

2. TEORI DASAR

Bab ini akan membahas teori dasar tentang elemen-elemen yang digunakan. Teori dasar ini dibahas agar lebih mengerti akan perencanaan yang akan dilakukan serta sedikit melihat kebelakang akan teori-teori perhitungan yang **telah** diterima dari mata kuliah elemen mesin maupun mata kuliah lain yang mendukung.

2.1. *Screw Conveyor*

Tujuan desain *screw conveyor* ialah untuk mendorong bahan umpan sepanjang tabung. Dorongan ini diakibatkan pengecilan jarak antar ulir sehingga menyebabkan volume antar ulir mengecil. Penggunaan *screw conveyor* tidak terbatas pada pengangkutan material dalam arah horizontal, tetapi *screw conveyor* juga dapat digunakan untuk mengangkut material dengan sudut tertentu. Bahkan juga dapat digunakan untuk mengangkut atau memindahkan material dalam arah vertikal.

2.1.1. Kecepatan dan Dimensi *Screw Conveyor*

Hal yang pertama kali harus diperhatikan dalam menentukan kecepatan dan dimensi *screw conveyor* adalah mengklasifikasikan jenis material yang akan dipindahkan. Hal ini sangat penting karena akan mengarah ke kapasitas material yang akan dipindahkan. Untuk menentukan kecepatan *conveyor* harus mengetahui putaran yang ditempuh oleh conveyor. Untuk mencari putaran yang sesuai dapat menggunakan persamaan dibawah ini:

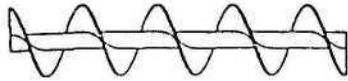
$$\frac{C}{N} = \frac{0,7854.(D_s^2 - D_p^2).P.K.60}{1728} \dots\dots\dots(2.1)$$

Dimana:

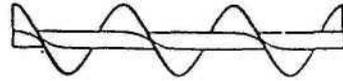
- C = kapasitas (ft³/hr)
- N = putaran screw (rpm)
- D_s = diameter screw (in)
- D_p = diameter luar pipa (in)

T = jarak pitch dari screw (in)

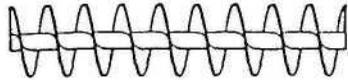
K = prosentase kapasitas yang dialirkan (%)



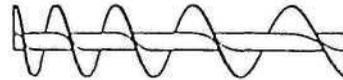
—Standard Pitch Conveyor—Standard assembly for conveying material horizontally or on inclines not to exceed 20° except in special cases.



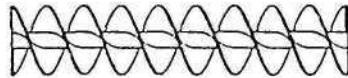
—Long Pitch Conveyor—Standard assembly for high capacity, free flowing material.



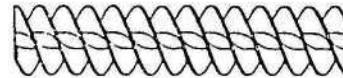
—Short Pitch Conveyor—used generally in feeders or where the material is to be conveyed slowly for cooling, heating, drying or cooking.



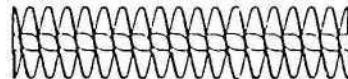
—Variable Pitch Conveyor—for use in special feeders.



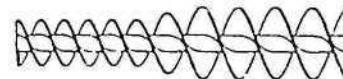
—Double Flight Standard Pitch Conveyor—used largely in feeders giving slightly higher capacity and a more even flow and discharge of material.



—Triple Flight Standard Pitch Conveyor—used principally in feeders for free flowing material.



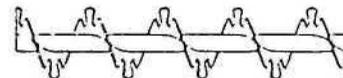
—Double Flight Short Pitch Conveyor—used primarily in feeders for smooth discharge of slow moving material or to prevent flushing of free flowing material under bins.



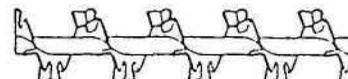
—Tapered Double Flight Conveyor—used in special feeders.



—Tapered Standard Flight Conveyor—for use in special feeders.



—Cut Flight Conveyor—generally used for mixing or retarding material.



