

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1. TINJAUAN PUSTAKA

Potato peeler atau alat pengupas kulit kentang adalah alat bantu yang digunakan untuk mengupas kulit kentang, alat pengupas kulit kentang yang dijual dipasaran memiliki jenis dan bentuk yang berbeda beda, berikut ini adalah jenis-jenis pengupas kentang yang ada di pasaran :

a. Hand Potato Peeler

Hand Potato Peeler adalah alat pengupas kulit kentang yang berbentuk pisau tajam (Gambar 2.1), alat ini juga bisa digunakan untuk mengupas sayur, buah, dan umbi-umbian lainnya, pengupasan menggunakan alat ini dilakukan secara manual sama seperti penggunaan pisau biasa. Prinsip kerjanya, pisau diberi gaya tekan sehingga sudut potong pada pisau menyebabkan kulit kentang terpisah dari dagingnya.



Gambar 2.1 *Hand Potato Peeler*

Sumber : <http://www.juliennepeeler.info>

b. Rotate Potato Peeler

Rotate Potato Peeler adalah pengupas kulit kentang yang menggunakan pisau sebagai alat pengupasnya, alat ini mempunyai tuas pemutar yang berfungsi sebagai penggeraknya, dan terdapat dua penjepit yang dapat di atur posisinya, bagian bawah pemutar kentang dan bagian atas penjepit yang berbentuk jarum, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.2. Prinsip kerja alat ini yaitu jika tuas diputar searah dengan arah jarum jam, maka penjepit bawah memutar kentang dan pisau mulai mengupas dari bagian atas hingga bagian bawah kentang. Pisau pengupas bergerak secara otomatis dari atas kebawah mengikuti alur ulir.



Gambar 2.2 Rotate Potato Peeler

Sumber : <https://www.amazon.com>

c. Electric Potato Peeler

Electric potato peeler merupakan pengupas kulit kentang yang menggunakan sistem elektrik, alat ini mempunyai kapasitas 1,5 kg dalam satu proses pengupasan, pisau pengupas *electric potato peeler* menggunakan metode pengupasan menggunakan permukaan kasar. Prinsip kerja alat ini yaitu piringan yang digerakan oleh motor, berputar mendorong kentang sehingga terjadi gesekan antara kentang dan permukaan kasar, gesekan-gesekan ini yang menyebabkan terkelupasnya kulit kentang, bentuk mesin *electric potato peeler* dapat dilihat pada Gambar 2.3.



Gambar 2.3 Electric Potato Peeler

Sumber : <http://www.kenwoodworld.com>

d. *Potato Peeler Machine*

Potato peeler machine merupakan mesin pengupas kulit kentang kapasitas pengupasan 8 kg/2 menit, dengan harga Rp 8.000.000, power 0,75 KW, Voltage 220 v/ 50 hz/ 1 Hp. Prinsip kerja alat ini yaitu piringan yang digerakan oleh motor listrik berputar mendorong kentang, sehingga putaran tersebut menyebabkan gesekan antara kentang dengan tabung pengupas yang memiliki permukaan kasar, gesekan-gesekan ini yang menyebabkan terkelupasnya kulit kentang, bentuk *potato peeler machine* dapat dilihat pada Gambar 2.4.



Gambar 2.4 *Potato Peeler Machine*

Sumber : (<http://www.tokomesin.com>).

Setelah meninjau pustaka diatas, maka diambil salah satu alat pengupas untuk dikembangkan dalam perancangan ini, yaitu alat pengupas dengan jenis *potato peeler machine* dengan prinsip pengupasan menggunakan permukaan kasar.

