6.5 Gaya Longitudinal Maksimum pada Screw

Setelah T_{screw} diperoleh, gaya longitudinal pada screw dihitung melalui Pers. (2.48) :

$$P_{\text{long}} = \frac{T_{\text{screw}}}{[r \times \tan(\alpha + \varphi)]}$$

$$P_{\text{long}} = \frac{152,30}{[0,02438 \times \tan(11,08^\circ + 15^\circ)]}$$

$$P_{\text{long}} = \frac{152,30}{[0,02438 \times \tan(26,08^\circ)]} \quad (4.21)$$

$$P_{\text{long}} = \frac{152,30}{[0,02438 \times 0,4895]}$$

$$P_{\text{long}} = \frac{152,30}{0,01194}$$

$$P_{\text{long}} = 12764 \text{ N} \approx 1301 \text{ kgf}$$

Gaya longitudinal sebesar 12.764 N (≈ 1.301 kgf) menjadi gaya dorong aksial untuk memaksa adonan keluar melalui die. Gaya ini didukung oleh flange barrel di ujung screw, bukan oleh bantalan, sehingga bantalan hanya menerima beban radial.

Tabel 4. 4 Ringkasan Daya, Torsi, dan Gaya pada Sistem Transmisi

Parameter	Nilai
Daya motor (P_{motor})	1,5 HP = 1,1186 kW
Putaran motor (n_{motor})	1.400 rpm
Torsi motor (T_{motor})	778,19 kgf·mm = 7,63 N·m
Daya aktual ke screw (P_{screw})	0,7438 kW = 744 W
Putaran screw (n_{screw})	46,67 rpm
Torsi screw (T_{screw})	15.524,91 kgf·mm = 152,30 N·m
Gaya longitudinal screw (P_{long})	12.764 N = 1.301 kgf
Pemakaian daya motor	744 W / 1.118 W = 66,5%

Pemakaian daya motor sebesar 66,5% dari kapasitasnya memberikan margin daya 33,5% sebagai cadangan untuk mengantisipasi kondisi beban puncak (misalnya saat adonan terlalu kering atau ada material asing). Dengan demikian, motor 1,5 HP dinyatakan TEPAT untuk aplikasi mesin pencetak pelet ini

4.7 Perencanaan Pulley dan V-Belt

Sistem transmisi pulley dan V-belt digunakan untuk menyalurkan daya dari poros motor menuju poros input gearbox. Kedua pulley memiliki diameter yang sama yaitu 75 mm sehingga tidak terjadi perubahan kecepatan pada tahap ini; seluruh perubahan kecepatan dilakukan oleh gearbox. Seluruh perhitungan pada sub-bab ini mengacu pada persamaan-persamaan yang telah diuraikan pada sub - bab 2.2.4 (Pulley V-Belt).

4.7.1 Daya Rencana (P_d)

Daya rencana dihitung dengan persamaan daya desain pada sub - bab 2.2.5 (Shaft dan Poros) bagian "Daya Desain dan Torsi Desain" menurut Suhariyanto :

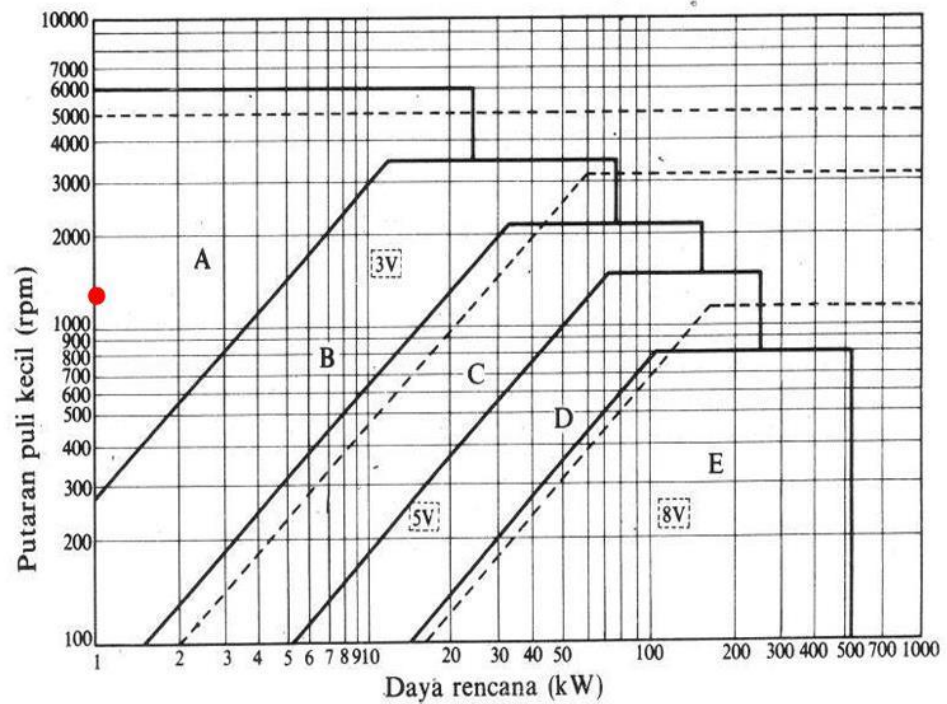
$$P_d = f_c \times P \quad (4.23)$$

Faktor koreksi $f_c = 1,5$ dipilih berdasarkan Tabel 2.3 Faktor Koreksi Daya Desain () untuk kategori "Daya maksimum yang dipakai" (rentang $f_c = 1,5 - 3,0$), sesuai dengan karakteristik mesin penghancur/penggiling dengan beban puntir variasi besar.

$$P_d = 1,5 \times 1,1186 \text{ kW} \quad (4.24)$$

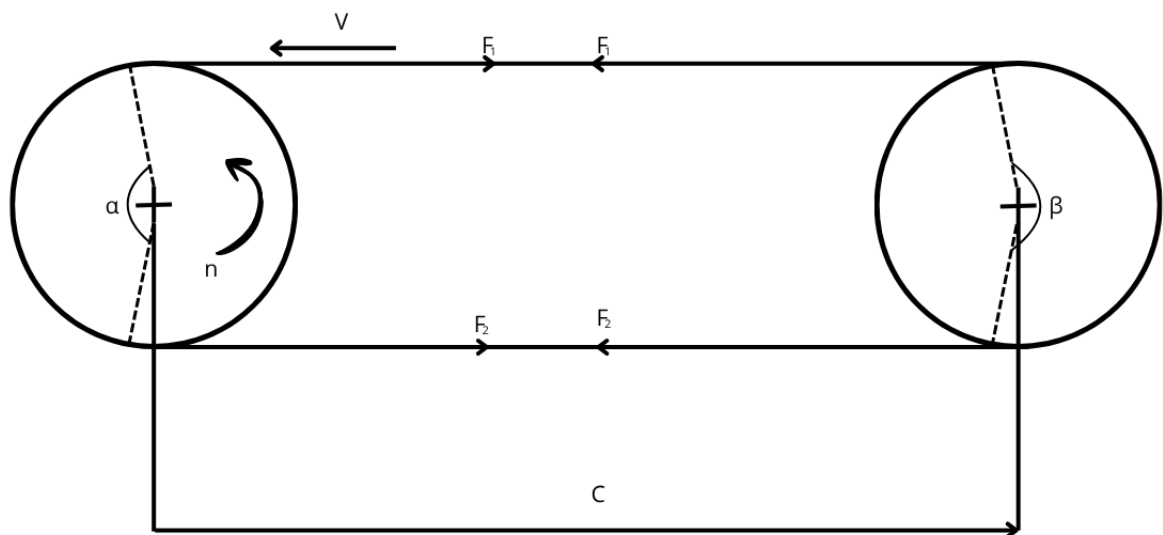
4.7.2 Pemilihan Tipe Belt

Berdasarkan diagram pemilihan tipe belt (Suhariyanto) dengan $P_d = 1,678 \text{ kW}$ dan $n = 1.400 \text{ rpm}$, tipe belt yang sesuai adalah tipe A. Spesifikasi V-Belt tipe A:



Gambar 4. 2 Pemilihan Tipe Belt

Lebar (b) = 13 mm
Tinggi (h) = 8 mm
Luas penampang (A) = 0,81 cm².



Gambar 4. 3 Skema Sistem Transmisi Belt dan Pulley

4.7.3 Kecepatan Keliling Belt

Kecepatan keliling belt dihitung menggunakan Persamaan (2.8) pada sub-bab 2.2.4 (Pulley V-Belt) bagian c. Kecepatan Keliling Belt (Suhariyanto):

$$v = \frac{(\pi \times d \times n)}{(60 \times 1000)}$$

$$v = \frac{(3,14 \times 75 \times 1400)}{(60.000)} \quad (4.25)$$

$$v = \frac{329.700}{60.000} = 5,495 \text{ m/s}$$

Kecepatan 5,495 m/s masih berada di bawah batas kritis V-belt (25 m/s), sehingga aman digunakan.

4.7.4 Jarak Sumbu Poros Pulley

Jarak sumbu poros direncanakan berdasarkan rentang yang diizinkan untuk V-belt (Suhariyanto):

$$D_p < C < 3 \times (D_p + d_p) \quad (4.26)$$

$$75 < C < 3 \times (75 + 75) = 450 \text{ mm}$$

Dipilih jarak sumbu poros $C = 200 \text{ mm}$ menyesuaikan dimensi rangka mesin aktual

4.7.5 Panjang Belt (L)

Panjang belt dihitung menggunakan Persamaan (2.7) pada sub-bab 2.2.4 (Pulley V-Belt) bagian b. Panjang V-Belt (Suhariyanto):

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(dp + Dp) + \frac{1}{4C}(Dp - dp)^2$$

$$L = 2(200) + \frac{3,14}{2}(75 + 75) + \frac{1}{4(200)}(75 - 75)^2 \quad (4.27)$$

$$L = 400 + 235,5 + 0 + 635,5 \text{ mm}$$

Dari tabel panjang standar V-belt, dipilih V-belt tipe A No. 25 dengan panjang 635 mm (25 inchi).

4.7.6 Pengecekan Jarak Sumbu Poros

Jarak sumbu poros aktual setelah pemilihan belt standar dihitung ulang menggunakan persamaan verifikasi pada 2.25 :

$$B = 2L - \pi(D_p + d_p)$$

$$B = 2(635) - 3,14(75 + 75) \quad (4.28)$$

$$B = 1270 - 471 = 799$$

Maka akan didapatkan jarak antar poros pada *pulley* yang akan dipakai :

$$C = \frac{[B + \sqrt{B^2 + 8(D_p - d_p)^2}]}{8}$$

$$C = \frac{[799 + \sqrt{799^2 - 0}]}{8} \quad (4.29)$$

$$C = \frac{799 + 799}{8}$$

$$C = 199,75 = 200 \text{ mm}$$

4.7.7 Gaya Efektif Belt

Untuk mengetahui gaya efektif belt digunakan rumus sebagai berikut :

Diketahui :

- μ = faktor gesek pulley penggerak, yang besarnya seperti di bawah ini:
- = 0,1 untuk pulley besi tuang atau baja, lingkungan basah, kotor
 - = 0,15 untuk pulley kayu, lingkungan basah, kotor
 - = 0,20 untuk pulley besi tuang atau baja, udara lembab, kotor
 - = 0,30 untuk pulley besi tuang atau baja, udara kering, berdebu
 - = 0,35 untuk pulley kayu, udara kering, berdebu
 - = 0,40 untuk pulley karet, udara kering, berdebu

Koefisien gesek $\mu = 0,30$ (pulley besi cor pada udara kering berdebu, Suhariyanto).

