

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

Bakpao merupakan makanan khas dari Tionghoa yang banyak dikonsumsi di berbagai negara, salah satunya Indonesia. Makanan bakpao semakin berkembang dan menjadi sumber penghasilan bagi pelaku UMKM. Tidak hanya variasi isian, tahapan pembuatan bakpao pun berubah seiring dengan waktu, dari yang semula hanya daging hewan dibungkus tepung, hingga sekarang terdapat proses fermentasi agar membantu adonan mengembang dan menghasilkan tekstur yang lebih lembut. Alat pembuat bakpao pun mulai banyak digunakan, salah satunya adalah mesin pembuat bakpao otomatis. Mesin pembuat bakpao otomatis dirancang untuk mempermudah proses produksi dengan mengurangi ketergantungan pada tenaga manual dan menghasilkan produk yang lebih konsisten.

2.1 Bakpao

Bakpao sendiri memiliki arti yaitu, Bak berarti “daging”, sedangkan Pao sendiri berarti “bungkusan”. Jadi, bakpao berarti bungkusan-daging. Di Tiongkok, bakpao dikenal dengan sebutan *Baozi*. Bakpao diolah dengan cara dikukus menggunakan kukusan. Pada bakpao terdapat titikan warna yang dimaksudkan untuk membedakan antara bakpao tanpa daging (*vegetarian*) dan bakpao berdaging.

Bakpao sendiri menjadi makanan yang cukup populer di Indonesia dan banyak digemari mulai dari anak-anak hingga dewasa. Bakpao yang banyak diminati yaitu bakpao yang memiliki ciri khas tersendiri baik rasa, aroma, warna atau teksturnya (Utami, 2020). Bakpao dikenal dengan tekstur halus, berwarna putih, rasanya yang

manis, dan bentuknya yang simetris serta mengembang. Selain rasanya yang lezat, bakpao memiliki manfaat sebagai sumber tenaga bagi manusia karena kandungan gizi yang terkandung didalamnya. Berikut adalah komposisi nutrisi yang terdapat dalam bakpao:

- Ukuran porsi : Setiap 60 gram bakpao
- Energi : 239 kkal
- *Protein* : 12,2 gram
- Karbohidrat : 41,6 gram
- Lemak : 2,6 gram
- Kalsium : 21 mg
- Fosfor : 65 mg
- Zat besi : 2,6 mg

Bakpao juga mengandung vitamin B1 sebesar 0,09 mg, vitamin C sebesar 0 mg, dan vitamin A sebanyak 92 IU (Hidayat, Sugitha and Wiadnyani, 2019).

2.2 Jenis-Jenis Bakpao

Bakpao, sebagai salah satu makanan populer di Asia, memiliki beragam jenis yang dibedakan seperti berdasarkan isian. Bakpao memiliki isian yang bervariasi yang menjadikan bakpao memiliki banyak cita rasa yang khas. Berikut ini adalah jenis-jenis bakpao yang sering ditemukan di Indonesia sebagai berikut:

1. *Shaobao*

Bakpao jenis *shaobao* ini memiliki isi ayam cincang, udang, atau kombinasi keduanya yang

dibumbui dengan kaldu, kecap asin, dan merica. Telur asin sering ditambahkan untuk memberi rasa gurih.



Gambar 2. 1 *Shaobao*
Sumber : (Pergikuliner, 2025)

2. *Doushabao*

Jenis bakpao *doushabao* ini memiliki isian pasta kacang merah yang manis.



Gambar 2. 2 *Doushabao*
Sumber : (Pergikuliner, 2025)

3. *Shengjian Mantao*

Bakpao jenis *shengjian mantao* memiliki isian daging cincang (sapi atau babi) yang dibumbui.



Gambar 2. 3 *Shengjian Mantao*
Sumber : (Pergikuliner, 2025)

4. Bakpao Varian Lain

Bakpao varian lain terdiri dari berbagai rasa, seperti dengan isian cokelat, keju, buah, dll.



Gambar 2. 4 Bakpao Varian Lain
Sumber : (Cokelat, 2025)

2.3. Proses Pengolahan dan Pembuatan Bakpao

Proses pembuatan bakpao dapat dilakukan dengan dikukus, digoreng, ataupun dipanggang. Secara garis besar, proses pembuatan bakpao dapat dibagi menjadi beberapa tahap:

1. Preparasi Bahan Baku

Preparasi bahan baku mencakup seperti, menyiapkan tepung terigu, air hangat, ragi instan, gula, garam, dan bahan tambahan lainnya seperti susu bubuk atau telur,

bahan isian sesuai jenis bakpao yang akan dibuat, misalnya daging cincang, kacang merah, atau cokelat.

2. Pembuatan Adonan

Menggabungkan tepung terigu, gula, dan garam dengan mengayaknya bersama-sama. Kemudian, larutkan ragi instan dalam air hangat dan biarkan beberapa saat sampai terbentuk busa. Gabungkan semua bahan: aduk bahan kering dengan larutan ragi sampai merata. Tambahkan bahan basah lainnya seperti telur dan susu secara bertahap sambil uleni hingga adonan kalis dan elastis. Letakkan adonan dalam wadah tertutup, diamkan ditempat hangat hingga mengembang dua kali lipat.

3. Pembuatan Bakpao

Tekan-tekan adonan setelah mengembang untuk mengeluarkan udara. Kemudian, pisahkan adonan menjadi bulatan-bulatan kecil sesuai dengan ukuran yang diharapkan. Ratakan adonan yang sudah dibentuk bulat, tambahkan isian, kemudian bulatkan kembali adonannya.

4. Pengukusan

Langkah selanjutnya, didihkan air dalam kukusan. Tempatkan bakpao didalam wadah kukusan yang sudah diberi alas kain bersih. Kukus bakpao selama 15-20 menit atau hingga matang.

5. Pendinginan dan Pengemasan

Setelah matang, angkat bakpao dan biar dingin sebentar dan kemas bakpao dalam wadah kedap udara atau plastik.

2.4 Mesin Bakpao

Mesin bakpao merupakan alat yang dirancang untuk mengotomatisasi proses pencetak dan pengisian bakpao.



Gambar 2. 5 Mesin Bakpao
Sumber : (Maksindo, 2025)

Meskipun beberapa penelitian telah dilakukan untuk mengembangkan mesin-mesin pembuat bakpao, sebagian besar masih terbatas pada tahapan produksi tertentu, seperti pembagian adonan, pengulenan, atau penghalusan adonan. Hal ini menciptakan peluang untuk merancang mesin yang lebih terintegrasi dan mampu meningkatkan kapasitas produksi secara signifikan, seperti mesin dengan kapasitas 100 kg/jam.

Berdasarkan penelitian sebelumnya, terdapat beberapa upaya yang telah dilakukan dalam pengembangan mesin pembuat bakpao. Misalnya, Pengabdian yang dilakukan di Industri Kecil Menengah (IKM) Bakpao XYZ menerapkan teknologi yang dapat membantu mempermudah dalam membuat dan menguleni adonan bakpao. Mesin ini memungkinkan pengadukan yang lebih cepat dan merata, yang mengurangi waktu pengolahan adonan dari sekitar 1 jam menjadi sekitar 5-10

menit. Mesin ini dilengkapi dengan *roller* yang dapat memutar adonan. Akan tetapi mesin ini terdapat keterbatasan dalam proses produksi, yaitu hanya efektif digunakan pada jenis adonan tertentu sehingga membatasi fleksibilitas produksi di Industri Kecil Menengah (IKM). (Trenggonowati *et al.*, 2019)

Sedangkan penelitian yang dilakukan di kelompok pengusaha bakpao di Tegal Besar, terdapat upaya untuk memperkenalkan teknologi baru dengan menggunakan mesin pembagi adonan (*divider*) dan lemari pengembang (*proofer*) yang diharapkan dapat meningkatkan kualitas dan kapasitas produksi. Salah satu kelebihan utama dari mesin pembagi adonan adalah efisiensinya dalam waktu produksi. Dengan kemampuan untuk menghasilkan 36 adonan dalam waktu hanya 5 hingga 10 menit, mesin ini secara signifikan mempercepat proses yang sebelumnya dilakukan secara manual. Hal ini tidak hanya menghemat waktu, tetapi juga meningkatkan produktivitas secara keseluruhan, memungkinkan pengusaha untuk memproduksi lebih banyak bakpao dalam kurun waktu yang lebih singkat. Selain itu, alat *proofer* yang dilengkapi dengan kontrol suhu dan kelembapan berfungsi untuk menjaga kondisi fermentasi adonan agar tetap optimal. Penggunaan teknologi ini juga dapat mengurangi risiko over fermentasi, yang seringkali mengakibatkan penurunan kualitas bakpao (Djamila *et al.*, 2016).