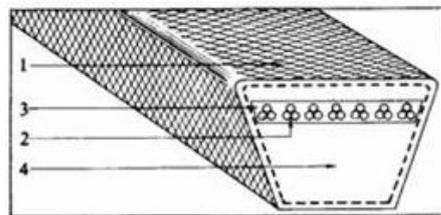
2.2. DASAR TEORI PERANCANGAN ELEMEN MESIN

Dalam pembuatan suatu alat dibutuhkan beberapa komponen pendukung, teori komponen berfungsi untuk memberikan landasan dalam perancangan alat. Ketepatan dan ketelitian dalam pemilihan berbagai nilai atau ukuran dari komponen itu sangat mempengaruhi kinerja dari alat yang akan dibuat. Mesin merupakan kesatuan dari berbagai komponen yang selalu berkaitan dengan elemen-elemen mesin yang bekerja sama satu dengan yang lainnya secara kompak sehingga menghasilkan suatu rangkaian gerakan yang sesuai dengan apa yang

sudah direncanakan. Dalam merencanakan sebuah mesin harus memperhatikan faktor keamanan baik untuk mesin maupun bagi operatornya. Dalam pemilihan elemen-elemen dari mesin juga harus memperhatikan kekuatan bahan, *safety factor*, dan ketahanan dari berbagai komponen tersebut.

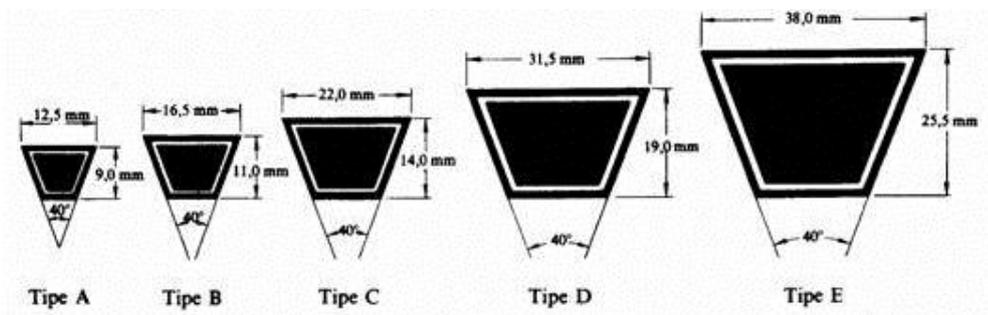
a. Sabuk-V dan Puli

Jarak yang jauh antara 2 poros sering tidak memungkinkan transmisi langsung dengan roda gigi. Dalam hal demikian, cara transmisi putaran atau daya yang lain dapat diterapkan, dimana sebuah sabuk luwes dibelitkan di sekeliling puli atau sprocket pada poros. Sebagian besar transmisi sabuk menggunakan sabuk-V karena mudah digunakan dan harganya murah. Transmisi sabuk-V hanya dapat menghubungkan poros-poros yang sejajar dengan arah putaran yang sama. Dibandingkan dengan transmisi yang lain sabuk-V bekerja lebih halus dan tak bersuara. Konstruksi dan ukuran sabuk V dapat dilihat pada gambar 2.6 dan gambar 2.7.



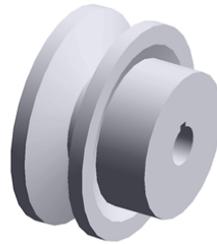
Gambar 2.5 Kontruksi Sabuk-V

Sumber : Sularso, 1978



Gambar 2.6 Tipe dan Ukuran Penampang Sabuk-V

Sumber : Sularso, 1978



Gambar 2.7 Puli

Jika diameter puli penggerak d_p (mm) dan putaran puli penggerak n_1 (rpm) sedangkan diameter puli digerakan D_p (mm) dan putaran puli digerakan n_2 (rpm). Maka rumus perencanaan kecepatan putaran poros adalah (Sularso, 1978).

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_p}{d_p} \dots\dots\dots(2.1)$$

Poros pada umumnya meneruskan daya melalui sabuk, roda gigi, dan rantai. Jika P adalah daya nominal output dari motor penggerak, maka berbagai faktor keamanan biasanya dapat diambil dalam perencanaan, sehingga koreksi pertama dapat diambil kecil. Jika faktor koreksi adalah f_c maka daya rencana P_d (kW) sebagai patokan adalah (Sularso, 1978).

$$P_d = f_c \times P \dots\dots\dots(2.2)$$

Jika daya yang diberikan dalam daya kuda (HP), maka harus dikalikan 0,753 untuk mendapatkan daya dalam kW. Jika momen puntir adalah T (kg.mm) disebut juga sebagai momen rencana, maka (Sularso, 1978).

