

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

Tinjauan pustaka ini bertujuan untuk menyajikan kerangka teoritis dan konsep-konsep dasar yang menjadi landasan dalam perancangan dan pengujian mesin *bending* pipa pada proyek akhir ini. Fokus utama kajian meliputi karakteristik mekanis pipa dan prinsip-prinsip pengerolan yang merupakan objek utama penelitian. Konsep-konsep variabel dan parameter kunci yang akan dibahas secara mendalam mencakup: tegangan luluh bahan (σ_t), momen luluh (M_L), gaya pengerolan minimum (F), radius kelengkungan (R), serta defleksi pipa (Y_{maks}). Selain itu, landasan teori mengenai transmisi daya rantai dan *sprocket* juga ditinjau untuk mendukung desain sistem penggerak mesin. Pemahaman yang komprehensif terhadap konsep-konsep ini sangat krusial untuk menganalisis performa mesin *bending* dan hasil kelengkungan pipa yang optimal.

2.1 Pipa

Pipa merupakan elemen silindris berongga yang digunakan untuk menyalurkan fluida, baik cair maupun gas, serta sebagai komponen struktural dalam berbagai aplikasi industri. Pipa umumnya diproduksi dari berbagai material, seperti baja karbon, baja tahan karat, aluminium, maupun tembaga, tergantung kebutuhan dan kondisi operasionalnya. Pada proses pembentukan, pipa memiliki sifat mekanis yang harus diperhatikan, antara lain kekuatan tarik, ketahanan terhadap tekanan internal, serta kemampuan menahan deformasi ketika dikenai gaya luar. Dalam kaitannya dengan mesin *bending* pipa, karakteristik pipa sangat berpengaruh terhadap kualitas hasil pembengkokan. Faktor-faktor seperti diameter luar, tebal dinding, serta jenis material pipa akan menentukan seberapa besar gaya yang dibutuhkan dan seberapa baik pipa

dapat dibentuk tanpa mengalami kerusakan, seperti retak, kerutan, atau ovalisasi. Oleh karena itu, pemahaman mengenai sifat dan karakteristik pipa sangat penting untuk mendukung proses pembentukan yang optimal pada mesin bending pipa.

2.2 Mesin Bending Pipa

Mesin bending pipa merupakan alat untuk pemebntukan logam yang bertujuan untuk memberikan lengkungan pada pipa sesuai dengan radius tertentu tanpa mengurangi kekuatan struktural materialnya. (Hermawan, 2014).

Komponen utama mesin bending pipa mencakup roller untuk menekan pipa agar terjadi gaya bending, sistem penggerak otomatis, dan sistem tuas drat adjustment. Sistem ini menggunakan tuas drat yang bertujuan untuk mengatur hasil dari radius kelengkungan pipa yang diinginkan. Beberapa mesin bending juga menawarkan fleksibilitas dengan opsi menggunakan hidrolik. Dalam kajian oleh

2.2.1 Mesin Bending Pipa Terdahulu

Berikut adalah beberapa mesin bending pipa terdahulu :

1. Mesin Bending Pipa Manual



Gambar 2. 1 Mesin Bending Pipa Manual

Sumber: <https://share.google/images/YtTjylHHDaklPvq7X>

Mesin bending pipa yang dirancang pada tahun 2024 oleh Mochhammad Karim Al Amin, Dika Anggara, Ruddianto, Eriek Wahyu Restu Widodo, Haidar Natsir

Amrullah, Arif Rachman, Elham Aprilian yang merupakan Mahasiswa Politeknik Negeri Surabaya. Mesin bending pipa manual ini menggunakan tenaga manusia dengan bantuan gagang penekan, tanpa memerlukan daya listrik, sehingga murah dan hemat biaya operasionalnya. Namun, cocok hanya untuk membending pipa dengan ketebalan.

Keunggulan utama pada mesin bending pipa ini terletak pada efisiensi operasional dan kemudahan pengoperasiannya. Pengguna hanya perlu memutar bagian handle untuk membentuk pipa sesuai dengan sudut yang diinginkan. Selain itu penggunaan mesin bending pipa manual ini memiliki desain yang ergonomis membuat proses pembengkokan lebih stabil, presisi, dan aman, sehingga sangat cocok digunakan baik untuk kebutuhan industri maupun proyek skala kecil.

2. Mesin Bending Pipa Hidrolik



Gambar 2. 2 Mesin Bending Pipa Hidrolik

(Sumber: <https://share.google/images/Ks1IwybGo8i9OlycD>)

Mesin bending pipa hidrolik yang dirancang Febriyanto, Muh erfin, dan Fhrial Renaldy dari Politeknik Negeri Surabaya adalah mesin yang memanfaatkan tenaga fluida bertekanan tinggi untuk melakukan proses pembengkokan pipa. Sistem ini bekerja dengan menggunakan pompa hidrolik yang menyalurkan fluida ke silinder hidrolik, sehingga menghasilkan gaya tekan yang besar pada rol atau tuas

pembengkok. Dibandingkan dengan mesin bending manual, mesin hidrolik memiliki beberapa keunggulan, terutama dari segi kapasitas, kecepatan, dan kualitas hasil bending.

Mesin ini umumnya digunakan untuk pipa dengan diameter sedang hingga besar, serta material dengan ketebalan dinding yang tinggi, karena tekanan yang dihasilkan sistem hidrolik mampu menjaga bentuk pipa agar tidak mengalami penyok atau kerutan. Proses pengoperasiannya relatif mudah, hanya dengan mengatur tuas pengendali hidrolik sehingga rol penekan bergerak sesuai dengan sudut lengkung yang diinginkan.

Adapun keunggulan dari mesin bending pipa hidrolik antara lain:

1. Tenaga besar, mampu membengkokkan pipa dengan diameter dan ketebalan yang sulit dilakukan oleh mesin manual.
2. Presisi tinggi, hasil lengkungan lebih seragam karena tekanan hidrolik dapat dikendalikan secara stabil.
3. Efisiensi waktu, proses bending lebih cepat sehingga meningkatkan produktivitas kerja.
4. Fleksibilitas, dapat digunakan pada berbagai jenis material pipa, seperti baja, stainless steel, maupun aluminium.

Namun, mesin ini juga memiliki kekurangan, yaitu membutuhkan perawatan khusus pada sistem hidrolik, seperti pengecekan oli, selang, dan seal agar tidak terjadi kebocoran. Selain itu, harga pembuatannya relatif lebih mahal dibanding mesin bending manual.

2.3 Perancangan Mesin Bending Pipa Otomatis

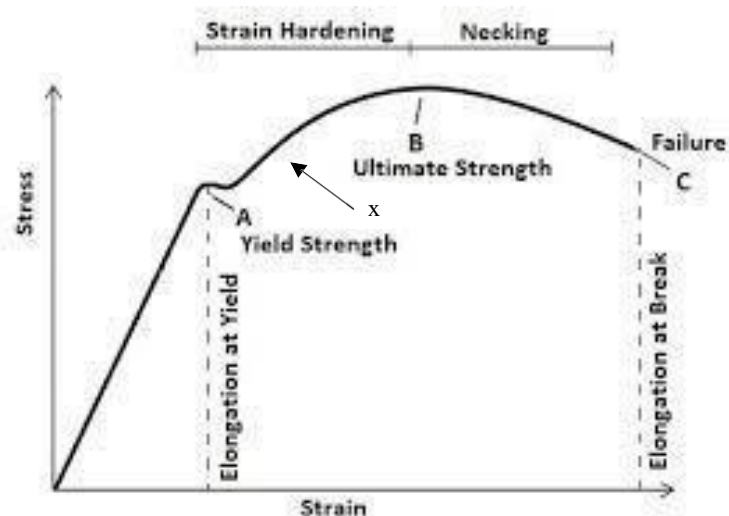
Pada perancangan mesin bending pipa kami menggunakan ulir berfungsi sebagai sistem penekan utama yang memberikan gaya terhadap pipa melalui roller penekan. Prinsip kerja dari step ulir memanfaatkan batang besi berulir yang diputar dengan tuas, menciptakan tekanan yang kemudian diteruskan ke pipa yang sedang di roll. Sebelum menentukan ulir yang akan digunakan, terlebih dahulu harus menentukan jenis pipa yang akan diroll untuk mengetahui besarnya gaya yang digunakan untuk membengkokkan pipa.

