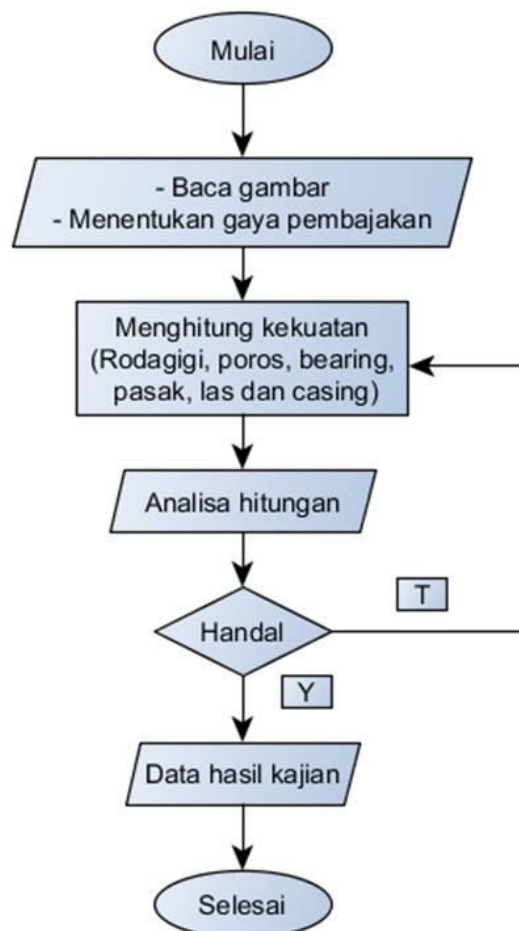


BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Dalam bab ini akan diuraikan mengenai langkah-langkah yang dilakukan dalam mengkaji teoritis kekuatan *gear box hand tractor*.

3.1 Metode Penyelesaian Masalah

Dalam mengkaji teoritis kekuatan *gear box hand tractor*, diperlukan suatu rencana tahapan penelitian yang disusun secara sistematis. Hal ini bertujuan agar penelitian yang ada dapat dirumuskan dengan benar. Metoda penelitian yang digunakan dalam menyelesaikan tugas akhir ini akan dijelaskan pada diagram alir sebagai berikut :



Gambar 3.1. Metodologi Analisa *Hand Tractor Gear Box*

3.2 Menghitung Daya Pembajakan

Dari gambar teknik mesin diketahui :

Jumlah gigi : $N_1 = 16$; $N_2 = 30$; $N_3 = 16$; $N_4 = 40$; $N_5 = 16$; $N_6 = 40$; $N_7 = 16$; $N_8 = 34$.

Putaran poros input = 1100 rpm

Diameter roda traktor = 0,8 m

Langkah pertama untuk menghitung daya pembajakan adalah mencari rasio gear box, putaran roda dan torsi.

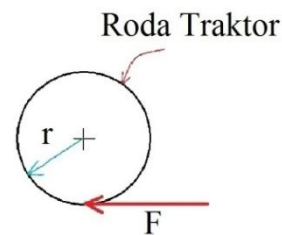
3.2.1 Rasio Gear Box

Untuk mencari rasio *gear box* dapat dicari dengan persamaan (2.26).

$$R = \frac{N_2}{N_1} \times \frac{N_4}{N_3} \times \frac{N_6}{N_5} \times \frac{N_8}{N_7}$$
$$R = \frac{30}{16} \times \frac{40}{16} \times \frac{40}{16} \times \frac{34}{16}$$
$$R = 24,9$$

3.2.2 Putaran Roda Traktor

$$n_{Roda} = \frac{n}{R}$$
$$n_{Roda} = \frac{1100}{24,9}$$
$$n_{Roda} = 44,17 \text{ rpm}$$



Gambar 3.2 Gaya Bajak

3.2.3 Torsi

Torsi dicari dengan menggunakan persamaan (2.11).

$$T = F \times r$$
$$T = 900 \times \frac{0,8}{2}$$
$$T = 360 \text{ Nm}$$

3.2.4 Daya Pembajakan

Dengan menggunakan persamaan (2.10) daya pembajakan bisa dicari.