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_1} \dots\dots\dots(2.3)$$

Kecepatan sabuk-V direncanakan untuk 10 sampai 20 (m/s) pada umumnya, dan maksimum 25 (m/s). daya yang di transmisikan kurang lebih 500 (kW). Jika V (m/s) kecepatan sabuk-V maka kecepatan linier sabuk-V adalah (Sularso, 1978).

$$V = \frac{\pi \times d_p \times n_1}{60 \times 1000} \dots\dots\dots(2.4)$$

Nomor nominal panjang sabuk-V dinyatakan dalam panjang kelilingnya dalam inchi atau mm. Jika L (mm) panjang keliling sabuk dan C_p (mm) jarak sumbu poros sementara. Maka perhitungan panjang keliling sabuk adalah (Sularso, 1978).

$$L = 2C_p + \frac{\pi}{2}(d_p + D_p) + \frac{1}{4C_p}(D_p - d_p)^2 \dots\dots\dots(2.5)$$

Jarak sumbu poros harus sebesar 1,5 sampai 2 kali diameter puli besar. Jika sudah diketahui panjang keliling sabuk maka dapat dihitung jarak sumbu poros yang direncanakan. Jarak sumbu poros yang direncanakan C (mm) dan dimana faktor koreksi jarak sumbu *b*, maka perhitungan jarak sumbu yang direncanakan adalah (Sularso, 1978).

$$b = 2L - \pi(D_p + d_p) \dots\dots\dots(2.6)$$

$$C_s = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_p + d_p)^2}}{8} \dots\dots\dots(2.7)$$

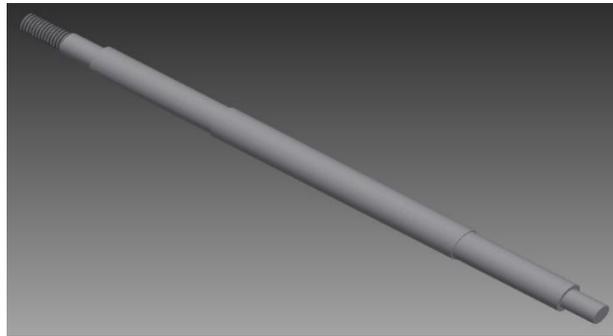
Sudut lilit atau kontak dari alur puli penggerak harus diusahakan sebesar mungkin. Jika sudut kontak puli θ (°) maka perhitungan sudut kontak puli adalah (Sularso, 1978).

$$\theta = 180^\circ - \frac{57(D_p - d_p)}{C_s} \dots\dots\dots(2.8)$$

Bila sabuk-V dalam keadaan diam tidak meneruskan momen, maka tegangan diseluruh sabuk adalah sama. Tegangan ini disebut tegangan awal. Jika sabuk mulai meneruskan momen, tegangan akan bertambah pada sisi tarik (bagian panjang sabuk yang menarik) dan berkurang pada sisi kendur (bagian panjang sabuk tidak menarik). Jika tarikan pada sisi tarik dan sisi kendur berturut-turut adalah F1 (kg) dan F2 (kg), maka besar tegangan efektif puli Fe (kg) untuk menggerakkan puli adalah (Sularso, 1978).

$$F_e = F1 - F2 \dots\dots\dots(2.9)$$

b. Poros



Gambar 2.8 Poros

Poros merupakan elemen yang sangat penting dalam permesinan. Fungsi poros dalam permesinan adalah untuk meneruskan daya bersama-sama dengan putaran. Sesuai dengan fungsi poros dalam kerjanya, selain mendukung suatu momen juga mendapatkan gaya puntir dan lentur. Poros dibuat dari batang baja untuk poros. Pemilihan bahan poros perlu memperhatikan beban yang diterima, kekuatan, bentuk, dan kondisi pemasangan. Poros pada mesin pengupas kulit kentang (Gambar 2.5) merupakan poros dengan bentuk bertingkat.