Cara kerja mesin pengerol pipa ini adalah sebagai berikut :

- a. Memasang roll pembentuk yang disesuaikan dengan ukuran/diameter yang akan dirol
- b. Roll penekan dinaikkan dengan cara memutar engkol/batang pegatur agar pipa dapat dipasang diantara rol pengarah.
- c. Pipa yang akan dirol diposisikan ditengah-tengah antara dua roll penggerak, kemudia roll penekan diturunkan untuk memberikan gaya penekanan pada pipa.
- d. Motor penggerak dihidupkan, melalui transmisi putaran dan daya diteruskan ke roll penggerak 1 dan roll penggerak II.
- e. Langkah diatas diulang setekah posisi roll penekan diturunkan sampai pada tahap dimana radius kelengkungan yang diinginkan tercapai

2.3.1 Tegangan

Tegangan adalah ukuran dari gaya internal yang bekerja didalam suatu benda per satuan luas dari penampang melintang benda tersebut. Tegangan timbul sebagai respon internal material untuk melawan gaya eksternal yang cenderung menyebabkan deformasi dengan mengacu pada data material bahan pipa yang ingin di roll, besarnya proses deformasi pada tegangan bending $\sigma = (\sigma_{bending})$ merujuk pada (σ_{yield}) batas luluh bahan pipa. Dalam proses bending pipa (*forming*) tegangan harus lebih besar dari tegangan luluh minimum tetapi harus berada dibawah titik Kekuatan Tarik Maksimum (*Ultimate Tensile Strength*). Jika proses pengerolan menghasilkan melebihi UTS, material pipa akan memasuki fase necking (penyempitan) dan berisiko mengalami kegagalan (failure) akan robek, gepeng, dan retak longitudinal.



Rumus tegangan yang diperlukan untuk proses pengerolan dapat ditentukan menggunakan hubungan empiris gaya per satuan luas sebagai berikut

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad 2.1$$

Dimana :

σ = Tegangan (*Stress*)

F = Gaya yang bekerja pada benda (kg atau N)

A = Luas Penampang

Dalam Sistem Internasional (SI), tegangan diukur dalam Pascal (Pa), dimana $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$. Satuan umum lainnya adalah Mpa (MegaPascal) atau kg/mm^2 . Untuk menentukan tegangan yang dialami oleh suatu serat pada balok akibat momen lentur, rumus tegangan lentur adalah

a. Tegangan Lentur

$$\sigma_{\text{bending}} = \frac{M \cdot c}{I} \quad 2.2$$

σ = Tegangan (*Stress*) (Kg/mm^2)

M = Momen Lentur (Bending Momen)

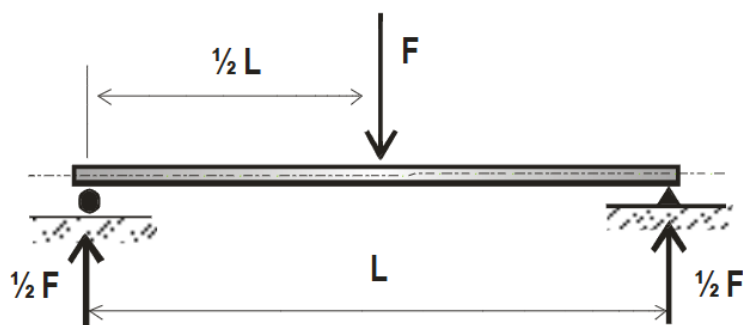
c = Jarak dari Sumbu Netral (Neutral Axis) ke serat terluar (outermost fiber). (mm)

I = Momen Inersia

2.3.2 Momen

a. Momen Lentur

Momen lentur adalah suatu kejadian dimana aksi dan reaksi tidak dalam satu garis kerja. Besarnya momen adalah perkalian gaya (F) dengan jarak (l) dari gaya ke titik yang ditinjau. Berikut ini perhitungan momen lentur maksimum (M_{maks}).



Gambar 2. 3 Pemodelan Proses Pengerolan

Sumber : (Sufiyanto, 2011)

Berdasarkan pemodelan diatas maka besarnya momen bending yang terjadi adalah

$$M_{maks} = \frac{1}{2} \cdot F \times \frac{1}{2} \cdot L \quad 2.3$$

$$M_{maks} = \frac{1}{4} \cdot F \cdot L \quad 2.4$$

Dimana :

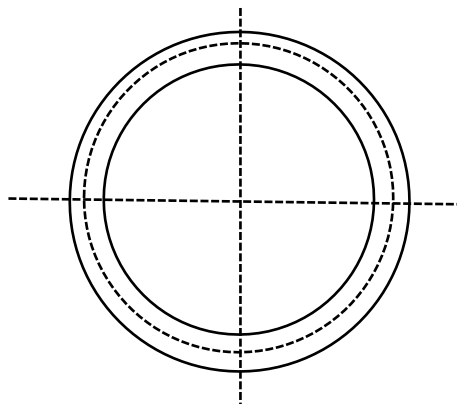
M_{maks} = Momen maksimum

F = Gaya (N)

L = Panjang/Jarak (m)

b. Momen Inersia

Momen inersia adalah ukuran kelembaman benda dalam Gerak melingkar. Kelembaman adalah sifat mempertahankan kedudukannya. Maksudnya kalau benda sedang diam maka ia akan bertahan untuk diam, sedangkan kalau benda sedang berputar. Perhitungan momen inersia penampang pipa (I). (Sufiyanto,2011).



Gambar 2. 4 Ukuran Luas Penampang Pipa

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

$$I = \frac{\pi}{64} (d_{out}^4 - d_{in}^4) \quad 2.5$$

Dimana :

I = Momen Inersia

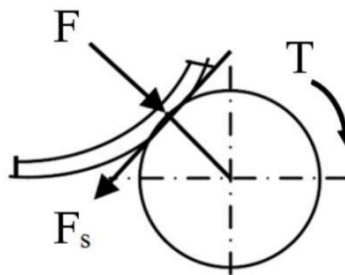
d_{out} = diameter luar pipa

d_{in} = diameter dalam pipa

Pipa yang umum digunakan untuk pengerolan pembuatan properti biasanya adalah pipa baja. Untuk pengerolan ini dipilih pipa baja sebagai perhitungan awal dalam merancang alat/mesin. Jenis bahan dasar pipa adalah baja karbon rendah (*low moment of Inertia*) Penampang (mm^4).

2.3.3 Gaya dan Torsi

Dalam perancangan mesin bending pipa, diperlukan analisis terhadap gaya dan torsi yang bekerja pada komponen utama seperti *roller*, poros, *sprocket*, dan *gearbox*. Analisis ini bertujuan untuk menentukan besarnya gaya yang dibutuhkan dalam proses pembengkokan pipa, yang dapat dihitung menggunakan persamaan berikut. (Sufiyanto, 2011)



Gambar 2. 5 Torsi Pada Roller
Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

a. Menghitung Gaya Gesek (F_s) :

$$F_s = F \times \mu_s \quad 2.6$$

Dimana :

F_s = Gaya Gesek

F = Gaya normal (N)

μ_s = Koefisien Gesek

- b. Menentukan besar torsi yang bekerja (T)

$$T = F_s \times r \quad 2.7$$

Dimana :

T = Torsi (Kg.mm)

F_s = Gaya Gesek (Kg)

r = Jari-jari roller (mm)

2.4 Motor Listrik

Motor listrik adalah komponen krusial pada mesin bending pipa karena berfungsi sebagai penggerak utama yang menghasilkan energi mekanik untuk Menghitung Daya Rencana Motor Listrik dalam perencanaan pemilihan motor yang sesuai dengan kebutuhan maka menggunakan persamaan sebagai berikut, dengan torsi kg/mm^2 :

$$Pd = \frac{\left(\frac{T}{1000}\right) \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n_4}{60}\right)}{102} \quad 2.8$$

T = Torsi roller (kg.mm)

n_4 = Putaran Roller (rpm)

Pd = Daya Rencana Roller 1 1/4 inci



Sumber: <https://share.google/images/GON08GzqJnfYEFpNv>

Gambar 2. 6 Motor Listrik AC

2.5 Reducer Gearbox

Pada perancangan mesin bending ini motor listrik akan di teruskan melalui proses pengurangan putaran atau sering disebut dengan *Speed Reducer*. *Reducer* itu sendiri mempunyai fungsi untuk menyamakan dan meringankan gaya putar serta meningkatkan torsi putaran yang dihasilkan oleh motor listrik.

Pemilihan tipe gearbox yang digunakan dalam penggerak mesin bending pipa yaitu WPA 70 dikarenakan dimensi nya yang compact serta memiliki rasio putaran 1:60.



Gambar 2. 7 Gearbox WPA 70

Sumber: <https://www.cahayaglobalteknik.com/wp-content/uploads/2020/06/WORM-GEAR-WPA-.png>

2.6 Sistem transmisi penggerak

Sistem transmisi penggerak menggunakan *sprocket* dan rantai pada mesin *bending* pipa adalah elemen kunci untuk mengkonversi putaran tinggi dari motor menjadi torsi besar dan putaran rendah yang stabil yang dibutuhkan oleh *roller* untuk menekuk material. Sistem ini dipilih karena kemampuannya mentransmisikan daya secara positif (tanpa *slip*) pada jarak antar pusat poros yang bervariasi dan kemampuannya menahan beban kejutan torsi selama proses penekukan.

