

BAB III

METODELOGI PERANCANGAN SEPEDA HELICLE

Pada bab ini akan membahas tahap – tahap dalam perancangan sepeda *helicle* yang meliputi : alat dan bahan perancangan, diagram alir perancangan, serta Tahapan - tahapan perhitungan perancangan.

3.1. Alat dan Bahan Perancangan

3.1.1. Alat Perancangan

Alat – alat yang digunakan perancangan ini, yaitu :

1. Satu perangkat laptop dengan spesifikasi seperti ditunjukkan pada tabel 3.1.

Tabel 3.1. Spesifikasi Laptop Acer

<i>Operation System</i>	<i>Windows 7 Ultimate</i>
<i>Processor</i>	<i>Intel(R) Core(TM) 2 Duo T7500</i>
<i>CPU</i>	<i>2.2 GHz 800 MHz</i>
<i>Installed Memory (RAM)</i>	<i>2 GB</i>
<i>System Type</i>	<i>64-bit Operating system,</i>
<i>Pen and Touch</i>	<i>No Pen or Touch input is available for this display</i>

2. *Software* perancangan

Dalam perancangan ini jenis *software* yang digunakan yaitu *Autodesk Inventor 2016 x64 Edition*. Seperti pada gambar 3.1.



Gambar 3.1. Autodesk Inventor 2016

(sumber : google)

3. Jangka sorong (*vernier caliper*)

Jangka sorong digunakan untuk mengukur dengan presisi dimensi komponen – komponen yang sudah ada dipasaran diantaranya mesin penggerak, roda, transmisi, dan lain sebagainya.

4. Meteran

Meteran digunakan untuk mengukur komponen – komponen yang lebih panjang dari pada kemampuan ukuran maksimal jangka sorong.

5. Kalkulator

Dalam proses perancangan Sepeda *Treadmill Hybrid Helicle* dibutuhkan kalkulator untuk menghitung dengan cara manual. Untuk membantu proses perhitungan maka digunakan kalkulator agar mempermudah dalam proses analisa ukuran – ukuran yang diperlukan.

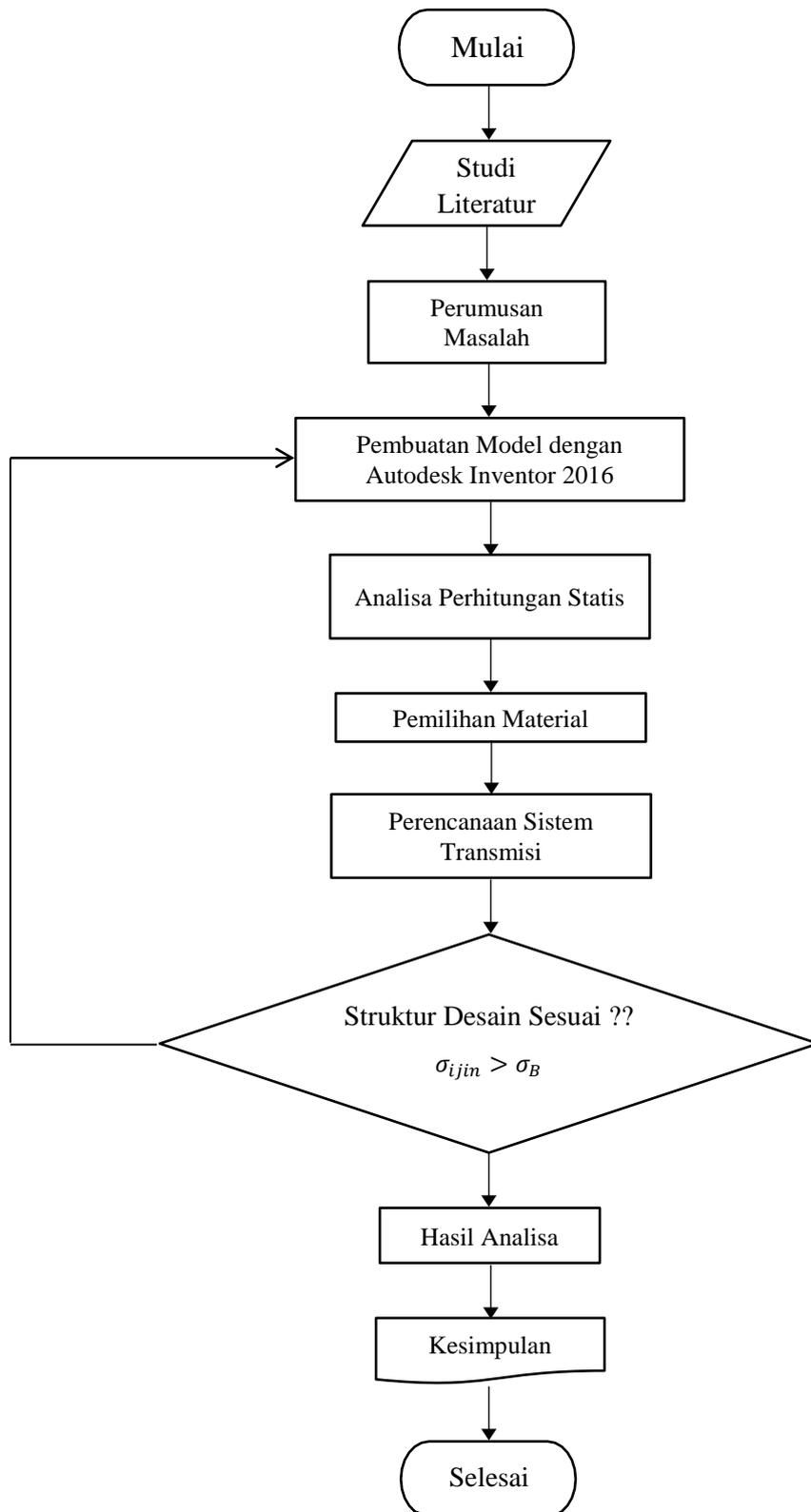
3.1.2. Bahan perancangan

Dalam perancangan ini sangat memerlukan ukuran yang tepat khususnya ukuran komponen – komponen. Agar pada saat proses pembuatan tidak mengalami kesulitan dalam pencarian komponen yang dibutuhkan, maka dalam perancangan ini ukuran komponen disamakan dengan ukuran komponen yang mudah dijumpai di pasaran, diantaranya :