Mencari : θ

$$\begin{aligned}\theta &= 180^\circ - 2 \times \arcsin \left[\frac{(D_p - d_p)}{2C} \right] \\ \theta &= 180^\circ - 2 \times \arcsin[0] \\ \theta &= 180^\circ = 3,14 \text{ rad}\end{aligned}\tag{4.30}$$

Dimana :

- θ = Sudut kontak ($^\circ$)
 D_p = Diameter Pulley penggerak (75 mm)
 d_p = Diameter pulley yang digerakkan (75 mm)
 C = Jarak antar pusat pulley (200 mm)

Koefisien gesek $\mu = 0,30$ (pulley besi cor pada udara kering berdebu, Suhariyanto).

$$\begin{aligned}\frac{F_1}{F_2} &= e^{(\mu\theta)} = e^{(0,30 \times 3,14)} = e^{0,942} = 2,565 \\ F_e &= \frac{T_{motor}}{r} = \frac{778,19}{37,5} = 20,75 \text{ kgf} \\ F_e &= F_1 - F_2 \\ F_e &= (2,565 - 1)F_2 = (1,565)F_2 \\ 20,75 &= (1,565)F_2 \\ F_2 &= \frac{20,75}{1,565} = 13,26 \text{ N} \\ F_1 &= 2,565 \times F_2 = 2,565 \times 13,26 = 34,01 \text{ kgf}\end{aligned}\tag{4.31}$$

4.8 Perencanaan Poros Utama

Sub-bab ini menjawab Rumusan Masalah ke-2 BAB I bagian kedua, yaitu kekuatan poros utama untuk proses ekstrusi. Sebelum melakukan perhitungan, terlebih dahulu didefinisikan posisi mekanis poros utama dalam sistem mesin agar Free Body Diagram (FBD) dan beban yang bekerja pada poros dapat teridentifikasi dengan benar:

- Sistem transmisi terdiri atas rangkaian: motor → V-belt → pulley input gearbox → worm gearbox 1:30 → flexible coupling → poros utama → screw extruder.
- Poros utama ditempatkan di sisi output gearbox dan terhubung secara koaksial dengan output gearbox melalui flexible coupling. Pulley dan V-belt terpasang pada poros input gearbox dan poros motor; kedua poros ini terpisah secara mekanis dari poros utama.
- Bantalan tunggal (single bearing) dipasang pada titik di mana poros memasuki barrel screw. Bantalan inilah yang menumpu poros utama secara radial. Ujung lain poros (sisi gearbox) ditahan secara koaksial oleh kopling dan internal bearing gearbox.

Konsekuensi langsung dari konfigurasi tersebut adalah: gaya tarik V-belt (F_1 dan F_2) yang dihitung pada sub-bab 4.7.8 TIDAK menjadi beban transversal pada poros utama, sehingga tidak menimbulkan momen bending pada poros utama. Beban yang bekerja pada poros utama hanya: (a) torsi puntir dari output gearbox; (b) gaya aksial sepanjang sumbu poros yang merupakan reaksi dari hambatan adonan terhadap dorongan screw; serta (c) berat poros sendiri yang menimbulkan momen bending kecil akibat gravitasi.

Diameter poros minimum dihitung berdasarkan beban kombinasi puntir, aksial, dan momen bending kecil dari berat sendiri. Selanjutnya dipilih ukuran standar pasaran yang lebih besar atau sama dengan diameter minimum tersebut. Material poros adalah Stainless Steel SS 304 untuk memenuhi syarat higienitas (food-grade). Perhitungan mengacu pada sub-bab 2.2.5 (Sularso & Suga, 2004).

4.8.1 Momen Puntir Poros

Momen puntir rencana pada poros screw dihitung menggunakan rumus momen torsi desain pada sub-bab 2.2.5 / Pers. (2.4) (Sularso & Suga, 2004):

$$M_t = 9,74 \times 10^5 \times \left(\frac{P_{d_{\text{poros}}}}{n_{\text{screw}}} \right) \quad (4.32)$$

Daya rencana poros menggunakan daya yang sampai ke poros (setelah losses transmisi), yaitu $P_{\text{screw}} = 0,7438$ kW. Faktor koreksi $f_c = 1,0$ dipilih dari Tabel 2.3 rentang "daya dengan putaran konstan" (1,0 – 1,5), karena setelah melewati gearbox putaran sudah konstan dan stabil pada 46,67 rpm:

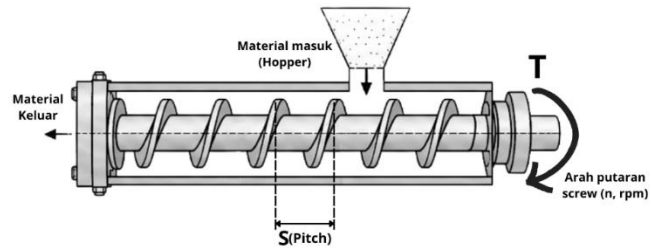
$$P_{d_{\text{poros}}} = f_c \times P_{\text{screw}} = 1,0 \times 0,7438 = 0,7438 \text{ kW} \quad (4.33)$$

$$M_t = 9,74 \times 10^5 \times \left(\frac{0,7438}{46,67} \right)$$

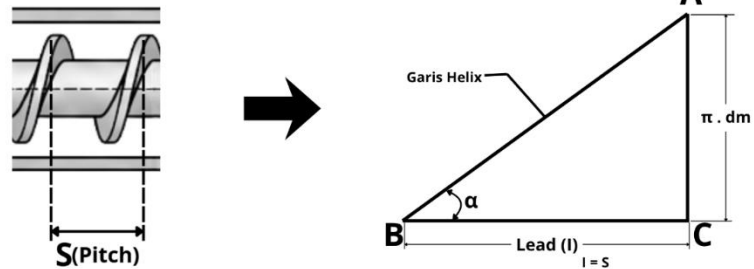
$$M_t = 15524,91 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

4.8.2 Free Body Diagram

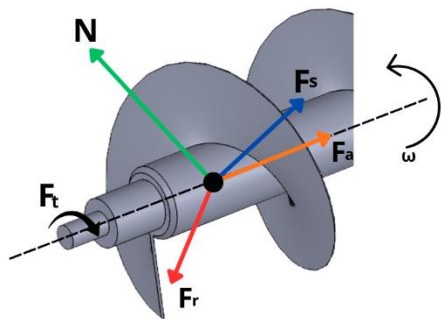
Geometri



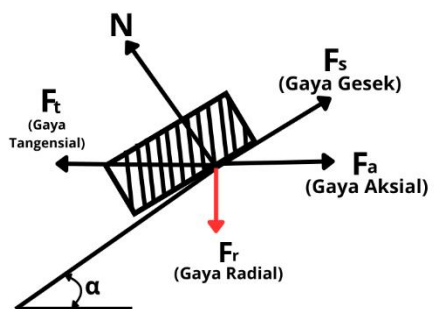
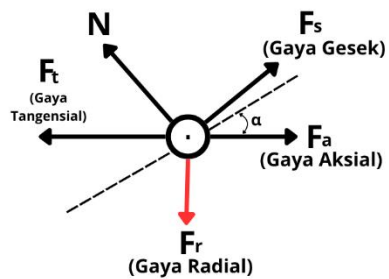
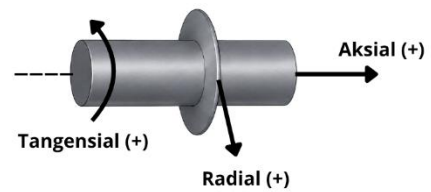
SATU PITCH ULIR DIBENTANGKAN



Gambar 4. 4 Geometri Poros Srew



ω = arah putaran screw



Gambar 4. 5 Free Body Diagram

Free Body Diagram poros utama disusun mengikuti konfigurasi mekanis yang telah dijelaskan pada paragraf pendahuluan sub-bab 4.8. Beban yang bekerja pada poros utama dijabarkan sebagai berikut.

- Torsi puntir (T). Torsi diteruskan dari output gearbox ke screw secara konstan sepanjang poros sebesar $M_t = 152,30 \text{ N}\cdot\text{m}$ ($= 15.524,91 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$). Tidak terdapat sumber torsi tambahan pada poros utama (tidak ada pulley, sprocket, maupun roda gigi tambahan), sehingga torsi pada setiap penampang poros adalah identik.
- Gaya aksial ($F_{\text{aksial}} = P_{\text{long}}$). Gaya longitudinal yang dihitung pada sub-bab 4.6.5 ($P_{\text{long}} = 12.764 \text{ N}$) merupakan gaya dorong screw terhadap adonan. Berdasarkan hukum aksi-reaksi, gaya yang sama besar dengan arah berlawanan bekerja sebagai gaya kompresi sepanjang sumbu poros (mendorong poros ke arah gearbox). Gaya ini ditahan secara aksial oleh internal bearing gearbox melalui kopling, sehingga tidak ditahan oleh bantalan tunggal pada titik masuk barrel.
- Berat sendiri ($W_{\text{poros}} = W_s$). Berat poros bekerja sebagai beban terdistribusi merata sepanjang poros akibat gravitasi. Untuk diameter poros aktual $d_s = 28 \text{ mm}$ dan panjang segmen bare shaft antara kopling dan bantalan $L = 200 \text{ mm}$, berat poros sangat kecil sehingga momen bending yang ditimbulkannya juga sangat kecil dan tidak dominan.
- Reaksi tumpuan. Poros utama ditumpu pada dua titik: tumpuan A di sisi gearbox yang menerima reaksi radial (R_{Ay}) melalui kopling, dan tumpuan B di titik masuk barrel yang menerima reaksi radial dua arah (R_{Bx} dan R_{By}) dari bantalan deep groove ball bearing. Gaya aksial (F_a) bekerja sepanjang sumbu poros akibat hambatan ekstrusi adonan, sedangkan berat poros sendiri (W_s) bekerja sebagai beban terdistribusi merata akibat gravitasi.

Tabel 4. 5 Data Diagram Benda Bebas Poros Utama

Parameter Beban / Geometri	Nilai
Torsi puntir konstan (M_t)	15.524,91 kgf·mm = 152,30 N·m
Gaya aksial kompresi ($F_{aksial} = P_{long}$)	12.764 N = 1.301 kgf
Beban berat sendiri terdistribusi	$\rho_{SS304} = 7.900 \text{ kg/m}^3$
Diameter poros aktual (d_s)	28 mm (dipilih, lihat sub-bab 4.8.6)
Panjang bare shaft (kopling–bantalan, L)	200 mm
Tumpuan radial pada poros utama	1 bantalan (deep groove ball bearing 6205) di titik masuk barrel
Tumpuan aksial pada poros utama	Internal bearing gearbox (via kopling), bukan bantalan poros

Panjang bare shaft $L = 200 \text{ mm}$ dipilih berdasarkan pertimbangan dimensi kompak rangka mesin dan jarak praktis antara dudukan gearbox dan dudukan bantalan.

4.8.3 Reaksi pada Tumpuan dan Berat Poros

Karena poros utama hanya memiliki satu bantalan radial dan ujung lainnya ditahan oleh kopling/gearbox, reaksi radial pada poros dihitung dari beban transversal yang bekerja, yakni hanya berat sendiri. Berat poros utama segmen bare shaft (diameter $d_s = 28 \text{ mm}$, panjang $L = 200 \text{ mm}$, material SS 304) dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 V_{poros} &= \left(\frac{\pi}{4}\right) \times d_s^2 \times L = \left(\frac{\pi}{4}\right) \times (0,028)^2 \times 0,200 \\
 V_{poros} &= 1,2315 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \\
 m_{poros} &= \rho_{SS304} \times V_{poros} = 7.900 \times 1,2315 \times 10^{-4} \\
 m_{poros} &= 0,9729 \text{ kg} \\
 W_{poros} &= m_{poros} \times g = 0,9729 \times 9,81 = 9,544 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{4.34}$$

Untuk beban berat terdistribusi merata pada balok dua tumpuan (kopling pada satu ujung dan bantalan pada ujung lainnya), reaksi pada masing-masing tumpuan adalah:

$$R_{bearing} = \left(\frac{W_{poros}}{2}\right) = \left(\frac{9,544}{2}\right) = 4,77 \text{ N}
 \tag{4.35}$$

Nilai reaksi radial 4,77 N sangat kecil, sebanding dengan beban yang umum dijumpai pada poros pendek dan kompak. Reaksi aksial pada bantalan adalah nol karena gaya aksial diteruskan langsung ke gearbox melalui kopling.