$$P = T \times \frac{\pi \times n}{30}$$

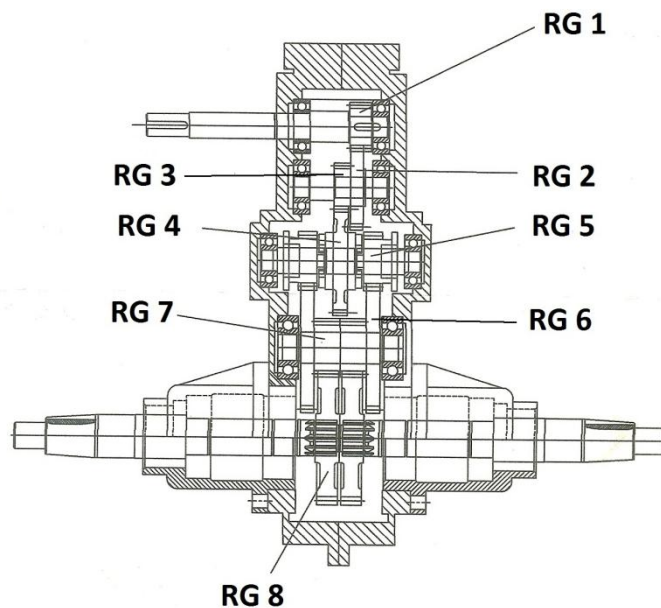
$$P = 360 \times \frac{\pi \times 44,17}{30}$$

$$P = 1665,17 \text{ Watt}$$

$$P = 2,23 \text{ Hp}$$

3.3 Perhitungan Rodagigi

Gear Box Hand Tractor terdiri dari delapan buah rodagigi, dimana rodagigi 1 berpasangan dengan rodagigi 2, rodagigi 3 dengan 4, rodagigi 5 dengan 6, dan rodagigi 7 dan 8.



Gambar 3.3 Gear box hand tractor

3.3.1 Menghitung Tegangan Lentur Rodagigi 1 dan 2

Data diperoleh dari gambar teknik *Hand Tractor TESDC Gear Box* pada lampiran. Lihat gambar *input gear* dan *second gear*.

Penyelesaian :

Jumlah gigi : $N_p = 16$ $N_g = 30$

Modul : $m = 2,5 \text{ mm}$

Lebar	: $f = 12 \text{ mm}$	
Angka kualitas gigi	: $Q_v = 6$	(Gambar 2.16)
Diameter pitch	: $D_p = 40 \text{ mm}$	$D_g = 75 \text{ mm}$
Daya	: $P = 2,23 \text{ hp}$	
Putaran	: $n_p = 1100 \text{ rpm}$	

Untuk mencari tegangan lentur dan faktor-faktor harus mencari kecepatan tangensial, momen puntir dan gaya tangensial dengan menggunakan persamaan (2.30), (2.27) dan (2.29).

$$\begin{aligned} \text{Kec. Tangensial} &: V_t = \frac{\pi \times D_p \times n_p}{60} = \frac{\pi \times 0,04 \times 1100}{60} = 2,3 \text{ m/s} \\ \text{Momen puntir} &: T_p = \frac{30P}{\pi m} = \frac{30 \times (2,23 \times 746)}{\pi \times 1100} = 14,456 \text{ Nm} \\ \text{Gaya tangensial} &: W_t = \frac{2T_p}{D_p} = \frac{2 \times 14,456}{0,04} = 722,842 \text{ N} \end{aligned}$$

Untuk mencari tegangan lentur digunakan persamaan (2.31). Langkah pertama untuk mencari tegangan lentur harus mencari faktor-faktor, seperti :

Faktor Geometri	: $J_p = 0,28$	$J_g = 0,34$	(Gambar 2.17)
Faktor aplikasi	: $K_a = 1,4$		(Tabel 2.1)
Faktor ukuran	: $K_s = 1$		(Tabel 2.2)
Fak. distribusi beban	: $K_m = 1,16$		(Gambar 2.14)
Fak. Ketebalan rim	: $K_b = 1$		(Gambar 2.15)
Faktor dinamik	: $K_v = 0,78$		(Gambar 2.16)

Tegangan lentur, σ :

$$\begin{aligned} \text{Pinion : } \sigma_{tP} &= \frac{W_t}{mFJ_p} \frac{K_a K_s K_m K_B}{K_v} \\ \sigma_{tP} &= \frac{722,84}{2,5 \times 12 \times 0,28} \frac{1,4 \times 1 \times 1,16 \times 1}{0,78} = 182,60 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Gear : } \sigma_{tG} &= \frac{W_t}{mFJ_G} \frac{K_a K_s K_m K_B}{K_v} \\ \sigma_{tG} &= \frac{722,84}{2,5 \times 12 \times 0,34} \frac{1,4 \times 1 \times 1,16 \times 1}{0,78} = 140,87 \text{ MPa} \end{aligned}$$