1. Satu unit sepeda listrik.
2. Satu unit treadmill.

3.2. Diagram Alir Perancangan secara umum

Diagram alir dalam perancangan sepeda treadmill hybrid atau yang bernama sepeda helicle bertujuan untuk memudahkan dalam melaksanakan penelitian dan memperjelas tahapan – tahapan dalam perancangan kendaraan tersebut. Diagram alir perancangan sepeda helicle secara umum ditunjukkan pada gambar 3.2.



Gambar 3.2. Diagram Alir Perancangan Sepeda Helicle Secara Umum

Perancangan sepeda treadmill hybrid helicle dilakukan oleh berdasarkan tahapan – tahapan sebagai berikut :

1. *Studi Literatur*

Dalam tahapan ini dilakukan mengambil berbagai bentuk sepeda listrik, sepeda treadmill yang sudah ada dan mencari informasi berbagai sumber di internet.

2. *Perumusan Masalah*

Pada tahap ini menentukan perumusan masalah untuk sebagai pertimbangan dan acuan untuk memperoleh hasil desain sesuai dan aman.

3. *Pembuatan Model dengan Software CAD*

Pada tahap ini, pembuatan model 3D di software *CAD Autodesk Inventor* versi 2016 dengan detail dari per *part* lalu di *assembly* setelah itu di *explode* desain dan *drawing detail*.

4. *Analisa Perhitungan Statis*

Pada tahap ini dilakukan analisa secara teoritis mengenai struktur mekanik rangka. Pertama adalah menghitung gaya – gaya yang akan diterima oleh rangka. Gaya maksimum yang akan diterima oleh rangka akan digunakan sebagai dasar perancangan struktur mekanik. Perhitungan tersebut juga digunakan sebagai dasar perencanaan sistem transmisi.

5. *Pemilihan Material*

Pada tahap ini, pemilihan material ditentukan dengan spesifikasi mudah didapat dan mudah diproduksi, material yang dipakai yaitu *Steel Mild*.

6. *Perencanaan Sistem Transmisi*

Pada tahap ini dilakukan perencanaan sistem transmisi dengan harapan aman untuk digunakan. Berikut komponen – komponen perancangan terdiri dari : poros, rantai dan sprocket, bantalan, dan roda gigi.

7. *Hasil Analisa*

Pada tahap ini berisi tentang hasil dari rancangan sepeda *treadmill hybrid helicle*, hasil analisa perhitungan kekuatan frame dan perhitungan rancangan komponen – komponen sistem transmisi seperti : poros, rantai dan sprocket, bantalan, dan roda gigi.

8. Pembuatan Laporan

Pada tahap ini merupakan ujung dari perancangan sepeda *treadmill hybrid helicle*, dengan menarik kesimpulan semua data laporan tentang perancangan sepeda *treadmill hybrid helicle* dan hasil perancangan yang telah dilakukan.

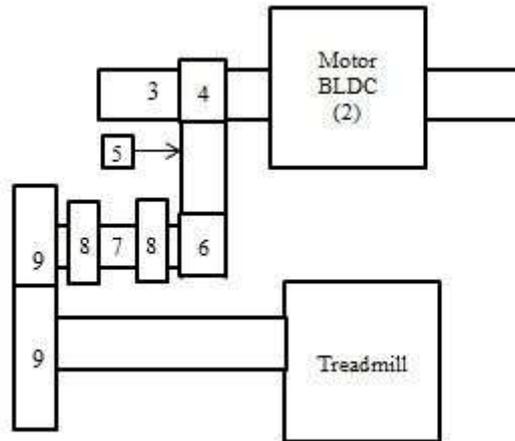
3.3. Diagram Alir Perencanaan Sistem Transmisi



Gambar 3.3 Diagram Alir Perencanaan Sistem Transmisi

3.4. Merencanakan Sistem Transmisi

Sistem transmisi yang direncanakan diilustrasikan pada gambar 3.4 berikut.



Gambar 3.4 Perencanaan Sistem Transmisi Sepeda Helicle

Keterangan Gambar :

1. Motor Brushless DC (BLDC) [2]
2. Poros input (as roda) [3]
3. Sproket [4] dan rantai [5]
4. Freewheel [6]
5. Poros counter (Poros yang digerakkan) [7]
6. Bantalan [8]
7. Roda gigi [9]

Daya dan putaran dari motor BLDC ditransmisikan ke roda gigi dengan menggunakan rantai dan sprocket. Begitu juga dari roda gigi ke poros roda belakang. Fungsi utama dari sprocket pada poros penggerak disini adalah untuk mengatur gerak maju dan gerak mundur.

