

## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

Rancang bangun mesin pengupas kulit telur ayam dan telur puyuh rebus merupakan objek penelitian yang berfokus pada pengembangan mesin pengupas berbasis perancangan menggunakan perangkat lunak CAD. Mesin ini dirancang untuk meningkatkan efisiensi proses pengupasan dengan mengendalikan beberapa variabel utama, yaitu kecepatan putar *screw*, jarak antara *screw* dengan media pengupas, waktu siklus, dan *head* pompa. Variabel-variabel tersebut saling berkaitan dan mempengaruhi kinerja mesin, khususnya dalam kapasitas produksi, tingkat keberhasilan pengupasan, serta persentase kerusakan putih telur. Bab ini menguraikan dasar teori yang mendukung analisis parameter tersebut, hasil penelitian terdahulu yang relevan, serta kerangka berpikir yang menjelaskan hubungan antar variabel dalam proses perancangan mesin.

#### **2.1 Konsep Penelitian Terdahulu**

Penelitian mengenai mesin pengupas kulit telur telah dilakukan untuk meningkatkan efisiensi proses dibanding metode manual. Penelitian oleh Senthilkumar et al. dalam artikel *Design and Fabrication of Boiled Egg Shell Removing Machine Integrated with Vegetable Chopper* (Senthilkumar, 2024) menunjukkan bahwa mekanisme rotasi dan gesekan mampu mempercepat proses pengupasan serta meningkatkan konsistensi hasil. Sistem ini menggunakan motor listrik dan mekanisme putar untuk menghasilkan gaya kontak yang cukup untuk

meretakkan cangkang tanpa merusak bagian dalam telur.

Penelitian lain oleh Rianto, Siregar, dan Tanjung dalam Perancangan Mesin Pengupas Kulit Telur Burung Puyuh Semi-Otomatis Berkapasitas 240 Butir/Jam (Rianto, 2022) menunjukkan bahwa pengaturan kecepatan putar dan desain ruang pengupasan sangat mempengaruhi keberhasilan proses. Mesin yang dirancang mampu meningkatkan kapasitas produksi secara signifikan dibanding metode manual.

Selain itu, penelitian oleh Haryanto, Saidi, dan Muryani dalam Pemanfaatan Teknologi Pascapanen untuk Peningkatan Nilai Tambah Agro Industri (Haryanto, 2025) menyatakan bahwa penerapan teknologi mekanis pada proses pascapanen mampu meningkatkan produktivitas, efisiensi kerja, serta nilai tambah produk. Hal ini menunjukkan pentingnya inovasi mesin dalam sektor pengolahan hasil pertanian.

Berdasarkan ketiga penelitian tersebut, dapat disimpulkan bahwa parameter utama dalam perancangan mesin pengupas telur meliputi kecepatan putar, gaya gesek, tekanan kontak, dan kapasitas produksi. Parameter ini menjadi dasar dalam proses desain dan analisis mesin.

## **2.2 Sifat Fisik Telur**

Sifat fisik telur menjadi parameter penting dalam perancangan mesin pengupas, terutama terkait kekuatan cangkang dan ketahanan putih telur terhadap tekanan.

### **1. Telur Ayam**

Telur ayam memiliki ukuran lebih besar dengan diameter sekitar 40-45 mm serta cangkang yang lebih tebal dan kuat. Kekuatan cangkang dipengaruhi oleh struktur

material dan ketebalan, yang menentukan besarnya gaya retak saat diberi beban tekan. Studi menunjukkan bahwa kekuatan cangkang telur berkaitan dengan sifat mekanik seperti *rupture force* (gaya retak) dan ketebalan cangkang. (Ketta, 2016)

## 2. Telur Puyuh

Telur puyuh memiliki ukuran lebih kecil dengan panjang sekitar 31 mm dan lebar 25,6 mm serta cangkang yang lebih tipis. Gaya retak cangkang telur puyuh relatif rendah, yaitu sekitar 10,51 N sehingga lebih mudah pecah dibanding telur ayam. Hal ini membuat proses pengupasan lebih cepat, tetapi juga lebih rentan terhadap kerusakan putih telur jika tidak dikontrol dengan baik (Safitri, 2024).