—Cut and Folded Flight Conveyor—for mixing and retarding material.



—Cut Flight Conveyor with Paddles—for mixing and retarding material.

Gambar 2.1. Macam-macam Bentuk *Screw Conveyor*

2.1.2. Daya motor

Dalam menentukan kecepatan dan ukuran dari screw conveyor yang pertama kali harus diperhatikan adalah mengoperasikan *screw conveyor* secara horisontal, maka daya yang diperlukan dipengaruhi oleh instalasi, golongan dan keseragaman conveyor. Persamaan berikut dapat dipergunakan berkaitan dengan perhitungan daya.

$$Hp_f = \frac{L.N.F_d.F_b}{1 \times 10^6} \dots\dots\dots(2.2)$$

$$Hp_m = \frac{C.L.W.F_f.F_w.F_p}{1 \times 10^6} \dots\dots\dots(2.3)$$

$$Hp_{total} = \frac{(Hp_f + Hp_m).F_o}{e} \dots\dots\dots(2.4)$$

Dimana:

C = kapasitas (ft³/hr)

e = efisiensi penggerak

Fb = faktor bearing

Fd = diameter conveyor

Ff = faktor jarak

F_m = faktor material

F_o = faktor beban lebih

F_p = faktor sudu

L = panjang total conveyor (in)

N = kecepatan (rpm)

W = massa jenis material

Hp_f merupakan besaran daya yang diperlukan oleh *screw conveyor* yang sangat dipengaruhi oleh faktor dimensi dari screw conveyor tersebut. Sedangkan Hp_m merupakan besaran daya yang dipengaruhi oleh faktor jenis material yang akan diproses. Dari kedua pengaruh terhadap daya tersebut maka daya maksimum yang dibutuhkan *screw conveyor* tersebut sebesar Hp_{total} .

2.2. Poros dan Pasak

2.2.1. Poros

Poros merupakan bagian yang terpenting dari setiap mesin, karena poros berfungsi untuk meneruskan tenaga bersama dengan putaran. Poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebanannya dibagi menjadi:

a. Poros transmisi

adalah poros yang dapat mentransmisikan daya dan putaran, poros ini menerima beban puntir murni atau puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui kopling, roda gigi, puli sabuk atau sproket rantai, dll.

b. Spindel

adalah poros transmisi yang relatif pendek, seperti poros utama mesin perkakas, dimana beban utamanya berupa puntiran atau spindel. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasinya harus kecil dan bentuk serta ukurannya harus teliti.

c. Gandar

adalah poros yang dipasang di antara roda-roda kereta barang, dimana poros tidak mendapat beban puntir, bahkan kadang-kadang tidak boleh berputar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur, kecuali jika digerakan oleh penggerak mula dimana akan mengalami beban puntir saja.

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.

Untuk merencanakan poros ada hal-hal penting yang perlu diperhatikan, yaitu kekuatan poros, kekakuan poros, putaran kritis, korosi dan bahan poros.

Rumus menghitung diameter poros:

$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi \frac{S_{syp}}{AK}}} \dots \dots \dots (2.5)$$

Dimana:

d_p = diameter poros (in)

S_{syp} = tegangan izin tarik bahan (psi)

M = momen terbesar yang bekerja disepanjang poros (lb.in)

T = torsi yang bekerja pada poros (lb.in)

A_k = angka keamanan

$S_{syp} = 0,58 * S_{yp}$ (lb/in²)

Untuk merencanakan poros ada hal-hal penting yang perlu diperhatikan, yaitu:

a. Kekuatan poros

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur, juga ada poros yang mendapatkan beban tarik atau tekan. Kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan harus diperhatikan bila diameter poros berbentuk tirus dan atau mempunyai alur pasak.