3.5. Rumus Perhitungan

Dalam perancangan dan perencanaan kali ini diperlukan analisa pada beberapa bagian yang ingin dibahas. Bagian – bagian tersebut meliputi : Rangka, poros, rantai dan sprocket, bantalan, serta roda gigi, maka dari itu dibutuhkan rumus pada perancangan ini, sebagai berikut :

3.5.1. Perhitungan Kekuatan Rangka

1. Gaya

Gaya merupakan aksi sebuah benda pada benda lain dan umumnya ditentukan oleh titik kerjanya, besarnya dan arahnya. (Beer dan Johnston, 1989:13)

$$F = m \cdot g \text{ (N) (3.1)}$$

Keterangan :

F = Gaya (N)

m = Massa (Kg)

g = Percepatan gravitasi (9,81 m/s²)

2. Menghitung Reaksi Tumpuan

Reaksi tumpuan harus seimbang dengan konstruksi. Perhitungannya boleh dilakukan dengan menggunakan persamaan statis syarat keseimbangannya. (Meriem & Kraige, 2000)

- $\Sigma F_x = 0$ (Jumlah gaya vertical sama dengan nol)
- $\Sigma F_y = 0$ (Jumlah gaya horizontal sama dengan nol)
- $\Sigma MA = 0$ (Jumlah momen pada ujung batang sama dengan nol)

3. Kekuatan Rangka

a. Tegangan yang Diizinkan Material (σ atau τ)

Tegangan yang diizinkan adalah tegangan maksimum yang boleh terjadi pada suatu bahan agar bahan tersebut tidak mengalami kepatahan atau deformasi plastis.

Besarnya tegangan yang diizinkan dari suatu bahan biasanya ditentukan berdasarkan percobaan dan pengalaman, dan harga-harga ini sangat tergantung dari (Popov, 1991) :

1. Jenis bahan yang digunakan.
2. Jenis pembebanan.

Adapun pembebanan ini dibedakan antara lain :

1. Pembebanan statis

Dalam hal ini pembebanan tetap terhadap waktu.

2. Pembebanan berulang

Dalam hal ini pembebanan bervariasi dari 0 – max ; min – 0, dst.

3. Pembebanan berganti

Dalam hal ini pembebanan berganti – ganti, misalnya tarik – tekan – tarik, dst.

4. Pembebanan kejut

Untuk menentukan tegangan yang diizinkan dapat pula kita memperhitungkan terhadap tegangan maksimum dengan suatu faktor yang dinamakan dengan faktor keamanan (Popov, 1991).

$$\sigma_{ijin} = \frac{\sigma_{max}}{Sf} \dots\dots\dots (3.2)$$

Keterangan :

σ_{ijin} = Tegangan ijin

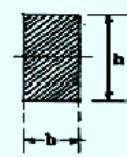
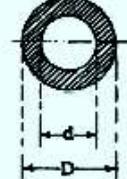
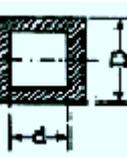
σ = Tegangan luluh

Sf = Angka keamanan

b. Kekuatan Material

Kekuatan material merupakan parameter untuk menunjukkan sifat mekanik bahan yang ditentukan berdasarkan ketahanannya menopang gaya – gaya luar. Kekuatan material (σ atau τ) dipengaruhi oleh besarnya momen tahanan (W), tegangan ijin material (σ_{ijin} atau τ_{ijin}), dan panjang material (l). Modulus irisan elastis setiap material berbeda-beda, tergantung dari dimensi dan geometri penampang melintangnya. Tabel 3.2 menunjukkan beberapa contoh rumus perhitungan momen inersia (I) dan momen tahanan (W) untuk beberapa geometri melintang material.

Tabel 3.2 Rumus perhitungan kekuatan material
(Gamma, 2010)

Profil	I (mm ⁴)	W (mm ³)
	$\frac{\pi}{64} D^4 \approx \frac{D^4}{20}$	$\frac{\pi}{32} D^3 \approx \frac{D^3}{10}$
	$\frac{bh^3}{12}$	$\frac{bh^3}{6}$
	$\frac{h^4}{12}$	$\frac{h^3}{6}$
	$\frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \approx \frac{D^4 - d^4}{20}$	$\frac{\pi}{64} \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right) \approx \frac{D^4 - d^4}{10D}$
	$\frac{D^4 - d^4}{12}$	$\frac{D^4 - d^4}{6h}$

c. Lenturan Murni Balok

Sistem gaya yang mungkin terdapat pada suatu irisan sebuah balok terdiri dari gaya aksial, gaya geser, dan momen lentur. Karena dalam beberapa hal suatu segmen balok mungkin berada dalam suatu kesetimbangan hanya dalam pengaruh momen saja disebut lenturan murni.

Untuk mencari lenturan murni sebuah balok dapat menggunakan rumus tegangan normal pada sebuah balok, seperti ditunjukkan pada persamaan 3.3 berikut (Ismail Adha, 2018) :

$$\sigma = \frac{M \cdot Y}{I} \dots\dots\dots (3.3)$$

Keterangan :

- σ = Tegangan normal. (Mpa)
- M = Momen lentur pada penampang. (Nmm)
- Y = Jarak sumbu netral ke tegangan normal. (mm)
- I = Momen inersia (mm⁴)

d. Regangan

Perkembangan hukum hook's tidak hanya pada hubungan tegangan – regangan saja, tetapi berkembang menjadi *modulus young* atau *modulus elastisitas*.