## 2.3 Dasar Perhitungan Mesin

Perhitungan yang berkaitan dengan mekanisme mesin dari motor hingga *screw* menggunakan dasar-dasar dan rumus seperti berikut:

### 2.3.1 Mekanika Gesek dan Tekanan Kontak

Proses pengupasan bekerja melalui kombinasi gaya normal dengan gaya gesek. Besarnya gaya gesek dipengaruhi oleh koefisien gesek dan gaya tekan. Kecepatan putar poros mempengaruhi intensitas kontak dan durasi gesekan. Parameter yang dikaji meliputi:

- Gaya normal (N)
- Koefisien gesek ( $\mu$ )
- Gaya gesek (F)
- Kecepatan sudut ( $\omega$ )

Pengendalian parameter ini menentukan tingkat keberhasilan pengupasan dan mengurangi risiko kerusakan dari putih telur.

### 2.3.2 Elemen Mesin dan Transmisi Daya

Mesin menggunakan motor listrik sebagai sumber daya yang diteruskan melalui sistem transmisi *gearbox* ke poros *screw*. Parameter utamanya yaitu sebagai berikut:

- Daya motor (P)
- Torsi (T)
- Kecepatan putar (rpm)
- Diameter *screw* dan panjang *screw*

Analisis dilakukan untuk memastikan poros dan elemen transmisi mampu menahan beban kerja tanpa mengalami hambatan kinerja baik dalam jangka pendek maupun jangka panjang.

### 2.3.3 Gaya Retak Telur Ayam dan Puyuh

Gaya retak telur merupakan gaya yang diperlukan untuk memecahkan cangkang telur dan menjadi parameter dalam menentukan tekanan kontak pada mesin pengupas telur. Berdasarkan penelitian, gaya retak telur ayam sebesar 40 N (Nedomová, 2009), sedangkan telur puyuh sebesar 10,51 N (Polat, 2007). Nilai ini digunakan sebagai acuan dalam perancangan agar cangkang dapat terlepas tanpa merusak putih telur.

### 2.3.4 Gaya Gesek Karet

Gaya gesek karet menjadi parameter penting dalam proses pengupasan karena mempengaruhi kemampuan permukaan karet dalam melepaskan cangkang telur. Berdasarkan penelitian, nilai koefisien gesek karet sebesar 1,5 (Farivar, 1993). Nilai ini digunakan sebagai dasar dalam menentukan gaya gesek yang terjadi antara media pengupas berbahan karet dan permukaan telur.

### 2.3.5 Torsi *Screw*



Gambar 2.1 *Screw*

(Screw Barrel Manufacturer In Uae, n.d.)

*Screw* merupakan elemen berbentuk ulir heliks yang berfungsi untuk memindahkan material secara aksial melalui gerakan rotasi. Pada saat *screw* berputar, material yang berada di sepanjang *screw* akan terdorong akibat kombinasi gaya dorong, gaya tekan, dan gaya gesek antara material dengan permukaan *screw*.

Pada mesin pengupas telur, mekanisme ini dimodifikasi sehingga *screw* tidak hanya berfungsi sebagai alat pemindah, tetapi juga sebagai elemen kerja untuk proses pengupasan. Ketika telur masuk ke dalam sistem:

1. *Screw* berputar dan mendorong telur secara aksial

2. Telur mengalami kontak dengan permukaan *screw* dan karet pengupas
3. Terjadi gaya tekan dan gesekan yang menyebabkan cangkang retak
4. Gesekan lanjutan membantu melepaskan cangkang dari putih telur

Proses pengupasan terjadi akibat kombinasi:

- Gaya tekan (*compressive force*)
- Gaya gesek (*friction force*)

Torsi *screw* merupakan parameter yang digunakan untuk mengetahui besarnya momen puntir yang diperlukan agar *screw* dapat berputar dan membantu proses pengupasan telur. Besarnya torsi dihitung dengan persamaan (Setyono, 2019):

$$T = F_t \times r \dots\dots\dots (2.1)$$

Keterangan:

T = Torsi (Nm)

$F_t$  = Gaya tangensial memutar *screw* atau gaya retak telur dan gaya gesek (N)

r = Jari-jari efektif *screw* (m)

### 2.3.6 Daya

Daya digunakan untuk menentukan kebutuhan tenaga yang diperlukan agar *screw* dapat berputar dan menggerakkan sistem pengupasan telur. Besarnya daya dihitung dengan persamaan (Setyono, 2019):

$$P = \frac{2\pi \cdot N \cdot T}{60} \dots\dots\dots (2.2)$$

Keterangan:

P = Daya (*watt*)

$N$  = Putaran (rpm)

$T$  = Torsi (Nm)

### 2.3.7 Rasio Puli

Rasio ini digunakan untuk menentukan perbandingan putaran antara puli motor dan puli yang menghubungkan *screw* pada sistem transmisi. Rasio ini juga mempengaruhi kecepatan kerja *screw* pada mesin pengupas. Persamaan rasio puli dinyatakan sebagai berikut (Sonawan, 2019):

$$R = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \dots \dots \dots (2.3)$$

Keterangan:

$R$  = Rasio puli

$n_1$  = Putaran *driver* (rpm)

$n_2$  = Putaran *driven* (rpm)

$D_1$  = Diameter puli *driver* (mm)

$D_2$  = Diameter puli *driven* (mm)

### 2.3.8 Jarak Antarpusat Puli

Dengan mengasumsikan jarak antar pusat puli sesuai dengan ketentuan di atas maka itu sama dengan sudah mendapatkan posisi untuk kedua puli. Dengan posisi puli tertentu, keliling sabuk sudah bisa diterka berapa panjangnya. Berikut merupakan rumus asumsi jarak puli (Sonawan, 2019):

$$D_2 < C < 3 \times (D_2 + D_1) \dots \dots \dots (2.4)$$

Keterangan:

$D_2$  = Diameter puli *driven*

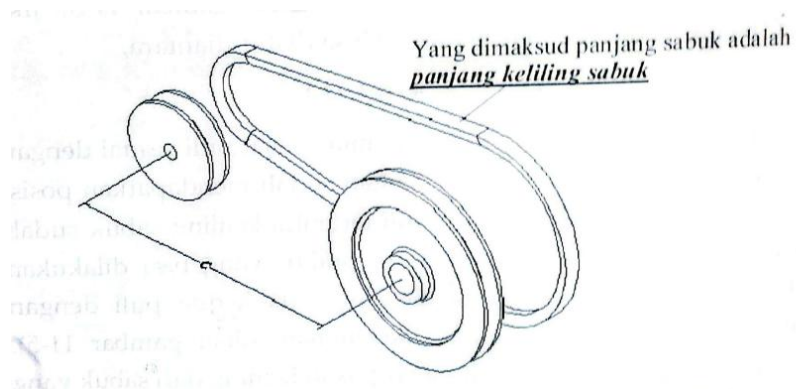
$D_1$  = Diameter puli *driver*

$C$  = Jarak antarpusat puli



Gambar 2.2 Puli

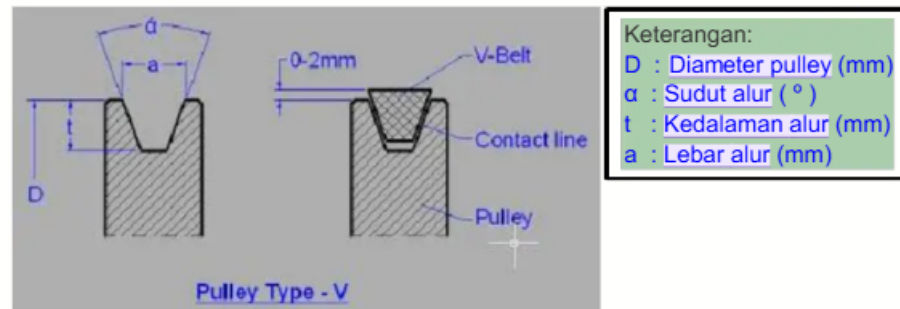
(kucari.com)



Gambar 2.3 Jarak Antarpusat Puli

(Sonawan, 2019)

Pada gambar 2.2 menunjukkan gambar puli.  $C$  merupakan jarak antarpusat puli *driver* dan *driven*, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.3.