Dengan mempertimbangkan kelebihan dan keterbatasan dari mesin-mesin yang telah dikembangkan sebelumnya, maka dirancanglah sebuah mesin bakpao baru dengan karakteristik yang lebih komprehensif. Karakteristik utama mesin ini mencakup penggunaan motor listrik sebagai penggerak, bahan material yang tahan lama, dan desain yang mendukung kebersihan serta kemudahan perawatan. Mesin ini mampu membentuk dan mengisi bakpao dengan presisi.

Mesin bakpao ini dilengkapi dengan sistem transmisi yang memanfaatkan *pulley* dan *belt*. Mesin bakpao ini bekerja ketika motor listrik dihidupkan, sehingga motor listrik tersebut akan memutar *pulley*. Performa mesin sangat dipengaruhi oleh sejauh mana motor listrik dapat mempertahankan kecepatan dan kekuatannya. Motor listrik menggerakkan *screw* yang mendorong adonan keluar dari *hopper*. Mekanisme roda gigi menggerakkan mata pisau pemotong adonan bakpao. Kemudian *screw feeder* digunakan untuk mengisi setiap porsi adonan dengan isian dan bakpao yang sudah terbentuk akan keluar di saluran output.

2.5 Rancangan Mesin Bakpao

Salah satu aplikasi teknologi dalam produksi bakpao adalah penggunaan mesin pembuat bakpao otomatis. Mesin ini terdiri dari berbagai komponen yang saling berhubungan untuk mengotomatiskan proses produksi bakpao. Motor listrik sebagai penggerak utama memberikan daya yang dibutuhkan untuk mendorong adonan keluar, membentuk, dan mengisi adonan bakpao. Faktor-faktor yang mempengaruhi kinerja mesin bakpao meliputi kualitas bahan baku, kecepatan motor listrik, desain dan material *screw*, kualitas bantalan *bearing*, pemeliharaan dan kebersihan mesin. Penelitian oleh Fredo Karismawan dan Puspandam Katias menunjukkan bahwa efektivitas mesin dapat dipengaruhi oleh aspek manusia, mesin, material, dan metode (Karismawan and Katias, 2016).

Penggunaan komponen-komponen pengonversi mekanik dan sistem transmisi menjadikan mesin bakpao ini mampu mengubah bahan baku menjadi bakpao yang siap dikukus. Rangka mesin mendukung semua komponen lainnya. *Hopper* atau corong sebagai sumber bahan baku awal, bahan baku didorong oleh putaran *screw*. Energi mekanis pada putaran *screw* ditransmisikan melalui sistem *pulley* dan *belt*

ke poros (*shaft*) yang memutar komponen lain. *Gearbox* dan *reducer* mengatur kecepatan putar dan torsi dari motor. Kemudian adonan dibagi menjadi bagian-bagian kecil oleh *dough divider*. Bagian adonan yang telah dipotong kemudian diisi dengan *filling injector* dan dibentuk oleh *shaping unit*. *Pulley* dan *V-belt* mentransmisikan energi dari motor ke berbagai komponen mesin lainnya.

Pasak digunakan untuk mengunci komponen-komponen pada poros agar tidak berputar secara relatif terhadap poros. Energi mekanis dari seluruh proses dikontrol dan diatur oleh bantalan *bearing* untuk mengurangi gesekan dan menjaga stabilitas putaran poros. Dengan demikian, mesin ini mampu menghasilkan bakpao yang siap dikukus dengan konsistensi yang tinggi.

2.6 Menetapkan Kapasitas

Dalam menetapkan kapasitas pada suatu mesin merupakan suatu proses penting, karena mempengaruhi perhitungan serta analisis untuk memastikan bahwa mesin tersebut dapat memenuhi target produksi yang diinginkan.

2.7 Perbandingan Kapasitas

Dalam proses perhitungan perbandingan kapasitas antara adonan dan isian yang digunakan menjadi hal yang krusial. Berdasarkan (Fatsecret, 2025) berat bakpao per butir yang banyak dipasaran yakni 60 gram dan perbandingan adonan 50 gram dengan isian 10 gram. Berikut adalah rumus yang digunakan untuk menghitung perbandingan kapasitas antara adonan dan isian.

$$\text{Perbandingan Adonan (kg)} = \left(\frac{\text{Berat Adonan per Bakpao}}{\text{Berat Total Bakpao}} \right) \times \text{Kapasitas Total} \quad 2.1$$

$$\text{Perbandingan Isian (kg)} = \left(\frac{\text{Berat Isian per Bakpao}}{\text{Berat Total Bakpao}} \right) \times \text{Kapasitas Total} \quad 2.2$$

2.8 Screw Conveyor

Screw conveyor merupakan salah satu komponen utama mesin pembuat bakpao yang berfungsi mengaduk dan menggerakkan adonan. Berdasarkan penelitian sebelumnya, sekrup pada mesin pembuat adonan dirancang untuk menggerakkan bahan dengan lancar dan menghindari penyumbatan (Trenggonowati *et al.*, 2019). Mesin ini menggunakan *screw* untuk mendorong adonan dari *hopper* menjadi komponen pembentuk.

Dalam perancangan *screw*, beberapa parameter harus diperhatikan, seperti diameter sekrup, *pitch*, sudut *heliks*, dan panjang sekrup. Menurut penelitian (Djamila *et al.*, 2016), pemilihan diameter *screw* mempunyai pengaruh yang signifikan terhadap kapasitas dan kecepatan aliran.

2.8.1 Putaran Pada Screw Conveyor

Untuk mengetahui putaran yang terjadi pada *screw conveyor* tersebut, dapat digunakan rumus kapasitas *screw conveyor* berikut yang memperhitungkan beberapa parameter seperti diameter *screw*, *pitch*, jenis material yang diangkut, serta faktor-faktor koreksi lainnya (Engineering Ressourcess, 2025).

$$Q = 60 \times \frac{\pi}{4} \times D^2 \times S \times n \times \alpha \times \rho \times \beta \quad 2.3$$

Keterangan :

Q = *Screw Capacity* (kg/h)

D = *Screw Diameter* (m)

S = *Screw Pitch* (m)

n = *Screw Speed* (rpm)

α = *Loading Ratio*

ρ = *Material Loose Density* (kg/m³)

β = *Inclination Correction Factor*

Pitch digunakan pada *screw* untuk mempengaruhi seberapa banyak material yang dapat dipindahkan oleh *screw* dalam satu putaran. Untuk menentukan *pitch* pada *screw conveyor* dapat dilihat pada tabel berikut ini.

Tabel 2. 1. *Pitch Length*

<i>Pitch</i>	<i>Pitch Length (S)</i>
Standard	$S = D$
Short	$S = \frac{2}{3} D$
Half	$S = \frac{1}{2} D$
Long	$S = \frac{3}{2} D$

Sumber : (*Engineering Ressourcess, 2025*)

Selanjutnya adalah menentukan *loading ratio* berdasarkan jenis material yang digunakan. Setelah menentukan jenis material yang digunakan, maka dapat ditentukan apakah material tersebut dapat mudah mengalir, rata-rata, atau sulit untuk mengalir. Untuk penentuan *loading ratio* dapat dilihat pada tabel berikut ini.

Tabel 2. 2. *Material Loading Ratio*

Material	Min. Loading Ratio	Max. Loading Ratio
<i>Not Free Flowing</i>	0,12	0,15
<i>Average Flowability</i>	0,25	0,30
<i>Free Flowing</i>	0,4	0,45

Sumber : (*Engineering Ressourcess, 2025*)

Selanjutnya perlu diperhatikan faktor koreksi (β) yang disesuaikan dengan tingkat kemiringan. Tabel berikut menunjukkan hubungan antara besarnya kemiringan dalam derajat dengan nilai faktor koreksi yang digunakan.

Tabel 2. 3. *Inclination Correction Factor*

<i>Inclination in (°)</i>	<i>Correction Factor (C)</i>
0	1
5	0,9

Sumber : (*Engineering Ressourcess, 2025*)

Tabel 2. 3 Lanjutan

10	0,8
15	0,7
20	0,65

Sumber : (Engineering Ressourcess, 2025)

2.8.2 Daya pada *Screw Conveyor*

Dalam perancangan sistem mekanik yang menggunakan mekanisme *screw* (ulir), seperti pada mesin pencetak dan pengisi bakpao, perhitungan daya diperlukan untuk memastikan komponen transmisi mampu menggerakkan material secara efektif dan efisien.