2.6.1 Sprocket

Sprocket merupakan salah satu komponen utama dalam sistem transmisi mekanis yang berfungsi untuk mentransfer daya dan gerakan rotasi dari satu poros ke poros lainnya. Komponen ini terdiri dari lingkaran bergigi yang saling berpasangan, di mana pergerakannya didasarkan pada prinsip pengaitan (*engagement*) antar gigi. Dengan desain yang presisi, roda gigi mampu mengubah kecepatan putar, arah rotasi, maupun besaran torsi sesuai kebutuhan aplikasi mesin. Dalam dunia teknik, Perbandingan Putaran. (Sularso dan Suga,1997):

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{T_2}{T_1} \quad 2.9$$

Dimana :

i = Perbandingan Putaran

n_1 = Banyaknya Putaran Gigi 1 (rpm)

n_2 = Banyaknya Putaran Gigi 2 (rpm)

T_1 = Jumlah Gigi 1

T_2 = Jumlah Gigi 2

a. Pitch Circle Diameter (Sularso dan Suga,1997):

$$D = z \times m \quad 2.10$$

$$D = \frac{2a}{1+i} \quad 2.11$$

Dimana :

D = *Pitch Circle Diameter* (mm)

$a = \text{Jarak Sumbu Poros (mm)}$

i = Perbandingan Putaran

b. *Pitch* (Sularso dan Suga,1997):

$$m = \frac{D}{T} \quad 2.12$$

Dimana :

$D = \text{Pitch Circle Diameter (mm)}$

$m = \text{Modul}$

$T = \text{Number Of Teeth}$

c. Jarak Bagi Lingkar (Circular Pitch) (Sularso dan Suga,1997):

$$p = \frac{\pi \times D}{T} \quad 2.13$$

Dimana :

$D = \text{Pitch Circle Diameter (mm)}$

$p = \text{Jarak Bagi Lingkar (mm)}$

$T = \text{Number Of Teeth}$

d. Kelonggaran Puncak (*Clearance*) (Sularso dan Suga,1997):

$$ck = 0,25 \times p \quad 2.14$$

Dimana :

$ck = \text{Kelonggaran Puncak}$

$p = \text{Pitch}$

e. Diameter Kepala (*Addendum Diameter*) (Sularso dan Suga,1997):

$$dk = D + 2p \quad 2.15$$

Dimana :

$dk = \text{Diameter Kepala (mm)}$

m = Modul

$D = \text{Pitch Circle Diameter (mm)}$

f. Diameter Kaki (*Dedendum Diameter*) (Sularso dan Suga,1997):

$$df = D - 2p \quad 2.16$$

Keterangan :

$df = \text{Diameter Kaki (mm)}$

$p = \text{Pitch}$

$D = \text{Pitch Circle Diameter (mm)}$

g. Kecepatan Sprocket(Sularso dan Suga,1997):

$$v = \frac{\pi \times D \times n}{60.000} \quad 2.17$$

Keterangan :

$v = \text{Kecepatan Sprocket (m/s)}$

$D = \text{Diameter (mm)}$

$n = \text{Banyaknya Putaran Sprocket}$

2.6.2 Rantai (Chain)

Rantai atau *chain* merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan daya (*Power Transmision*). Merupakan elemen mesin yang berpasangan dengan rantai, berfungsi sebagai roda yang mentransfer putaran dan torsi dari poros penggerak ke poros yang digerakkan. Desain *sprocket*, terutama jumlah gigi (Z) dan pitch, harus disesuaikan secara presisi dengan spesifikasi rantai yang digunakan untuk memastikan pergerakan yang halus, efisien, dan meminimalkan keausan. Dalam sistem transmisi mesin bending pipa, perhitungan rasio antara jumlah gigi *sprocket* penggerak dan yang digerakkan (*sprocket* kecil dan besar) sangat penting

untuk mendapatkan reduksi kecepatan dan peningkatan torsi sesuai dengan kebutuhan beban bending

2.6.2 Ukuran rantai

Rantai mempunyai nomor yang disebut Nomor Rantai, masing-masing nomor rantai mempunyai ukuran umum seperti : jarak-bagi (p) diameter rol (R), lebar roll (W) dsb, dan ukuran khusus seperti : Panjang pena, batas kekuatan taris, dsb.

Tabel 2.1 Ukuran Standar Rantai

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

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

Diameter dan jumlah gigi sprocket (Sularso dan Suga, 1997):

$$P = d \sin \left(\frac{180}{2T} \right) \quad 2.18$$

p = Pitch Rantai (mm)

d_k = Diameter Sprocket

Z_2 = Jumlah gigi sprocket

a. Panjang Rantai (Khurmi, R.S dan Gupta, J.K., 2005).

$$P = d \sin \left(\frac{180}{2T} \right) \quad 2.19$$

$$P = d \sin \left(\frac{180}{2T} \right) \quad 2.20$$

Dimana :

p	=	Pitch Rantai (mm)
d_k	=	Diameter Sprocket
Z_2	=	Jumlah gigi sprocket

2.7 Perencanaan Sabuk V-Belt

V-belt merupakan komponen transmisi yang terbuat dari campuran karet alam dan sintetis, beserta berbagai polimer yang dapat menambah kekuatan pada *v-belt*. *V-belt* sendiri bagian penampangnya berbentuk trapesium. *V-belt* sendiri berfungsi untuk mentransmisikan daya antar poros melalui *pulley* yang berputar dengan kecepatan yang sama atau berbeda. Berikut ini adalah kelebihan dan kekurangan dari penggunaan *V-belt* :

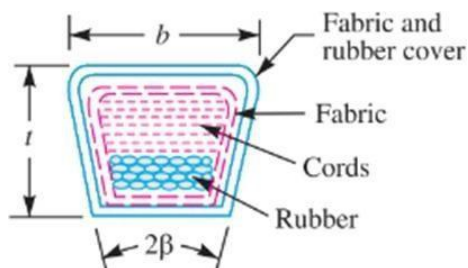


Gambar 2. 8 V-Belt Mistuboshi

Sumber: <https://www.cahayaglobalteknik.com/wp-content/uploads/2020/06/WORM-GEAR-WPA-.png>

2.7.1 Dimensi *V-Belt*

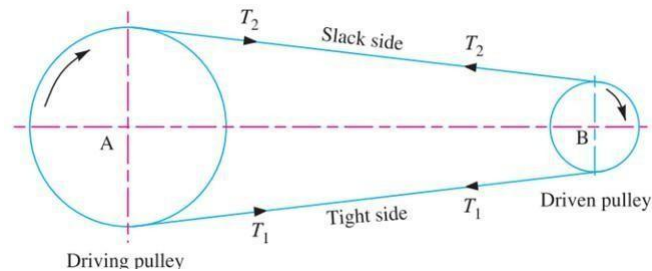
Dimensi *v-belt* ini mengarah pada ukuran dan spesifikasi fisik dari *v-belt* dalam sistem transmisi daya.



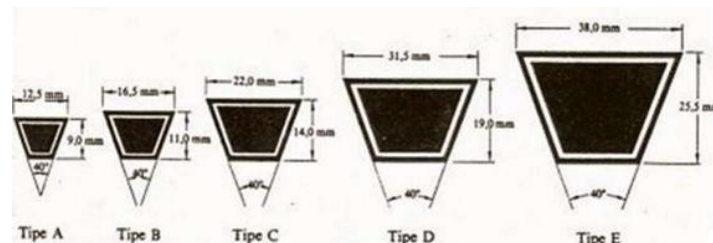
Gambar 2. 9 Konstruksi dan Dimensi V-Belt

Sumber: (Khurmi and Gupta, 2005)

Berdasarkan *Indian Standards* (Standards, 1994), bahwa *v-belt* sendiri memiliki 5 macam tipe diantaranya adalah tipe A, B, C, D, dan E.



Gambar 2. 10 Dimensi Untuk Standar V-Belt
Sumber : (Khurmi and Gupta, 2005)



Gambar 2. 11 Ukuran Penampang V-Belt
Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

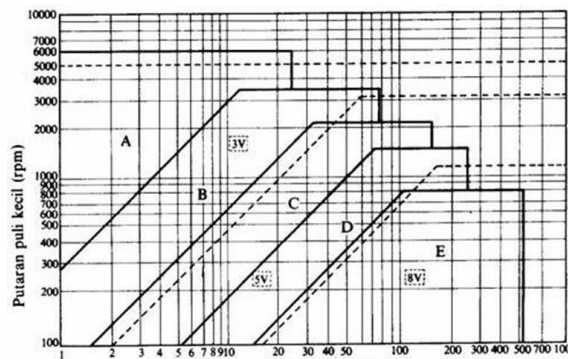
Dalam perencanaan transmisi daya yang digunakan pada mesin bakpao ini adalah *belt* yang terpasang pada dua buah *pulley*, diantaranya adalah *pulley* penggerak (*pulley* 2) dan *pulley* yang digerakkan (*pulley* 1).