3.3.2 Menghitung Tegangan Kontak Rodagigi 1 dan 2

Tegangan kontak dihitung menggunakan persamaan (2.35). sebelumnya harus mencari faktor-faktor, seperti :

Faktor Geometri : $I = 0,088$ (Gambar 2.17)

Faktor elastik : $C_p = 191$ (Tabel 2.3)

Faktor aplikasi : $C_a = 1,4$ (Tabel 2.1)

Faktor ukuran : $C_s = 1$ (Tabel 2.2)

Fak. distribusi beban : $C_m = 1,16$ (Gambar 2.14)

Fak. Ketebalan rim : $C_b = 1$ (Gambar 2.15)

Faktor dinamik : $C_v = 0,78$ (Gambar 2.16)

$$\text{Tegangan Kontak} : \sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{mD_p I} \frac{C_a C_s C_m}{C_v}} = 1142,73 \text{ MPa}$$

3.3.3 Menghitung Umur Rodagigi 1 dan 2

Umur rodagigi bisa didapat dengan diagram hubungan faktor K_L dengan jumlah siklus. Pertama kali yang harus dihitung adalah faktor K_L dengan menggunakan persamaan (2.36).

$$K_L = \frac{K_a \cdot K_v \cdot K_m \cdot K_R \cdot P}{\pi \cdot m^2 \cdot f \cdot n \cdot N_p \cdot J_p \cdot \sigma_{iP}}$$
$$K_L = \frac{1,4 \times 0,78 \times 1,16 \times 1 \times (2,23 \times 746)}{\pi \times 0,0025^2 \times 0,012 \times (110/60) \times 16 \times 0,28 \times (182,6 \times 10^6)}$$
$$K_L = 0,6$$

Dengan melihat gambar (2.18), $K_L = 0,6$ maka umur rodagigi diperoleh diatas 10^{10} siklus.

3.3.4 Hasil Perhitungan Rodagigi Lainnya

Dengan menggunakan cara seperti perhitungan rodagigi 1-2 maka tegangan lentur, tegangan permukaan dan umur tiap rodagigi bisa di dapat.

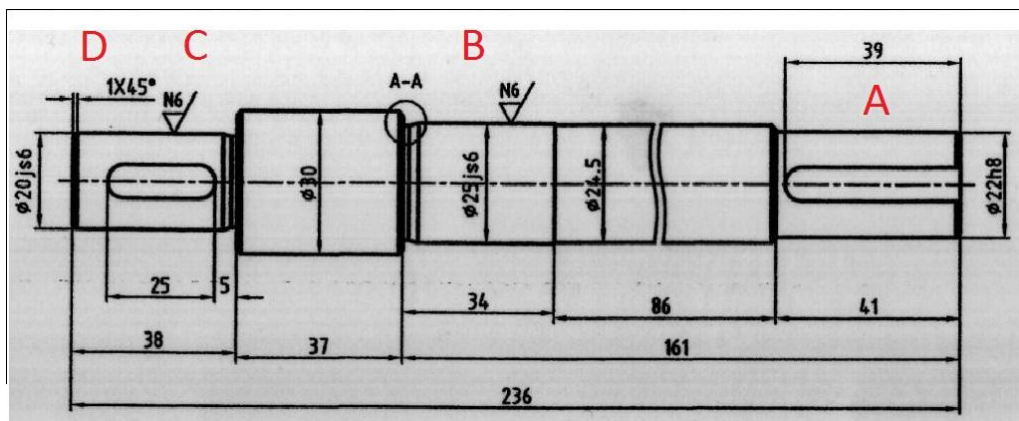
Tabel 3.1. Perhitungan Rodagigi

Rodagigi	Teg. Lentur (MPa)	Teg. Permukaan (MPa)	Umur (Putaran)
1	182,60	1142,73	$>10^{10}$
2	140,87	1142,73	$>10^{10}$
3	276,38	1374,96	$>10^{10}$
4	199,00	1374,96	$>10^{10}$
5	247,13	1300,16	$>10^{10}$
6	176,99	1300,16	$>10^{10}$
7	236,145	1438,52	10^{10}
8	184,715	1438,52	10^{10}

3.4 Perhitungan Poros

Gear box hand tractor terdiri dari *input shaft*, *second shaft*, *coupling shaft*, *intermediate shaft*, dan *out put shaft*. Pada bab III yang akan dibahas hanya perhitungan *input shaft* saja yaitu analisa mencari faktor keamanan poros. Sedangkan untuk poros yang lainnya hanya hasil perhitungan saja dengan menggunakan cara perhitungan pada *input shaft*.