1. Gaya Dorong *Screw*

Gaya yang dibutuhkan untuk mendorong adonan dapat dihitung menggunakan rumus: (McCabe, Smith and Harriott, 2005)

$$F = M \times g \times f_g \quad 2.4$$

Keterangan:

F = Gaya Dorong (N)

M = Massa Adonan (kg)

g = Percepatan Gravitasi (9,81 m/s²)

f_g = Faktor Gesekan Antara Adonan dan Dinding *Screw* (0,2)(Association, 2025)

2. Torsi Pada *Screw*

Torsi diperlukan untuk memutar *screw* yang mendorong adonan/isian. Rumus torsi adalah: (Khurmi and Gupta, 2005)

$$T = F \times r \quad 2.5$$

Keterangan:

T = Torsi (Nm)

r = Jari-Jari *Screw* (m)

3. Daya Mekanik

Daya mekanik yang dibutuhkan untuk menggerakkan *screw* dihitung menggunakan rumus hubungan antara torsi dan kecepatan putar: (Khurmi and Gupta, 2005)

$$N = T \times \omega \quad 2.6$$

$$N = T \times \left(\frac{2\pi \times n}{60} \right) \quad 2.7$$

Keterangan:

P = Daya (Watt)

T = Torsi (Nm)

ω = Kecepatan Sudut (rad/s)

n = Kecepatan Putar *Screw* (rpm)

Perhitungan daya pada *screw* adonan dilakukan untuk mengetahui besarnya tenaga mekanis yang dibutuhkan dalam proses pemindahan adonan melalui sistem ulir. Daya ini dipengaruhi oleh beberapa faktor, seperti massa adonan, gaya gesekan antara adonan dengan dinding *screw*, dimensi *screw*, serta kecepatan putar *screw* itu sendiri.

Gaya dorong dihitung berdasarkan massa adonan dan perkalian dengan percepatan gravitasi serta koefisien gesekan. Selanjutnya, gaya ini digunakan untuk menghitung torsi yang diperlukan untuk memutar *screw*. Setelah torsi diperoleh, daya dapat dihitung dengan mengalikan torsi dengan kecepatan sudut putar *screw*.

Dengan pendekatan ini, dapat ditentukan kebutuhan daya motor penggerak yang sesuai agar *screw* mampu beroperasi secara efisien, mencegah kelebihan beban, dan menjaga konsistensi aliran adonan dalam proses produksi.

2.9 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.



Gambar 2. 6 Pulley
Sumber : (Yusri, 2020)

2.9.1 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)

$$v = \frac{\pi \times D \times n}{60} \quad 2.8$$

Karena $v_1 = v_2$, maka diperoleh :

$$\frac{\pi \times D_1 \times n_1}{60} = \frac{\pi \times D_2 \times n_2}{60} \quad 2.9$$

$$D_1 \times n_1 = D_2 \times n_2 \quad 2.10$$

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

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad 2.11$$

Keterangan :

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)

2.9.2 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. 4. 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 2.5. 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)

2.10 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. 7. *V – Belt*
Sumber: (Misumi, 2024)

a) Kelebihan :

- Penggerak *V-belt* memberikan kekompakan karena jarak antara pusat-pusat *pulley* yang kecil.
- Penggeraknya bersifat positif, karena selip antara *v-belt* dan alur *pulley* dapat diabaikan.
- Karena *v-belt* dibuat tak berujung dan tidak ada masalah sambungan, maka penggeraknya menjadi halus.
- Memberikan umur yang lebih panjang, 3 hingga 5 tahun.
- Dapat dengan mudah dipasang dan dilepas.
- Pengoperasian *v-belt* dan *pulley* tidak berisik.
- *V-belt* memiliki kemampuan untuk meredam guncangan saat mesin dihidupkan.
- Rasio kecepatan tinggi (maksimum 10) dapat diperoleh.
- Aksi penguncian *v-belt* di dalam alur memberikan nilai tinggi untuk membatasi rasio tegangan. Oleh karena itu daya yang ditransmisikan oleh *v-belt* lebih besar

daripada *flat belt* untuk koefisien gesekan, busur kontak, dan tegangan yang diijinkan pada *belt* yang sama.

- *V-belt* dapat dioperasikan di kedua arah, dengan sisi *belt* yang kencang di bagian atas atau bawah. Garis tengah bisa horizontal, vertikal atau miring.

b) Kekurangan :

- Penggerak *v-belt* tidak dapat digunakan dengan jarak tengah yang besar, karena bobot yang lebih besar per satuan panjang.
- *V-belt* tidak sekuat seperti *flat belt*.
- Konstruksi *pulley* untuk *v-belt* lebih rumit daripada *pulley* untuk *flat belt*.
- Karena *v-belt* bisa mengalami sejumlah mulur, oleh karena itu *belt* ini tidak cocok untuk aplikasi kecepatan konstan seperti mesin sinkron dan perangkat pengaturan waktu.
- Umur *belt* sangat dipengaruhi oleh perubahan suhu, tegangan *belt* yang tidak tepat dan ketidaksesuaian panjang *belt*.
- Tegangan sentrifugal mencegah penggunaan *v-belt* pada kecepatan di bawah 5 m / s dan di atas 50 m/s.

2.10.1 Daya Rencana

Daya rencana merupakan sebuah nilai daya yang direncanakan untuk digunakan dalam sistem transmisi menggunakan *v-belt*. Nilai ini sangat penting untuk memastikan bahwa komponen dapat menangani beban yang diharapkan tanpa mengalami kegagalan. Untuk menghitung daya rencana dapat digunakan rumus sebagai berikut : (Sularso and Suga, 2004)

$$Pd = fc \times N \quad 2.12$$

Keterangan :

Pd = Daya Rencana (kW)

fc = Faktor Koreksi

P = Daya yang Dibutuhkan (kW)

Tabel 2. 6. Faktor Koreksi *V-Belt*

Mesin yang Digerakkan		Penggerak					
		Momen Puntir Puncak 200%			Momen Puntir Puncak >200		
		Momen Arus Bolak-Balik (Momen Normal, Sangkar Bajing, Sinkron), Motor Arus Searah (Lilitan <i>Shunt</i>)			Motor Arus Bolak-Balik (Momen Tinggi, Fasa Tunggal, Lilitan Seri), Motor Arus Searah (Lilitan Komponen, Lilitan Seri), Mesin Torak Kopling Tak Tetap		
		Jumlah Jam Kerja Tiap Hari			Jumlah Jam Kerja Tiap Hari		
		3-5 Jam	8-10 Jam	16-24 Jam	3-5 Jam	8-10 Jam	16-24 Jam
Variasi Beban Sangat Kecil	Pengaduk zat cair, kipas angin, <i>blower</i> , (sampai 7,5 kW) pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan Konveyor sabuk (pasir, batu bara)	1	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
Variasi Beban Kecil	pengaduk, kipas angin (lebih dari 7,5 kW), mesin torak, peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, <i>roots-blower</i> , mesin tekstil mesin kayu	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Variasi Beban Sedang		1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8

Sumber : (Asmara, 2014)

Tabel 2. 6 Lanjutan

Variasi Beban Besar	Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol, kalender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2
---------------------------	---	-----	-----	-----	-----	-----	---

Sumber : (Asmara, 2014)

2.10.2 Momen Rencana

Hubungan antara daya dengan torsi dapat dilihat pada rumus-rumus dibawah ini :

- a. Torsi dengan satuan kg.cm dan daya dengan satuan HP (Mott, Vavrek and Jyhwen, 2018).

$$T = 71620 \frac{P}{n} \quad 2.13$$

Keterangan :

T = Torsi (Kg.cm)

P = Daya (HP)

N = Putaran penggerak (RPM)

- b. Torsi dengan satuan kgf.mm dan daya dengan satuan kW (Sularso and Suga, 2004)

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{Pd}{n} \quad 2.14$$

Keterangan :

T = Torsi (Kgf.mm)

Pd = Daya rencana (kW)

n = Putaran penggerak (RPM)

- c. Torsi dengan satuan lbf.in dan dengan daya satuannya HP (Collins, Busby and Staab, 2003)

$$T = 63025 \frac{P}{n} \quad 2.15$$

Keterangan :

T = Torsi (lbf.in)

P = Daya (HP)

n = Putaran Penggerak (RPM)

- d. Torsi dengan satuan N.m dan daya dengan satuan HP (Deutschman, Michels and Wilson, 1975)

$$T = 9549 \times \frac{P}{n} \quad 2.16$$

Keterangan :

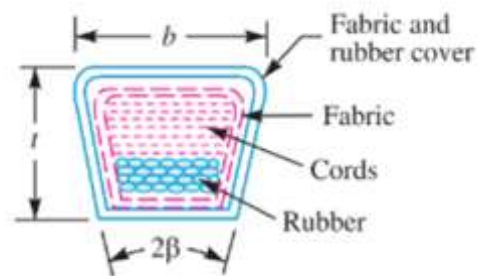
T = Torsi (N.m)