Modulus elastisitas merupakan perbandingan unsur tegangan normal dan regangan normal. Adapun persamaan (3.4) berikut (popov, 1991) :

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \dots\dots\dots (3.4)$$

Dimana :

- E = Modulus elastisitas bahan (N/mm²)
- σ = Tegangan normal (N/mm²)
- ε = Regangan normal

e. Safety Factor Rancangan

Suatu rancangan Rangka dikatakan aman apabila faktor keamanan yang didapat lebih besar dari faktor keamanan ijin material . adapun persamaan (3.5) berikut (Ismail Adha, 2018) :

$$Sf = \frac{Yield\ Stress}{Calculated\ Stress} \dots\dots\dots (3.5)$$

Dimana :

Calculated stress = Tegangan maksimal pada rangka

3.5.2. Perencanaan Poros

Poros merupakan salah satu elemen yang berfungsi sebagai penerus putaran dari motor penggerak menuju ke elemen yang digerakkan. Pada umumnya, poros berbentuk silinder. Penerus putaran tersebut dapat menggunakan kopling, pulley, sproket, atau roda gigi (Sularso, 2004).

Berdasarkan gambar 3.4 perencanaan sistem transmisi pada sepeda helicle, terdapat 2 poros yang akan direncanakan. Yang pertama poros input

(poros pada as roda) yang bergabung bersama motor listrik BLDC, dan yang kedua poros counter (poros yang digerakkan). Tujuan dari perencanaan poros adalah untuk menentukan ukuran diameter poros, berdasarkan parameter rancang bangun poros dengan menggunakan rumus kekuatan bahan yang ada.

A. Poros Input

Poros Input (poros as roda) yang direncanakan adalah poros gandar. Jika P adalah daya nominal output dari motor penggerak, maka berbagai macam keamanan biasanya dapat diambil dari perencanaan, sehingga koreksi pertama dapat diambil kecil.

1. Jika faktor koreksi adalah f_c maka daya rencana P_d (kW)(Sularso, 2004) :

$$P_d = P \cdot f_c \dots\dots\dots (3.6)$$

Dimana :

- P_d = Daya rencana (kW)
- P = Daya (Watt)
- f_c = Faktor koreksi yang ditransmisikan (lihat pada lampiran)

2. Momen puntir / torsi (T) (Sularso, 2004) :

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_2} \dots\dots\dots (3.7)$$

Dimana :

- T = Momen puntir (Kg.mm)
- P_d = Daya rencana (kW)
- n_2 = Putaran poros (rpm)

3. Tegangan geser yang diijinkan (τ_a)

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{sf_1 \cdot sf_2} \dots\dots\dots (3.8)$$

Dimana :

- sf_1 = Faktor keamanan tergantung dari jenis bahan
 - sf_2 = Faktor keamanan tergantung dari bentuk poros
 - σ_B = Kekuatan tarik tergantung dari jenis bahan
- Untuk kekuatan tarik σ_B dapat dilihat pada lampiran

4. Sedangkan untuk mengetahui diameter poros yang dibutuhkan adalah (Sularso, 2004) :

$$d_s = \left[\left(\frac{5,1}{\tau_a} \right) K_t C_b T \right]^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots (3.9)$$

Keterangan :

d_s = Diameter poros (mm)

C_b = Faktor koreksi beban lentur

1,2 – 2,3 (untuk pemakaian beban lentur)

1,0 (tidak terjadi pembebanan lentur)

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 rencana (Kg.mm)

Selanjutnya dapat dicari perhitungan parameter poros lainnya :

5. Panjang alur (l_{alur}) (Sularso, 2004) :

$$\begin{aligned} l_{alur} &= (0,75 - 1,5) d_s \\ &= (1,5) d_s \dots\dots\dots (3.10) \end{aligned}$$

Keterangan :

d_s = Diameter poros (mm)

6. Lebar alur (b) (Sularso, 2004) :

Perlu diperhatikan untuk lebar alur pada umumnya 25 – 35 % dari diameter poros. Jika diambil 35 % dari diameter poros, maka :

$$b = 35\% (d_s) \text{ (mm)} \dots\dots\dots (3.11)$$

7. Tinggi alur (h) (Sularso, 2004) :

$$\begin{aligned} h &= \frac{(d_1 - d_s)}{4} \text{ (mm)} \\ &= \frac{(25 - d_s)}{4} \dots\dots\dots (3.12) \end{aligned}$$

8. Perhitungan terhadap tegangan geser yang terjadi pada poros (τ) dapat dicari dengan menggunakan persamaan (Sularso, 2004) :

$$\tau = \frac{5,1 T}{d_s^3} \dots\dots\dots(3.13)$$

Keterangan :

τ = Tegangan geser (kg/mm²)

T = Momen puntir (Kg.mm)

d_s = Diameter poros (mm)

9. Perhitungan tegangan lentur(σ) yang terjadi pada poros dapat dicari menggunakan persamaan (Sularso, 2004) :

$$\sigma_a = \frac{10,2 x T}{d_s^3} \dots\dots\dots(3.14)$$

Keterangan :

σ = Tegangan lentur (kg/mm²)

T = Momen puntir atau momen rencana (kg.mm)

d_s = Diameter poros (mm)

❖ Pemeriksaan Kekuatan Poros

a. Terhadap Tegangan Geser

Syarat aman : $\tau_a > \tau$

b. Terhadap Tegangan Lentur

Syarat aman : $\sigma_a > \sigma$

Dimana :

Tegangan lentur yang diizinkan (σ_a) dapat dilihat pada tabel 3.5 berikut :

Tabel 3.3. Tegangan lentur yang diizinkan (Sularso, 2004)

Bahan Gandar	Tegangan yang diperbolehkan (σ_a) (kg/mm ²)
Kelas 1	10,0
Kelas 2	10,5
Kelas 3	11,0
Kelas 4	15,0

B. Poros Counter

Poros Counter merupakan salah satu poros pada sistem transmisi yang berfungsi untuk memindahkan tenaga putar dari poros input ke roda gigi.