4.8.4 Momen Bending Maksimum

Karena beban transversal hanya berasal dari berat sendiri yang terdistribusi merata, momen bending maksimum pada poros utama (terjadi di tengah bentang antara kopling dan bantalan) dihitung dengan rumus standar balok dua tumpuan dengan beban terdistribusi merata:

$$M_{b_{maks}} = W_{poros} \times \left(\frac{L}{8}\right)$$

$$M_{b_{maks}} = 9,544 \times \left(\frac{0,200}{8}\right) = 0,2386 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.36)$$

$$M_{b_{maks}} \approx 24,32 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

Nilai M_b sebesar 24,32 kgf·mm jauh lebih kecil dibandingkan momen puntir $M_t = 15.524,91 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$ (rasio $M_b/M_t \approx 0,16\%$). Komponen bending praktis dapat diabaikan, sehingga diameter poros minimum praktis ditentukan oleh kombinasi puntir dan gaya aksial.

4.8.5 Tegangan Geser Izin Material Poros

Material poros yang dipilih adalah Stainless Steel SS 304 dengan sifat sebagai berikut:

Tensile yield strength (σ_{yp}) = 310 MPa

Tensile ultimate strength (σ_B) = 620 MPa $\approx 63,2 \text{ kgf/mm}^2$

Modulus elastisitas (E) = 193 GPa

Tegangan geser izin dihitung menggunakan Persamaan (2.19) sub-bab 2.2.5 (Sularso & Suga, 2004):

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{(Sf^1 \times Sf^2)} \quad (4.37)$$

$Sf_1 = 6,0$ dipilih untuk material baja paduan dengan pengaruh massa (Sularso & Suga, 2004); $Sf_2 = 2,5$ dipilih dalam rentang 1,3 – 3,0 untuk memperhitungkan pengaruh alur pasak dan kekasaran permukaan (poros memiliki alur pasak):

$$\tau_a = \frac{63,2}{(6,0 \times 2,5)} = 4,213 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\tau_a = 4,213 \times 9,81 = 41,33 \text{ MPa} \quad (4.38)$$

4.8.6 Diameter Minimum Poros

Diameter minimum poros dihitung menggunakan rumus poros dengan beban bending dan puntir kombinasi pada sub-bab 2.2.5 / Pers. (2.23) (Sularso & Suga, 2004). Walaupun pada

konfigurasi ini momen bending sangat kecil, formula gabungan tetap digunakan untuk konsistensi dengan referensi:

$$ds \geq \left[\left(\frac{5,1}{\tau_a} \right) \times \sqrt{((Kb \cdot Mb)^2 + (Kt \cdot Mt)^2)} \right]^{(1/3)} \quad (4.39)$$

Dimana:

Kb = Faktor koreksi momen bending = 1,5 (Tabel 2.5 , beban bending tetap)

Kt = Faktor koreksi momen puntir = 1,0 (Tabel 2.4 , beban halus rotasi kontinu)

Mb = 24,32 kgf·mm (dari berat sendiri)

Mt = 15.524,91 kgf·mm

$$\begin{aligned} ds &\geq \left[\left(\frac{5,1}{4,213} \right) \times \sqrt{((1,5 \cdot 24,32)^2 + (1,0 \cdot 15524,91)^2)} \right]^{(1/3)} \\ ds &\geq \left[1,2104 \times \sqrt{((36,48)^2 + (15524,91)^2)} \right]^{(1/3)} \\ ds &\geq \left[1,2104 \times \sqrt{(1331 + 241022842)} \right]^{(1/3)} \\ ds &\geq \left[1,2104 \times \sqrt{241024173} \right]^{(1/3)} \\ ds &\geq [1,2104 \times 15524,96]^{(1/3)} \\ ds &\geq [18792,08]^{(1/3)} \\ ds &\geq 26,59 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.40)$$

Hasil perhitungan diameter minimum poros adalah $ds_{\min} \approx 26,59$ mm. Karena momen bending dapat diabaikan, hasil ini didominasi oleh momen puntir Mt ; perhitungan dengan formula puntir murni (Pers. 2.18) juga akan memberikan nilai yang serupa. Karena poros merupakan komponen yang dipilih dari round bar standar pasaran, dipilih diameter standar terdekat di atas nilai minimum, yaitu $ds = 28$ mm. Diameter ini mudah didapat dari round bar SS 304 standar pasaran serta memberikan margin keamanan tambahan terhadap diameter minimum.

4.8.7 Verifikasi Tegangan Geser Pada Poros Actual

Poros aktual dengan diameter terpilih $ds = 28$ mm diverifikasi dengan menghitung tegangan geser maksimum akibat kombinasi beban puntir dan bending, kemudian dibandingkan dengan tegangan geser izin τ_a yang telah dihitung pada sub-bab 4.8.5 (Suhariyanto).

Tegangan geser akibat puntir (τ_{xy})

$$\tau_{xy} = \frac{16 \times M_t}{(\pi \times ds^3)} \quad (4.44)$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 \times 152,30}{(3,14 \times 0,028^3)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{2436,80}{(6,892 \times 10^{-5})}$$

$$\tau_{xy} = 35,33 \text{ MPa}$$

Tegangan geser maksimum pada poros aktual:

$$\tau_{mak} = \sqrt{\left(\frac{16.Mb}{\pi.ds^3}\right)^2 + \left(\frac{16.Mt}{\pi.ds^3}\right)^2} \quad (2.45)$$

$$\tau_{mak} = \sqrt{\left(\frac{16.24,32}{\pi.28^3}\right)^2 + \left(\frac{16.15.524,91}{\pi.28^3}\right)^2}$$

$$\tau_{mak} = \sqrt{(0,0056)^2 + (3,6018)^2}$$

$$\tau_{mak} = 3,6019 \text{ kgf/mm}^2 = 35,33 \text{ MPa}$$

Perbandingan dengan τ_a (sub-bab 4.8.5):

$$SF = \frac{\tau_a}{\tau_{mak}}$$

$$SF = \frac{8,1026}{3,6019} \quad (4.46)$$

$$SF = 2,25$$

Faktor keamanan $SF = 2,25$ menunjukkan poros aktual berdiameter 28 mm dinyatakan AMAN terhadap kegagalan geser, dengan tegangan geser maksimum aktual (35,33 MPa) berada di bawah tegangan geser izin τ_a (79,49 MPa). Dominasi kontribusi tegangan berasal dari komponen puntir (3,6018 kgf/mm²), sementara komponen bending dari berat sendiri (0,0056 kgf/mm²) bersifat negligible..

Tabel 4. 6 Ringkasan Verifikasi Poros Utama

No	Parameter	Nilai	Angka Pembanding	Status
1	Diameter terpilih (round bar standar)	28 mm	>26,59 mm	Aman
2	Tegangan geser maksimum	35,33 MPa	<79,49 MPa	Aman
4	SF terhadap geser	2,25	≥1,5 – 3,0	Aman

4.9 Perencanaan Bantalan (Bearing)

Sebagaimana telah dijabarkan pada sub-bab 4.8, poros utama hanya menggunakan satu bantalan radial yang dipasang di titik masuk poros ke barrel screw. Bantalan tunggal ini menumpu poros secara radial dan tidak menerima beban aksial (gaya aksial diteruskan ke gearbox melalui kopling). Tipe bantalan yang dipilih adalah deep groove ball bearing karena:

1. Sederhana dan ekonomis
2. mampu menerima beban radial murni
3. mudah didapat di pasaran

Perhitungan mengacu pada sub-bab 2.2.7 (Sularso & Suga, 2004).

4.9.1 Gaya Radial pada Bantalan

Mengacu pada FBD sub-bab 4.8.2 dan reaksi tumpuan sub-bab 4.8.3, gaya radial pada bantalan tunggal hanya berasal dari berat sendiri poros utama yang terdistribusi merata. Karena gaya tarik belt F_1 dan F_2 tidak bekerja pada poros utama, tidak terdapat tambahan beban radial dari sumber transmisi. Gaya radial pada bantalan adalah:

$$F_r = \frac{W_{poros}}{2} = \frac{9,544}{2} \quad (4.51)$$

$$F_r = 4,77 \text{ N} = 0,49 \text{ kgf}$$

Gaya aksial pada bantalan adalah nol karena gaya aksial $P_{long} = 12.764 \text{ N}$ diteruskan ke gearbox melalui kopling. Internal bearing gearbox (worm gearbox 1:30) memang dirancang untuk menerima beban aksial dari output shaft, dan flexible coupling pada output gearbox berfungsi mentransmisikan torsi sekaligus meneruskan reaksi aksial.

$$F_a = 0 \text{ N}$$

4.9.2 Beban Ekuivalen Bantalan

Beban ekuivalen dinamis (P_e) dihitung menggunakan persamaan beban ekuivalen pada sub-bab 2.2.7 (Sularso & Suga, 2004):

$$P_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (4.52)$$

Dengan $V = 1$ (cincin dalam berputar, sesuai Tabel 2.6), $X = 1$, $Y = 0$, dan $F_a = 0$

$$P_e = 1 \cdot 1 \cdot 4,77 + 0 \cdot 0 \quad (4.53)$$

$$P_e = 4,77 \text{ N} = 0,49 \text{ kgf}$$

4.9.3 Pemilihan Bantalan Standar

Pemilihan bantalan standar pasaran ditentukan oleh dua hal:

1. Constraint diameter journal poros
2. Verifikasi terhadap beban ekuivalen

Untuk poros utama berdiameter 28 mm, penampang journal poros di-step ke diameter 25 mm sebagai dudukan bantalan. Diameter journal 25 mm dipilih karena merupakan standar JIS B 1518 yang dipasangkan langsung dengan bantalan deep groove ball bearing seri 6205. Spesifikasi bantalan 6205 disajikan pada Tabel 4.7.

Tabel 4. 7 Spesifikasi Bantalan 6205

NO	Spesifikasi	Nilai
1	Bore diameter (d)	28 mm
2	Outer diameter (D)	52 mm
3	Width (B)	15 mm
4	Basic dynamic load rating (C)	14.800 N (1.509 kgf)
5	Basic static load rating (C ₀)	7.800 N

Verifikasi: C_{bearing} (14.800 N) jauh lebih besar dari Pe (4,77 N), dengan rasio C/Pe ≈ 3.100. Bantalan 6205 sangat memadai dari sisi kapasitas beban; pemilihan bantalan dalam kasus ini didorong oleh constraint diameter journal poros (25 mm), bukan oleh kapasitas beban kapasitas bantalan jauh melebihi kebutuhan beban aktual.

4.9.4 Umur Bantalan

Umur teoretis bantalan dihitung menggunakan Persamaan (2.43) sub-bab 2.2.7 (Sularso & Suga, 2004). Untuk bantalan bola, eksponen b = 3:

$$\begin{aligned}
 L_{10}h &= \left(\frac{C}{Pe} \right)^b \times \frac{10^6}{(60xn)} \\
 L_{10}h &= \left(\frac{14800}{4,77} \right)^3 \times \frac{10^6}{(60 \times 46,67)} \\
 L_{10}h &= (3101,4)^3 \times \frac{10^6}{(2800,2)} \\
 L_{10}h &= 1,06 \times 10^{13} \text{ jam}
 \end{aligned} \tag{4.54}$$

Umur teoretis bantalan secara matematis sangat besar (≈ 10¹³ jam), jauh melampaui umur fisik mesin secara keseluruhan. Hasil ini logis karena bantalan dipilih berdasarkan constraint dimensi journal Ø25 mm (mengikuti diameter poros utama Ø28 mm), bukan berdasarkan kebutuhan kapasitas beban. Dalam praktik, batasan umur bantalan ditentukan oleh faktor non-kelelahan rolling: keausan seal akibat lingkungan, kontaminasi adonan, kekentalan grease, dan korosi. Dengan pelumasan dan perawatan yang baik, bantalan 6205 sangat andal untuk aplikasi ini.