P = Daya (HP)

n = Putaran Penggerak (RPM)

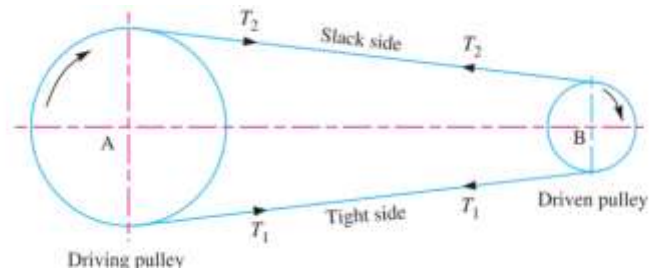
2.10.3 Dimensi *V-Belt*

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

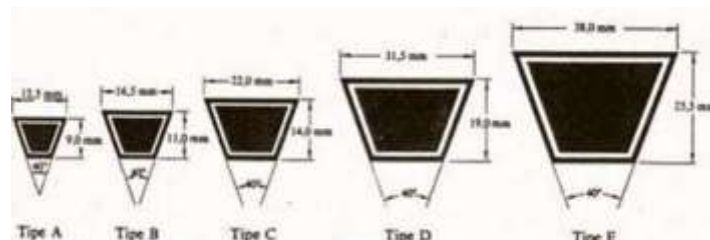


Gambar 2. 8. Konstruksi dan Dimensi *V-Belt*
Sumber: (Khurmi and Gupta, 2005)

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



Gambar 2. 9. Dimensi untuk Standard *V-Belt*
Sumber : (Khurmi and Gupta, 2005)



Gambar 2. 10. Ukuran Penampang *V-Belt*
Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

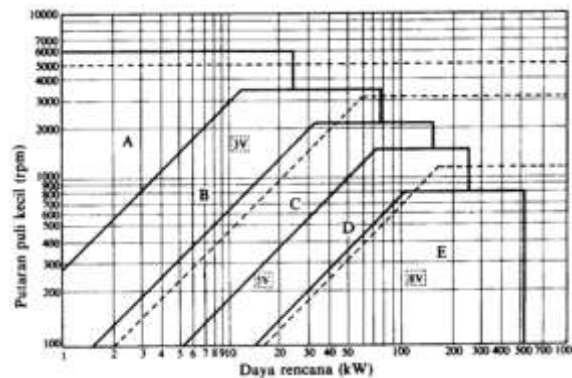
Dalam perencanaan transmisi daya yang digunakan pada mesin bakpao ini adalah *belt* yang terpasang pada dua buah *pulley*, diantaranya adalah *pulley* penggerak (*pulley* 2) dan *pulley* yang digerakkan (*pulley* 1).

Tabel 2. 7. Transmisi Daya oleh *Belt*

<i>Type of Belt</i>	<i>Power Ranges in kW</i>	<i>Minimum Pitch Diameter of Pulley (D) mm</i>	<i>Top Width (b) mm</i>	<i>Thickness (t) mm</i>	<i>Weight per Metre Length in Newton</i>
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 2.11.

Gambar 2. 11. Diagram Pemilihan *V-Belt*

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

2.10.4 Panjang Keliling *V-Belt*

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

$$L = 2x + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4x} \quad 2.17$$

Keterangan :

L = Panjang Keliling *Belt* (mm)

D_1 = Diameter *Pulley* yang Digerakkan (mm)

D_2 = Diameter *Pulley* Penggerak (mm)

x = Jarak antara Poros ke *Pulley* (mm)

2.10.5 Jarak Sumbu Poros

Jarak sumbu poros adalah jarak antara pusat dua buah *pulley* dalam sistem transmisi yang menggunakan *v-belt*. Rumus untuk menghitung jarak antar sumbu poros juga dapat diturunkan dari rumus panjang *belt* seperti yang dijelaskan oleh (Khurmi and Gupta, 2005) sebagai berikut :

$$c = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \quad 2.18$$

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

$$b = 2L - \pi(D_2 + D_1) \quad 2.19$$

Keterangan :

c = Jarak Sumbu Poros (mm)

L = Panjang Keliling *V-Belt* (mm)

d_1 = Diameter *Pulley* yang Digerakkan (mm)

d_2 = Diameter *Pulley* Penggerak (mm)

2.10.6 Kecepatan *Belt*

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

$$v = \frac{\pi \times D \times n}{60} \quad 2.20$$

Keterangan :

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)

2.11 Reducer

Reducer atau alat pengurang kecepatan berfungsi untuk menurunkan kecepatan putaran motor listrik dan meningkatkan torsi yang dibutuhkan dalam menggerakkan *screw* dan komponen lainnya pada mesin pembuat bakpao. Dalam mesin pembuat bakpao, penggunaan *reducer* sangat penting karena diperlukan untuk memastikan *screw* berputar dengan kecepatan yang tepat agar proses pengisian dan pencetakan bakpao berlangsung secara optimal (Mawaddah and Nasution, 2023).

Pemilihan *reducer* didasarkan pada penelitian yang menyatakan bahwa *reducer* jenis ini memberikan kestabilan putaran yang tinggi serta mampu menahan beban torsi yang lebih besar. Berdasarkan penelitian terdahulu, pemilihan material untuk *reducer* juga disesuaikan agar tahan lama dan meminimalisir risiko kerusakan akibat gesekan (Utami, 2020).

2.12 Poros

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari setiap mesin. Hampir semua mesin meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Peranan utama dalam transmisi seperti itu dipegang oleh poros (Sularso and Suga, 2004). Dalam merencanakan sebuah poros, hal-hal yang perlu diperhatikan seperti kekuatan poros, kekakuan poros, putaran kritis, serta bahan yang digunakan pada poros. Berikut adalah gambaran contoh *shaft*.



Gambar 2. 12. *Steel Shaft*
Sumber : (Khurmi and Gupta, 2005)

2.12.1 Perhitungan Daya Poros

Untuk menghitung daya rencana (P_d), diperlukan faktor koreksi daya (F_c) yang dipilih sesuai dengan kondisi beban (Sularso and Suga, 2004).

$$P_d = P \times f_c \quad 2.21$$

Keterangan :

P : Daya Motor (kW)

F_c : Faktor Koreksi Daya

P_d : Daya Rencana (kW)

Untuk menentukan daya rencana yang akan dihitung, perlu diketahui nilai faktor koreksi daya yang dapat dilihat pada tabel berikut :

Tabel 2. 8. Faktor Koreksi Daya

Daya rencana yang akan ditransmisikan	fc
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2 – 2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8 – 1,2
Daya normal	1,0 – 1,5

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

2.12.2 Perhitungan Momen Puntir (T)

Momen puntir yang bekerja pada poros dihitung berdasarkan daya rencana dan kecepatan putaran poros yang dikalikan dengan nilai konstanta $9,74 \times 10^5$. Nilai $9,74 \times 10^5$ dalam rumus perhitungan momen puntir (T) berasal dari konversi satuan daya (kW) dan putaran (rpm) menjadi momen puntir dalam satuan kg.mm (Sularso and Suga, 2004). Perhitungan momen puntir menjadi dasar dalam menentukan besar tegangan geser yang bekerja pada poros.

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{Pd}{n} \quad 2.22$$

Keterangan :

T : Momen Puntir (Kg.mm)

Pd : Daya Rencana (kW)

n : Banyaknya Putaran Pada *Pulley* (rpm)

2.12.3 Tegangan Geser yang Diizinkan

Tegangan geser ijin (τ) merupakan batas maksimum tegangan yang boleh terjadi pada poros untuk mencegah kegagalan material. Dalam pembuatan poros biasanya digunakan bahan-bahan yang tahan akan korosi. Umumnya poros terbuat dari baja batang yang ditarik dingin dan difinis, baja karbon konstruksi mesin

(disebut dengan bahan S-C) yang dihasilkan dari *ingoty* yang di-"kill" (baja yang dideoksidasi dengan ferrosilikon dan dicor; kadar karbon terjamin). (JIS G3123 pada tabel 2.9). Meskipun demikian, bahan ini kelurusannya agak kurang tetap dan dapat mengalami deformasi karena tegangan yang kurang seimbang, misal bila diberi alur pasak, karena ada tegangan sisa di dalam terasnya.