Tegangan geser yang diizinkan τ_a (kg/mm²) untuk pemakaian umum pada poros dihitung atas dasar batas kelelahan puntir yang besarnya 40% dari batas kelelahan tarik yang besarnya 45% dari kekuatan σ_b (kg/mm²). Untuk harga faktor keamanan diambil sebesar $1/0,18 = 5,6$. Harga ini diambil untuk bahan SF dengan kekuatan yang dijamin, dan 0,6 untuk bahan S-C dengan pengaruh massa, dan baja paduan, faktor ini dinyatakan dengan Sf_1 . Selanjutnya perlu ditinjau apakah poros akan diberi alur pasak atau dibuat bertangga, karena pengaruh konsentrasi tegangan cukup besar. Pengaruh kekasaran permukaan harus diperhatikan. Untuk memasukan pengaruh-pengaruh ini dalam perhitungan perlu diambil faktor yang dinyatakan sebagai Sf_2 dengan harga sebesar 1,3 sampai 3,0 (Sularso, 1978).

Jika kekuatan tarik dari bahan yang dipilih dinyatakan dengan σ_B (kg/mm²), sf_1 adalah faktor keamanan, faktor keamanan diambil sebesar $1/0,18 = 5,6$ untuk bahan SF dengan kekuatan yang dijamin, dan 6,0 untuk bahan SC dengan pengaruh massa dan baja paduan. dan sf_2 adalah faktor kekasaran

permukaan dari bahan yang dipilih dengan nilai 1,3 sampai 3,0. Maka dapat ditentukan tegangan lentur yang diizinkan σ_a (kg/mm²) (Sularso, 1978).

$$\sigma_a = \frac{\sigma_B}{sf_1 \times sf_2} \dots \dots \dots (2.10)$$

Beban yang bekerja pada poros pada umumnya beban yang berulang. Dengan mengingat macam beban, ASME menganjurkan suatu rumus untuk menghitung diameter poros secara sederhana, dimana sudah dimasukan pengaruh kelelahan karena beban berulang, kemudian momen puntir itu sendiri harus ditinggal. Faktor koreksi momen puntir ini dinyatakan dengan K_t , dipilih sebesar 0,1 jika beban dikenakan secara halus, 1,0 sampai 1,5 jika terjadi sedikit kejutan atau tumbukan dan 1,5 sampai 3,0 jika beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan yang besar. Pada poros dengan pembebanan momen lentur yang tetap, besarnya faktor koreksi momen lentur atau K_m adalah 1,5. Untuk beban tumbukan ringan terletak antara 1,5 sampai 2,0 dan untuk beban dengan tumbukan berat terletak antara 2 dan 3. Maka diameter poros dapat dihitung dengan (Sularso, 1978).

$$d_s \geq \left[\left(\frac{5,1}{\tau_a} \right) \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_t \cdot T)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \dots \dots \dots (2.11)$$

Dari persamaan maka tegangan geser maksimum τ_{max} (kg/mm²) yang terjadi pada poros adalah (Sularso, 1978).

$$\tau_{max} = \left(\frac{5,1}{d_s^3} \right) \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_t \cdot T)^2} \dots \dots \dots (2.12)$$

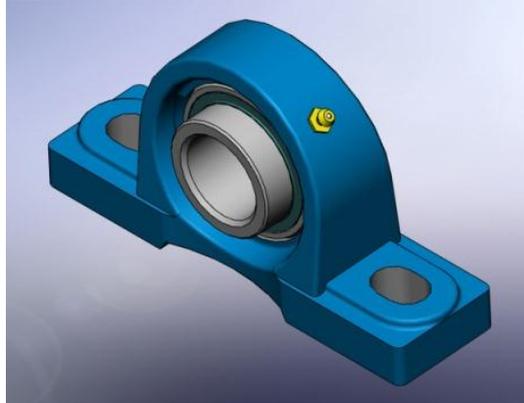
Jika berat beban dinyatakan dengan W (kg), diameter poros d_s (mm), l_1 dan l_2 jarak dari bantalan yang bersangkutan ke titik pembebanan, maka putaran kritis dari poros tersebut N_c (rpm) adalah (Sularso, 1978).

$$N_c = 52700 \frac{d_s}{l_1 \cdot l_2} \sqrt{\frac{l}{W}} \dots \dots \dots (2.13)$$

Jika terdapat beberapa benda berputar pada satu poros, maka dihitung terlebih dahulu putaran-putaran kritisnya, dari masing-masing benda tersebut yang seolah-olah berada sendiri pada poros. Maka putaran kritis keseluruhan dari sistem N_{c0} adalah (Sularso, 1978).