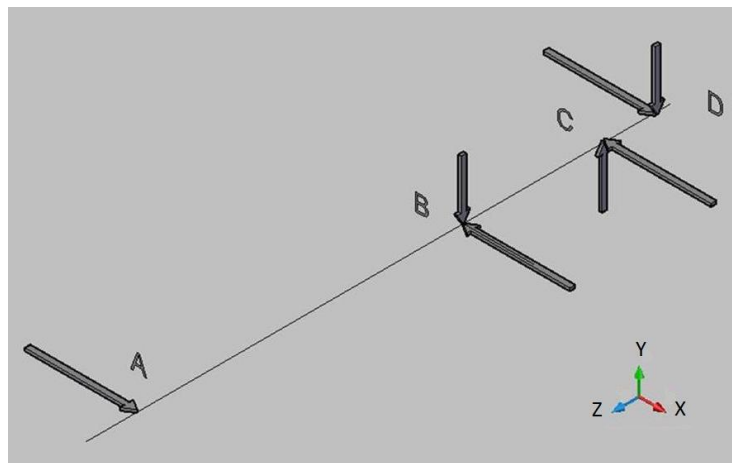
3.4.1 Perhitungan *input shaft*



Gambar 3.4 *Input shaft*

Diketahui :

Daya	= 2,232 Hp	(Perhitungan 3.2.4 Daya Pembajakan)
Putaran	= 1100 rpm	(Putaran <i>input Gear Box</i>)
Dia. Sproket	= 200 mm	(Pengukuran Lapangan)
Sy poros	= 343 MPa	(Material JIS S45C)
Jarak AB	= 132 mm	(Gambar 3.6)
Jarak BC	= 57 mm	
Jarak CD	= 20,5 mm	
Sudut α	= 20°	

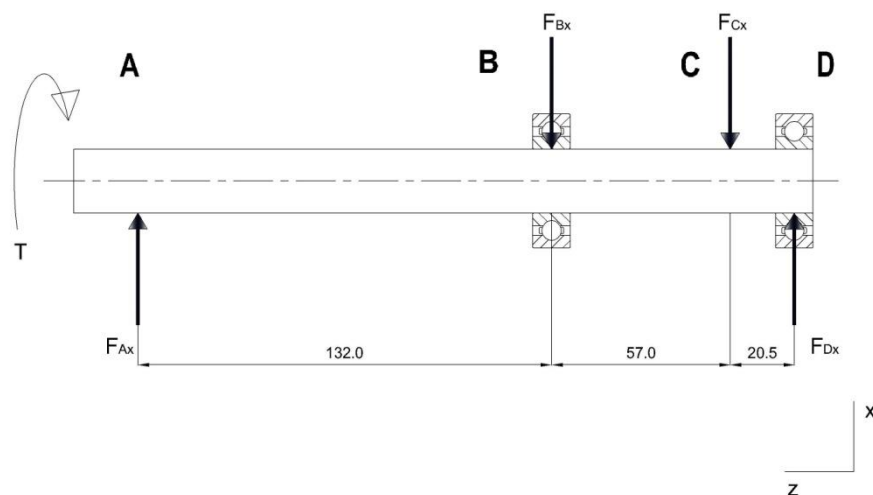


Gambar 3.5 Reaksi Tumpuan Pada *Input Shaft* secara 3D

3.4.1.1 Reaksi Tumpuan Bidang x-z

Dari gambar (3.5) dengan melihat sumbu x dan z bisa didapat bidang x-z.