4.10 Perencanaan Pasak

Pada konfigurasi sistem yang dijelaskan pada sub-bab 4.8, terdapat beberapa lokasi pasak yang berfungsi mengunci komponen rotasi terhadap porosnya:

1. Pasak antara pulley motor dengan poros motor
2. Pasak antara pulley input gearbox dengan poros input gearbox
3. Pasak antara screw dengan poros utama (mengunci screw agar berputar bersama poros tanpa slip)

Pada bagian ini dianalisis pasak yang paling kritis, yaitu pasak antara screw dengan poros utama yang menerima torsi terbesar dalam sistem ($M_t = 152,30 \text{ N}\cdot\text{m}$, akibat reduksi gearbox).

Material pasak adalah AISI 1045 dengan kekuatan tarik $\sigma_B = 58 \text{ kgf/mm}^2$ dan tegangan luluh $S_y = 31,6 \text{ kgf/mm}^2 (\approx 310 \text{ MPa})$. Perhitungan mengacu pada sub-bab 2.2.6 (Sularso & Suga, 2004).

4.10.1 Gaya Tangensial pada Pasak

Gaya tangensial pada pasak dihitung dengan Persamaan (2.28) sub-bab 2.2.6 (Sularso & Suga, 2004) menggunakan $T = 15.524,91 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$ dan $d_s = 28 \text{ mm}$:

$$F = \frac{T}{\left(\frac{d_s}{2}\right)}$$

$$F = \frac{15524,91}{(0,5 \times 28)} \quad (4.55)$$

$$F = \frac{15524,91}{14}$$

$$F = 1108,92 \text{ kgf}$$

4.10.2 Tegangan Geser Izin Pasak

Tegangan geser izin pasak menggunakan rumus yang sama dengan poros (Pers. 2.19 / Pers. 2.31 untuk pasak), dengan rekomendasi S_f untuk material pasak:

$$\tau_{ka} = \frac{\sigma_B}{(S_{f1} \times S_{f2})} \quad (4.56)$$

Dengan $S_{f1} = 6$ dan $S_{f2} = 2$ (rekomendasi Sularso & Suga, 2004 untuk pasak datar):

$$\tau_{ka} = \frac{58}{(6 \times 2)} \quad (4.57)$$

$$\tau_{ka} = 4,833 \text{ kgf/mm}^2$$

4.10.3 Panjang Minimum Pasak

Panjang minimum pasak ditinjau berdasarkan tegangan geser pada pasak menggunakan Persamaan (2.29) sub-bab 2.2.6 (Sularso & Suga, 2004):

$$L \geq (4 \times T \times S_f^2) / (D_p \times W \times S_y) \quad (4.58)$$

Berdasarkan standar pasak untuk poros $\varnothing 28 \text{ mm}$ (JIS B 1301), dipilih pasak lebar $W = 8 \text{ mm}$ dan tinggi $H = 7 \text{ mm}$:

$$L \geq \frac{(4 \times 15524,91 \times 2)}{(28 \times 8 \times 31,6)}$$

$$L \geq \frac{124199,3}{7078,4} \quad (4.59)$$

$$L \geq 17,55 \text{ mm}$$

Dipilih panjang pasak standar 40 mm (lebih panjang dari syarat minimum $17,55 \text{ mm}$ untuk margin keamanan dan kemudahan pemasangan). Dimensi pasak yang digunakan adalah $8 \times 7 \times 40 \text{ mm}$ dan memenuhi persyaratan kekuatan geser.

4.11 Perencanaan Sistem Die Modular

Sub-bab ini menjawab Rumusan Masalah ke-1 BAB I, yaitu perancangan sistem die modular yang mampu menghasilkan tiga variasi diameter pelet untuk fase pertumbuhan ikan gurame. Sistem die modular dirancang dengan mekanisme pengunci ulir (screw cap clamp) yang memungkinkan penggantian pelat cetakan secara cepat (quick-change) tanpa membongkar barrel.

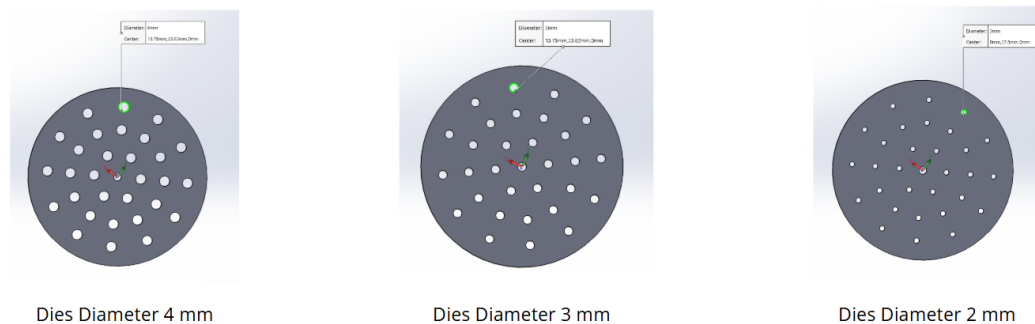
4.11.1 Variasi Ukuran Die

Mengacu pada kebutuhan ukuran pakan untuk setiap fase pertumbuhan ikan gurame yang telah dijabarkan pada BAB I dan II, dirancang tiga jenis pelet die modular sebagaimana ditunjukkan pada Tabel 4.8.

Tabel 4. 8 Variasi Ukuran Die Modular

Fase Ikan	Diameter Pelet	Kode Die	Diameter Lubang Cetak
Benih	$1 \leq D < 2 \text{ mm}$	Die-A (Benih)	2 mm
Remaja	$2 \leq D < 3 \text{ mm}$	Die-B (Remaja)	3 mm
Dewasa	$3 \leq D \leq 4 \text{ mm}$	Die-C (Dewasa)	4 mm

Dengan Desain awal sebagai berikut :



Gambar 4. 6 3D Desain Variasi Ukuran Dies

Setelah itu dilakukan manufakturing dies yang sudah di desain seperti pada gambar dan di dapatkan hasil manufaktur sebagai berikut :

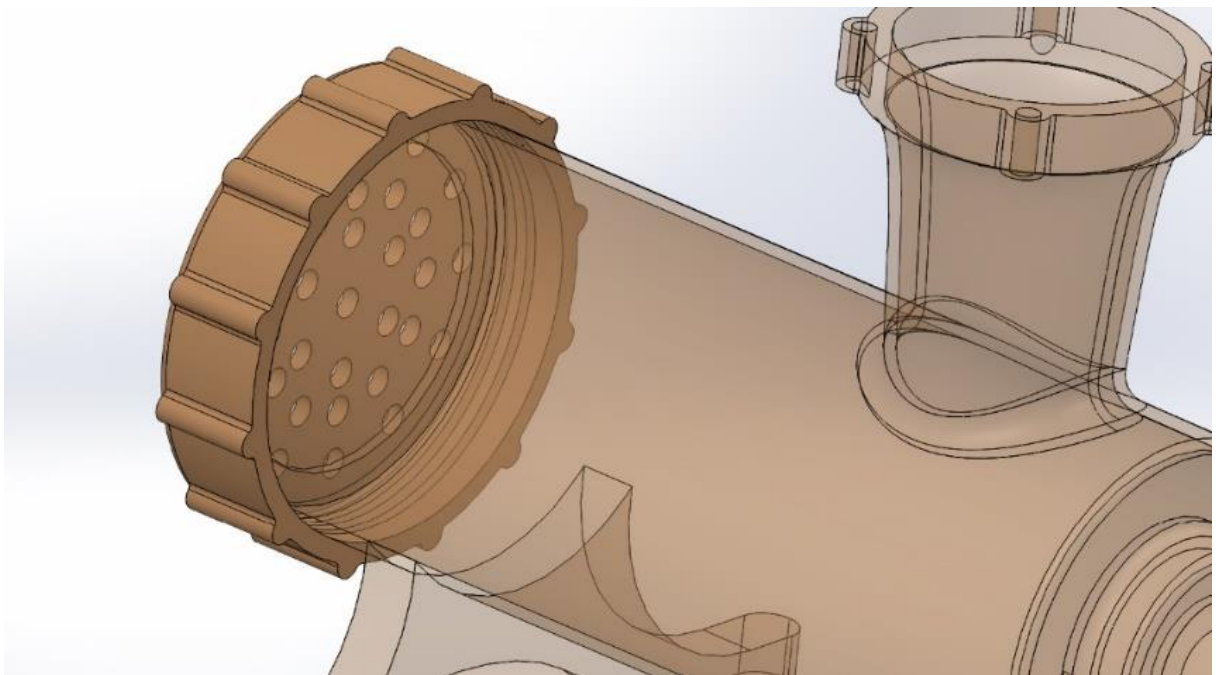


Gambar 4. 7 Hasil Manufaktur Dies

4.11.2 Mekanisme Quick Change Die

Mekanisme penggantian die menggunakan tutup pengunci berulir (screw cap).

Dengan Desain 3D sebagai berikut :



Gambar 4. 8 3D Desain Screw Cap

Dan hasil manufakturing sebagai berikut :



Gambar 4. 9 Hasil Manufaktur Screw Cap

Prosedur penggantian die meliputi langkah-langkah berikut:

- Mesin dimatikan dan didiamkan ± 1 menit untuk memastikan screw berhenti total.
- Lepas baut pengunci pisau dan dies dan lepaskan dari dudukan
- Tutup pengunci (screw cap) diputar berlawanan arah jarum jam dengan tangan.
- Pelat die yang lama dikeluarkan dari dudukannya.
- Pelat die baru sesuai ukuran kebutuhan dipasang pada dudukan.
- Tutup pengunci diputar searah jarum jam hingga rapat.
- Pasang baut pengunci dan pisau
- Mesin siap dioperasikan kembali untuk produksi pelet ukuran baru.

Hasil uji mekanisme quick-change menunjukkan waktu rata-rata pergantian die antara 30 – 45 detik



Gambar 4. 10 Proses Pelepasan dan Pemasangan Dies Modular

4.12 Spesifikasi Mesin Hasil Perancangan

Berdasarkan hasil seluruh perhitungan pada sub-bab 4.1 sampai 4.11, diperoleh spesifikasi mesin pencetak pelet ikan gurame dengan sistem die modular sebagaimana ditunjukkan pada Tabel 4.9. Spesifikasi ini menjadi acuan untuk tahap pembuatan dan pengujian mesin.