Tabel 2. 9. Baja Karbon untuk Konstruksi Mesin dan Baja Batang yang Difinis Dingin untuk Poros

Standar dan Macam	Lambang	Perlakuan Panas	Kekuatan Tarik (Kg/mm ²)	Keterangan
Baja Karbon Konstruksi Mesin (JIS G4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	"	52	
	S40C	"	55	
	S45C	"	58	
	S50C	"	62	
	S55C	"	66	
Batang Baja yang Difinis Dingin	S35C-D	-	53	Ditarik dingin, digerinda, dibubut atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C-D	-	60	
	S55C-D	-	72	

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

Pada umumnya baja diklasifikasikan atas baja lunak, baja liat, baja agak keras, dan baja keras. Di antaranya, baja liat dan baja agak keras banyak dipilih untuk poros yang kandungan karbonnya dapat dilihat pada tabel 2.11. Baja lunak yang terdapat di pasaran umumnya agak kurang homogen di tengah, sehingga tidak dianjurkan untuk dipergunakan sebagai poros penting. Sedangkan baja agak keras pada umumnya berupa baja yang dikil. Baja semacam ini jika diberi perlakuan panas secara tepat dapat menjadi bahan poros yang sangat baik

Tabel 2. 10. Penggolongan Baja secara Umum

Golongan	Kadar C (%)
Baja Lunak	-0,15
Baja Liat	0,2 – 0,3
Baja Agak Keras	0,3 – 0,5
Baja Keras	0,5-0,8
Baja Sangat Keras	0,8-1,2

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

Meskipun demikian, untuk perencanaan poros yang baik, tidak dapat dianjurkan untuk memilih baja atas dasar klasifikasi yang terlalu umum. Untuk perencanaan poros, sebaiknya pemilihan bahan sesuai dengan standar-standar beberapa negara, salah satu standarnya adalah JIS (Jepang International Standard) yang disajikan pada Tabel 2.11.

Tabel 2. 11. 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
Baja Tempa	S55C	AISI 1055, BS060A55
	SF 40,55	ASTM A105-73
	SF 50,55	
Baja Nikel Khrom	SNC	BS 653M31
	SNC22	BS En36
	SNCM 1	AISI 4337
Baja Nikel Khrom Molibden	SNCM 2	BS830M31
	SNCM 7	AISI 8645, BS En100D
	SNCM 8	AISI 4340, BS817M40, 816M40
	SNCM 22	AISI 4315
Baja Khrom	SNCM23	AISI 4320, BS En325
	SNCM 25	BS En39B

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

Tabel 2. 11 Lanjutan

Baja Khrom Molibden	SCr3	AISI 5135, BS530A36
	SCr4	AISI 5140, BS530A40
	SCr5	AISI 5145
	SCr21	AISI 5115
	SCr22	AISI 5120
	SCM 2	AISI 4130, DIN 34CrMo4
	SCM3	AISI 4135, BS708A37, DIN34CrMo4
	SCM4	AISI 4140, BS708M40, DIN42CrMo4
	SCM5	AISI 4145, DIN50CrMo4

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

Baja S40C termasuk dalam kategori *medium carbon steel* dengan kandungan karbon sekitar 0,40%. Kandungan karbon tersebut memberikan sifat mekanik yang baik, yaitu kekuatan tarik dan kekerasan yang cukup untuk menahan beban kerja poros, tanpa mengorbankan keuletan material secara signifikan. Selain itu, S40C juga memiliki kemampuan yang baik untuk dilakukan proses perlakuan panas (*heat treatment*), seperti *quenching* dan *tempering*, sehingga memungkinkan peningkatan kekuatan permukaan apabila dibutuhkan.

Karena kekuatan tarik bahan tersebut menjadi salah satu acuan utama dalam menentukan kemampuan poros menahan beban geser, maka nilai tegangan geser yang diizinkan dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut: (Budynas and Nisbett, 2004)

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \times Sf_2} \quad 2.23$$

Keterangan :

τ_a = Tegangan geser poros yang diizinkan (kg.mm)

σ_b = Kekuatan tarik (kg/mm)

Sf_1 = Faktor keamanan untuk bahan pengaruh massa

Sf_2 = Faktor keamanan untuk tegangan bahan

Faktor keamanan bahan dapat melihat pada tabel 2.15.

Tabel 2. 12. Standar Baja

	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)

Dalam perhitungan tegangan geser yang diizinkan, digunakan dua nilai faktor keamanan, yakni Sf₁ dan Sf₂. Nilai Sf₁ digunakan sebagai standar koreksi bahan SC. Sementara itu, nilai Sf₂ digunakan untuk mengantisipasi adanya pengaruh dari alur pasak terhadap distribusi tegangan pada poros.

2.12.4 Menghitung Diameter Poros

Diameter poros merupakan ukuran penampang yang melintang pada poros, yang berfungsi untuk mentransmisikan daya dan torsi dalam sistem mekanis. Untuk mendapatkan nilai dari diameter poros sendiri, dapat dihitung menggunakan rumus sebagai berikut : (Budynas and Nisbett, 2004)

$$d_s = \left(\frac{5,1}{\tau\alpha} \times Kt \times Km \times T \right)^{\frac{1}{3}} \quad 2.24$$

Keterangan :

d_s = Diameter Poros (mm)

$\tau\alpha$ = Tegangan Geser yang Diizinkan (kg/mm²)

Km = Faktor Koreksi Beban Lentur

Kt = Faktor Koreksi Kejutan

T = Torsi (Kg.mm)

Tabel 2. 13. Beban Pada Poros

<i>Nature of load</i>	Km	Kt
1. Stationary Shafts		
a) <i>Gradually applied load</i>	1,0	1,0
b) <i>Suddenly applied load</i>	1,5 to 2,0	1,5 to 2,0
2. Rotating Shafts		
a) <i>Gradually applied or steady load</i>	1,5	1,0
b) <i>Suddenly applied load with minor shocks only</i>	1,5 to 2,0	1,5 to 2,0
c) <i>Suddenly applied load with heavy shocks</i>	2,0 to 3,0	1,5 to 3,0

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

Selain berdasarkan jenis beban dan kondisi poros, nilai Km dan Kt juga dapat ditentukan dari karakteristik lentur material dan tingkat kejutan sebagaimana ditunjukkan pada tabel berikut.

Tabel 2. 14 Nilai Koreksi Karakteristik Lentur Material

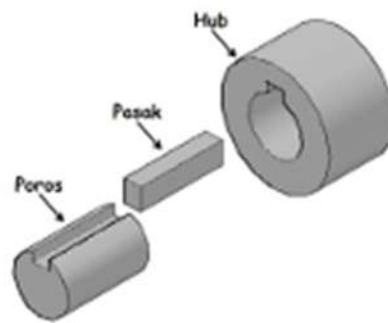
Nilai Koreksi		Keterangan
Kt	0,1-1,0	Jika bahan yang dikenakan lentur
	1,0 – 1,5	Jika terjadi kejutan dan tumbukan sedang
	1,5 – 3,0	Jika terjadi kejutan dan tumbukan besar
Km	1,0	Tidak ada beban lentur
	1,2 – 2,3	Ada beban lentur

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

2.13 Pasak

Pasak merupakan suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian mesin seperti roda gigi, *sprocket*, *pulley*, kopling, dan lain-lain. Pasak sendiri berupa sepotong baja lunak (*mild steel*) yang berfungsi sebagai pengunci untuk mencegah terjadinya pergerakan relatif antara poros dengan elemen mesin yang disatukan, serta dapat mentransmisikan torsi ke penghubung maupun sebaliknya.

Fungsi serupa dengan pasak dilakukan pada *spilene* dan gerigi yang memiliki gigi luar pada poros dan gigi dalam dengan jumlah gigi sama dengan naf dan saling terkait satu sama lain.



Gambar 2. 13. Pasak
Sumber : (Wibowod, 2013)

Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25% s/d 30% dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros, yaitu antara 0,75 s/d 1,5 kali diameternya. Pasak mempunyai standarisasi yang sesuai dengan desain yang dibutuhkan.

2.13.1 Gaya Tangensial

Gaya tangensial pada pasak merupakan gaya geser yang terjadi akibat adanya torsi yang diteruskan melalui poros. Gaya ini berfungsi untuk menjaga agar pasak tetap terhubung dengan poros dan *hub*, serta mencegah terjadinya *slip* antara keduanya. Rumus yang dapat digunakan dalam menghitung gaya tangensial adalah sebagai berikut (Sularso and Suga, 2004).

$$F = \frac{T}{\frac{ds}{2}} \quad 2.25$$

Keterangan :

F = Gaya Tangensial (Kg)

T = Torsi (Kg . mm)

Ds = Diameter Poros (mm)

2.13.2 Tegangan Geser

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)

$$\tau = \frac{\sigma}{sf_1 \times sf_2} \quad 2.26$$

Keterangan :

τ = Tegangan Geser yang Diizinkan

σ = Tegangan Tarik Material

sf = Faktor Keamanan

Nilai tegangan geser yang diizinkan ini digunakan sebagai dasar dalam menghitung ukuran bidang geser untuk memastikan kekuatan sambungan terhadap gaya kerja.