| TABEL STANDART PULLEY      |       |        |        |                            |       |        |        |
|----------------------------|-------|--------|--------|----------------------------|-------|--------|--------|
| Pulley type A              |       |        |        | Pulley type B              |       |        |        |
| D (mm)                     | α (°) | t (mm) | a (mm) | D (mm)                     | α (°) | t (mm) | a (mm) |
| 65-100                     | 34    | 12     | 12     | 115-160                    | 34    | 15     | 16/19  |
| 101-125                    | 36    | 12     | 12     | 161-200                    | 36    | 15     | 16/19  |
| 126>                       | 38    | 12     | 12     | 201>                       | 38    | 15     | 16/19  |
| Pulley type C              |       |        |        | Pulley type D              |       |        |        |
| D (mm)                     | α (°) | t (mm) | a (mm) | D (mm)                     | α (°) | t (mm) | a (mm) |
| 175-250                    | 34    | 19     | 20/23  | 300-450                    | 36    | 25     | 30     |
| 251-315                    | 36    | 19     | 20/23  | 451>                       | 38    | 25     | 30     |
| 316                        | 38    | 19     | 20/23  |                            |       |        |        |
| Pulley type 3V / 9N / 9J   |       |        |        | Pulley type 5V / 15N / 15J |       |        |        |
| D (mm)                     | α (°) | t (mm) | a (mm) | D (mm)                     | α (°) | t (mm) | a (mm) |
| 67-90                      | 36    | 10     | 8      | 180-255                    | 38    | 15     | 14     |
| 91-150                     | 8     | 10     | 8      | 256-405                    | 40    | 15     | 14     |
| 151-305                    | 40    | 10     | 8      | 406>                       | 42    | 15     | 14     |
| 306>                       | 42    | 10     | 8      |                            |       |        |        |
| Pulley type 8V / 25N / 25J |       |        |        |                            |       |        |        |
| D (mm)                     | α (°) | t (mm) | a (mm) |                            |       |        |        |
| 315-405                    | 38    | 25     | 23     |                            |       |        |        |
| 406-570                    | 40    | 25     | 23     |                            |       |        |        |
| 571>                       | 42    | 25     | 23     |                            |       |        |        |

Gambar 2. 4 Dimensi dan Tabel Standar Pulley

(Scribd)

### 2.3.9 Penentuan Sabuk (*V-belt*)

*V-belt* terbuat dari karet *neoprene* dan mempunyai penampang berbentuk trapesium. Fungsinya digunakan untuk mentransmisikan daya dari poros motor ke poros *screw* melalui puli. *V-belt* membelit sekeliling puli sehingga lebar bagian dalam membesar. (Herdiana, 2023)

Tabel 2.1 Jenis *V-belt*

| Jenis Sabuk | Diameter Pitch Minimum (in)* |
|-------------|------------------------------|
| A           | 3,0                          |
| B           | 5,4                          |
| C           | 9,0                          |
| D           | 13,0                         |
| E           | 21,0                         |

(Sonawan, 2019)

Tabel 2. 2 Tabel Spesifikasi V-Belt

| Tipe A  |                    | Tipe B  |                    | Tipe C  |                    | Tipe D  |                    | Tipe E  |                    |  |  |
|---------|--------------------|---------|--------------------|---------|--------------------|---------|--------------------|---------|--------------------|--|--|
| No Seri | L <sub>pitch</sub> | No Seri | L <sub>pitch</sub> | No Seri | L <sub>pitch</sub> | No Seri | L <sub>pitch</sub> | No Seri | L <sub>pitch</sub> |  |  |
| A26     | 26,9               | B35     | 36,1               | C51     | 52,6               | D120    | 122,4              | E180    | 183,3              |  |  |
| A31     | 31,9               | B38     | 39,1               | C60     | 61,4               | D128    | 130,4              | E195    | 198,5              |  |  |
| A35     | 35,9               | B42     | 43,1               | C68     | 69,4               | D144    | 146,4              | E210    | 213,6              |  |  |
| A38     | 38,9               | B46     | 47,1               | C75     | 76,6               | D158    | 160,4              | E240    | 240,0              |  |  |
| A42     | 42,9               | B51     | 52,1               | C81     | 82,6               | D162    | 164,4              | E270    | 270,0              |  |  |
| A46     | 46,9               | B55     | 56,4               | C85     | 86,2               | D173    | 175,4              | E300    | 300,0              |  |  |
| A51     | 51,9               | B60     | 61,0               | C90     | 91,9               | D180    | 182,6              | E330    | 330,0              |  |  |
| A60     | 60,9               | B68     | 69,3               | C96     | 97,9               | D195    | 197,6              | E360    | 360,0              |  |  |
| A68     | 68,9               | B75     | 76,3               | C105    | 106,9              | D210    | 213,1              |         |                    |  |  |
| A75     | 75,9               | B81     | 82,3               | C112    | 113,9              | D240    | 240,0              |         |                    |  |  |
| A80     | 81,1               | B85     | 86,5               | C120    | 122,0              | D270    | 270,0              |         |                    |  |  |
| A85     | 86,1               | B90     | 91,5               | C128    | 130,0              | D300    | 300,0              |         |                    |  |  |
| A90     | 91,1               | B97     | 99,0               | C144    | 146,0              | D330    | 330,0              |         |                    |  |  |
| A96     | 97,1               | B105    | 106,5              | C158    | 160,0              | D360    | 360,0              |         |                    |  |  |
| A105    | 106,1              | B112    | 114,0              | C162    | 164,0              |         |                    |         |                    |  |  |
| A112    | 113,1              | B120    | 121,5              | C173    | 175,0              |         |                    |         |                    |  |  |
| A120    | 121,1              | B128    | 129,5              | C180    | 182,0              |         |                    |         |                    |  |  |
| A128    | 129,1              | B144    | 145,5              | C195    | 197,0              |         |                    |         |                    |  |  |
|         |                    | B158    | 159,5              | C210    | 212,0              |         |                    |         |                    |  |  |
|         |                    | B173    | 174,5              | C240    | 240,0              |         |                    |         |                    |  |  |
|         |                    | B180    | 181,6              | C270    | 270,0              |         |                    |         |                    |  |  |
|         |                    | B195    | 196,3              | C300    | 300,0              |         |                    |         |                    |  |  |
|         |                    | B210    | 211,3              | C330    | 330,0              |         |                    |         |                    |  |  |
|         |                    | B240    | 240,0              | C360    | 360,0              |         |                    |         |                    |  |  |
|         |                    | B270    | 270,0              |         |                    |         |                    |         |                    |  |  |
| B300    | 300,0              |         |                    |         |                    |         |                    |         |                    |  |  |