Tabel 4. 9 Tabel Spesifikasi Hasil Komponen Mesin

Parameter	Nilai	Sumber Penetapan
Kapasitas perancangan (Q)	18 kg/jam	Survei mitra (15 kg/jam) + safety 20%
Daya motor	1,5 HP (1,1186 kW)	Hitung mundur P_screw, sub-bab 4.6
Putaran motor (n_motor)	1.400 rpm	Motor standar 4-pole pasaran
Rasio gearbox (i)	1 : 30	Tabel 4.2, sub-bab 4.4.1
Putaran output gearbox (n ₂)	46,67 rpm	n_motor / i, sub-bab 4.4.2
Diameter pulley motor (dp)	75 mm	Standar pasaran, sub-bab 4.7.3
Diameter pulley gearbox (Dp_pulley)	75 mm	Standar pasaran (1:1)
V-belt	Tipe A No. 25 (635 mm)	Hitung L belt, sub-bab 4.7.6
Kopling output gearbox–poros utama	Flexible coupling	Penyatu koaksial output gearbox–poros, sub-bab 4.8
Diameter lingkaran ulir screw (D)	65 mm	Pemilihan sub-bab 4.2.1
Diameter poros screw (Dp_screw)	19 mm	Pemilihan sub-bab 4.2.1
Pitch screw (S)	40 mm	Pemilihan sub-bab 4.2.2
Panjang efektif screw (Ls)	160 mm	Pemilihan sub-bab 4.2.2
Diameter poros utama (ds)	28 mm	ds_min 26,59 → 28 mm, sub-bab 4.8.6
Material screw dan poros	Stainless Steel SS 304	Higienitas (food-grade), sub-bab 4.2.1
Pasak penghubung screw–poros	8 × 7 × 40 mm AISI 1045	Pemilihan sub-bab 4.10.3
Sistem die	Modular (3 ukuran: 2, 3, 4 mm)	Pemilihan sub-bab 4.11.1

4.12.1 SOP Penggunaan Mesin

A. Persiapan Sebelum Operasi Mesin

1. Pastikan semua komponen transmisi (V-belt, pulley, kopling) dalam kondisi baik
2. Pasang die sesuai fase ikan yang dibutuhkan ($\varnothing 2\text{mm}/\varnothing 3\text{mm}/\varnothing 4\text{mm}$) menggunakan screw cap clamp kencangkan hingga rapat
3. Siapkan adonan pakan dengan kadar air yang sesuai (tidak terlalu kering/basah)
4. Sambungkan motor ke sumber listrik

B. Prosedur Operasi

1. Nyalakan motor listrik dan biarkan berputar tanpa beban selama ± 30 detik
2. Masukkan adonan secara bertahap melalui hopper/inlet
3. Pastikan pelet keluar merata dari lubang die
4. Lanjutkan pengisian adonan secara berkala

C. Penggantian Die Modular

1. Matikan motor dan tunggu screw berhenti berputar
2. Putar baut pengunci pisau berlawanan arah jarum jam
3. Putar screw cap clamp berlawanan arah jarum jam hingga longgar
4. Lepas die lama dan pasang die baru
5. Pasang lagi baut pengunci pisau
6. Kencangkan screw cap clamp searah jarum jam hingga rapat

D. Setelah Operasi

1. Matikan Motor
2. Bersihkan sisa adonan di dalam barrel menggunakan pendorong manual
3. Lepas die dan bersihkan lubang-lubang die dari sisa adonan
4. Lap seluruh permukaan mesin dengan kain bersih

4.13 Hasil Pengujian Mesin

Pengujian mesin pencetak pelet dilakukan dalam dua tahap, yaitu pengujian tanpa beban (no-load test) dan pengujian dengan beban (load test), sesuai rencana pengujian pada I sub-bab 3.5.

4.13.1 Pengujian Tanpa Beban



Gambar 4. 11 Dokumentasi Pengujian Tanpa Beban

Pengujian tanpa beban dilakukan selama 10 menit untuk memastikan seluruh komponen mesin bekerja dengan baik. Hasil pengujian:

- Motor listrik menyala dan berputar stabil pada 1.400 rpm.
- Sistem transmisi pulley dan V-belt berjalan lancar tanpa slip.
- Gearbox berfungsi baik dengan output putaran 46,67 rpm.
- Poros utama dan screw berputar stabil tanpa oleng (concentric).
- Bantalan tidak menimbulkan getaran atau suara abnormal.
- Mekanisme quick-change die berfungsi baik untuk ketiga ukuran die.

4.13.2 Pengujian dengan Beban

Pengujian dengan beban menggunakan campuran bahan baku pelet sesuai formulasi Tabel 3.1 I (Cacing, Azola, Sayuran Sisa, Pati singkong, Probiotik Fermentasi) dengan berat awal 1 kg per percobaan. Pengujian dilakukan tiga kali.

Tabel 4. 10 Tabel Bahan Baku Pakan Pelet

NO	KOMPONEN	GAMBAR
1	Cacing	
2	Azola	

3	Sayuran Sisa	
4	Pati Singkong	
5	Premix Vitamin	

6	Hasil Campuran	
---	----------------	--

Setelah adonan berhasil dicampur dan dibuat, langkah selanjutnya yaitu penyiapan pengujian dengan beban dari adonan dengan dokumentasi sebagai berikut :



Gambar 4. 12 Dokumentasi Pelaksanaan Pengujian

Dan juga pengujian langsung dengan output peletnya, dengan dokumentasi sebagai berikut :



Gambar 4. 13 Dokumentasi Output Pelet Dari Mesin



Gambar 4. 14 Dokumentasi Hasil Pelet

Setelah mendapatkan output peletnya kemudian perhitungan untuk menentukan apakah sudah cukup mendapati dari target kapasitas dengan minimum 15kg/jam dengan perhitungan dan hasil sebagai berikut :

Tabel 4. 11 Tabel Pengujian Kapasitas

Uji Coba	Berat Awal (g)	Ukuran Die (D = mm)	Waktu (detik)	Berat Hasil (g)	Kapasitas (kg/jam)	Panjang Pelet
1	1.000	2	145	810	20,08	3
2	1.000	3	120	850	25,50	3
3	1.000	4	90	885	35,40	3
Rata-rata	1.000		118	848	27,02	3

- Uji coba 1

$$\frac{145}{60 \text{ detik / menit}} = 2,41 \text{ menit} \quad 1 \text{ menit} = \frac{810}{2,91 \text{ menit}} = 366 \text{ gram/menit}$$

$$1 \text{ Jam} = \frac{366}{\text{menit}} \times 60 \text{ menit} = 20.080 \text{ gram}$$

$$1 \text{ Jam} = 20,08 \text{ kg} > 15 \text{ kg}$$

- Uji coba 2

$$\frac{120}{60 \text{ detik / menit}} = 2 \text{ menit} \quad 1 \text{ menit} = \frac{850}{2 \text{ menit}} = 425 \text{ gram/menit}$$

$$1 \text{ Jam} = \frac{425}{\text{menit}} \times 60 \text{ menit} = 25.500 \text{ gram}$$

$$1 \text{ Jam} = 25,50 \text{ kg} > 15 \text{ kg}$$

- Uji coba 3

$$\frac{90}{60 \text{ detik / menit}} = 1,5 \text{ menit} \quad 1 \text{ menit} = \frac{885}{1,5 \text{ menit}} = 590 \text{ gram/menit}$$

$$1 \text{ Jam} = \frac{885}{\text{menit}} \times 60 \text{ menit} = 35.400 \text{ gram}$$

$$1 \text{ Jam} = 35,40 \text{ kg} > 15 \text{ kg}$$

Berdasarkan hasil pengujian, mesin mampu mencetak pelet dengan kapasitas rata-rata 27,02 kg/jam dengan variasi per die: Ø2mm = 20,08 kg/jam, Ø3mm = 25,50 kg/jam, dan Ø4mm = 35,40 kg/jam, seluruhnya melampaui kebutuhan minimal mitra 15 kg/jam. Selisih dengan kapasitas teoritis pemindahan murni ($Q_{\text{teoretis}} = 87,02 \text{ kg/jam}$, sub-bab 4.4.1) menunjukkan efisiensi aktual extruder $\eta_{\text{aktual}} = 27,02/87,02 \approx 31,1\%$, lebih tinggi dari asumsi awal $\eta_{\text{next}} = 21\%$ pada sub-bab 4.3.2. Peningkatan efisiensi ini dipengaruhi oleh variasi luas aliran total masing-masing die. Ini memvalidasi seluruh asumsi top-down design pada sub-bab 4.1 – 4.6. Selama pengujian, mesin beroperasi stabil tanpa overheating motor maupun slip pada V-belt.

4.13.3 Uji Keseragaman Diameter Pelet

Uji keseragaman dilakukan dengan metode sampling, mengambil 10 sampel pelet acak per ukuran die dan mengukur diameter luar menggunakan jangka sorong ketelitian 0,02 mm. Hasil uji disajikan pada Tabel 4.11.

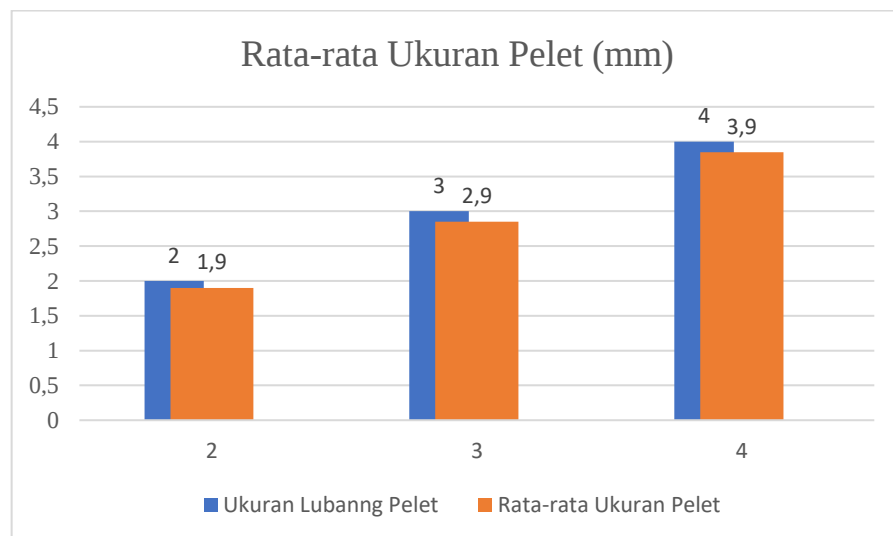
Tabel 4. 12 Tabel Pengujian Ukuran Variasi Dies Modular

Ukuran Pelet (mm)		
2	3	4
1,9	2,9	3,8
2,0	2,8	3,8
1,8	2,9	3,9
1,9	2,7	4,0
2,0	2,8	3,7
1,8	3,0	3,8
1,9	2,7	3,9
1,9	2,8	3,9
2,0	3,0	3,8
1,8	2,9	3,9

Dari data ini kemudian di rata rata dan mendapatkan hasil sebagai berikut :

Ukuran	Rata-rata Ukuran
2	1,9
3	2,9
4	3,9

Dengan grafik :



Gambar 4. 15 Grafik Rata – Rata Ukuran Pelet Berdasarkan Variasi Ukuran Dies

Dan dokumentasi pengukuran sebagai berikut :

Tabel 4. 13 Dokumentasi Pengujian Ukuran Pelet Dengan Jangka Sorong

Dies 2 mm	Dies 3 mm	Dies 4 mm
		

4.14 Analisis Biaya Produksi Mesin

Sub-bab ini menjawab Rumusan Masalah ke-3 BAB I, yaitu total biaya produksi satu unit mesin pencetak pelet. Biaya produksi dikelompokkan menjadi tiga komponen utama:

1. Biaya komponen utama (beli jadi)
2. Biaya bahan rangka dan fabrikasi

4.14.1 Biaya Komponen Utama**Tabel 4. 14** Biaya Komponen Utama

No	Komponen	Spesifikasi	Jml	Harga (Rp)	Subtotal (Rp)
1	Motor listrik AC	1,5 HP, 1400 rpm	1	1.250.000	1.250.000
2	Worm gearbox	Rasio 1:30	1	850.000	850.000
3	V-belt tipe A No. 25	L = 635 mm	1	35.000	35.000
4	Pulley besi cor	Ø75 mm, alur tipe A	2	75.000	150.000
5	Bearing 6205	Deep groove ball, tunggal	1	55.000	55.000
6	Flexible coupling	Penyatu output gearbox–poros	1	110.000	110.000
7	Pasak (key)	8×7×40 mm AISI 1045	2	15.000	30.000
	Total				2.480.000

4.14.2 Biaya Rangka dan Komponen Fabrikasi

Tabel 4. 15 Biaya Rangka dan Komponen Fabrikasi

No	Bahan	Spesifikasi	Jml	Harga (Rp)	Subtotal (Rp)
1	Besi siku	40×40×4 mm, 6 m	2	180.000	360.000
2	Plat besi	Tebal 3 mm, 1×1 m	1	220.000	220.000
3	Pipa besi (barrel)	Ø80 mm × 300 mm	1	150.000	150.000
4	Stainless steel SS 304 (poros)	Ø32 mm × 300 mm	1	275.000	275.000
5	Stainless steel SS 304 (screw)	Ø70 mm × 300 mm	1	450.000	450.000
6	Plat SS 304 (die modular)	Tebal 6 mm, 100×100 mm	3	85.000	255.000
7	Hopper plat	Tebal 2 mm	1	120.000	120.000
8	Baut, mur, washer	Berbagai ukuran	1	100.000	100.000
	Subtotal Bahan Fabrikasi				1.930.000

4.14.3 Total Biaya Produksi

Tabel 4. 16 Total Biaya Keseluruhan

Komponen Biaya	Subtotal (Rp)
Komponen Utama	2.480.000
Bahan Rangka dan Fabrikasi	1.930.000
TOTAL BIAYA PRODUKSI	4.410.000

Total biaya produksi satu unit mesin pencetak pelet ikan gurame dengan sistem die modular adalah Rp 4.410.000,00 (empat juta empat ratus sepuluh ribu rupiah). Nilai ini termasuk kompetitif untuk mesin pelet skala UMKM dengan fitur tambahan sistem die modular, dibandingkan mesin pelet komersial sejenis tanpa fitur quick-change die yang umumnya berkisar Rp 5.500.000 – Rp 7.500.000.