Selanjutnya adalah tegangan geser aktual 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, dengan rumus sebagai berikut (Sularso and Suga, 2004).

$$\tau = \frac{F}{w \times l} \quad 2.27$$

Keterangan :

F = Gaya yang Bekerja Pada Sambungan

w = Lebar Bidang Geser

l = Panjang Bidang Geser

Dengan mengetahui tegangan geser yang diizinkan, panjang minimum bidang geser dapat ditentukan agar sambungan tetap berada dalam batas aman.

Selain tegangan geser, tekanan permukaan antara pasak dan elemen yang bersinggungan juga perlu diperhitungkan. Tekanan permukaan yang berlebihan dapat menyebabkan deformasi atau keausan dini pada komponen. Tekanan permukaan dihitung menggunakan rumus sebagai berikut (Sularso and Suga, 2004).

$$P = \frac{F}{l_2 \times t_2} \quad 2.28$$

Keterangan :

P = Tekanan Permukaan

F = Gaya Kontak

l = Panjang Kontak Pasak

t = Tinggi Efektif Bidang Kontak

2.14 *Bearing*

Bantalan atau *bearing* merupakan bagian elemen mesin yang digunakan untuk menyangga poros agar selalu berputar pada sumbu porosnya dan tidak keluar dari jalurnya. Bantalan ini berfungsi untuk mengurangi gesekan berlebih yang dapat menyebabkan keausan. Bentuk dari bearing sendiri adalah bulat, karena untuk mengurangi gesekan rotasi dan mendukung beban radial maupun aksial. Berikut ini adalah kelebihan dan kekurangan dari penggunaan bantalan:



Gambar 2. 14. *Pillow Block Bearing*
Sumber : (Bj.Gear, 2024)

a) Kelebihan:

- Gesekan saat *start* dan saat berjalan yang rendah kecuali pada kecepatan yang sangat tinggi.
- Kemampuan untuk menahan beban kejut sesaat.
- Akurasi penyelarasan poros.
- Biaya perawatan yang rendah, karena tidak diperlukan pelumasan saat beroperasi.
- Dimensi keseluruhan kecil.
- Keandalan layanan.
- Mudah dipasang dan dipasang.
- Kebersihan.

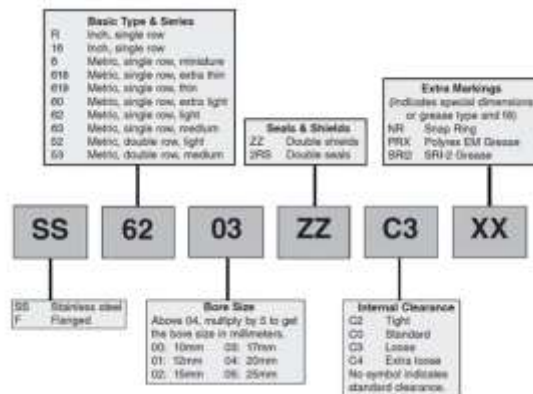
b) Kekurangan :

- Lebih berisik pada kecepatan yang sangat tinggi.
- Resistensi yang rendah terhadap beban kejut.
- Lebih banyak biaya awal.
- Desain rumah bantalan rumit

2.14.1 Cara Pembacaan Kode Bantalan dan Arti Ukuran Kode Bantalan

- Kode Jenis Bantalan**

Pada digit pertama menunjukkan dari jenis bearing bagian bola atau silinder diposisikan, bentuk jalur untuk bola atau silinder, serta mekanisme kerja bantalan.



Gambar 2. 15. Kode Jenis Bantalan

Sumber : (Anggraini, 2022)

Tabel 2. 15 Kode Jenis Bantalan

Kode	Arti kode
1	Self-aligning ball bearing
2	Spherical roller bearing
3	Double-row angular contact ball bearing
4	Double-row ball bearing
5	Thrust ball bearing
6	Single-row deep groove ball bearing
7	Single-row angular contact bearing
8	Felt seal
32	Tapered roller bearing
N	Cylindrical roller bearing
NU	Cylindrical roller bearing, separable inner ring, no thrust load capacity
R	Inch (non-metric) bearing
NN	Double-row roller bearing
NA	Needle roller bearing

Sumber : (Anggraini, 2022)

Tabel 2. 15 Lanjutan

BK	<i>Needle roller bearing with closed-end</i>
HK	<i>Needle roller bearing with an opened end</i>
C	<i>CARB toroidal roller bearing</i>
K	<i>Needle roller and cage thrust assembly</i>
QJ	<i>Four-point contact ball bearing</i>

Sumber : (Anggraini, 2022)

- **Kode Seri / Diameter**

Digit angka kedua pada kode bantalan menunjukkan hubungan antara ukuran diameter luar dengan ketebalan *bearing*.

Tabel 2. 16. Kode Seri/ Diameter

Kode	Arti kode
8	<i>Extra thin section</i>
9	<i>Very thin section</i>
0	<i>Extra light</i>
1	<i>Extra light thrust</i>
2	<i>Light</i>
3	<i>Medium</i>
4	<i>Heavy</i>

Sumber : (Anggraini, 2022)

- **Kode Ukuran Bantalan**

Pada digit ketiga dan keempat pada kode bantalan menunjukkan ukuran *bore bearing*. *Bore* merupakan diameter lubang bagian dalam yang berada di tengah bantalan.

Tabel 2. 17. Kode Ukuran bantalan

Kode	Arti Kode
0	10 mm
1	12 mm
2	15 mm
3	17 mm

Tabel 2. 17 Lanjutan

4	20 mm
5	25 mm
6	30 mm
7	35 mm
dan seterusnya	penambahan 5 mm

Sumber : (Anggraini, 2022)

- **Suffix / Akhiran**

Tambahan huruf dan angka yang berada di belakang kode bantalan merupakan tambahan informasi mengenai karakteristik atau spesifikasi bantalan tersebut, seperti jenis bantalan, ukuran, toleransi, material, fitur tambahan, dan desain internal.

Tabel 2. 18. *Suffix / Akhiran*

Kode	Arti Kode
Z	<i>One side shield</i>
ZZ	<i>Double side shield</i>
RS/RSI	<i>One seal (R indicates rubber)</i>
2RS/2RSI	<i>Two seals</i>
FY	<i>Machined brass retainer</i>
FG	<i>Polyamide (nylon) retainer</i>
K	<i>1:12 tapered bore</i>
K30	<i>1:30 tapered bore</i>
W33	<i>Outer ring with lubrication groove and three lubricating holes</i>
V	<i>One side non contact seal</i>
VV	<i>Both side non contact seal</i>
DDU	<i>Both side contact seal</i>
NR	<i>Snap ring and groove</i>
M	<i>Brass cage</i>

Sumber : (Anggraini, 2022)

- **Internal Radial Clearance**

Kode C pada bantalan (*Internal Radial Clearance*) merupakan besarnya *gap* antara bola dengan *cage* (dudukan bearing). *Gap* atau celah ini bertujuan agar jika terjadi pemuaian pada bantalan akibat panas, maka bantalan tersebut masih bisa berputar.

Tabel 2. 19 *Internal Radial Clearance*

Kode	Arti Kode
C1	Kurang dari C2
C2	Kurang atau lebih kecil dari <i>standard</i>
Tidak ada kode	<i>Standard</i>
C3	Lebih besar dari normal
C4	Lebih besar dari C3
C5	Lebih besar dari C4

Sumber : (Anggraini, 2022)

2.14.2 Beban Ekuivalen Dinamis (Pr)

Beban ekuivalen dinamis merupakan beban yang diterima oleh bantalan saat beroperasi. Rumus yang dapat digunakan dalam menghitung beban ekuivalen dinamis ini adalah (Sularso and Suga, 2004) :

$$Pr = X \times V \times Wr + Y \times Wa \quad 2.29$$

Keterangan :

Pr = Beban Ekuivalen Dinamis (Kg)

X = Faktor Beban Radial

V = Faktor Putaran

= 1, untuk semua jenis bantalan saat lintasan dalam berputar,

= 1, untuk bantalan yang dapat menyelaraskan sendiri saat lintasan dalam diam,

= 1,2, untuk semua jenis bantalan kecuali yang dapat menyelaraskan sendiri, saat lintasan dalam diam.