$$\frac{1}{N_{c0}^2} = \frac{1}{N_{c1}^2} + \frac{1}{N_{c2}^2} + \frac{1}{N_{c3}^2} + \dots \dots \dots (2.14)$$

c. Bantalan



Gambar 2.9 Bantalan Gelinding

Pada Gambar 2.9 adalah bantalan yang terdapat pada komponen mesin pengupas kulit kentang. Bantalan merupakan elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran searah atau putaran bolak-balik dapat berlangsung secara halus, aman, dan panjang umur. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen lainnya yang bekerja dengan baik (Sularso, 1978).

1. Klasifikasi Bantalan

a. Atas dasar gerakan bantalan terhadap poros

- Bantalan Luncur

Dalam bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas.

- Bantalan Gelinding

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum, dan bulat.

b. Atas dasar arah beban terhadap poros

- Bantalan Aksial

Arah beban bantalan ini sejajar dengan sumbu poros

- Bantalan Gelinding Khusus

Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

2. Hal-hal penting dalam perencanaan bantalan gelinding

Jika beban bantalan dan putaran poros diberikan, pertama perlu diperiksa apakah beban perlu dikoreksi. Selanjutnya beban rencana, dan pilihan bahan bantalan. Kemudian tekanan bantalan diizinkan harga tekanan kecepatan (pv) yang diizinkan diturunkan secara empiris. Tentukan panjang bantalan sedemikian hingga tidak terjadi pemanasan yang berlebihan. Setelah itu periksalah bahan bantalan dan tentukan diameter poros sedemikian rupa hingga tahan terhadap lenturan. Bila diameter poros sudah diberikan terlebih dahulu, maka hitung kekuatan bantalan.

3. Jenis Bantalan Gelinding

Bantalan gelinding mempunyai keuntungan dari gesekan gelinding yang sangat kecil dibandingkan bantalan luncur. Elemen gelinding seperti bola atau rol. Dipasang diantara cincin luar dan cincin dalam. Bantalan gelinding diklasifikasikan atas:

a. Bantalan Radial

Bantalan yang terutama membawa beban radial dan sedikit beban aksial.

b. Bantalan Aksial

Bantalan yang membawa beban sejajar dengan sumbu poros.

4. Nomor Nominal Bantalan Gelinding

Dalam Praktik, bantalan gelinding standar dipilih dari katalog bantalan ukuran utama bantalan gelinding adalah diameter lubang, diameter luar, lebar, dan lengkungan sudut. Pada umumnya, diameter lubang diambil sebagai patokan, dengan berbagai diameter luar dan lebar digabungkan.

Nomor nominal bantalan gelinding terdiri dari nomor dasar dan pelengkap. Nomor dasarnya terdapat merupakan lambang jenis, lambang ukuran (lambang lebur, diameter luar), nomor diameter lubang, lambang sudut kontak. Dibawah ini contoh nomor nominal dan artinya (Sularso, 1978).

6312 ZZ C3 P6

6 : menyatakan bantalan bola baris tunggal alur dalam.

3 : 0,3 diameter luar 130 mm dan diameter luar 60 mm.

12 : berarti $12 \times 5 = 60$ mm diameter lubang.

ZZ : berarti 2 baris.

C3 : kelonggaran C3.

P6 : kelas ketelitian.

5. Perhitungan Beban Dan Umur Bantalan Gelinding

a. Perhitungan Beban Ekuivalen

Suatu beban yang besarnya sedemikian rupa hingga memberikan umur yang sama dengan umur yang diberikan oleh beban dan kondisi putaran yang sebenarnya disebut beban ekuivalen dinamis (Sularso, 1978).

Jika satu deformasi permanen, ekuivalen dengan deformasi permanen maksimum yang terjadi karena kondisi beban statis sebenarnya pada bagian dimana elemen gelinding membuat kontak dengan cincin pada tegangan maksimum maka beban yang menimbulkan deformasi tersebut dinamakan beban ekuivalen statis (Sularso, 1978).

Misalkan sebuah bantalan membawa beban radial f_r (kg) dan beban aksial f_a (kg). Maka beban ekuivalen dinamis P (kg) adalah sebagai berikut.