(Sonawan, 2019)

Ukuran *v-belt* secara umum menunjukkan kode tipe *v-belt* (A, B, C, D, E) yang merepresentasikan dimensi penampangnya (lebar dan tinggi), sehingga kita bisa menentukan kecocokan *v-belt* dengan puli serta kapasitas daya yang bisa ditransmisikan. Semakin besar tipenya, semakin besar daya yang mampu dibawa. Pada tabel 2.1 merupakan jenis *v-belt* dan tabel 2.2 adalah standarisasi *v-belt*. Berikut merupakan rumus untuk menentukan ukuran *v-belt* (Sonawan, 2019):

$$L = 2C + \frac{3,14}{2} (D1 + D2) + \frac{(D1+D2)^2}{4C} \dots\dots\dots (2.5)$$

Keterangan:

D2 = Diameter puli *driven*

D1 = Diameter puli *driver*

C = Jarak antarpusat puli

L = Ukuran *v-belt*

- Kecepatan *v-belt*

Kecepatan *v-belt* dapat diperoleh dengan persamaan berikut (Sularso, 2002):

$$V = \frac{3,14.D1.N1}{60.1000} \dots\dots\dots (2.6)$$

Keterangan:

V = Kecepatan *v-belt*

D1 = Diameter puli *driver*

N1 = Kecepatan putar puli *driver*

- Tarikan sisi kencang dan sisi kendur pada *v-belt*

Tarikan sisi kencang dan sisi kendur pada *v-belt* adalah perbedaan tegangan antara bagian *v-belt* yang menarik beban (sisi kencang,  $T_1$ ) dan bagian yang kembali (sisi kendur,  $T_2$ ), dimana selisih keduanya menentukan besar daya yang ditransmisikan, sementara rasio  $T_1/T_2$  dipengaruhi oleh gesekan antara *v-belt* dan puli serta sudut kontakannya. Berikut merupakan persamaan tarikan sisi kencang dan sisi kendur *v-belt* beserta parameter yang memengaruhi (Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 2002)

$$\phi = 180^\circ \dots\dots\dots (2.7)$$

$$\theta = \frac{180 \cdot \pi}{180} = 3,14 \text{ rad/s}$$

Koefisien gesek *v-belt* (Mahmudi, 2021):

$$\mu = 0,3 \dots\dots\dots (2.8)$$

Rumus (Sonawan, 2019):

$$2,31 \log \left( \frac{T_1}{T_2} \right) = \mu \cdot \theta \dots\dots\dots (2.9)$$