b. Kekakuan poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekakuan yang cukup tetapi jika lenturan atau defleksi puntirnya terlalu besar akan mengakibatkan ketidak-telitian atau timbulnya getaran yang merugikan dan suara yang berisik. Karena itu, di samping kekuatan poros kekakuannya juga harus diperhatikan dan disesuaikan dengan mesin yang akan memakai poros tersebut.

c. Putaran kritis

Bila putaran suatu mesin dinaikkan maka pada suatu harga putaran tertentu dapat terjadi getaran yang luar biasa besarnya. Putaran ini disebut putaran kritis. Hal ini dapat terjadi pada turbin, motor torak, motor listrik, dll., dan dapat mengakibatkan kerusakan pada poros dan bagian-bagian lainnya. Jika mungkin, poros harus direncanakan sedemikian rupa hingga putaran kerjanya lebih rendah dari putaran kritisnya.

d. Korosi

Bahan-bahan tahan korosi harus dipilih untuk poros propeler dan pompa bila terjadi kontak dengan fluida yang korosif. Demikian pula untuk poros yang terancam kavitasi, dan poros-poros mesin yang sering berhenti lama. Sampai batas-batas tertentu dapat pula diperlakukan perlindungan terhadap korosi.

e. Bahan poros

Poros untuk mesin pada umumnya dibuat dari baja batang yang diuji dengan cara ditarik pada perlakuan dingin dan kemudian *di-finish*. Baja karbon pada

konstruksi mesin (disebut bahan S-C) dihasilkan dari ingot yang di-"&/7/" (baja yang dideoksidasikan dengan ferrosilikon dan dicor; kadar karbonnya terjamin). Meskipun demikian, bahan ini kelurusannya agak kurang tetap dan dapat mengalami deformasi karena tegangan yang kurang seimbang, misalnya bila diberi alur pasak, karena tegangan sisa di dalam terasnya. Tetapi penarikan dingin membuat poros menjadi keras dan kekuatannya bertambah besar. Poros-poros yang dipakai untuk meneruskan putaran tinggi dan beban berat umumnya dibuat dari baja paduan dengan pengerasan permukaan yang sangat tahan terhadap keausan. Beberapa di antaranya adalah baja khrom nikel, baja khrom nikel molibdenum, baja khrom, baja khrom molebdenum, dll. Sekalipun demikian, pemakaian baja paduan tidak selalu dianjurkan jika alasannya hanya karena putaran tinggi dan beban berat. Dalam hal ini perlu dipertimbangkan penggunaan baja karbon yang diberi perlakuan panas secara tepat untuk memperoleh kekuatan yang diperlukan.

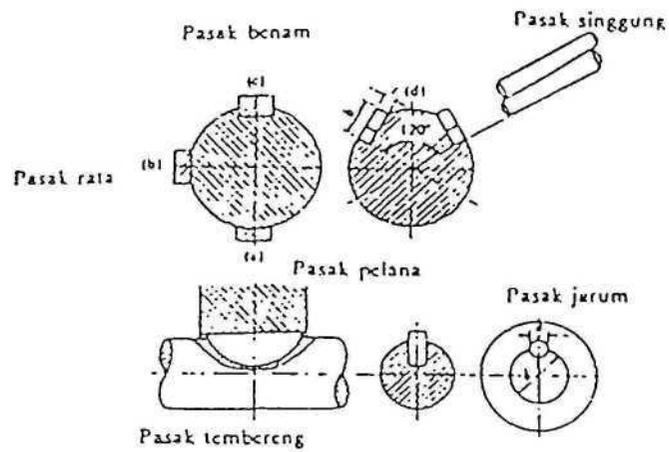
2.2.2. Pasak

Pasak digunakan untuk mencegah pergerakan relatif antara poros dengan roda gigi, sehingga apabila roda gigi berputar maka poros juga akan ikut berputar. Perencanaan ukuran pasak berdasarkan torsi yang terjadi pada poros, besarnya torsi (T) dapat dihitung dari daya (Hp) dan putaran poros (rpm) atau dari gaya yang terjadi pada roda gigi.