Tabel 2.2 Ukuran Pulley

Type of Belt	Power Ranges in (kW)	Minimum Pitch Diameter of Pulley (D) (mm)	Top Width (b) (mm)	Thickness (t) (mm)	Weight per Metre Length in Newton (N/m)
A	0,7-3,5	75	13	8	1,06
B	2-15	125	17	11	1,89
C	7,5-75	200	22	14	3,43
D	20-150	355	32	19	5,96
E	30-350	500	38	23	-

Sumber : (Khurmi and Gupta, 2005)

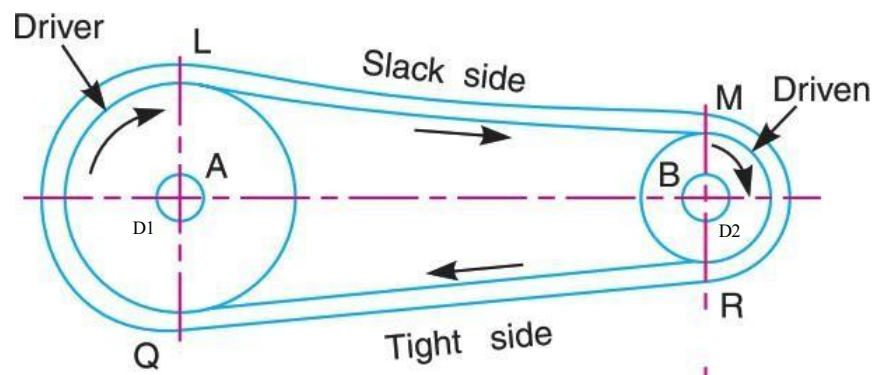
V-belt digunakan untuk mentransmisikan daya motor ke bagian poros. Pemilihan *v-belt* perlu dilakukan agar tidak terjadi kehilangan gaya-gaya yang ditransmisikan. Pemilihan *v-belt* dapat dilakukan berdasarkan katalog yang ada sebagaimana yang dapat dilihat pada Gambar



Gambar 2. 12 Diagram Pemilihan V-Belt
Sumber : (Khurmi and Gupta, 2005)

2.7.2 Panjang Keliling *V-Belt*

Panjang *belt* merupakan jarak total dari ujung *belt* saat terpasang di dalam sistem, termasuk bagian yang mengelilingi *pulley*. (Khurmi dan Gupta, 2005)



Gambar 2. 13 Diagram Pemilihan V-Belt
Sumber : (Khurmi and Gupta, 2005)

$$L = 2x + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4x} \quad 2.21$$

Dimana , untuk nilai b sendiri dapat dicari dengan rumus berikut : (Khurmi dan Gupta, 2005)

2.7.3 Kecepatan *V-Belt*

Kecepatan *belt* merupakan jarak yang ditempuh oleh suatu titik pada permukaan sabuk dalam satu satuan waktu. Untuk mencari kecepatan *belt* dapat digunakan rumus. Untuk mencari kecepatan *belt* dapat digunakan rumus. (Khurmi and Gupta, 2005).

$$v = \frac{\pi \times D \times n}{60} \quad 2.22$$

Dimana :

v = Kecepatan *Belt* (m/s)

π = Phi (bernilai 3,14 atau $\frac{22}{7}$)

d = Diameter *Pulley* (m atau mm)

n = Banyaknya Putaran yang Dilakukan *Pulley* (rpm)

2.7.4 Menentukan V-Belt

Jumlah sabuk V-Belt untuk transmisi daya mesin bending pipa ditentukan berdasarkan faktor koreksi sudut kontak ($C\theta$), daya nominal per sabuk (P_n) yang sesuai dengan kecepatan putaran rencana. faktor ini dirujuk pada tabel berikut:

Tabel 2.3 *Faktor Koreksi Sudut (Cθ)*

Sudut Kontak (°)	Faktor Koreksi (Cθ)
180	1.00
170	0.98
160	0.95
150	0.92
140	0.89
130	0.86
120	0.82
110	0.78
100	0.74
90	0.69

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

Tabel 2.4 Daya Nominal per Belt (Pn)

rpm	2.00"	3.20"	3.40"	3.60"	3.80"	4.00"
485	0.68	0.79	0.91	1.04	1.14	1.27
575	0.76	0.91	1.05	1.18	1.32	1.46
690	0.87	1.04	1.20	1.36	1.53	1.69
725	0.91	1.08	1.25	1.42	1.58	1.76
870	1.04	1.23	1.43	1.63	1.82	2.03
950	1.09	1.31	1.53	1.74	1.96	2.17
1160	1.25	1.51	1.77	2.03	2.27	2.53
1425	1.43	1.74	2.04	2.34	2.66	2.96

Sumber : (*Bando USA, Inc. (2021). V-Belt Design Manual. Itasca, IL: Bando USA, Inc.*)Tabel 2.5 *Faktor Koreksi Panjang Belt (CL)*

Nomor Standar Belt (Tipe B)	Faktor Koreksi (CL)
B-17 - B-28	0.80 - 0.87
B-29 - B-37	0.88 - 0.94
B-38 - B-48	0.95 - 0.99
B-49 - B-63	1.00 - 1.04
B-64 - B-83	1.05 - 1.09

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

2.7.5 Rasio Sudut Kontak

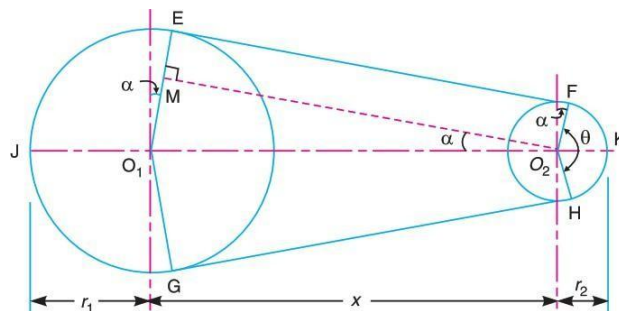
Penentuan Sudut Kontak (θ) pada sistem *pulley* yang dihubungkan dengan sabuk terbuka sangat penting untuk menghitung tegangan sabuk dan daya yang ditransmisikan. Ketika dua *pulley* dengan diameter berbeda digunakan, sudut kontak (θ) pada *pulley* yang lebih kecil perlu dipertimbangkan diperoleh dengan persamaan sebagai berikut.

$$\sin \alpha = \frac{D_2 - D_1}{C} \quad 2.23$$

C = Jarak Pusat Pulley Besar dan Pulley Kecil (mm)

D_2 = Diameter Pulley Besar (mm/in)

D_1 = Diameter Pulley Kecil (mm/in)



Sumber : (Khurmi and Gupta, 2005)

Setelah ditemukan, sudut kontak (α) dalam radian dihitung menggunakan persamaan konversi dari derajat ke radian, yang merupakan satuan standar untuk perhitungan daya pada transmisi sabuk.

$$\sin \theta = 180^\circ - 2\alpha \frac{\pi}{180} \text{ rad} \quad 2.24$$

2.7.6 Rasio Tegangan

Rasio tegangan belt adalah perbandingan antara tegangan sisi kencang T_1 dan tegangan sisi kendur T_2 yang merupakan faktor kunci dalam menentukan yang dapat ditransmisikan oleh sabuk. Rasio ini berhubungan dengan koefisien gesek (μ) antara sabuk dan puli, serta sudut kontak (θ) yang dihitung dalam satuan radian, sebagaimana dirumuskan oleh persamaan berikut :

$$2,3 \log \left(\frac{T_1}{T_2} \right) = \mu \times \theta \quad 2.25$$

T_1 = Tegangan sisi ketat (maksimum)

T_2 = Tegangan sisi kendur (minimum)

μ = koefisien gesek (diberikan $\mu = 0,25$)

θ = Sudut kontak dalam radian

2.8 Perencanaan Poros

Poros merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi sebagai penerus putaran dari motor penggerak menuju ke elemen yang digerakkan. Penerus putaran tersebut dapat menggunakan kopling, puli, dan roda gigi. Dengan demikian poros akan terjadi tegangan geser akibat adanya momen puntir atau torsi.