Wr = Beban Radial (Kg)

Y = Faktor Beban Aksial

Wa = Beban Aksial (Kg)

Tabel 2. 20. Nilai X dan Y pada Bantalan untuk Beban Dinamis

Type of bearing	Specifications	$\frac{WA}{WR} \leq e$		$\frac{WA}{WR} > e$		E
		X	Y	X	Y	
Deep groove ball bearing	$\frac{WA}{C_0} = 0,025$				2,0	0,22
	= 0,04				1,8	0,24
	= 0,07	1	0	0,56	1,6	0,27
	= 0,13				1,4	0,31
	= 0,25				1,2	0,37
	= 0,50				1,0	0,44
Angular contact ball bearings	Single row	0		0,35	0,57	1,14
	Two rows in tandem	1	0	0,35	0,57	1,14
	Two rows back to back		0,55	0,57	0,93	1,14
	Double row		0,73	0,62	1,17	0,86
	Light series : for bores	1				
Self-aligning bearings	10 – 20 mm		1,3		2,0	0,50
	25 – 35 mm		1,7		2,6	0,37
	40 – 45 mm		2,0		3,1	0,31
	50 – 65 mm		2,3	6,5	3,5	0,28
	70 – 100 mm		2,4		3,8	0,26
	105 – 110 mm		2,3		3,5	0,28
	Medium series : for bores					
	12 mm		1,0		1,6	0,63
	15 – 0 mm		1,2		1,9	0,52
	25 – 50 mm		1,5	0,65	2,3	0,43
Spherical roller bearings	55 – 90 mm		1,6		2,5	0,39
	For bores:					
	25 – 35 mm		2,1	0,67	3,1	0,32
	40 – 45 mm		2,5		3,7	0,27
	50 – 100 mm		2,9		4,4	0,23
	100 – 200 mm		2,6		3,9	0,26

Sumber : (Khurmi and Gupta, 2005)

Tabel 2. 20 Lanjutan

<i>For bores :</i>						
<i>Taper roller bearings</i>	30 – 40 mm				1,6 0	0,37
	45 – 110 mm	1	0	0,4	1,4 5	0,44
	120 – 150 mm				1,3 5	0,41

Sumber : (Khurmi and Gupta, 2005)

2.14.3 Faktor Kecepatan Putaran Bantalan

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 and Suga, 2004):

$$fn = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{\frac{1}{3}} \quad 2.30$$

Keterangan :

fn = Faktor Kecepatan Putaran Bantalan

n_2 = Banyaknya Putaran Pada *Pulley* Yang Digerakkan (rpm)

2.14.4 Mencari 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 and Suga, 2004) :

$$fh = fn \times \frac{Cr}{Pr} \quad 2.31$$

Keterangan :

fh = Faktor Umur Bantalan (*hours*)

f_n = Faktor Kecepatan Putaran Bantalan (rpm)

C_r = Kapasitas Nominal Dinamis Spesifik (Kg)

P_r = Beban Ekvivalen Dinamis (Kg)

2.14.5 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 and Suga, 2004) :

$$L_h = 500 \times f_h \quad 2.32$$

Tabel 2. 21. Umur Bantalan untuk Semua Jenis Mesin

No	<i>Application of bearing</i>	<i>Life of bearing, in hours</i>
1	<i>Instruments and apparatus that are rarely used</i>	
	a) <i>Demonstration apparatus, mechanism for operating sliding doors</i>	500
	b) <i>Aircraft engines</i>	1000-2000
2	<i>Machines used for short periods or intermittently and whose breakdown would not have serious consequences e.g. hand tools, lifting tackle in workshop, and operated machines, agricultural machines, cranes in erecting shops, domestic machines.</i>	4000-8000
3	<i>Machines working intermittently whose breakdown would have serious consequences e.g. auxiliary machinery in power stations, conveyor plant for flow production, lifts, cranes for piece goods, machine tools used frequently</i>	8000-12.000
4	<i>Machines working 8 hours per day and not always fully utilised e.g. stationary electric motors, general purpose gear units.</i>	12.000-20.000

Sumber : (Khurmi and Gupta, 2005)

Tabel 2. 21 Lanjutan

5	<i>Machines working 8 hours per day and fully utilised e.g. machines for the engineering industry, cranes for bulk goods, ventilating fans, counter shafts.</i>	20.000-30.000
6	<i>Machines working 24 hours per day e.g. separators, compressors, pumps, mine hoist, naval vessels.</i>	40.000-60.000
7	<i>Machines required to work with high degree of reliability 24 hours per day e.g. pulp and paper making machinery, public power plants, mine-pumps, water works.</i>	100.000-200.000

Sumber : (Khurmi and Gupta, 2005)

2.15. Sistem Pemotongan

Sistem pemotongan adonan bakpao ini bekerja dengan memanfaatkan dua pelat datar yang dipasang sejajar dan dilengkapi dengan lubang di tengah sebagai cetakan pembentuk. Adonan beserta isian dialirkan secara terus-menerus melalui lubang tersebut.

Proses pemotongan dimulai ketika sebuah mekanisme noken (*cam*) menggerakkan pelat pemotong dalam interval waktu tertentu, sehingga memotong aliran adonan yang keluar. Setelah pemotongan terjadi, pelat pemotong akan kembali ke posisi semula dengan bantuan pegas, yang berfungsi sebagai sistem pemulih otomatis untuk menyiapkan siklus pemotongan berikutnya.

Jumlah putaran pisau pemotong (dinyatakan dalam rpm) ditentukan berdasarkan kapasitas produksi mesin dan berat masing-masing bakpao. Perhitungannya menggunakan prinsip bahwa setiap satu putaran pisau menghasilkan satu potongan adonan, sehingga total jumlah pemotongan per menit dapat digunakan sebagai dasar menentukan rpm pisau.

Secara umum, rumus perhitungan rpm pisau pemotong dapat ditulis sebagai berikut:

$$n_{pisau} = \frac{\text{Kapasitas Produksi Per Jam (gram)}}{\text{Massa Per Bakpao (gram)} \times 60} \quad 2.33$$

Dengan membagi kapasitas produksi total terhadap berat satu bakpao, diperoleh jumlah bakpao yang harus diproduksi per jam. Hasil tersebut kemudian dikonversi menjadi pemotongan per menit agar sesuai dengan satuan rpm.

Dengan pendekatan ini, diperoleh nilai rpm yang menjadi acuan untuk menentukan kecepatan putaran motor atau aktuator yang menggerakkan pisau pemotong. Hal ini penting untuk menjamin sinkronisasi antara sistem pemotongan dan sistem *extruder* adonan, serta menjaga konsistensi ukuran dan berat bakpao selama proses produksi.

2.15.1 Roda Gigi

Roda gigi 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, roda gigi memiliki beragam jenis, seperti *spur gear*, *helical gear*, *bevel gear*, dan *worm gear*, yang masing-masing dirancang untuk tujuan tertentu. Berikut adalah kelebihan dan kekurangan dari penggunaan roda gigi :

a) Kelebihan :

- Dapat mentransmisikan rasio kecepatan yang tepat.
- Dapat digunakan untuk mentransmisikan daya yang besar.
- Cocok untuk jarak antar poros yang relatif pendek.
- Memiliki efisiensi yang tinggi.
- Memberikan kinerja yang andal.
- Desainnya ringkas dan hemat ruang.

b) Kekurangan :

- Karena pembuatan roda gigi memerlukan alat dan peralatan khusus, biayanya lebih mahal dibandingkan sistem transmisi lainnya.