$$T_1 - T_2 = \frac{T}{r} \dots\dots\dots (2.10)$$

### 2.3.10 Daya Rencana

Daya rencana adalah daya yang sudah dikoreksi dari kebutuhan daya teoritis dengan mempertimbangkan faktor beban, kondisi kerja, dan efisiensi sistem, sehingga nilainya lebih besar dari daya perhitungan awal dan digunakan sebagai acuan untuk memilih daya motor aktual agar mesin bekerja aman, tidak *overload*, dan memiliki cadangan tenaga. Pada tabel 2.3 merupakan faktor koreksi untuk menentukan daya rencana. Berikut merupakan persamaan untuk

menentukan daya rencana (Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 2002):

$$P_d = f_c \times P \dots\dots\dots (2.11)$$

Keterangan:

$P_d$  = Daya rencana (kW)

$P$  = Daya motor (kW)

$f_c$  = Faktor koreksi

Tabel 2.3 Faktor Koreksi Daya

| Daya yang akan ditarnsmisikan        | $F_c$   |
|--------------------------------------|---------|
| Untuk daya rata-rata yang diperlukan | 1,2-2,0 |
| Daya maksimum yang diperlukan        | 0,8-1,2 |
| Daya normal                          | 1,0-1,5 |

(Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 2002)

### 2.3.11 Menentukan Diameter Poros

Menentukan diameter poros adalah proses menentukan ukuran poros yang mampu menahan beban puntir (torsi) dan beban lentur tanpa mengalami kegagalan. Berikut beberapa persamaan untuk menentukan diameter poros:

- Momen lentur (Setyono, 2019)

$$M = F \cdot L \dots\dots\dots (2.12)$$

Diketahui:

$F$  = Gaya radial (kgf)

$L$  = Jarak puli ke *bearing* (mm)

- Menentukan diameter poros (Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 2002)

$$d_s \geq \left( \frac{5,1}{\sigma_y} \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \cdot T)^2} \right)^{\frac{1}{3}} \dots \dots \dots (2.13)$$

Diketahui:

$d_s$  = Diameter poros (mm)

$\sigma_y$  = Tegangan luluh material (kg/mm<sup>2</sup>)

$K_m$  = Faktor koreksi momen lengkung

= 1,5-2,0 untuk beban tumbukan ringan

= 2,0-3,0 untuk beban tumbukan berat

$M$  = Momen lentur gabungan (kgmm)

$K_t$  = Faktor koreksi momen puntir

= 1,0 jika beban dikenakan halus

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

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

$T$  = Momen puntir (kgm)

*Yield Strength Stainless Steel 304* =  $\sigma_y = 20,91 \text{ kg/mm}^2$  (Steel, 2025).

### 2.3.12 Bantalan (*Bearing*)

Bantalan adalah elemen mesin yang berfungsi untuk menahan beban pada saat dua elemen mesin saling bergerak relatif. Jenis beban yang ditahan yaitu beban radial saja, gabungan beban radial dan aksial, dan beban aksial saja. Bantalan itu sendiri kebanyakan digunakan pada aplikasi yang melibatkan putaran. (Sonawan, 2019). Jenis-jenis bantalan, yaitu:

### 1. Bantalan bola (*ball bearing*)

Bantalan bola seperti pada gambar 2.4 menggunakan komponen penggulung berbentuk bola untuk meminimalkan gesekan dengan menggerakkan bola di antara cincin dalam dan luar. Area kontak bola yang sempit menjadikan bantalan ini ideal untuk pengoperasian kecepatan tinggi dan tekanan radial dan aksial yang lebih ringan.

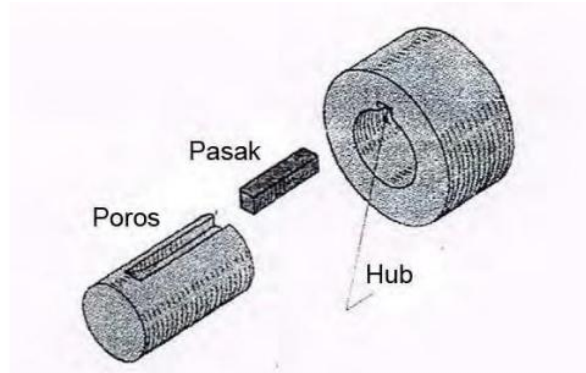


Angular Contact  
Ball Bearings

Gambar 2.5 Bantalan bola  
(HLC, 2024)

### 2.3.13 Pasak (*Keys*)

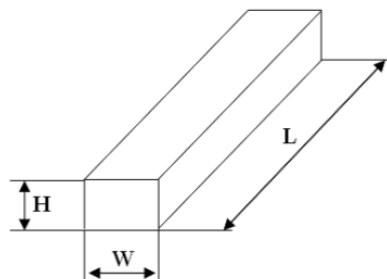
Pasak (gambar 2.5) adalah bagian elemen mesin yang berfungsi untuk menyambung dan juga untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dengan peralatan mesin yang lain.