Perhitungan rencana poros yang digunakan pada mesin bending pipa tergantung pada ukuran mesin dan tipe motor penggerak yang digunakan. Untuk mencari torsi serta diameter *shaft* sebagai berikut. (Khurmi dan Gupta, 2005).

$$T = \frac{P_0}{2\pi \times \frac{n}{60}} \quad 2.26$$

$$T = \frac{\pi}{16} \tau d^3 \quad 2.27$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi \tau}} \quad 2.28$$

Dimana

T = Torsi (N.m)

P_d = Daya Motor Listrik (watt)

n = Putaran roller (rpm)

d = Diameter perencanaan shaft roller

a. Jenis Jenis Poros

Tabel Error! Use the Home tab to apply 0 to the text that you want to appear here.6 Standar baja panduan untuk poros

Standar dan Macam	Lambang	Perlakuan Panas	Kekuatan Tarik (kg/mm ²)
Baja Khrom Nikel (JIS G4102)	SNC 2	-	85
	SND 3	-	95
	SNC 21	Pergeseran Kulit	80
	SNC 22		100
Baja Khrom Nikel Molibden (JIS G4103)	SNCM 1	-	85
	SNCM 2	-	95
	SNCM 7	-	100
	SNCM 8	-	105
	SNCM 22	Pergeseran Kulit	90
	SNCM 23		100
Bajaa Khrom (JIS 4104)	SNCM 25	-	120
	SCR 3	-	90
	SCR 4	-	95
	SCR 5	-	100
	SCR 21	Pergeseran Kulit	80
	SCR 22		85
Baja Khrom Nike (JIS 4103)	SCM 2	-	85
	SCM 3	-	95
	SCM 4	-	100
	SCM 5	-	105
		SCM 21	Pergeseran Kulit

SCM 22

b. Material Poros

Material poros bisa dibuat dari bahan berikut : baja karbon atau baja panduan. Contoh bahan panduan untuk poros : ASME 1347, 2140, 4150, 4340, 8650 dsb. Yang bisa di sebut bahan komersial. Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai baja yang di kerburising, misalnya ASME : 1020, 1117, 2315. 4320, 8620, atau G4102, G4103, G4104, dan sebagainya.

Untuk poros – poros yang perlu memiliki bentuk sulit seperti : poros engkol, maka sebaiknya memakai besi cor.

Tabel 2.7 Standar Baja

Nama	Standar Jepang (JIS)	Standar Amerika (AISI) Standar Inggris (BS) Standar Jerman (DIN)
Baja Karbon Konstruksi Mesin	S2	AISI 1025, BS060A25
	5C	AISI 1030, BS060A30
	S2	
	5C	AISI 1035, BS060A35, DIN C35
	S2	AISI 1040, BS060A40
	5C	AISI 1045, BS060A45, DIN C45
	S2	AISI 1050, BS060A50, DINSt50,11
	5C	AISI 1055, BS060A55
	S2	
	5C	
	S2	
	5C	
	S2	
	5C	
Baja Tempa	SF 40, 45, 50, 55	ASTM A105-73
Baja Nikel	SNC	BM 653M31

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

Lanjutan

Baja Khrom	SNC22	BS En36
Molibden	SNCM 1	AISI 4337 BSS30M31 AISI 8845
	SNCM 2	BS En 100D
	SNCM 7	AISI 4340, BS 8171M40, 8116M40,
	SNCM 8	AISI 4315
	SNCM22	AISI 4320, BS En 325
	SNCM 23	BS En39B
	SNCM 25	
Baja Khrom	SCR 3	AISI 5135, BS530A36
	SCR 4	AISI 5140, BS530A40
	SCR 5	AIAI 5145
	SCR 21	AISI 5115
	SCR 22	AISI 5120
Baja Khrom Molibden	SCM 2	AISI 4130, DIN34CrMo4
	SCM 3	AISI 4135, DIN34CrMo4, BS798A37
	SCM 4	AISI 4140 DIN
	SCM 5	4140, DIN 42CrMo4,BS708M40AISI 4145 DIN50CrMo4

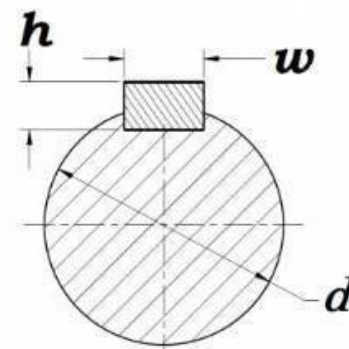
Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

2.9 Pasak

Pasak adalah elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian mesin seperti roda gigi, sprocket, puli dan kopling pada poros. Fungsi yang serupa dengan pasak dilakukan pada *spilines* dan gerigi yang mempunyai gigi luar pada poros dan gigi dalam dengan jumlah gigi sama pada naf dan saling terkait yang satu sama yang lain (Sularso dan Suga, 2004). Untuk perencanaan pasak pada mesin bending pipa adalah sebagai berikut :

2.9.1 Pasak Benam Persegi Panjang

Pasak benam adalah pasak dengan setengah bagian yang terdapat pada poros dan setengah bagian lainnya tersebut berada pada alur yang dibuat di lubang hub, sehingga pasak tertanam dan mampu meneruskan torsi secara efektif antara poros dan hub. Pasak benam persegi panjang adalah jenis pasak yang paling umum digunakan karena kemudahan instalasi dan kemampuannya menahan beban geser. (Sularso dan Suga, 2004).



Gambar 2. 14 Pasak Benam

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

Pasak ini memiliki penampang persegi panjang dengan dimensi w = lebar dan h = tinggi. Ukuran pasak akan disesuaikan dengan diameter poros atau diameter pada

lubang hub. Berikut ini merupakan persamaan untuk menentukan dimensi pada pasak benam pesergi panjang. (Sularso dan Suga, 2004).

$$\tau = \frac{D}{4} \text{ atau } H = \frac{2w}{3} \text{ atau } \frac{d}{6} \quad 2.29$$

2.9.2 Tegangan Geser Aktual Pasak

Tegangan geser aktual (τ_a) yang terjadi akibat adanya torsi (T) yang diteruskan melalui poros. Rumus yang dapat digunakan dalam menghitung tegangan geser aktual pasak adalah sebagai berikut (Sularso dan Suga, 2004).

$$\tau_a = \frac{5,1 \times T}{ds^3} \quad 2.30$$

Dimana :

τ = Tegangan geser izin

T = Torsi

ds^3 = Diameter Poros (mm)

2.9.3 Tegangan geser izin

Tegangan geser yang diizinkan adalah batas maksimum tegangan yang dapat ditahan oleh suatu material sebelum mengalami kegagalan akibat gaya geser. Nilai ini diperoleh dengan membagi kekuatan tarik material terhadap factor keamanan ganda, yang masing – masing mewakili ketidakpastian dalam beban kerja dan kondisi operasional. Secara umum, rumus tegangan geser yang diizinkan dapat dituliskan sebagai berikut: (Sularso and Suga, 2004)

$$\tau = \frac{\sigma}{sf_1 \times sf_2} \quad 2.31$$

Dimana :

τ = Tegangan Geser yang Diizinkan

σ = Tegangan Tarik Material

sf = Faktor Keamanan

Tabel 2.8 Tegangan Geser Izin

Nilai Koreksi		Keterangan
Sf ₁	5,6	Dipakai untuk bahan SF
	6,0	Dipakai untuk bahan SC
Sf ₂	1,3 – 3,0	Mengantisipasi pengaruh pasak

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

Selanjutnya, tegangan geser aktual (τ_a) adalah tegangan yang terjadi ketika sambungan menerima gaya yang cenderung menggeser bagian satu terhadap bagian lainnya. Tegangan ini dihitung berdasarkan luas bidang geser dan gaya yang diterima sambungan. Untuk memastikan sambungan aman, tegangan geser izin (τ_{izin}) harus lebih besar atau sama dengan tegangan geser aktual (τ_a). Tegangan geser izin ini dihitung berdasarkan tegangan geser material dibagi dengan faktor koreksi kejut dan kelelahan. (Sularso dan Suga, 2004).

$$\frac{\tau_a \times sf^2}{\alpha} > C_b \cdot K_t \cdot \tau \quad 2.32$$

$C_b \cdot K_t$ = Faktor Kombinasi Kejut dan Kelelahan untuk lentur

- Beban Statis atau Bertahap 1.0

- Beban Kejut Ringan = 1,5 hingga 2.0

- Beban Kejut Berat/Mendadak = 2.0 hingga 3.0 atau lebih

sf_1, sf_2 = Faktor Keamanan, untuk sf_1 memiliki harga 6,0 dan sf_2

memiliki harga 2,0

2.9.4 Panjang Alur pasak

Penentuan panjang pasak didasarkan pada perhitungan yang memastikan bahwa pasak memiliki luas bidang geser yang cukup untuk menahan torsi yang

bekerja. Rumus untuk menentukan panjang pasak yang digunakan (Sularso and Suga, 2004).