1. Perbandingan Putaran

Perbandingan putaran (*gear ratio*) pada roda gigi merupakan konsep fundamental dalam sistem transmisi yang menggambarkan hubungan kecepatan rotasi antara roda gigi penggerak (*driver gear*) dan roda gigi yang digerakkan (*driven gear*). Rasio ini ditentukan oleh perbandingan jumlah gigi pada kedua roda gigi atau perbandingan diameternya. Untuk menghitung perbandingan putaran pada roda gigi dapat digunakan rumus sebagai berikut (Lubis, 2018) :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{T_2}{T_1} \quad 2.34$$

Keterangan :

- 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

2. Pitch Circle Diameter

Pitch Circle Diameter adalah diameter imajiner pada roda gigi di mana gigi-gigi secara teoritis bersinggungan dengan gigi dari roda gigi pasangannya. *Pitch Circle Diameter* merupakan parameter fundamental dalam perancangan roda gigi karena menentukan ukuran dan posisi *engagement* antar gigi, sehingga memengaruhi kinerja sistem transmisi. Untuk mencari *pitch circle diameter* dapat menggunakan rumus (Lubis, 2018) :

$$D = z \times m \quad 2.35$$

$$D = \frac{2a}{1 + i} \quad 2.36$$

Keterangan :

D = *Pitch Circle Diameter* (mm)

a = Jarak Sumbu Poros (mm)

i = Perbandingan Putaran

3. Modul

Modul (*Module*) adalah parameter dasar dalam perancangan roda gigi yang menentukan ukuran dan kepadatan gigi dengan satuan milimeter (mm). Modul didefinisikan sebagai perbandingan antara diameter lingkaran pitch (*pitch circle diameter*) dengan jumlah gigi (T), dirumuskan sebagai (Lubis, 2018) :

$$m = \frac{D}{T} \quad 2.37$$

Keterangan :

D = *Pitch Circle Diameter* (mm)

m = Modul

T = *Number Of Teeth*

4. Jarak Bagi Lingkar (*Circular Pitch*)

Jarak Bagi Lingkar (*Circular Pitch*) adalah jarak linier antara dua titik yang sama pada gigi yang berdekatan, diukur sepanjang lingkaran *pitch* (*pitch circle*). Parameter ini menentukan kerapatan dan ukuran gigi pada roda gigi. Rumus dasar yang digunakan dalam menghitung *circular pitch* adalah sebagai berikut (Lubis, 2018) :

$$p = \frac{\pi \times D}{T} \quad 2.38$$

Keterangan :

D = *Pitch Circle Diameter* (mm)

p = Jarak Bagi Lingkar (mm)

T = *Number Of Teeth*

5. Kelonggaran Puncak (*Clearance*)

Kelonggaran Puncak (*Clearance*) adalah jarak radial antara puncak gigi (*addendum*) satu roda gigi dengan dasar gigi (*dedendum*) roda gigi pasangannya. *Clearance* ini berfungsi untuk mencegah gesekan antara puncak dan dasar gigi, memberi ruang untuk pelumasan dan toleransi *thermal* atau ekspansi, dan

mengurangi risiko keausan akibat kontak tidak sempurna. Untuk mencari *clearance* dapat digunakan rumus (Lubis, 2018) :

$$ck = 0,25 \times m \quad 2.40$$

Keterangan :

ck = Kelonggaran Puncak

m = Modul

6. Diameter Kepala (*Addendum Diameter*)

Diameter Kepala (*Addendum Diameter*, dk) adalah diameter terluar dari roda gigi yang diukur dari puncak gigi (*addendum*) ke puncak gigi di sisi berlawanan. Ini merupakan parameter penting untuk menentukan ukuran keseluruhan roda gigi dan memastikan kompatibilitas dengan pasangannya. Rumus perhitungan yang digunakan untuk menghitung *addendum diameter* adalah sebagai berikut (Lubis, 2018) :

$$dk = D + 2m \quad 2.41$$

Keterangan :

dk = Diameter Kepala (mm)

m = Modul

D = *Pitch Circle Diameter* (mm)

7. Diameter Kaki (*Dedendum Diameter*)

Diameter Kaki (*Dedendum Diameter*, df) adalah diameter terkecil pada roda gigi, diukur dari dasar alur gigi (*dedendum*) ke dasar alur gigi di sisi berlawanan. Parameter ini menentukan batas bawah geometri roda gigi dan memastikan adanya

kelonggaran (*clearance*) dengan roda gigi pasangannya. Rumus untuk mencari *dedendum diameter* adalah sebagai berikut (Lubis, 2018) :

$$df = D - 2m \quad 2.42$$

Keterangan :

dk = Diameter Kepala (mm)

m = Modul

D = *Pitch Circle Diameter* (mm)

8. Kecepatan

Kecepatan pada roda gigi adalah salah satu parameter penting dalam sistem transmisi yang memengaruhi kinerja, efisiensi, dan umur pakai komponen. Rumus untuk mencari kecepatan pada roda gigi adalah sebagai berikut (Lubis, 2018) :

$$v = \frac{\pi \times D \times n}{60.000} \quad 2.43$$

Keterangan :

dk = Diameter Kepala (mm)

v = Kecepatan Roda Gigi (m/s)

n = Banyaknya Putaran Pada Roda Gigi

2.15.2 Daya Sistem Pemotongan

Dalam sistem mekanik yang melibatkan elemen pemotong seperti pisau atau pelat gerak, perhitungan daya sangat penting untuk mengetahui besarnya tenaga yang diperlukan agar proses pemotongan berlangsung optimal. Salah satu

pendekatan yang digunakan adalah dengan menganalisis hubungan antara gaya, kecepatan sudut, dan jari-jari atau radius dari bagian yang berputar, dalam hal ini roda gigi pemotong.

a) Rumus Umum Daya

Secara umum, daya mekanik dapat dihitung dengan persamaan

$$P = F \times v \quad 2.44$$

Keterangan:

P = Daya (watt)

F = Gaya yang Bekerja (N)

v = Kecepatan Linear (m/s)

Namun, dalam sistem berputar seperti roda gigi atau *cam*, kecepatan linear v , dapat dinyatakan sebagai hasil perkalian antara kecepatan sudut (ω) dan jari-jari (r) (Afdan, 2021) :

$$v = \omega \times r \quad 2.45$$

Keterangan:

ω = Kecepatan Sudut (rad/s)

r roda gigi = Jari-Jari Pada Roda Gigi (mm)

Dimana kecepatan sudut sendiri dapat dicari menggunakan rumus sebagai berikut (Holzner, 2005) :

$$\omega = \frac{2\pi \times n}{60} \quad 2.46$$

Keterangan:

ω = Kecepatan Sudut (rad/s)

n = Putaran Per Menit (RPM)

Sehingga rumus daya sendiri dapat ditulis dengan rumus sebagai berikut :

$$P = F \times v$$

$$P = F \times \omega \times r$$

$$P = F \times \frac{2\pi n}{60} \times r \quad 2.47$$

b) Penerapan pada Sistem Pemotongan

Dalam konteks sistem pemotongan adonan bakpao, gaya pemotong berasal dari pegas yang memberikan tekanan terhadap pelat pemotong. Sedangkan roda gigi sebagai aktuator berputar dengan kecepatan tertentu (dalam rpm), sehingga menghasilkan gerak osilasi pada pisau pemotong.

Dengan memasukkan gaya maksimum dari pegas, *radius pitch circle* roda gigi, serta kecepatan putarnya ke dalam rumus tersebut, dapat dihitung kebutuhan daya aktual dari sistem pemotongan. Perhitungan ini sangat berguna untuk menentukan spesifikasi motor atau sistem transmisi yang digunakan, agar mampu memberikan torsi dan kecepatan yang sesuai tanpa menyebabkan kelebihan beban.

2.16 Daya yang Diperlukan

Dalam sistem mesin otomatis, seperti mesin pencetak dan pengisi bakpao, komponen utama yang membutuhkan sumber daya mekanik antara lain adalah mekanisme *screw* (pengalir adonan) dan sistem pemotongan. Kedua sistem ini digerakkan oleh motor listrik, sehingga penting untuk menghitung total daya listrik yang diperlukan agar mesin dapat beroperasi secara optimal.

$$P_{total} = P_{screw\ total} + P_{pemotongan} \quad 2.48$$

Keterangan :

P total = Total Daya Dibutuhkan (HP)

P screw total = Daya yang Dihasilkan Dari *Screw* Adonan Dan *Screw* Isian (HP)

P pemotongan = Daya Untuk Sistem Pemotongan (HP)

2.17 Daya Total yang Dibutuhkan pada Motor Listrik

- Nilai Randemen Mekanis (η) V-Belt : 90%-95% (diambil nilai yang paling kecil yaitu 90% atau 0,9)
- Nilai Randemen Mekanis (η) Roda Gigi (*Spur Gear*) : 95%-98% (diambil nilai yang paling kecil yaitu 95% atau 0,95)
- Nilai Randemen Mekanik (η) *Gearbox* Dengan *Worm Gear* : 50% atau 0,50

Maka :

- a. Randemen (η) *V-Belt* : karena jumlah *v-belt* pada proses transmisi terdapat 4 buah, maka (Sularso and Suga, 2004) :

$$\text{Randemen } (\eta) \text{ } v - \text{belt} : (0,9)^4 \quad 2.49$$

- b. Randemen Total :

$$\begin{aligned} \text{Randemen Total } (\eta) &= \text{Randemen } (\eta) \text{ } V - \text{belt} \times \text{Randemen Roda Gigi}(\eta) \\ &\quad \times \text{Randemen } \textit{Gearbox}(\eta) \end{aligned} \quad 2.50$$

- c. Daya Motor Listrik yang Dibutuhkan (Sularso and Suga, 2004) :

$$P = \frac{\text{Daya yang diperlukan}}{\text{Randeman Mekanis Total}(\eta)} \quad 2.51$$