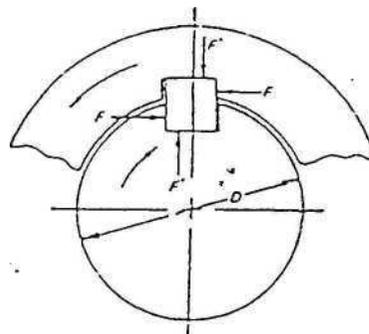
Pada umumnya pasak mempunyai kekuatan yang lebih rendah dibandingkan dengan poros yang akan digunakan, sehingga apabila terjadi kerusakan maka yang akan mengalami kerusakan terlebih dahulu adalah pasak karena pasak lebih mudah dalam pemasangan^{annya} dan harganya lebih murah.

Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian mesin seperti roda gigi, sproket, pulley, kopling, dll. pada poros. Momen diteruskan dari poros ke naf atau dari naf ke poros. Fungsi yang serupa dengan pasak dilakukan oleh splain dan gerigi yang mempunyai gigi luar pada poros dan gigi dalam dengan jumlah gigi yang sama pada naf dan saling terkait yang satu dengan yang lain. Pasak pada umumnya digolongkan atas beberapa macam.

Menurut letaknya pada poros dapat dibedakan antara pasak pelana, pasak rata, pasak benam dan pasak singgung, yang umumnya berpenampang segi empat.



Gambar 2.2. Macam-macam Pasak



Gambar 2.3. Gaya pada Pasak

Ukurari pasak dengan diameter poros (d), harga ukuran H dan W pada standart ukuran pasak harus dipenuhi (tidak boleh ditambah), sedangkan panjang L dapat direncanakan (dihitung) berdasarkan harga H dan W serta bahan pasak.

Dalam arah memanjang dapat berbentuk prismatis atau berbentuk tirus. Pasak benam prismatis ada yang khusus dipakai sebagai pasak luncur. Disamping macam di atas ada pula pasak tembereng dan pasak jarum. Perhitungan pasak berdasarkan pada tegangan geser dan gaya tekan yang terjadi pada pasak.

2.2.2.1. Pasak yang mengalami gaya geser

$$\frac{F_t}{A} \leq \frac{S_{syp}}{AK}$$

$$\frac{T}{W.L.r} \leq \frac{S_{syp}}{AK}$$

$$L \geq \frac{T.AK}{W.r.S_{syp}} \dots\dots\dots(2.6)$$

Dimana:

F_t = gaya tangensial (lb)

T = torsi yang bekerja pada poros (lbin)

A = luas permukaan geser = $W \times L$ (in²)

r = jari - jari poros (in)

S_{syp} = 0,58 Syp

W = lebar pasak (terdapat pada tabel)

2.2.2.2. Pasak yang mengalami gaya tekan

$$\frac{2.F_t}{H.L} \leq \frac{S_{yp}}{AK}$$

$$\frac{2.T}{H.L.r} \leq \frac{S_{yp}}{AK}$$

$$L \geq \frac{2.T.AK}{r.H.S_{yp}} \dots\dots\dots(2.7)$$

Dimana:

F_t = gaya tengensial (lb)

T = torsi yang bekerja pada poros (lbin)

A = luas pasak yang mengalami tegangan tekan
 $= (H/2) \times L \text{ (in}^2\text{)}$
 r = jari-jari poros(in)
 H = tinggi pasak (terdapat pada tabel)

2.3. Bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan panjang umur. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin yang lainnya bekerja dengan baik. Jika bearing tidak berfungsi dengan baik maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tak dapat bekerja secara semestinya.