$$L = \frac{\pi \times ds^2}{8 \times b} \quad 2.33$$

Dimana :

L = Panjang Pasak

ds = Diameter Poros

b = Lebar pasak

a. Ukuran Pasak Sesuai standar industri

Tabel 2.9 Ukuran pasak sesuai standar indsutri

<i>Shaft diameter (mm) upto and including</i>	<i>Key cross-section</i>		<i>Shaft diameter (mm) upto and including</i>	<i>Key cross-section</i>	
	<i>Widht (mm)</i>	<i>Thickness (mm)</i>		<i>Widht (mm)</i>	<i>Thickness (mm)</i>
6	2	2	85	25	14
8	3	3	95	28	16
10	4	4	110	32	18
12	5	5	130	36	20
17	6	6	150	40	22
22	8	7	170	45	25
30	10	8	200	50	28
38	12	8	230	56	32
44	14	9	260	63	32
50	16	10	290	70	36
58	18	11	330	80	40
65	20	12	380	90	45
75	22	14	440	100	50

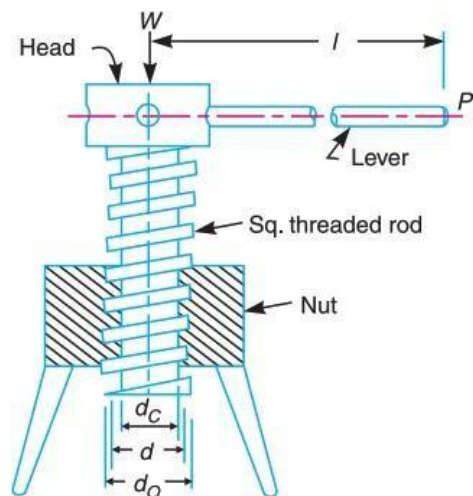
Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

2.10 Perencanaan Ulir dan Baut

Ulir dan Baut pada mekanisme penekan mesin bending pipa sangat krusial karena komponen ini bertanggung jawab untuk menghasilkan gaya tekan yang diperlukan agar pipa mengalami deformasi plastis (melengkung) sesuai radius yang diinginkan. Mekanisme penekan umumnya menggunakan ulir daya (*power screw*) untuk memindahkan rol penekan, atau menggunakan baut sebagai pengikat utama pada komponen rangka yang menahan gaya tekan.

2.10.1 Mekanisme Ulir Penekan (*power screw*)

Ulir penekan (sering disebut *power screw* atau *lead screw*) adalah komponen yang mengubah gerak putar (dari motor atau manual) menjadi gerak lurus yang digunakan untuk menurunkan atau menaikkan rol penekan pada mesin *roll bending* pipa, sehingga memberikan tekanan pada pipa yang akan dirol. Harga



Gambar 2. 15 Ulir Trapesium
Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

2.10.2 Bahan Ulir

Penggolongan ulir menurut kekuatannya distandarkan dalam JIS seperti diperlihatkan dalam Tabel tersebut merinci kode-kode material dan tingkat kekuatan tarik minimal yang harus dipenuhi oleh bahan ulir, memungkinkan pemilihan yang

tepat sesuai beban kerja, yang umumnya terbuat dari baja karbon atau baja paduan yang telah diperlakukan panas. (Sularso dan Suga,1997)

Tabel 2.10 Bahan Ulir

Keterangan	Bilangan kekuatan	(σ_B)			Tegangan beban yang dijamin (kg/mm ²)
		Minimum (kg/mm ²)	Maksimum (kg/mm ²)	Minimum (kg/mm ²) (γ_Y)	
Baut/Sekrup (JIS B 1051)	3,6	34	49	20	
	4,6	40	55	24	
	4,8	40	55	32	
	5,6	50	70	30	
	5,8	50	70	40	
	6,6	-	-	36	
	6,8	60	80	48	
	6,9	60	80	54	
	8,8	80	100	64	
	10,9	100	120	90	
Mur (JIS B 1052)	12,9	120	140	108	
	14,9	10	160	126	
	4				40
	5				50
	6				60
	8				80
	10				100
	12				120
	14				140

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

2.10.3 Diameter Rencana Ulir Penekan

Perhitungan diameter inti (d_c^2) didasarkan pada kondisi bahwa luas penampang inti ulir harus cukup untuk menahan beban tarik atau tekan (W) yang bekerja, sesuai dengan tegangan izin material. (Sularso dan Suga, 1997)

$$\sigma_t = \frac{W}{A} = \frac{W}{\frac{\pi}{4} \cdot d_c^2} \quad 2.34$$

$$W = \frac{\pi}{4} d_c^2 \times \sigma_t \quad 2.35$$

$$d_c \approx \sqrt{\frac{4 \cdot W}{\pi \cdot \sigma_t}} \quad 2.36$$

Dimana :

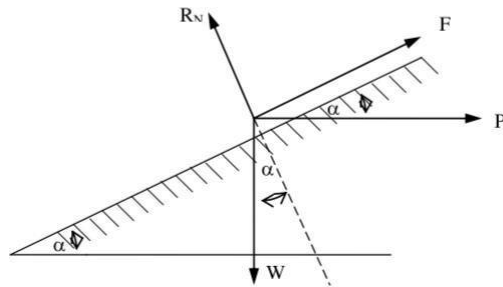
W = Beban yang diangkat dari gaya tekan maksimum menekuk pipa (N)

f_{ec} = Kekuatan elastisitas bahan baut terhadap tegangan & tekanan
(N/mm²)

d_c = Diameter utama (mm)

2.10.4 Momen Torsi

Gambar yang disediakan (2.5.4 Momen Torsi) menggambarkan gaya-gaya yang bekerja pada ulir (*screw*) saat menerima beban. Hubungan antara daya dengan torsi dapat dilihat pada rumus rumus dibawah ini (Khurmi dan Gupta, 2005).



Gambar 2. 16 Ilustrasi Gaya yang bekerja
Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

$$\alpha = \arctg \times \left(\frac{L}{\pi \cdot d} \right) \quad 2.37$$

P = Usaha

T = Kekuatan elastisitas bahan baut terhadap tegangan dan tekanan

2.10.5 Beban Angkat ulir

Momen yang diperlukan untuk mengangkat beban ini, yang dikenal sebagai momen pengangkat (M atau Lifting Torque), dihitung menggunakan formula berikut yang memperhitungkan faktor gesekan.

$$M = W \cdot r \cdot tg(\alpha + \varphi) \quad 2.38$$

M = Momen Pengangkat (Lifting Torque) (Nm)

W = Beban aksial (Axial Load) (N)

r = jari jari efektif ulir (*mean radius*) ($\frac{dm}{2}$) (mm/m)

α = Sudut kemiringan

φ = Sudut gesek

2.10.6 Tegangan principal maksimum Mur dan Baut

Tabel 2.11 Tegangan principal maksimum Mur dan Baut

Bahan		Tekanan permukaan yang diizinkan $\sigma_a(kg/mm^2)$	
Ulir luar	Ulir dalam	Untuk pengikat	Untuk penggerak
Baja liat	Baja liat atau perunggu	3	1
Baja Keras	Baja liat atau perunggu	4	1,3
Baja Keras	Besi Cor	1,5	0,5

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

	Bahan	Kecepatan Luncur	Tekanan permukaan yang dizinkan ($\sigma_a(kg/mm^2)$)
Baja	Perunggu	Kecepatan rendah	1,8-2,5
	Perunggu	3,0 m/min atau kurang	1,1-1,8
	Besi Cor	3,4 m/min atau kurang	1,3-1,8
	Perunggu	6,0-12,0 m/min	0,6-1,0
	Besi cor		0,4-0,7
	Perunggu	15,0 m/min atau lebih	0,1-0,2

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

2.11 Perencanaan Pulley

Pulley merupakan roda yang memiliki alur di tepinya yang berfungsi untuk mentransmisikan daya dari satu poros ke poros yang lain dengan bantuan dari *flat belt*, *v-belt*, atau *ropes*. *Pulley* sendiri dapat terbuat dari besi tuang, baja tuang, baja tekan, kayu dan kertas. *Pulley* memiliki perbandingan rasio terbalik dengan diameter *pulley* penggerak dan *pulley* yang digerakkan. Maka daripada itu *pulley* harus dipilih dengan cermat agar memiliki rasio kecepatan yang diinginkan.