Dari perhitungan poros input diperoleh data yaitu :

Harga daya rencana (P_d)

Putaran (n)

Perbandingan putaran (i) :

Maka didapat putaran poros counter dengan menggunakan persamaan roda gigi:

$$u = \frac{n_a}{n_b}$$

Keterangan :

Putaran poros penggerak dan yang digerakkan berturut – turut adalah n_a (rpm) dan n_b (rpm).

Dimana :

$$i = \frac{z_1}{z_2}$$

Keterangan :

Jumlah gigi z_1 dan z_2

Perhitungan selanjutnya yang digunakan untuk poros counter yang mengalami beban puntir dan beban lentur antara lain :

1. Menghitung momen yang terjadi pada poros

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

Dimana :

T = Momen puntir (Kg.mm)

P_d = Daya rencana (kW)

n_1 = Putaran poros (rpm)

2. Mencari tegangan geser yang diizinkan

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \cdot Sf_2}$$

Dimana :

Sf_1 = Faktor keamanan tergantung dari jenis bahan

Sf_2 = Faktor keamanan tergantung dari bentuk poros

σ_B = Kekuatan tarik tergantung dari jenis bahan

Untuk kekuatan tarik σ_B dapat dilihat pada lampiran

3. Mencari tegangan yang terjadi pada poros

Untuk mencari tegangan yang terjadi pada poros dapat menggunakan rumus berikut (Sularso, 2004) :

$$\tau_{max} = \left(\frac{5,1}{d_s^3}\right) \sqrt{(K_m M)^2 + (K_T T)^2} \dots\dots\dots (3.15)$$

Keterangan :

τ_{max} = Tegangan geser maksimal (kg/mm²)

d_s = Diameter poros (mm)

K_m = Faktor koreksi momen lentur

M = Momen lentur (kg.mm)

K_T = Faktor koreksi momen puntir

T = Momen puntir (kg.mm)

Faktor koreksi momen lentur mempunyai ketentuan yaitu untuk poros yang berputar dengan pembebanan momen lentur tetap, besarnya faktor K_m sebesar 1,5. Poros dengan tumbukan ringan K_m terleteak antara 1,5 dan 2,0 dan untuk beban dengan tumbukan berat K_m terletak antara 2 dan 3 (Sularso, 2004).

4. Menentukan diameter poros

$$d_s \geq \left[\frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(K_m M)^2 + (K_T T)^2}\right]^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots (3.16)$$

Keterangan :

d_s = Diameter poros (mm)

K_m = Faktor koreksi momen lentur

M = Momen lentur (kg.mm)

K_T = Faktor koreksi momen puntir

T = Momen puntir (kg.mm)

3.5.3. Perencanaan Rantai

Sproket (gigi tarik) dan rantai berperan penting dalam menyalurkan tenaga dari mesin ke poros roda belakang (as roda) agar sepeda helicle bisa berjalan seperti yang diinginkan, dalam perancangan sepeda helicle ini jenis pemindah daya yang akan digunakan dalam pembuatan sepeda helicle nantinya yaitu *roller chain* dimana rol – rol pada setiap pena menyediakan gesekan yang sangat kecil diantara rantai dan sproket. Dapat dilihat seperti pada gambar 3.5 berikut.



Gambar 3.5 Rantai dan Sproket

Tata cara pemilihan rantai rol dapat dilihat menurut diagram pada gambar 2.28. Daya yang akan ditransmisikan (kW), putaran poros penggerak (rpm), dan jarak sumbu poros kira – kira (mm) diberikan lebih dahulu,. Daya yang akan ditransmisikan perlu dikoreksi menurut mesin yang akan digerakkan dan penggerak mulanya. Dengan faktor koreksi dilihat pada tabel 2.1.

Momen lentur selalu akan terjadi pada poros. Karena itu harus diperiksa kekuatan lentur poros bila diameternya telah diberikan. Dengan menggunakan putaran dari poros yang berputaran tinggi dan daya yang telah dikoreksi, maka dapat dicari nomor rantai dan jumlah gigi sprocket kecil yang sesuai. Jumlah gigi ini sebaiknya merupakan bilangan ganjil dan lebih dari 15. Sedang kan jumlah gigi minimum yang diizinkan adalah 13. Jumlah untuk gigi sprocket besar juga dibatasi, maksimum 114 gigi sprocket. Perbandingan putaran dapat diizinkan sampai 10/1. Sudut kontak antara rantai dan sprocket kecil harus lebih besar dari 120° . Transmisi rantai akan lebih halus dan kurang bunyinya, jika dipakai rantai serta jarak bagi kecil

dan jumlah gigi sprocket yang banyak.

Pada saat pemilihan sering kali nomor rantai tergantung pada pemeriksaan diameter naf sprocket sehingga pemeriksaan diameter naf sprocket yang cukup besar, nomor rantai maupun jumlah rangkaian dapat berubah sesuai dengan ruangan yang tersedia.