4.14.4 Analisis Thermal Motor

Untuk menentukan batas waktu operasi motor secara teoritis, dilakukan analisis thermal berdasarkan model kenaikan suhu motor AC standar. Kenaikan suhu aktual motor dihitung menggunakan persamaan:

$$\begin{aligned}\Delta T_{aktual} &= \Delta T_{rated} \times (\text{load factor})^2 \\ \Delta T_{aktual} &= 80^\circ\text{C} \times (0,665)^2 = 35,3^\circ\text{C}\end{aligned}\quad (4.60)$$

Suhu Steady state pada motor kondisi operasi aktual

$$\begin{aligned}T_{steady} &= T_{ambient} + \Delta T_{aktual} \\ T_{steady} &= 40^\circ\text{C} + 35,3^\circ\text{C} = 75,3^\circ\text{C}\end{aligned}\quad (4.61)$$

Motor listrik 1,5 HP yang digunakan mengacu pada standar isolasi kelas B (IEC 60034) dengan suhu operasi maksimum 130°C dan kenaikan suhu rated 80°C pada beban penuh. Karena suhu steady state aktual $75,3^\circ\text{C}$ masih $54,7^\circ\text{C}$ di bawah batas maksimum isolasi, motor dapat beroperasi secara kontinyu tanpa batasan waktu (rating S1/continuous duty) pada kondisi beban aktual 66,5%. Pada kondisi beban penuh 100% sekalipun (worst case), suhu steady state hanya mencapai 120°C masih di bawah batas kelas B. Waktu mencapai kondisi steady state diperkirakan ± 90 menit berdasarkan konstanta waktu thermal motor ($\tau \approx 30$ menit, sehingga $3\tau = 90$ menit). Hasil ini konsisten dengan observasi selama pengujian, dimana motor tidak menunjukkan indikasi overheating sepanjang durasi operasi.

4.15 Perbandingan dengan Penelitian Sebelumnya

Tabel 4.16 menyajikan komparasi mesin hasil penelitian ini dengan mesin pelet pada penelitian terdahulu (Rikza et al., 2021 dan Rahmat Fajrul et al., 2023) yang menjadi referensi utama pada.

Tabel 4. 17 Perbandingan Dengan Penelitian Terdahulu

Aspek	Penelitian Saat Ini	Rikza et al. (2021)	Rahmat Fajrul et al. (2023)
Daya Motor	1,5 HP	0,25 kW ($\approx 0,33$ HP)	1 HP
Putaran Output	46,67 rpm	≈ 47 rpm	70 rpm
Diameter Screw	65 mm	Tidak disebut	98 mm
Material Screw	SS 304 (food-grade)	Mild steel	Mild steel
Sistem Die	Modular (3 ukuran)	Fixed (1 ukuran)	Fixed
Higienitas	Tinggi (SS 304)	Tidak Diketahui	Tidak Diketahui
Fokus Perancangan	Modular die + higienitas	Energi efisien	Multifungsi

Hasil komparasi menunjukkan mesin pada penelitian ini memiliki keunggulan unik berupa sistem die modular tiga ukuran yang belum ditemukan pada penelitian sebelumnya, serta penggunaan material stainless steel food-grade untuk komponen yang kontak langsung dengan pakan.

4.16 Pembahasan

Berdasarkan hasil rancang bangun, perhitungan elemen mesin, pembuatan, pengujian, dan analisis biaya, diperoleh pembahasan yang menjawab tiga rumusan masalah BAB I sebagai berikut.

Pertama, terkait perancangan mesin pencetak pelet dengan sistem die modular (Rumusan Masalah 1), mesin yang dirancang dan dibangun berhasil menyediakan tiga variasi diameter pelet untuk fase benih ($1 \leq D < 2$ mm), remaja ($2 \leq D < 3$ mm), dan dewasa ($3 \leq D \leq 4$ mm) dalam satu unit mesin. Hasil uji keseragaman pada Tabel 4.11 menunjukkan ketiga die menghasilkan diameter rata-rata yang masuk dalam rentang target. Mekanisme pengunci ulir (screw cap clamp) memungkinkan penggantian die dalam waktu 30 – 45 detik, menyelesaikan permasalahan inefisiensi penggantian cetakan pada mesin konvensional.

Kedua, terkait analisis kebutuhan daya screw dan kekuatan poros utama (Rumusan Masalah 2), perhitungan top-down design menunjukkan kebutuhan daya screw aktual sebesar $P_{\text{screw}} = 744$ W (0,7438 kW) dengan torsi $T_{\text{screw}} = 152,30$ N·m dan gaya longitudinal $P_{\text{long}} = 12.764$ N (1.301 kgf). Daya ini sudah memperhitungkan rugi-rugi efisiensi V-belt ($\eta = 0,95$) dan worm gearbox ($\eta = 0,70$). Motor 1,5 HP yang dipilih memberikan margin daya 33,5% di atas kebutuhan ekstrusi, sehingga TEPAT untuk aplikasi ini.

Perhitungan kekuatan poros utama dilakukan setelah identifikasi yang benar atas konfigurasi mekanis sistem: poros utama terhubung dengan output gearbox secara koaksial melalui flexible coupling, sedangkan V-belt dan pulley terpasang antara motor dan poros input gearbox sehingga gaya tarik belt (F_1 , F_2) tidak menjadi beban transversal pada poros utama. Bantalan tunggal (deep groove ball bearing 6205) dipasang di titik masuk poros ke barrel; gaya aksial dari hambatan ekstrusi diteruskan ke gearbox melalui kopling, bukan ke bantalan.

Beban yang diperhitungkan pada poros utama meliputi: torsi puntir $M_t = 152,30$ N·m, gaya aksial kompresi $P_{\text{long}} = 12.764$ N, dan momen bending kecil dari berat sendiri (24,32 kgf·mm). Perhitungan diameter minimum dengan rumus kombinasi puntir-bending (Pers. 2.23) menghasilkan $d_{\text{min}} = 26,59$ mm, sehingga dipilih round bar standar pasaran $d_s = 28$ mm yang dinyatakan AMAN. $\tau_{\text{ijin}} = 41,33$ MPa, dengan faktor keamanan $SF = 2,25$. Pengecekan tekuk Euler (slenderness $\lambda = 28,57 < \lambda_c = 110,9$) mengkonfirmasi poros tergolong kolom pendek dengan $SF_{\text{tekuk}} = 112,6$, sehingga mode kegagalan yang menentukan tetap kegagalan luluh.

Bantalan tunggal 6205 pada poros utama menerima beban radial yang sangat kecil ($F_r = 4,77$ N, hanya dari berat sendiri poros) sehingga kapasitasnya sangat berlebih dibandingkan kebutuhan; pemilihan didorong oleh constraint diameter journal Ø25 mm. Umur teoretis bantalan secara matematis sangat besar; batas umur praktis ditentukan oleh keausan seal, kontaminasi adonan, dan faktor lingkungan, yang dapat dimitigasi melalui pelumasan dan perawatan rutin.

Ketiga, terkait total biaya produksi (Rumusan Masalah 3), rekapitulasi menunjukkan total biaya produksi satu unit mesin sebesar Rp 4.410.000, dengan komposisi 70% komponen utama, 30% bahan fabrikasi. Nilai ini kompetitif dibandingkan mesin pelet komersial sejenis di pasaran, dengan keunggulan tambahan sistem die modular yang tidak dimiliki mesin standar.

Hasil pengujian dengan beban menunjukkan mesin mampu beroperasi stabil dan menghasilkan pelet dengan Kapasitas produksi rata-rata 27,02 kg/jam ($\varnothing 2\text{mm} = 20,08 \text{ kg/jam}$; $\varnothing 3\text{mm} = 25,50 \text{ kg/jam}$; $\varnothing 4\text{mm} = 35,40 \text{ kg/jam}$) melampaui target perancangan 18 kg/jam (sub-bab 4.1) dan memenuhi kebutuhan minimal mitra 15 kg/jam. Selisih dengan kapasitas teoritis (87,02 kg/jam) menunjukkan efisiensi aktual extruder $\eta_{\text{aktual}} = 31,1\%$, lebih tinggi dari asumsi awal $\eta_{\text{next}} = 21\%$ yang digunakan pada perhitungan sub-bab 4.3.2. Peningkatan efisiensi ini dipengaruhi oleh variasi luas aliran total masing-masing die. Selama pengujian, motor tidak overheating, V-belt tidak slip, dan seluruh komponen transmisi berfungsi baik. Hal ini membuktikan bahwa pendekatan top-down design yang dimulai dari kebutuhan kapasitas mitra menghasilkan rancangan elemen mesin yang konsisten, terverifikasi secara teoritis, dan terbukti memenuhi seluruh tujuan penelitian yang ditetapkan pada BAB I.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil rancang bangun, perhitungan elemen mesin, pengujian, dan analisis biaya yang telah dilakukan, dapat ditarik beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Mesin pencetak pelet ikan gurame dengan sistem die modular berhasil dirancang dan dibangun dengan spesifikasi: motor 1,5 HP (1.400 rpm), gearbox rasio 1:30, screw Ø65 mm dengan pitch 40 mm dan panjang efektif 160 mm berbahan SS 304 food-grade, serta poros utama Ø28 mm. Sistem die modular dengan mekanisme screw cap clamp memungkinkan penggantian tiga variasi die Ø2 mm (benih), Ø3 mm (remaja), Ø4 mm (dewasa) dalam waktu 30-60 detik. Hasil uji keseragaman menunjukkan diameter rata-rata pelet 1,9 mm, 2,9 mm, dan 3,9 mm, seluruhnya masuk rentang target. Kapasitas produksi rata-rata 27,02 kg/jam (Ø2mm = 20,08 kg/jam; Ø3mm = 25,50 kg/jam; Ø4mm = 35,40 kg/jam) melampaui target perancangan 18 kg/jam dan memenuhi kebutuhan minimal mitra 15 kg/jam. melampaui target perancangan 18 kg/jam dan memenuhi kebutuhan minimal mitra 15 kg/jam.
2. Kebutuhan daya screw untuk proses ekstrusi sebesar 0,7438 kW (744 W) dengan torsi screw $T = 152,30 \text{ N}\cdot\text{m}$ dan gaya longitudinal 12.764 N. Motor listrik 1,5 HP dipilih dengan pemakaian daya 66,5% dari kapasitasnya, sehingga tersedia cadangan daya 33,5% untuk kondisi beban puncak. Poros utama SS 304 berdiameter 28 mm dinyatakan aman dengan tegangan geser aktual 35,33 MPa < tegangan izin 79,49 MPa ($SF = 2,25$), dan bantalan 6205 sangat memadai dengan rasio $C/Pe = 3.100$.
3. Total biaya produksi satu unit mesin pencetak pelet ikan gurame dengan sistem die modular adalah sebesar Rp 4.410.000,00 (empat juta empat ratus sepuluh ribu rupiah), yang terdiri atas biaya komponen utama Rp 2.480.000 dan biaya bahan rangka serta fabrikasi Rp 1.930.000. Nilai ini lebih kompetitif dibandingkan mesin pelet komersial sejenis di pasaran yang umumnya berkisar Rp 5.500.000–Rp 7.500.000, dengan keunggulan tambahan berupa sistem die modular tiga ukuran yang belum ditemukan pada mesin pelet skala UMKM sejenis.