2.3.1. Bantalan Gelinding

Bantalan gelinding mempunyai keuntungan dari gesekan gelinding yang sangat kecil dibandingkan dengan bantalan luncur. Elemen gelinding seperti bola atau rol, dipasang diantara cincin luar dan cincin dalam. Dengan memutar salah satu cincin tersebut, bola atau rol akan membuat gerakan gelinding sehingga gesekan diantaranya akan jauh lebih kecil. Untuk bola atau rol, ketelitian tinggi dalam bentuk dan ukuran merupakan keharusan. Karena luas bidang kontak antara bola atau rol dengan cincinnya sangat tinggi maka besarnya beban persatuan luas atau tekanannya akan menjadi sangat tinggi

Bantalan gelinding diklasifikasikan atas: bantalan radial, yang terutama membawa beban radial dan sedikit beban aksial, serta bantalan aksial yang membawa beban yang sejajar sumbu poros. Meski ketelitiannya sangat tinggi, namun karena adanya gerakan elemen gelinding dan sangkar, pada putaran tinggi bantalan gelinding agak gaduh dibandingkan dengan bantalan luncur.

Jenis dari bantalan gelinding adalah sebagai berikut:

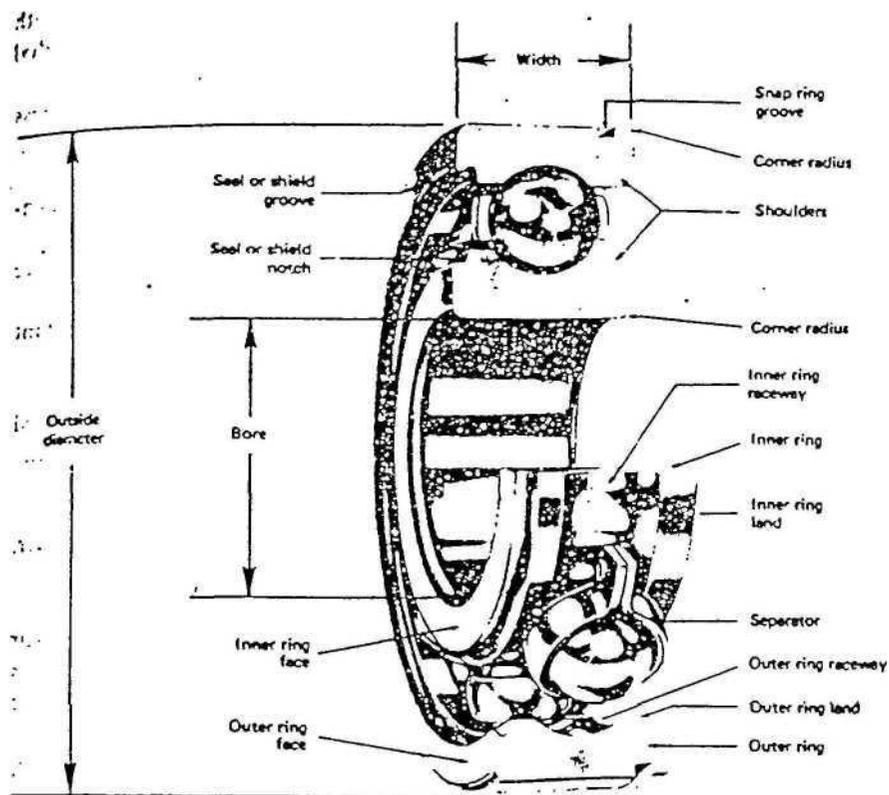
1. Bantalan gelinding dengan bola (*ball bearing*)
 - a. Bantalan gelinding bola radial (*radial ball bearing*)
 - b. Bantalan gelinding bola menyudut (*angular contact ball bearing*)
 - c. Bantalan gelinding bola aksial (*thrust bearing*)

2. Bantalan gelinding dengan *roll* (*roll bearing*)]

- a. Bantalan gelinding *roll* silinder (*cylindrical roller bearing*)
- b. Bantalan gelinding *roll* jarum (*needle roller bearing*)
- c. Bantalan gelinding *roll* tirus (*tapped roller bearing*)
- d. Bantalan gelinding *roll* lengkung (*spherical roller bearing*)