Diameter lingkaran jarak bagi dp dan Dp (mm), diameter luar dk dan Dk (mm) untuk kedua sproket dapat dihitung dengan rumus berikut (Sularso, 2004) :

Diameter lingkaran jarak bagi sprocket kecil :

$$dp = p/\sin (180^\circ/z_1) \dots\dots\dots (3.17)$$

Untuk mencari jumlah gigi sprocket besar yang direncanakan:

$$z_2 = z_1 \times i$$

Keterangan :

z_2 = jumlah gigi sprocket besar

z_1 = Jumlah gigi sprocket kecil

i = Perbandingan putaran

Diameter lingkaran jarak bagi sprocket besar (Dp) :

$$Dp = p/\sin(180^\circ/z_2) \dots\dots\dots (3.18)$$

Diameter luar sprocket kecil :

$$dk = \{0,6 + \cot (180^\circ/z_1)\}p \dots\dots\dots (3.19)$$

Dan untuk diameter luar sprocket besar :

$$Dk = \{0,6 + \cot (180^\circ/z_2)\}p \dots\dots\dots (3.20)$$

Jika jarak bagi rantai telah diketahui dan jumlah gigi sprocket diketahui, maka diameter naf maksimum dapat dihitung. (Sularso, 2004).

Diameter naf maksimum sprocket kecil (Sularso, 2004) :

$$d_{Bmax} = p\{\cot(180^\circ/z_1) - 1\} - 0,76 \dots\dots\dots (3.21)$$

Untuk diameter naf maksimum sprocket besar (Sularso, 2004) :

$$D_{Bmax} = p\{\cot(180^\circ/z_2) - 1\} - 0,76 \dots\dots\dots (3.22)$$

Diameter bos atau naf adalah penting untuk lubang poros, maka dapat dicekikan dengan persamaan berikut :

$$\frac{5}{3} x d_s + 12 \leq d_{bmax} \text{ (mm)} \dots\dots\dots (3.23)$$

Atau

$$\frac{5}{3} x d_s + 10 \leq D_{bmax} \text{ (mm)} \dots\dots\dots (3.24)$$

Jarak sumbu poros kedua sprocket pada dasarnya dapat dibuat sedekat mungkin, tapi jarak yang ideal adalah 30 – 50 kali jarak bagi rantai. Untuk beban yang berfluktasi, jarak tersebut harus dikurangi sampai lebih kecil daripada 20 kali jarak bagi rantai. Maka panjang rantai yang diperlukan dalam jumlah mata rantai dihitung dengan rumus (Sularso, 2004):

$$L_p = \frac{z_1+z_2}{2} + 2C_p + \frac{[(z_2-z_1)/6,28]^2}{C_p} \dots\dots\dots (3.25)$$

Dimana :

- L_p : Panjang rantai, dinyatakan dalam jumlah mata rantai
- z_1 : Jumlah gigi sproket kecil
- z_2 : Jumlah gigi sproket besar
- C_p : Jarak sumbu poros, dinyatakan dalam jumlah mata rantai
(dapat berupa bilangan pecahan)

Demikian untuk panjang rantai dalam millimeter :

$$L = L_p x p \dots\dots\dots (3.26)$$

Jika jumlah mata rantai dan jumlah gigi sprocket telah diketahui, maka jarak sumbu poros dapat dicari dengan persamaan berikut (Sularso, 2004) :

$$C_p = \frac{1}{4} \left\{ \left(L - \frac{z_1+z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L - \frac{z_1+z_2}{2} \right)^2 - \frac{2}{9,86} (z_2 - z_1)^2} \right\} \dots\dots (3.27)$$

C_p dalam jumlah mata rantai. Dalam satuan panjang (mm) :

$$C = C_p x p \dots\dots\dots (3.28)$$

Kecepatan rantai v (m/s) dapat dihitung (Sularso, 2004) :

$$v = \frac{(p x z_1 x n_1)}{1000 x 60} \dots\dots\dots (3.29)$$

Dimana :

- P = Jarak bagi rantai
- z_1 = Jumlah gigi sprocket kecil, dalam hal reduksi putaran.
- n_1 = Putaran sprocket kecil, dalam hal reduksi putaran.

Daerah kecepatan dalam perencanaan rantai rol jangan melebihi dari kecepatan yang diijinkan, karena dapat menyebabkan suara yang berisik, terjadi slip dan membahayakan keselamatan.

Untuk daerah kecepatan yang diijinkan :

$$V_{ijin} = (4 - 10) \text{ m/s,}$$

Maka syarat kecepatan rantai rol terjadi :

$$\text{Kecepatan rantai } (v) \leq 10 \text{ m/s}$$

Beban yang bekerja pada rangkaian rantai F (kg), dapat dihitung (Sularso, 2004) :

$$F_{spr} = \frac{102 P_d}{v_{spr}} \dots\dots\dots (3.30)$$

Harga F tidak boleh melebihi beban maksimum yang diizinkan F_u (kg).

3.5.4. Perencanaan Sproket

Sproket kecil perbandingan putarannya bisa mencapai 4:1. Baik sprocket besar maupun sprocket kecil dari putaran rendah tetapi bebannya dan sprocket – sprocket tersebut harus bekerja dalam lingkungan yang abrasive.

Dimensi sprocket yang direncanakan telah dihitung menurut persamaan dalam merencanakan transmisi rantai rol diatas. Dari perhitungan tersebut didapat dimensi sprocket seperti : diameter lingkaran jarak bagi sprocket kecil d_p dan sprocket besar D_p (mm), diameter luar sprocket kecil d_K dan sprocket besar D_K (mm), diameter naf maksimum lingkaran dalam sprocket kecil d_{Bmax} dan sprocket besar D_{Bmax} (mm).

3.5.5. Perencanaan Freewheel

Pada perencanaan sistem transmisi sepeda helicle, komponen – komponen sistem pembangkit dan penyalur daya yang dipilih salah satunya freewheel. Freewheel merupakan mekanisme penghubung dan pemutus daya shaft input dan shaft counter seperti ditunjukkan pada gambar 3.4. perencanaan sistem transmisi yang akan digunakan. Sistem kerja dari freewheel disini yaitu jika driver ingin menggunakan kecepatan motor listrik dan treadmill tidak ikut memutar maka freewheel disini akan bekerja untuk

mereduksi gerakan atau memutus gerakan supaya treadmill tidak ikut bergerak.