2.11.1 Rasio Pulley

Rasio kecepatan *pulley* merupakan perbandingan antara kecepatan linier dua *pulley* yang saling terhubung melalui sabuk (*belt*), dimana kecepatan linier pada keduanya harus sama ($v_1 = v_2$). Hubungan ini diturunkan dari prinsip bahwa sabuk yang menghubungkan dua *pulley* bergerak dengan kecepatan yang sama di seluruh titik lintasannya. Dalam sistem transmisi sabuk, kecepatan linier masing-masing *pulley*

dapat dihitung menggunakan rumus. (Khurmi and Gupta, 2005).

$$v = \frac{\pi \times D \times n}{60} \quad 2.39$$

Karena $v_1 = v_2$, maka diperoleh :

$$\frac{\pi \times D_1 \times n_1}{60} = \frac{\pi \times D_2 \times n_2}{60} \quad 2.40$$

$$D_1 \times n_1 = D_2 \times n_2 \quad 2.41$$

Dari hubungan tersebut, didapatkan rumus untuk mencari perbandingan putaran dua *pulley*:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad 2.42$$

Dimana :

i = Rasio *Pulley*

n_1 = Banyaknya Putaran *Pulley* Penggerak (RPM)

d_1 = Diameter *Pulley* Penggerak (m atau mm)

n_2 = Banyaknya Putaran *Pulley* yang Digerakkan (RPM)

d_2 = Diameter *Pulley* yang Digerakkan, diukur dalam (m atau mm)

2.11.2 Diameter Minimum Pulley

Diameter minimum *pulley* dapat diartikan sebagai ukuran terkecil dari diameter luar *pulley* yang masih dapat berfungsi dengan baik dalam mentransmisikan daya tanpa menyebabkan kerusakan atau keausan yang berlebihan pada komponen lain, seperti *v-belt* yang digunakan. Penggunaan *pulley* yang lebih kecil dari diameter minimum yang dianjurkan dapat menyebabkan masalah seperti *slip*, getaran berlebih, dan bahkan kegagalan mekanis. Berdasarkan penelitian dan pedoman teknik, diameter minimum *pulley* yang dianjurkan bervariasi tergantung pada ukuran dan jenis *v-belt* yang digunakan. Berikut adalah beberapa contoh diameter minimum yang diizinkan dan dianjurkan.

Tabel 2.12 Diameter Minimum Pulley yang dianjurkan

Penampang	A	B	C	D	E
Diameter min. Yang diizinkan	65	115	175	300	450
Diameter min. Yang dianjurkan	95	145	225	350	550

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

Tabel 2.13 Diameter Minimum V-Belt yang dianjurkan

Tipe sabuk sempit	3V	5V	8V
Diameter minimum	67	180	315
Diameter minimum yang dianjurkan	100	224	360

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

2.12 Bantalan

Bantalan merupakan elemen mesin yang digunakan untuk menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan panjang umur. Perencanaan bantalan disesuaikan dengan beban yang bekerja pada poros tersebut, sehingga poros dapat bekerja dengan baik.



Gambar 2. 18 Bearing
ASBUCF-206



Gambar 2. 17 Bearing
ASB UCT-206

Tipe *bearing* yang digunakan adalah ASB UCF206-12 & UCT206-12 dengan ukuran diameter poros 30 mm. Spesifikasi bearing ASB UC204-12 dapat dilihat pada tabel sebagai berikut.

Tabel 2.14 Spesifikasi Bearing ASB UCF206

Unit No.	Boundary dimensions(mm)				Housing	Bearings Brg No.	Cr(N)	Cor(N)	Mass (Kg)
	Shaft Dia	a	h	B1					
UCT 201	12	89	94	31	T204	UC201	12 800	6 600	0.750
UCT 201-8	12.700	89	94	31	T204	UC201	12 800	6 600	0.750
UCT 202	15	89	94	31	T204	UC202	12 800	6 600	0.730
UCT 202-10	15.875	89	94	31	T204	UC202	12 800	6 600	0.730
UCT 203	17	89	94	31	T204	UC203	12 800	6 600	0.720
UCT 204	20	89	94	31	T204	UC204	12 800	6 600	0.700
UCT 204-12	20	89	94	31	T204	UC204	12 800	6 600	0.710
UCT 205	25	89	97	34	T205	UC205	14 000	7 900	0.730
UCT 205-14	22.225	89	97	34	T205	UC205	14 000	7 900	0.760
UCT 205-15	23.813	89	97	34	T205	UC205	14 000	7 900	0.760
UCT 205-16	25.400	89	97	34	T205	UC205	14 000	7 900	0.730
UCT 206	30	102	113	38.1	T206	UC206	19 600	11 300	1.170
UCT 206-18	28.575	102	113	38.1	T206	UC206	19 600	11 300	1.190
UCT 206-19	30.163	102	113	38.1	T206	UC206	19 600	11 300	1.190
UCT 206-20	31.750	102	113	38.1	T206	UC206	19 600	11 300	1.190

Sumber : (Bearings, 2025)

Tabel 2.15 Spesifikasi Bearing ASB UCF206

UCF 205	25	95	70	34	F205	UC205	14 000	7 900	0.660
UCF 205-14	22.225	95	70	34	F205	UC205	14 000	7 900	0.690
UCF 205-15	23.813	95	70	34	F205	UC205	14 000	7 900	0.690
UCF 205-16	25.400	95	70	34	F205	UC205	14 000	7 900	0.660
UCF 206	30	108	83	38.1	F206	UC206	19 600	11 300	0.930
UCF 206-18	28.575	108	83	38.1	F206	UC206	19 600	11 300	0.950
UCF 206-19	30.163	108	83	38.1	F206	UC206	19 600	11 300	0.950
UCF 206-20	31.750	108	83	38.1	F206	UC206	19 600	11 300	0.950
UCF 207	35	117	92	42.9	F207	UC207	25 900	15 400	1.200

Sumber : (Bearings, 2025)

Bantalan yang digunakan dalam mesin bending pipa dapat diklasifikasikan berikut :

1. Berdasarkan gerakan bantalan terhadap poros
2. Bantalan Gelinding
3. Bantalan luncur
4. Berdasarkan arah beban terhadap poros
5. Bantalan radial

6. Bantalan aksial
7. Bantalan gelinding khusus

2.12.1 Beban ekuivalen dinamis

Sesuai dengan definisi dari AFBMA (*Anti Friction Bearing Manufacturers Association*) Beban ekuivalen dinamis adalah suatu beban yang, memberikan umur yang sama dengan umur yang diberikan oleh beban dan kondisi putaran yang sebenarnya, maka nilai $V = 1$, harga faktor $X = 0,56$, dan $Y = 2$, (Niemen 1992).. Beban ekuivalen dinamis dihitung dengan rumus. (Khurmi, R.S dan Gupta, J.K. (2005). a Text Book of Machine Design).

$$Pr = X \cdot V \cdot W_R + Y \cdot W_a \quad 2.43$$

Dimana :

Pr = beban ekuivalen Dinamis (kg)

X = Faktor beban radial

V = Faktor putaran

W_r = Beban radial (kg)

Y = Faktor beban aksial

W_r = Beban aksial (kg)

Adapun beberapa faktor yang diperhatikan dalam perencanaan bantalan ini yaitu :

2.12.2 Faktor kecepatan Putaran Bantalan (Fn)

Faktor kecepatan putaran bantalan merupakan konsep yang merujuk pada pengaruh kecepatan rotasi terhadap kinerja dan efisiensi bantalan dalam sistem mekanis. Rumus yang dapat digunakan adalah. (Sularso dan Suga, 2004):

$$L_{10} = \left| \frac{33,3^{1/3}}{n} \right| \quad 2.44$$

Dimana :

fn = Faktor kecepatan putaran Bantakan

n = Banyaknya Putaran Pada *Pulley* yang Digerakkan (rpm)

2.12.3 Faktor umur bantalan

Faktor umur bantalan merupakan elemen-elemen yang mempengaruhi lamanya waktu atau jumlah putaran bantalan dapat beroperasi. Rumus yang dapat digunakan adalah sebagai berikut (Sularso dan Suga, 2004) :

$$f_h = fn \frac{C}{p} \quad 2.45$$

Dimana :

f_n	=	Faktor kecepatan putaran
f_h	=	Faktor umur
C	=	Beban normal spesifik (kg)
p	=	Beban ekivalen dinamis (kg)

2.12.4 Umur Nominal Bantalan

Umur nominal bantalan merupakan jumlah putaran atau jam pada kecepatan konstan tertentu yang dapat dijalankan bantalan sebelum munculnya tanda-tanda pertama kelelahan pada material salah satu cincin atau elemen penggulung. Rumus yang dapat digunakan dalam mencari umur nominal bantalan ini adalah sebagai berikut (Sularso dan Suga, 2004) :

$$Ln = 500 \times f_h^3 \quad 2.46$$

Dimana :

L_h	=	Umur nominal bantalan (jam)
f_h	=	Umur bantalan

Tabel 2.16 Umur bantalan

2000 – 4000	5000 - 15000	20000 – 30000	40000 - 60000
Pemakaian jarang	Pemakaian Sebentar-sebentar (tidak terus menerus)	Pemakaian terus – menerus	Pemakaian terus-menerus dengan keandalan tinggi

2.12.5 Faktor Keandalan Umur Bantalan

Faktor keandalan umur bantalan (Sularso dan Kiyokatsu Suga, 2004)

$$L_n = a_1 \times a_2 \times a_3 \times l_n \quad 2.47$$

Dimana :

L_n = faktor keandalan umur bantalan

a_1 = faktor kenadalan (Tabel) yaitu $a_1 = 1$ bila keandalan 90%
diapaki seperti biaanya atau 0,21 bila keandalan 99% dipakai.

a_2 = Faktor bahan yaitu jika $a_2 = 1$ untuk bahan baja bearing yang
dicairkan secara terbuka, dan kurang lebih = 3 untuk baja
Bearing di gas hampa.