2.3.2. Tipe Bantalan

Seri nomor bantalan menggunakan standar dari FAG : FAG Deep Groove Ball Bearings untuk tipe Single Row



Gambar 2.4. Bagian-bagian *Ball Bearing*

2.3.3. Perhitungan beban

Ekuivalen dinamis adalah besarnya suatu beban hingga memberikan umur yang sama dengan umur yang diberikan oleh beban dan kondisi putaran sebenarnya. Misalnya sebuah bantalan membawa beban radial F_r (lb) dan beban aksial (lb) maka beban ekuivalen dinamis P (lb) adalah :

Pada bearing beban ditinjau 2 macam;

- Beban ekuivalen dinamis:

$$P = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \dots\dots\dots(2.8)$$

- Beban ekuivalen statis:

$$P_o = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a \dots\dots\dots(2.9)$$

Dimana:

P = beban ekuivalen dinamik bantalan

F_r = beban radial aktual bantalan

F_a = beban aksial aktual bantalan

X = faktor beban radial

Y = faktor beban aksial

V = faktor jenis bantalan ($b = 1$ bila ring dalam berputar dan $1,2$ bila ring luar yang berputar)

2.3.4. Perhitungan Beban Real (P_w)

Untuk menentukan beban real maka beban yang diperoleh perlu dikalikan dengan suatu faktor sebagai berikut:

- Untuk putaran tanpa tumbukan seperti pada elektromotor dikalikan dengan faktor $f_w = 1,0 - 1,1$.
- Pada penggunaan yang normal pada sebuah roda dikalikan dengan faktor $f_w = 1,1 - 1,3$.
- Untuk penggunaan pada putaran dengan beban tumbukan dikalikan dengan faktor $f_w = 1,2 - 1,5$.

Rumus untuk menghitung beban **real adalah** sebagai berikut:

$$P_w = f_o'xP \dots\dots\dots (2.10)$$

dimana:

P_w = beban real (kg)

f_w = faktor keamanan

P = beban (kg)

2.3.5. Umur Bantalan

Umur nominal adalah 90 % jumlah sampel, setelah berputar 1 juta putaran **tidak** memperlihatkan kerusakan karena kelelahan gelinding, dapat ditentukan **sbb:**

$$A_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^b 10^6 \text{ putaran} \dots\dots\dots (2.11)$$

Dimana:

P = beban equivalen (lb)

n = putaran (rpm)

C = kapasitas dinamis bantalan

$b = 3$ untuk ball bearing

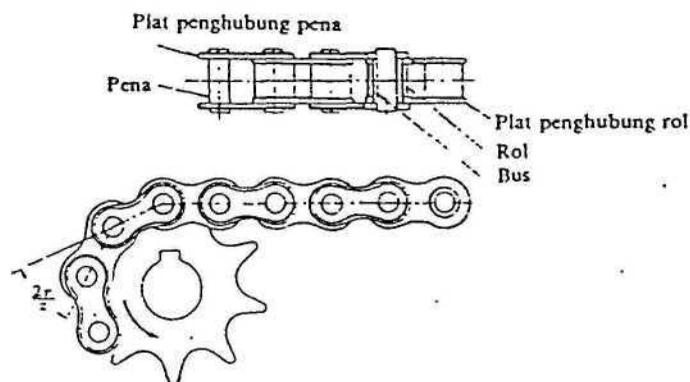
$b = 10/3$ untuk roll bearing

2.4. Transmisi Daya dan Putaran

Penggunaan rantai sebagai transmisi biasanya digunakan dimana jarak poros lebih besar daripada transmisi roda gigi tetapi lebih pendek daripada transmisi sabuk. Rantai mengait pada gigi sproket dan meneruskan daya tanpa slip sehingga menjamin perbandingan putaran yang tetap.