5.2 Saran

Berdasarkan hasil penelitian yang telah dilakukan, terdapat beberapa saran yang dapat dijadikan bahan pertimbangan untuk pengembangan dan penelitian lebih lanjut:

1. Pada penelitian ini pengujian dilakukan dengan satu formulasi bahan baku pakan (cacing, azola, sayuran sisa, pati singkong, dan probiotik). Disarankan untuk melakukan pengujian dengan variasi formulasi bahan baku yang lebih beragam guna mengetahui pengaruh komposisi dan kadar air adonan terhadap kapasitas produksi, keseragaman diameter pelet, serta konsumsi daya mesin.
2. Disarankan untuk melakukan uji kualitas nutrisi pelet hasil mesin ini, meliputi analisis kadar protein, lemak, serat kasar, dan kadar air, agar memenuhi standar pakan ikan gurame yang ditetapkan oleh Badan Standarisasi Nasional (BSN). Hal ini penting untuk memastikan pelet yang dihasilkan tidak hanya seragam secara fisik, tetapi juga memenuhi kebutuhan nutrisi ikan gurame di setiap fase pertumbuhan.
3. Untuk meningkatkan kemudahan operasional bagi pengguna di tingkat UMKM, disarankan penambahan panel kontrol sederhana yang dilengkapi indikator putaran motor, waktu operasi, dan sistem pengaman overload. Penambahan fitur pengatur

kecepatan putar (inverter) juga dapat dipertimbangkan agar operator dapat menyesuaikan kapasitas produksi dengan kebutuhan.

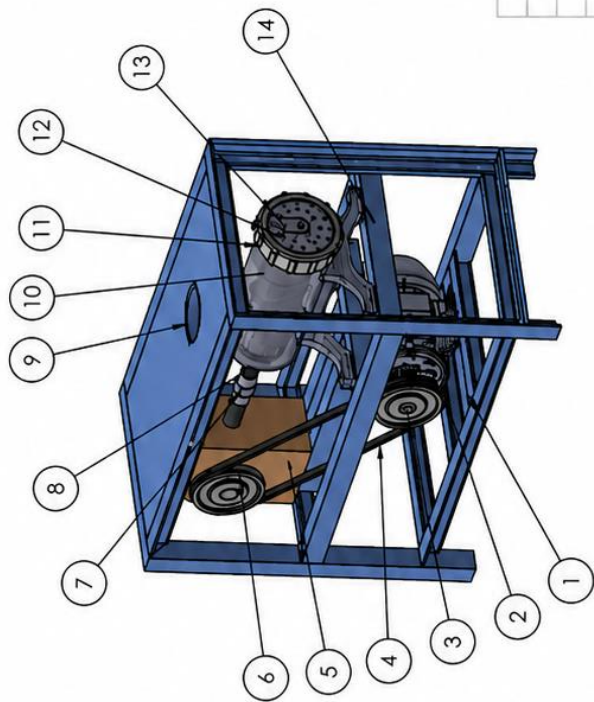
4. Pengujian durabilitas dan ketahanan jangka panjang mesin perlu dilakukan, khususnya pada komponen screw berbahan Stainless Steel SS 304, die modular, dan sistem transmisi, untuk mengevaluasi laju keausan dan interval perawatan yang optimal. Data pengujian jangka panjang ini dapat menjadi dasar penyusunan panduan perawatan (maintenance guide) yang komprehensif bagi pengguna.
5. Guna mendukung pengembangan aspek ekonomi sirkular (circular economy) sebagaimana menjadi salah satu kata kunci penelitian ini, disarankan untuk dilakukan analisis kelayakan ekonomi yang lebih menyeluruh, mencakup perhitungan Break-Even Point (BEP), Return on Investment (ROI), dan payback period, guna memberikan gambaran yang lebih komprehensif tentang manfaat ekonomis mesin ini bagi pembudidaya ikan gurame skala UMKM.

DAFTAR PUSTAKA

- Abdullah Maulana Hafiz dkk. (2023). *RANCANG BANGUN MESIN PENCETAK PELET UNTUK TERNAK AYAM DAN LELE*. BANGKA BELITUNG: POLITEKNIK MANUFAKTUR NEGERI BANGKA BELITUNG.
- Elfina, S. (2025). Rekayasa Mesin Pembuat Pelet Pakan Ikan untuk Meningkatkan Efisiensi Produksi. *AGROTEKNIKA*.
- Ery Fatarina Purwaningtyas dkk. (2022). Aplikasi Teknologi Mesin Ekstruder Pada Pembuatan Pakan Ikan Lele di Desa Sruwen. *Jurnal Pengabdian Masyarakat Sains dan Teknologi Vol. 1, No. 4*.
- Fitriana, W. d. (2024). Pembuatan Pakan Ikan dengan Probiotik Sebagai Pakan Ikan Alternatif Berstandar, SNI. *Journal of Fisheries and Marine Research*, 115-121.
- Ir. Suhariyanto, M. d. (2022). *Elemen Mesin Jilid 1*. surabaya: ITS Press.
- Muhamad Rikza.A dkk. (2021). Rancang Bangun Mesin Pencetak Pelet Ikan Dengan Memanfaatkan Sekam Padi Sebagai Solusi Pakan Ikan. *JURNAL TEKNIK MESIN POLITEKNIK NEGERI PADANG*.
- Mulyana, F. D. (2024). *PENAMBAHAN PROBIOTIK DARI RAGI DAN BAKTERI ASAM LAKNAT PADA PAKAN UNTUK PENDEDERAN III IKAN GURAME (Osphronemus gouramy)*. BANDAR LAMPUNG: POLITEKNIK NEGERI LAMPUNG BANDAR LAMPUNG.
- Pristiansyah, H. S. (2021). Iptek Bagi masyarakat MesinPencacah Daun Kelapa Sawit Untuk Pakan Sapi Di Desa Sempan. *Jurnal Pengabdian Kepada Masyarakat*, Vol.1, No.01.
- Silvia Usilanti dkk. (2015). Rancang Bangun Mesin Pelet Ikan Untuk Kelompok. *JurnalELKHA Vol.6, No 2*.
- SNI. (01- 6485.1 - 2000). *Induk ikan gurame (Osphronemus goramy, Lac) kelas induk pokok (Parent Stock)*. BSN.
- Sulaiman, &. N. (2018). DESIGN AND MANUFACTURE OF A FISH PELLET MACHINE WITH A SCREW EXTRUDER METHOD CAPACITY OF BATTER 2.35 TONS/HOUR. *Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Riau*.
- Sularso, &. S. (2004). *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta: Pradnya Pramita.
- .

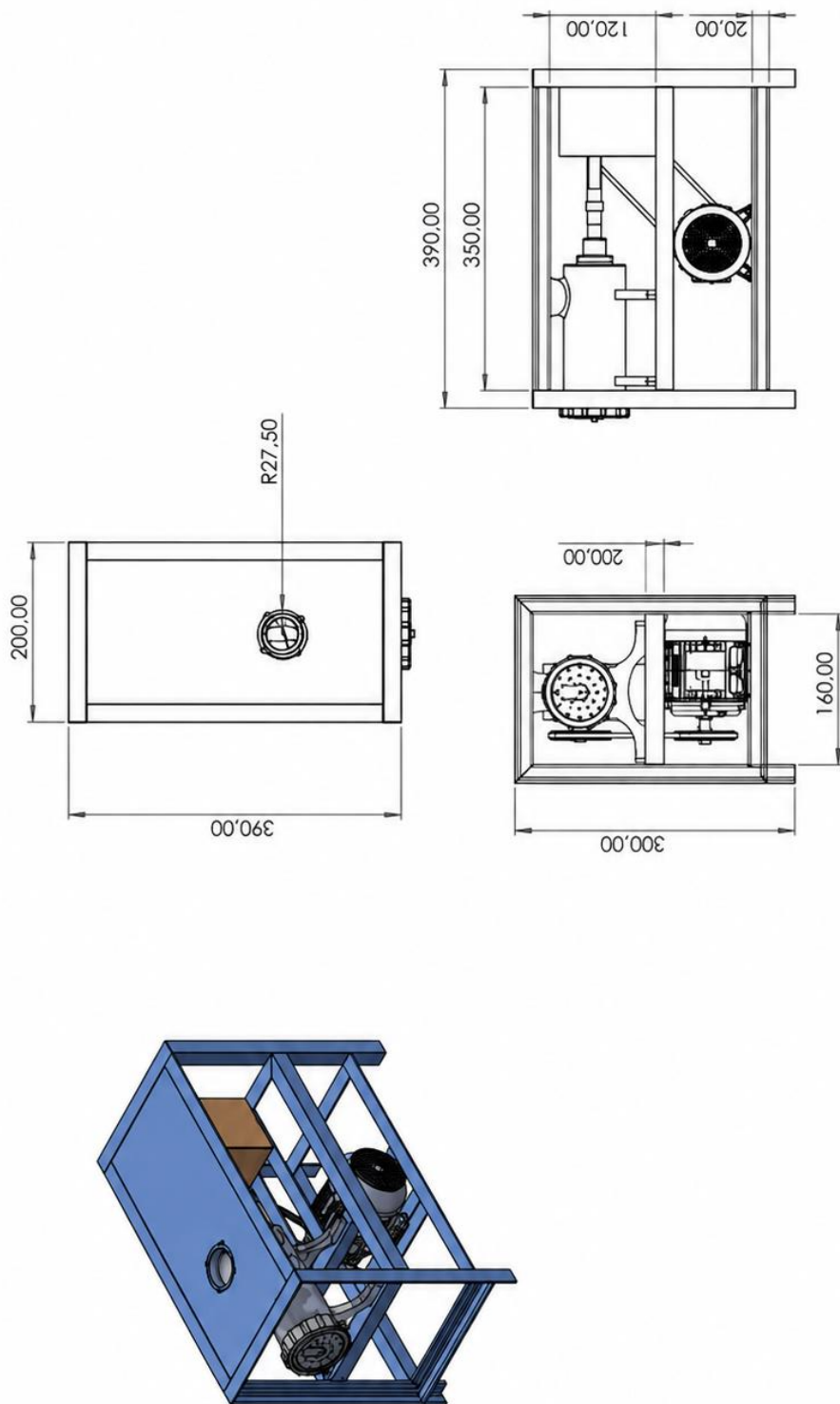
Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN



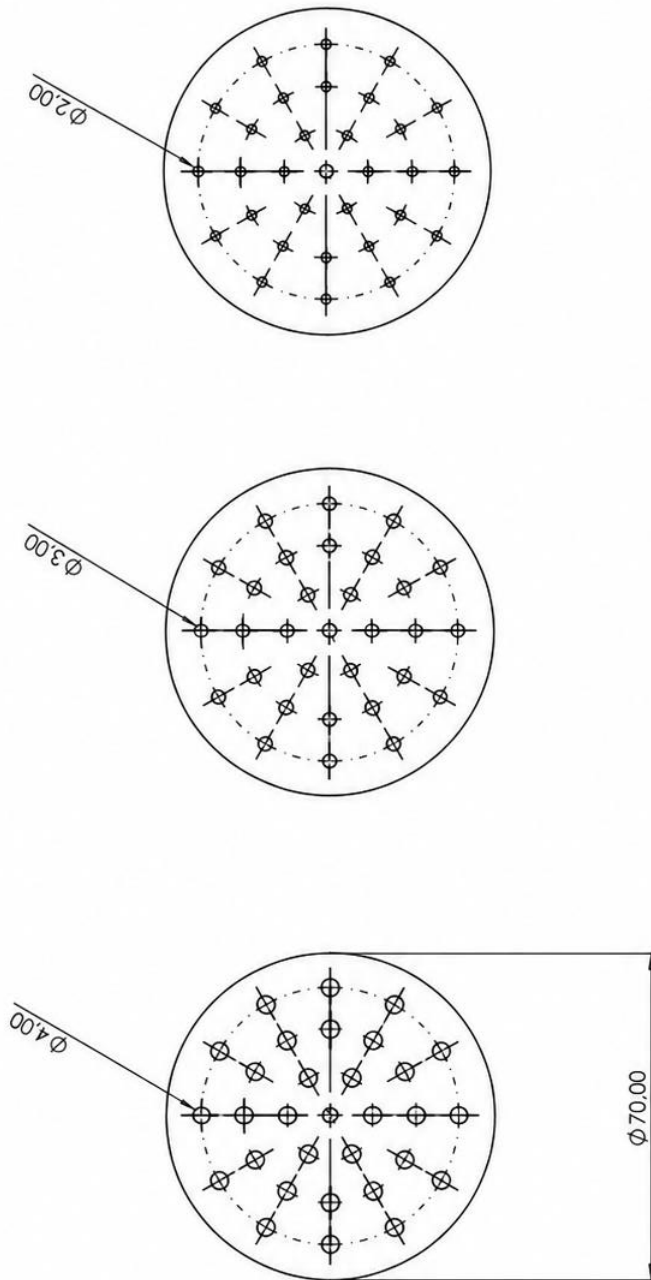
NO	NAMA KOMPONEN	JUMLAH
1	Dudukan Motor	1
2	Motor AC	1
3	Pulley 1	1
4	Belt	1
5	GearBox	1
6	Pulley 2	1
7	Kopling	1
8	Poros	1
9	Hopper	1
10	Barrel	1
11	Screw Cap	1
12	Dies	1
13	Cuffer	1
14	Rangka	1
Mesin Pencetak Pelet Ikan Gurame Untuk Variasi Diameter Pakan		
Skala		Digambar
1 : 15		Rio Kusuma Dinata
		Diperiksa
		Waktu
		24/06/2026
		Dilihat
TEKNIK MESIN INDUSTRI		TA/A4/001

Lampiran 1 Gambar 3D Mesin Pencetak Pelet Ikan Gurame dengan Sistem Die Modular



Mesin Pencetak Pelet Ikan Gurame Untuk Variasi Diameter Pakan	Skala	Digambar	Rio Kusuma Dincata
	1 : 15	Diperiksa	
		Waktu	24/06/2026
		Dilihat	
TEKNIK MESIN INDUSTRI			TA/A4/002

Lampiran 2 Gambar Teknik Mesin Pencetak Pelet Ikan Gurame dengan Sistem Die Modular



Lampiran 3 Gambar Ukuran Dies

DIES 3 UKURAN	Skala	Digambar	Rio Kusuma Dinda
	1 : 15	Diperiksa	
		Waktu	24/06/2026
		Dilihat	
TEKNIK MESIN INDUSTRI			TA/A4/003



Lampiran 4 Observasi Kolam Kolam



Lampiran 5 Observasi Kolam Kolam

SURAT REKOMENDASI

Yang bertanda tangan dibawah ini:

Nama : Ir. Suhariyanto, M.T.

NIP : 196204241989031005

Status : Dosen Pembimbing I

Menyatakan bahwa nama yang tertera dibawah ini :

Nama : Rio Kusuma Dinata

NRP : 2038221006

Prodi : Teknologi Rekayasa Manufaktur

Judul PPA : Rancang Bangun Mesin Pencetak Pelet Ikan Gurame dengan Sistem Die Modular untuk Variasi Ukuran Diameter Pakan

telah melakukan kegiatan asistensi untuk menyusun **proposal PPA** dengan baik dan memberikan rekomendasi kepada mahasiswa/i yang namanya tertera diatas untuk bisa melakukan pendaftaran **Seminar PPA** dengan judul yang tertera diatas. Dosen pembimbing memberikan rekomendasi dosen-dosen berikut sebagai dosen penguji :

1. Dika Andini Suryandari ST, MT
2. Ir. Nur Huseido M.S.
3. Rivald Wardhani, S-T, M.Sc
4. Ir. Mahirul Mursid .M.Sc

Surabaya, 30 Desember 2025

Dosen Pembimbing I



Ir. Suhariyanto, M.T.

NIP. 196204241989031005

Lampiran 6 Surat Rekomendasi Seminar Proposal



**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
FAKULTAS VOKASI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER SURABAYA**

LEMBAR ASISTENSI PROPOSAL PROYEK AKHIR

Nama Mahasiswa : Rio Kusuma Dinata
NRP : 2038221006
Dosen Pembimbing : Ir. Suhariyanto, M.T.
Judul Tugas Akhir : Rancang Bangun Mesin Pencetak Pelet Ikan Gurame dengan Sistem Die Modular untuk Variasi Ukuran Diameter Pakan

NO.	TANGGAL	MATERI	TTD
1	22/11 2025	Pembahasan Topik Proposal awal	
2	22/12 2025	Revisi tujuan, merencanakan material (dimensi, dan tabel)	
3	23/12 2025	Asistensi FBD poros	
4	24/12 2025	FBD masih salah dan perbaikan tabel	
5	29/12 2025	Revisi Usecragaman uji dan variabel	
6	30/12 2025	Penambahan Abstract	

Mengetahui,
Koordinator Tugas Akhir

Ir. Suhariyanto, M.T.

Surabaya, 5 Januari 2026
Dosen Pembimbing TA

Suhariyanto, M.T.

SURAT REKOMENDASI

Yang bertanda tangan dibawah ini:

Nama : Ir. Suhariyanto, M.T.
NIP : 196204241989031005
Status : Dosen Pembimbing I

Menyatakan bahwa nama yang tertera dibawah ini :

Nama : Rio Kusuma Dinata
NRP : 2038221006
Prodi : Teknologi Rekayasa Manufaktur

Judul PA : Rancang Bangun Mesin Pencetak Pelet Ikan Gurame dengan Sistem Die Modular untuk Variasi Ukuran Diameter Pakan

telah melakukan kegiatan asistensi untuk menyusun **proposal PPA / laporan PA** (coret yang tidak perlu) dengan baik dan memberikan rekomendasi kepada mahasiswa/i yang namanya tertera diatas untuk bisa melakukan pendaftaran **Seminar PPA / Sidang PA** (coret yang tidak perlu) dengan judul yang tertera diatas. Dosen pembimbing memberikan rekomendasi dosen-dosen berikut sebagai dosen penguji :

- 1.
- 2.
- 3.
- 4.

Dika Andini Suryandari, S.T., M.T.
Ir. Mahirul Mursid, M.Sc
Rizaldy Hanum Ash Shiddiqy S.T., M.T

Surabaya, 09 Juni 2026

Dosen Pembimbing I



Ir. Suhariyanto, M.T.

NIP. 196204241989031005



DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
FAKULTAS VOKASI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER SURABAYA

LEMBAR ASISTENSI TUGAS AKHIR

Nama Mahasiswa : Rio Kusuma Dinata
NRP : 2038221006
Dosen Pembimbing : Ir. Suhariyanto, M.T.
Judul Tugas Akhir : Rancang Bangun Mesin Pencetak Pelet Ikan Gurame dengan Sistem Die Modular untuk Variasi Ukuran Diameter Pakan

NO	TANGGAL	MATERI	TTD
1	5-05-2026	membahas Duya & Torsi	
2	8-05-2026	membahas Belt & Pulley	
3	11-05-2026	membahas Gaya gesek	
4	18-05-2026	Revisi Duya	
5	19-05-2026	Revisi Torsi	
6	21-05-2026	Revisi Tabel	
7	22-05-2026	membahas Tabel Pengujian	
8	25-05-2026	membahas fabrikasi mesin	
9	03-06-2026	membahas Die modular	
10	09-06-2026	membahas Design dan tabel	

Mengetahui,
Koordinator Tugas Akhir

Ir. Suhariyanto, MT.

Surabaya, 9 Juni 2026
Dosen Pembimbing TA

(Ir. Suhariyanto, MT.)

Halaman ini sengaja dikosongkan

BIODATA PENULIS



Rio Kusuma Dinata dilahirkan di Tulungagung pada tanggal 31 Januari 2004. Penulis merupakan anak ke2 dari 3 Bersaudara. Mengawali perjalanan akademiknya, penulis menempuh pendidikan dasar di SDN GENDINGAN II (lulus tahun 2016) dan melanjutkan ke jenjang sekolah menengah pertama di SMPN 1 KEDUNGWARU (lulus tahun 2019). Ketertarikan yang kuat pada dunia keteknikan dan permesinan mendorong penulis untuk melanjutkan pendidikan di SMKN 3 Boyolangu Tulungagung dengan mengambil Kompetensi Keahlian Teknik Mesin hingga dinyatakan lulus pada tahun 2022. Pada tahun yang sama, penulis berhasil lulus seleksi dan diterima di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya untuk menempuh pendidikan Sarjana Terapan (D4) pada Program Studi Teknologi Rekayasa Manufaktur, Departemen Teknik Mesin, Fakultas Vokasi (FV) dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 2038221006.

Selama menempuh studi di Kampus Perjuangan ITS, penulis tidak hanya berfokus pada bidang akademik, melainkan juga aktif mengembangkan kapasitas kepemimpinan, komunikasi, dan kerja tim melalui organisasi kemahasiswaan. Penulis pernah dipercaya untuk mengemban amanah penting sebagai Kepala Subdivisi Perlengkapan pada Divisi Minat dan Bakat di organisasi mahasiswa. Dalam posisi kepemimpinan tersebut, penulis bertanggung jawab penuh dalam memimpin anggota tim, mengelola manajemen logistik, mengalokasikan sumber daya secara taktis, serta mengoordinasikan operasional lapangan dalam berbagai penyelenggaraan kegiatan skala besar di tingkat departemen. Pengalaman organisasi ini membentuk karakter penulis menjadi pribadi yang adaptif, solutif, dan tangguh dalam menghadapi tekanan kerja di lapangan.

Guna menyelaraskan pemahaman teori perkuliahan dengan realita di sektor industri, penulis juga aktif membekali diri dengan pengalaman praktis dan sertifikasi profesional. Pada tahun 2025, penulis berhasil menyelesaikan program magang industri di PT Rajawali I (Unit PG Rejo Agung Baru), Madiun. Selama masa magang di industri manufaktur gula tersebut, penulis terlibat aktif dalam analisis integrasi lini produksi, instalasi peralatan mekanikal baru, serta perencanaan manajemen perawatan (maintenance engineering). Selain pengalaman lapangan, kompetensi teknis penulis dalam sistem kontrol dan otomasi pabrik telah diakui secara legal melalui sertifikasi profesi resmi dari Badan Nasional Sertifikasi Profesi (BNSP) sebagai Junior Automation Maintenance Engineer yang diraih pada tahun 2026. Penulis juga memiliki keahlian mendalam dalam pengoperasian perangkat lunak pemodelan dan manufaktur berbasis komputer seperti SolidWorks, Autodesk Inventor, AutoCAD, dan Mastercam.

Sebagai syarat mutlak kelulusan dan implementasi nyata dari disiplin ilmu teknik mesin yang diperoleh, penulis menyusun Tugas Akhir yang berjudul "Desain dan Rancang Bangun Mesin Pelet Ikan Gurami Horizontal dengan Sistem Modular Dies". Penelitian dan rancang bangun ini berfokus pada inovasi teknologi manufaktur tepat guna untuk mengoptimalkan efisiensi proses pembuatan pakan mandiri, di mana pengujian performa mesin dilakukan secara langsung melalui kemitraan strategis bersama pembudidaya ikan gurami lokal, Bapak Sumitro, di Desa Gendingan. Penulis berharap rekayasa teknologi ini dapat memberikan kontribusi nyata bagi kemajuan dunia manufaktur skala kecil menengah serta dunia akademik.