Gambar 2.6 Pasak

(Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 2002)

Salah satu jenis pasak seperti pasak datar segi empat (gambar 2.6) biasanya digunakan untuk daya yang relatif lebih kecil dibandingkan menggunakan pasak yang lain. Oleh karena itu dimensi yang digunakan pun sederhana dengan lebar ( $W$ ), dan tinggi ( $H$ ) yang besarnya sama, kurang lebih seperempat dari diameter poros.



Gambar 2.7 Pasak Datar Segiempat

(Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 2002)

## 2.4 Dasar Perhitungan Pompa

Perhitungan yang berkaitan dengan pompa menggunakan dasar-dasar dan rumus seperti berikut:

### 2.4.1 Debit Air

Debit air yang digunakan dalam sistem ini tidak ditentukan secara acak, tetapi mengacu pada data empiris dari penelitian terdahulu. Penggunaan air pada proses pencucian telur di industri pengolahan telur komersial umumnya sebesar 4,4 galon per menit atau setara dengan 16,6 L/menit. (Northcutt, 2005)

### 2.4.2 Kecepatan Fluida

Hubungan antara debit (Q) dan kecepatan aliran (V) diberikan oleh persamaan kontinuitas:

$$V = \frac{Q}{A} \dots\dots\dots (2.14)$$

Dimana:

Q = Debit aliran fluida (m<sup>3</sup>/s)

A = Luas penampang aliran (m<sup>2</sup>)

V = Kecepatan aliran fluida (m/s)

Untuk pipa berbentuk lingkaran, luas penampang dapat dihitung dengan persamaan (Fox, 2003):

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 \dots\dots\dots (2.15)$$

Dimana:

A = Luas penampang pipa (m<sup>2</sup>)

D = Diameter pipa (m)

### 2.4.3 Head Statis

*Head* statis adalah komponen *head* yang disebabkan oleh perbedaan elevasi

antara dua titik dalam sistem fluida. *Head* statis tidak bergantung pada laju aliran dan bersifat konstan untuk suatu konfigurasi sistem tertentu (Hydraulic Institute, 2024). Untuk sistem pemompaan sederhana dengan sumber dan tujuan terbuka ke atmosfer, *head* statis dihitung sebagai (Fox, 2003):

$$H_{statis} = z_2 - z_1 \dots\dots\dots (2.16)$$

Dimana:

$H_{statis}$  = *Head* statis (m)

$z_2$  = Elevasi sisi keluar (M)

$z_1$  = Elevasi sisi masuk (m)

#### 2.4.4 Bilangan Reynolds dan Karakteristik Aliran

Bilangan Reynolds adalah parameter tak berdimensi yang membedakan aliran laminar, transisi, dan turbulen:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \dots\dots\dots (2.17)$$

Dimana:

Re = Bilangan Reynolds

V = Kecepatan fluida (m/s)

D = Diameter pipa (m)

$\mu$  = viskositas dinamis (Pa·s)

$\nu$  = viskositas kinematik (m<sup>2</sup>/s) =  $\mu/\rho$

Interpretasi nilai Reynolds (Fox, 2003):

- $Re < 2300$ : Aliran laminar (lapisan fluida bergerak sejajar tanpa pencampuran)

- $2300 < Re < 4000$ : Aliran transisi (mulai terjadi turbulensi)
- $Re > 4000$ : Aliran turbulen (gerakan fluida acak dan tidak beraturan)

#### 2.4.5 Faktor Gesekan (Hukum Blasius)

Faktor gesekan  $f$  (Darcy *friction factor*) adalah koefisien tak berdimensi yang merepresentasikan hambatan gesekan dalam pipa (Fox, 2003).

$$f = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \dots \dots \dots (2.18)$$

Dimana:

$f$  = Faktor gesekan Darcy

$Re$  = Bilangan Reynolds

Persamaan ini berlaku untuk rentang Reynolds  $4000 < Re < 10^5$ . Untuk pipa kasar atau rentang Reynolds lebih tinggi, digunakan persamaan Colebrook atau diagram Moody.