Keuntungan-keuntungan menggunakan rantai sebagai transmisi adalah: mampu meneruskan daya besar karena kekuatannya yang besar, tidak memerlukan tegangan awal, keausan kecil pada bantalan, dan mudah pemasangannya. Rantai sebagai transmisi juga mempunyai beberapa kekurangan, yaitu: variasi kecepatan yang tidak dapat dihindari karena lintasan busur pada

sproket yang mengait mata rantai, suara dan getaran karena tumbukan antara rantai dan dasar kaki gigi sproket, dan perpanjangan rantai karena keausan pena dan bus yang diakibatkan oleh gesekan dengan sproket.



Gambar 2.5. Transmisi Rantai

Kecepatan maksimum yang mampu dicapai oleh rantai adalah 600 m/menit, sedangkan jumlah gigi minimum adalah 13 buah dan maksimum adalah 114 buah. Perbandingan putaran (I) diijinkan 1/10. Sudut kontak antara rantai dan sproket kecil harus lebih besar dari 120° .

Diameter lingkaran jarak bagi d_p dan D_p (mm), diameter luar d_k dan D_k (mm) untuk kedua sproket dapat dihitung dengan rumus berikut:

$$d_p = \frac{p}{\sin(180^\circ/z_1)} \dots\dots\dots(2.12)$$

$$D_p = \frac{p}{\sin(180^\circ/z_2)} \dots\dots\dots(2.13)$$

$$d_k = \{0,6 + \cot(180^\circ/z_1)\}p \dots\dots\dots(2.14)$$

$$D_k = \{0,6 + \cot(180^\circ/z_2)\}p \dots\dots\dots(2.15)$$

Diameter naf d_B dan D_B (mm) juga penting untuk diketahui, untuk menentukan besar lubang poros, apakah cukup atau tidak. Jika jarak bagi

rantai dan jumlah gigi sproket diketahui maka diameter naf maksimum dapat dihitung dengan rumus dibawah ini:

$$d_{Bmaks} = p \{ \cot(180^\circ/z_1) - 1 \} - 0,76 \dots\dots\dots(2.16)$$

$$D_{Bmaks} = p \{ \cot(180^\circ/z_2) - 1 \} - 0,76 \dots\dots\dots(2.17)$$

Untuk panjang rantai L_p , dinyatakan dalam jumlah mata rantai dan C_p jarak sumbu poros dalam jumlah mata rantai, maka jumlah mata rantai yang dibutuhkan dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$L_p = \frac{z_1 + z_2}{2} + 2.C_p + \frac{[(z_2 - z_1)/6,28]^2}{C_p} \dots\dots\dots(2.18)$$

Bila L_p ternyata merupakan bilangan pecahan, maka perlu dibulatkan keatas dan selanjutnya disebut L (dalam jumlah mata rantai). Dan jarak sumbu poros koreksi C (mm) dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$C_p = \frac{1}{4} \left[\left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right] + \left[\left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right]^2 - \frac{2}{9,86} (z_2 - z_1)^2 \right]^{1,2} \right] \dots\dots\dots(2.19)$$

$$C = C_p \cdot p$$

Kecepatan rantai v (m/s) dapat dihitung dari:

$$v = \frac{p \cdot z_1 \cdot n_1}{1000 \times 60} \dots\dots\dots(2.20)$$

Beban yang bekerja pada satu rantai F (N) dapat dihitung dengan rumus:

$$F = \frac{102 \cdot P_d}{v} \dots\dots\dots(2.21)$$

Harga F diatas tidak boleh lebih besar dari beban max yang diijmkan F_u (N). Harga F_u didapat dari F_{av} dibagi angka keamanan 6 atau lebih. untuk satu rangkaian.

Sebagai pelumas, minyak bermutu baik, seperti minyak roda gigi yang mengandung ramuan penahan tekanan umum dipakai. Minyak berat dan gemuk tidak sesuai untuk rantai. Dalam lampiran 29 dapat ditemui viskositas dan cara pelumasan yang cocok.