Pada perencanaan freewheel disini, perancangan freewheel yang digunakan berdasarkan dengan hasil data perhitungan poros, rantai dan sprocket, Dalam penggunaannya, jenis freewheel ini sangat berpengaruh untuk mereduksi gesekan terutama pada sistem transmisi bagian poros yang digerakkan atau yang disebut poros counter.

3.5.6. Perencanaan Bantalan (*Bearing*)

Bearing digunakan untuk menumpu poros berbeban. Penggunaan *bearing* disesuaikan dengan beban yang bekerja pada poros tersebut, sehingga poros dapat bekerja dengan baik dan pemakaian bantalan tahan lama. Jenis *bearing* dan ukuran *bearing* dapat diketahui dengan persamaan berikut :

1. Beban ekivalen dinamis

Beban ekivalen dinamis adalah suatu beban yang besarnya sedemikian rupa hingga memberikan umur yang sama dengan umur yang diberikan oleh beban dan kondisi putaran sebenarnya (Sularso, 2004):

$$P = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \dots\dots\dots (3.31)$$

Keterangan :

- P_r : Beban ekivalen dinamis (Kg)
- X : Faktor beban radial
- V : Faktor Putaran
- F_r : Beban radial (Kg)
- Y : Faktor beban aksial
- F_a : Beban aksial (Kg)

Besarnya faktor – faktor V, X, Y, dan X_0 , Y_0 dapat dilihat pada lampiran.

2. Faktor kecepatan putaran bantalan (Sularso, 2004) :

$$f_n = \left[\frac{33,3}{n} \right]^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots (3.32)$$

3. Faktor umur bantalan (Sularso, 2004) :

$$f_h = f_n \frac{c}{p} \dots\dots\dots (3.33)$$

Keterangan :

- f_h = Faktor umur
- f_n = Faktor kecepatan putaran bantalan
- C = Beban normal spesifik (Kg)
- P = Beban ekivalen (Kg)

4. Umur nominal (Sularso, 2004) :

$$L_h = 500 f_h^3 \dots\dots\dots (3.34)$$

Keterangan :

- L_h = Faktor nominal (jam)
- f_h = Faktor umur

3.5.6. Perencanaan Roda gigi

Roda gigi adalah dua buah roda berbentuk silinder atau kerucut yang saling bersinggungan pada kelilingnya salah satu diputar maka yang lain akan ikut berputar pula. Berdasarkan gambar 3.4 perencanaan sistem transmisi yang diilustrasikan terdapat juga elemen mesin roda gigi yang akan digunakan dan direncanakan.

Jika putaran roda gigi yang berpasangan dinyatakan dengan n_1 (rpm) pada poros penggerak dan n_2 (rpm) pada poros yang digerakkan, diameter jarak bagi d_1 (mm) dan d_2 (mm) dan jumlah gigi z_1 dan z_2 , maka perbandingan putarannya u adalah (Sularso, 2004) :

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{m z_1}{m z_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{i} \dots\dots\dots (3.35)$$

Harga i adalah perbandingan antara jumlah gigi pada roda gigi dan pinion, dikenal juga sebagai perbandingan transmisi atau perbandingan roda gigi. Perbandingan ini dapat sebesar 4 sampai 5 dalam hal roda gigi lurus standar, dan dapat diperbesar sampai 7 dengan perubahan kepala. Pada roda gigi miring ganda dapat sampai 10.

Pada perencanaan elemen mesin roda gigi ini akan digunakan roda gigi berjenis roda gigi lurus. Data – data untuk perencanaan roda gigi didapatkan berdasarkan perhitungan elemen-elemen mesin lainnya yaitu poros.

Daya yang akan direncanakan (Pd) = 0,42 kW

Putaran poros penggerak (poros input) $n_3 = 208,556$ r.p.m.

Putaran roda gigi yang digerakkan (putaran poros counter) n_7 sebesar 534,78 r.p.m..

Jumlah gigi pada sprocket kecil (z_6) sebanyak 15.

a. Perhitungan jumlah gigi pada roda gigi yang direncanakan (z_9)

Berdasarkan rumus perbandingan putaran, maka untuk mencari jumlah gigi pada roda gigi yang direncanakan dapat menggunakan persamaan perbandingan putaran tersebut, yaitu :

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_1}{z_2}$$

Maka,

$$\frac{n_3}{n_7} = \frac{z_6}{z_9}$$

Keterangan :

$n_3 =$ Putaran poros penggerak (poros input) (rpm)

$n_7 =$ Putaran roda gigi yang digerakkan atau sama dengan putaran pada poros counter. (rpm)

$z_6 =$ Jumlah gigi pada sprocket kecil. (mm)

$z_9 =$ Jumlah gigi pada roda gigi yang diencanakan (mm)

b. Mencari diameter roda gigi yang direncanakan (d_9)

$$d_9 = z_9 \times m \dots\dots\dots (3.36)$$

Dimana :

$M = 1.9$

d. Perbandingan putaran (u)

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{m z_1}{m z_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{i}$$

e. Perbandingan roda gigi pada poros counter dengan sprocket kecil yang digerakkan :

$$i = \frac{z_2}{z_1} \dots\dots\dots (3.37)$$

Perbandingan putaran dengan perbandingan roda gigi didapatkan $u < 1$ dan $i > 1$, sehingga dapat dikatakan bahwa roda gigi tersebut digunakan untuk reduksi. ($u < 1$ dan $i > 1$) (Sularso, 2004).

f. Jika diameter jarak bagi adalah (d_1) (mm), maka kecepatan keliling v (m/s) pada lingkaran jarak bagi roda gigi mempunyai putaran n_1 (rpm) adalah (Sularso, 2004):

$$v = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60 \times 1000} \dots\dots\dots (3.38)$$

g. Bahan roda gigi besar F30C.