- Untuk beban radial (kecuali bantalan rol silinder)

$$P_r = XV F_r + Y F_a \dots \dots \dots (2.15)$$

- Untuk bantalan aksial

$$P = X F_r + Y F_a \dots \dots \dots (2.16)$$

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

b. Perhitungan Umur Nominal

Umur nominal L (90% dari jumlah sampel, setelah berputar 1 juta putaran, tidak memperlihatkan kerusakan karena kelelahan gelinding) dapat ditentukan sebagai berikut. Jika C (kg) menyatakan beban nominal dinamis spesifik dan P (kg) beban ekuivalen dinamis, maka faktor kecepatan f_n adalah (Sularso, 1978) :

Untuk bantalan bola, $f_n = \left(\frac{33,3}{n}\right)^{1/3}$ (2.17)

Untuk bantalan rol, $f_n = \left(\frac{33,3}{n}\right)^{3/10}$

Faktor umur adalah:

Untuk kedua bantalan $f_h = f_n \frac{C}{P}$ (2.18)

Untuk nominal L_h adalah:

Untuk bantalan bola, $L_h = 500 f_h^3$ (2.19)

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

6. Faktor Beban Dan Beban Rata-Rata

Jenis dan gabungan bantalan pada prinsipnya harus dipilih sedemikian rupa hingga satu beban radial dapat dikumpul oleh dua bantalan, dan beban aksial ditahan oleh salah satu dari kedua bantalan tersebut.

Jika terdapat getaran atau tumbukan, perhitungan beban harus dikalikan dengan faktor beban f_w ; bila putaran bervariasi atau beban berfluktuasi terhadap waktu, maka beban rata-rata harus dihitung.

a. Untuk putaran halus tanpa beban tumbukan (pada motor listrik)

$$f_w = 1 - 1,1$$

b. Untuk kerja biasa (pada roda gigi reduksi, roda kereta)

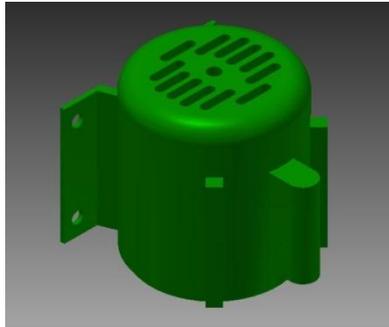
$$f_w = 1,1 - 1,3$$

c. Untuk kerja dengan tumbukan (pada penggiling rol, alat-alat berat)

$$f_w = 1,2 - 1,5$$

Jika beban maksimum dapat ditentukan, maka f_w dapat diambil sama dengan 1.

d. Motor Listrik



Gambar 2.10 Motor Listrik

Motor listrik digunakan sebagai penggerak utama (Gambar 2.10). Untuk memilih besar daya motor listrik perlu diketahui besar daya total yang dibutuhkan. Setelah mendapatkan daya rencana mesin dapat ditentukan besar daya motor yang digunakan. Daya motor harus lebih besar dari daya rencana mesin.

Jika P adalah daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan poros, maka berbagai macam faktor keamanan biasanya dapat diambil dalam suatu perencanaan. Untuk mencari daya motor listrik agar dapat menggerakkan poros maka menggunakan parameter daya rencana mesin.

e. *Speed control*



Gambar 2.11 *Speed control*

Inverter adalah suatu alat elektronika yang berfungsi untuk mengubah listrik DC menjadi listrik AC (Gambar 2.11). *Inverter* merupakan kebalikan dari *rectifier*, dimana *rectifier* berfungsi untuk mengubah listrik AC menjadi listrik

DC. Dalam dunia industri yang menggunakan motor-motor listrik (umumnya menggunakan motor induksi), *inverter* berfungsi untuk mengatur kecepatan motor tersebut. Kecepatan motor induksi ditentukan oleh frekuensi tegangan dan jumlah kutub motor, seperti yang dijelaskan dalam rumus menghitung putaran motor atau rpm dimana N_s kecepatan sinkron (rpm), f adalah frekuensi (Hz), dan p adalah jumlah kutub (Sugiyantoro, 2014).

$$N_s = \frac{120 \times f}{p} \dots\dots\dots(2.20)$$