#### 2.4.6 Head Kecepatan

*Head* kecepatan (*velocity head*) adalah energi kinetik per satuan berat fluida. Komponen ini sangat penting dalam perhitungan *head losses* karena besarnya *head loss* biasanya sebanding dengan *head* kecepatan (Fox, 2003).

$$H_v = \frac{V^2}{2g} \dots \dots \dots (2.19)$$

Dimana:

$H_v$  = *Head* kecepatan (m)

$V$  = Kecepatan aliran fluida (m/s)

$g$  = Percepatan gravitasi ( $m/s^2$ )

#### 2.4.7 *Major Losses* (Persamaan Darcy-Weisbach)

*Major losses* adalah *head loss* yang disebabkan oleh gesekan fluida dengan dinding pipa sepanjang pipa lurus. Persamaan Darcy-Weisbach adalah rumus yang paling umum digunakan (Fox, 2003):

$$H_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots (2.20)$$

Dimana:

$H_f$  = *Head loss* akibat gesekan (m)

$f$  = Faktor gesekan Darcy

$L$  = Panjang pipa (m)

$D$  = Diameter dalam pipa (m)

$V$  = Kecepatan fluida (m/s)

$g$  = Percepatan gravitasi (9,81 m/s<sup>2</sup>)

Faktor ( $L/D$ ) menunjukkan bahwa *head loss* sebanding dengan panjang pipa dan berbanding terbalik dengan diameter.

#### 2.4.8 *Minor Losses* (Koefisien Kerugian)

*Minor losses* adalah *head loss* yang terjadi akibat gangguan aliran seperti belokan, sambungan, katup, atau perubahan penampang (Crane Co, 1979).

$$H_{m,elbow} = K_{elbow,total} \cdot \frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots (2.21)$$

Dimana:

$H_{m,elbow}$  = Kerugian *head minor* pada siku (m)

$K_{elbow,total}$  = Koefisien kehilangan energi

$V$  = Kecepatan fluida (m/s)

$g$  = Percepatan gravitasi (9,81 m/s<sup>2</sup>)

$K$  adalah koefisien kerugian yang nilainya tergantung pada geometri *fitting*.

Keuntungan menggunakan koefisien  $K$  adalah nilai ini relatif konstan untuk berbagai kondisi aliran.

Pada belokan pipa, terjadi perubahan arah momentum fluida yang menyebabkan separasi aliran dan vortisitas sekunder. Untuk *long* radius *elbow* 90° (radius belok  $\geq 1,5$  kali diameter pipa), nilai koefisien kerugian  $K$  berkisar antara 0,2 hingga 0,3 tergantung pada kekasaran dan detail geometri (Crane Co, 1979; Idelchik, 1986).

#### 2.4.9 Head Total Sistem

Total *head* sistem adalah jumlah energi per satuan berat fluida yang harus disediakan oleh pompa untuk mengalirkan fluida dari titik awal ke titik tujuan pada laju aliran tertentu. Total *head* sistem terdiri dari dua komponen utama seperti head statis yang tidak bergantung pada aliran, dan *head losses* (*major* dan *minor*) yang bergantung pada aliran (biasanya sebanding dengan kuadrat debit) (Fox, 2003).

$$H_{total} = H_{stat} + H_f + H_v + H_{m,elbow} \dots \dots \dots (2.22)$$

Dimana:

$H_{total}$  = Total *head* sistem (m)

$H_{stat}$  = Jarak dasar pompa ke ketinggian air (m)

$H_f$  = *Major losses* (m)

$H_v$  = *Head* kecepatan (m)

$H_{m,elbow}$  = *Minor losses* siku (m)

#### 2.4.10 Daya Pompa

Daya hidrolik adalah daya yang secara teoritis diperlukan untuk memindahkan fluida (Fox, 2003):

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \dots\dots\dots (2.23)$$

Dimana:

$P_h$  = Daya hidrolik (W)

$\rho$  = Massa jenis fluida (kg/m<sup>3</sup>)

$g$  = Percepatan gravitasi (9,81 m/s<sup>2</sup>)

$Q$  = Debit aliran fluida (m<sup>3</sup>/s)

$H$  = *Head* total pompa (m)