- Kekuatan tarik $\sigma_{B1} = 26$ (kg/mm²)
- Tegangan lentur $\sigma_{a1} = 13$ (kg/mm²)
- Kekerasan permukaan $H_{B1} = 215$ (rata-rata)

Tegangan lentur yang diizinkan σ_b (kg/mm²) , yang besarnya tergantung pada macam bahan dan perlakuan panas, dapat diperoleh dari tabel tegangan lentur yang diizinkan σ_b pada bahan roda gigi yang terlampirkan. Besarnya beban lentur yang diizinkan persatuan lebar sisi F'_b (kg/mm) dapat dihitung dari besarnya modul m , jumlah gigi z , faktor bentuk gigi Y (harga Y dapat dilihat pada tabel faktor bentuk gigi yang sudah terlampirkan) dari roda gigi standar dengan sudut tekan 20° , dan faktor dinamis f_v (untuk harga f_v dapat ditentukan berdasarkan tabel faktor dinamis yang terdapat pada lampiran) sebagai berikut :

$$F'_b = \sigma_b m Y f_v \dots\dots\dots (3.39)$$

Faktor tegangan kontak pada bahan roda gigi yang diambil menurut kekerasan (H_B) bahan roda gigi dapat dilihat pada tabel faktor tegangan kontak pada bahan roda gigi di lampiran.

Faktor tegangan kontak yang diizinkan adalah (Sularso, 2004) :

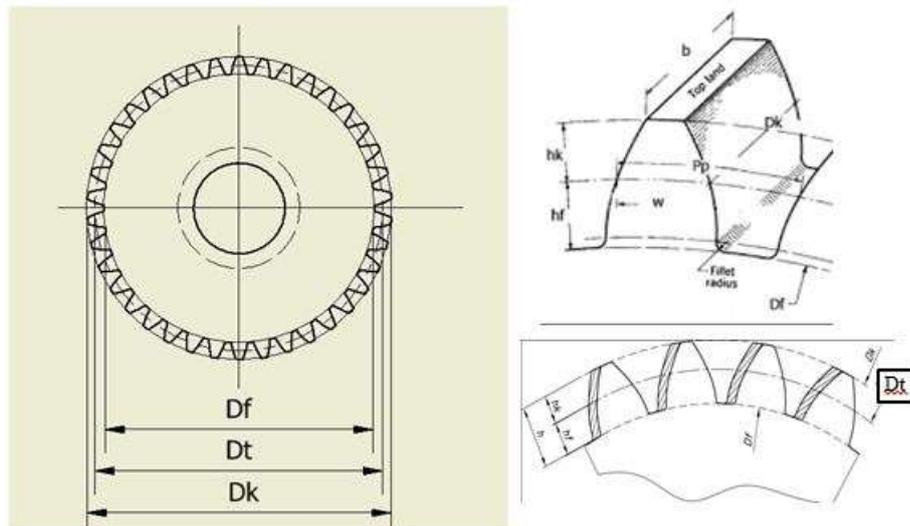
$$k = 2 \times F_v \times K_H \dots\dots\dots (3.40)$$

Setelah diketahui jumlah gigi yang direncanakan, selanjutnya untuk menyempurnakan proses perancangan ke pembuatan roda gigi lurus, maka

diperlukan hasil perhitungan dimensi – dimensi lain untuk mempermudah melanjutkan ke proses pembuatan roda gigi.

Dalam pembuatan roda gigi lurus harus mengetahui terlebih dahulu dimensi bagian – bagian utama pada roda gigi lurus tersebut. Setelah mengetahui bagian – bagian utama dari roda gigi lurus, kemudian akan mampu melakukan perhitungan bagian – bagian utama roda gigi lurus. Dari perhitungan bagian – bagian utama roda gigi lurus selanjutnya ke proses pembuatan roda gigi lurus.

Bagian – bagian utama roda gigi lurus ditunjukkan pada gambar 3.6 berikut.



Gambar 3.6 Bagian – bagian utama roda gigi lurus

Keterangan gambar:

- D_k : Diameter kepala gigi
- D_t : Diameter tusuk gigi
- D_f : Diameter kaki gigi
- h : Tinggi gigi
- h_k : Tinggi kepala gigi
- h_f : Tinggi kaki gigi
- b : Tebal gigi
- z : Jumlah gigi
- m : Modul pisau

- N_c : Pembagian perputaran roda gigi

Rumus – rumus bagian utama roda gigi gigi lurus (Eko Andrianto, 2016):

a. $D_t = Z \times m$

b. $h_k = 1 \times m$

c. $h_f = 1,2 \times m$

d. $D_f = D_t - 2 \times h_f$

e. $D_k = D_t + 2 \times h_k$
 $= (z \times m) + (2 \times m)$
 $= (z + 2) \times m$

f. $h = h_k + h_f = 1 \times m + 1,2 \times m = 2,2 \times m$

g. b untuk otomotif = $(6 - 8) \times m$

b untuk permesinan = $(9 - 12) \times m$

h. $N_c = \frac{40}{z}$