A_3 = Faktor kerja yaitu jika $a_3 = 1$ untuk kondisi kerja normal, dan
kurang 1 untuk hal-hal berikut ini:

- Bearing bola, dengan pelumasan minyak berviskositas 12 (cSt) atau kurang.
- Bearing rol, dengan pelumasan minyak berviskositas 20 (cSt) atau kurang.

Tabel 2.17 Faktor Keandalan Bearing

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

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

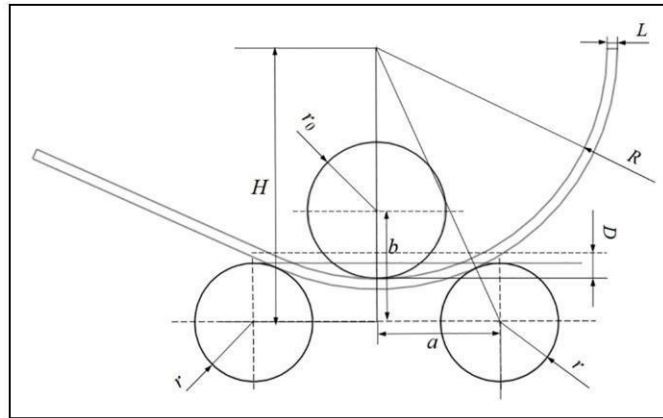
2.13 Three Roller Bending

Roller merupakan elemen penting dalam sistem kerja mesin bending pipa yang berfungsi sebagai penopang dan pengarah bentuk lengkungan pipa selama proses pembengkokan berlangsung. Pemilihan jenis dan ukuran roller harus disesuaikan dengan diameter, ketebalan, serta material pipa yang akan dibending agar menghasilkan lengkungan yang presisi dan menghindari deformasi pada pipa. Dalam perancangan ini, roller dipilih berdasarkan kekuatan material, tingkat kekasaran permukaan, serta kompatibilitasnya terhadap jenis pipa yang digunakan. Selain itu, bentuk profil roller juga dirancang agar dapat menahan gaya lentur secara optimal dan mendistribusikan tekanan secara merata sepanjang permukaan pipa.

2.13.1 Analisis hubungan antara tekanan dan radius molding

Sebelum mesin bending tiga roll mulai bekerja. Pekerja akan mengatur *support* roll A dan B, ketika posisi roller A dan B simetris ke bawah roll bawah X. Maka terjadi *rolling bending* yang simetris, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.19.

Sistem bending tiga roller merupakan konfigurasi yang umum digunakan dalam mesin bending pipa, terdiri dari dua roller bawah sebagai penopang dan satu roller atas sebagai penekan. Sistem ini dapat beroperasi dalam mode simetris dan asimetris. Dalam konfigurasi simetris, dua roller penopang diposisikan dengan jarak yang sama terhadap pusat, sementara roller atas bergerak vertikal ke bawah untuk menekan dan membentuk lengkungan pipa. Sebagaimana ditunjukkan pada (gambar 2.2). Parameter geometris utama meliputi, (Haoyuan Liu, *Jurnal design of three-roll bending machine tool and research on compensation algorithm*, 2023) :



Gambar 2. 19 Ilustrasi *Three roller bending*
Sumber : Haoyuan, Qun Sun, Ying Zhao

- a. Jarak vertikal dari pusat profil ke pusat roller penampang

$$H = \sqrt{(R + L + r)^2 - (a/2)^2} \quad 2.48$$

Keterangan :

H = Jarak vertikal dari pusat profil (roller atas) ke garis yang menghubungkan pusat dua roller bawah

R = Jari-jari lengkung hasil bending

L = Jarak dari permukaan profil ke pusat profil (misalnya diameter pipa)

r = Jari-jari roller (baik atas maupun bawah, biasanya sama)

a = Jarak horizontal antar pusat dua roller bawah (jarak antar roller penampang)

- b. Jarak antara pusat roller penekan bawah dan roller penampang :

$$b = H - (R - r_0) \quad 2.49$$

Keterangan :

b = Jarak vertikal antara pusat roller penekan bawah (roller tengah) dan pusat roller penampang (roller bawah)

H = Jarak vertikal dari pusat profil (roller atas) ke garis yang menghubungkan

pusat dua roller bawa Y_{max} = Defleksi maksimum (mm)

R = Jari-jari lengkung hasil bending (radius pembengkokan)

r_0 = Jari-jari luar profil atau posisi lengkung profil terhadap roller

c. Kedalaman penekan roller kebawah :

$$D = (r_0 + r + L) - b \quad 2.50$$

Keterangan :

D = Kedalaman penekanan roller atas terhadap profil (seberapa dalam roller menekan untuk membentuk lengkungan)

r_0 = Jari-jari luar dari lengkungan profil

r = Jari-jari roller

b = Jarak Jarak yang telah dihitung pada langkah sebelumnya

d. Persamaan substitusi untuk kedalaman penekanan :

$$D = R + r - \sqrt{(R + L + r)^2 - (a/2)^2} \quad 2.51$$

Keterangan :

D = Kedalaman penekanan roller atas terhadap profil

R = Jari-jari hasil lengkungan

r = Jari-jari roller

L = Jarak offset dari permukaan profil ke pusat lengkungan

a = Jarak antar dua roller penampang (roller bawah)

Sistem ini memungkinkan kontrol radius bending yang presisi dan sangat efektif dalam proses bending simetris. Rumus-rumus di atas memberikan dasar teoritis untuk menentukan seberapa dalam roller bawah perlu menekan agar mendapatkan hasil lengkungan yang diinginkan. (Haoyuan Liu, *Jurnal design of three-roll bending machine tool and research on compensation algorithm*, 2023)

2.14 Saklar

Cam Starter cam, adalah jenis sakelar listrik yang digunakan untuk menghidupkan dan menghentikan motor listrik. Alat ini bekerja dengan memutar



Gambar 2. 20 Saklar Cam Starter

serangkaian kamera (*cams*) yang secara mekanis menggerakkan kontak-kontak listrik untuk membuat atau memutus sirkuit.

a. Cara kerja

Cara kerja Cam Starter didasarkan pada mekanisme cam dan *roller*. Ketika handel (*lever*) pada *starter* diputar oleh operator, serangkaian cam yang terpasang pada satu poros ikut berputar. Setiap cam memiliki profil khusus yang dirancang untuk secara mekanis menekan atau melepaskan kontak-kontak listrik yang terhubung dengan motor. Pergerakan mekanis ini memastikan bahwa kontak-kontak (biasanya kontak utama dan kontak bantu) tertutup atau terbuka secara berurutan dan terkoordinasi sesuai dengan posisi handel (misalnya, Start, Stop, Maju, Mundur, atau kecepatan tertentu).

b. Fungsi dan kegunaan

Fungsi utama dari Cam Starter adalah sebagai sakelar pengontrol sirkuit daya yang dirancang untuk menahan beban arus tinggi, khususnya dalam aplikasi motor

listrik.

Kegunaan utamanya meliputi:

- Pemindahan Arah Putaran Motor (*Reversing*): Digunakan untuk mengatur arah putaran motor listrik (Maju-Mundur/Forward-Reverse) secara manual.
- Pengaturan Kecepatan (*Speed Control*): Dalam konfigurasi motor khusus (seperti motor multi-kecepatan), *Cam Starter* dapat digunakan untuk memindahkan sambungan belitan motor dari satu kecepatan ke kecepatan lain.
- Sakelar Utama Daya: Berfungsi sebagai sakelar isolasi utama yang mengaktifkan dan menonaktifkan motor secara langsung.
- Aplikasi Industri: Umumnya digunakan pada mesin perkakas sederhana, *blower*, pompa, atau mesin pengangkat (*hoist*) yang memerlukan kontrol manual, sederhana, dan kokoh.