Bidang x-z



Gambar 3.6 Reaksi Tumpuan Pada *Input Shaft* Bidang x-z

Di titik A

Beban yang bekerja pada sproket terdiri dari gaya tangensial dan torsi. Gaya tangensial ini juga merupakan gaya radial pada poros yang nantinya menghasilkan momen lentur. Besarnya gaya tangensial dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.14). Akan tetapi sebelumnya torsi atau momen puntir harus dihitung terlebih dahulu dengan persamaan (2.10).

$$Torsi = \frac{30P}{\pi} = \frac{30 \times (2,232 \times 746)}{\pi \times 1100} = 14,46 \text{ Nm}$$

$$F_{Pulley} = F_T = F_{Ax} = \frac{3T}{D} = \frac{3 \times 14,46}{0,2} = 216,85 \text{ N}$$

Di titik C

Selanjutnya menghitung F_{cx} yang merupakan gaya tangensial dari rodagigi, gaya tangensial dihitung dengan persamaan (2.29). Dimana D_p adalah diameter *pitch* rodagigi 1 sebesar 40 mm.

$$F_{cx} = F \text{ tangensial}$$

$$Wt = F_{cx} = \frac{2Tp}{Dp} = \frac{2 \times 14,46}{0,04} = 722,842 \text{ N}$$

Di titik B

Selanjutnya diteruskan dengan menghitung reaksi tumpuan dimana terdapat bantalan. Dengan menerapkan persamaan kesetimbangan momen di titik D maka reaksi tumpuan di bantalan B adalah :

$$\sum M_D = 0$$

$$F_{Ax} \cdot \overline{AD} - F_{Bx} \cdot \overline{BD} - F_{Cx} \cdot \overline{CD} = 0$$

$$F_{Bx} = \frac{F_{Ax} \cdot \overline{AD} - F_{Cx} \cdot \overline{CD}}{\overline{BD}}$$

$$F_{Bx} = \frac{216,85 \cdot (0,2095) - 722,82 \cdot (0,0205)}{0,0775}$$

$$F_{Bx} = 394,99 \text{ N}$$

Di titik D

Kemudian dengan menerapkan persamaan kesetimbangan gaya dalam arah vertikal maka reaksi tumpuan di bantalan D adalah :

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{Ax} - F_{Bx} - F_{Cx} + F_{Dx} = 0$$

$$F_{Dx} = F_{Bx} + F_{Cx} - F_{Ax}$$

$$F_{Dx} = 394,99 + 722,82 - 216,85 = 900,96 \text{ N}$$

3.4.1.2 Momen Bengkok Bidang x-z

Setelah reaksi tumpuan tiap titik diketahui, langkah berikutnya mencari momen bengkok pada setiap titik tumpuan.

Di titik D

$$M_{b-Dx} = F_{Dx} \cdot 0$$

$$M_{b-Dx} = 0 \text{ Nm}$$

Di titik C

$$M_{b-Cx} = F_{Dx} \cdot \overline{CD}$$

$$M_{b-Cx} = 900,96 \cdot (0,0205)$$

$$M_{b-Cx} = 18,47 \text{ Nm}$$

Di titik B

$$M_{b-Bx} = F_{Dx} \cdot \overline{BD} - F_{Cx} \cdot \overline{BC}$$

$$M_{b-Bx} = 900,96 \cdot (0,0775) - 722,82 \cdot (0,057)$$

$$M_{b-Bx} = 28,62 \text{ Nm}$$

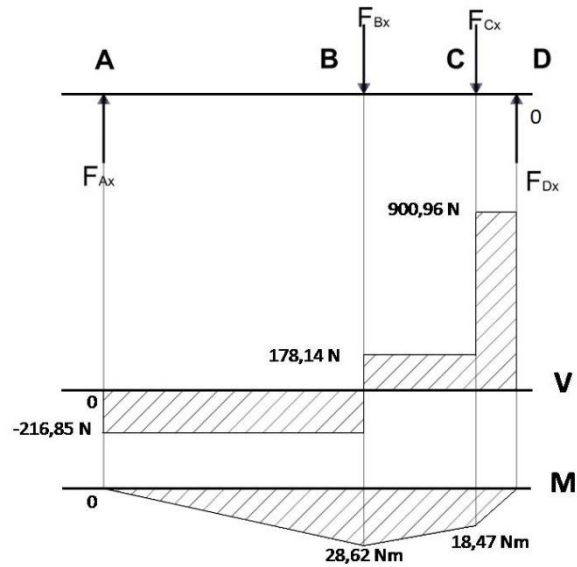
Di titik A

$$M_{b-Ax} = F_{Dx} \cdot \overline{AD} - F_{Cx} \cdot \overline{AC} - F_{Bx} \cdot \overline{AB}$$

$$M_{b-Ax} = 900,96 \cdot (0,2095) - 722,82 \cdot (0,189) - 394,99 \cdot (0,132)$$

$$M_{b-Ax} = 0 \text{ Nm}$$

Distribusi momen bengkok bidang x-z di setiap titik sepanjang poros digambarkan melalui diagram momen lentur berikut ini :

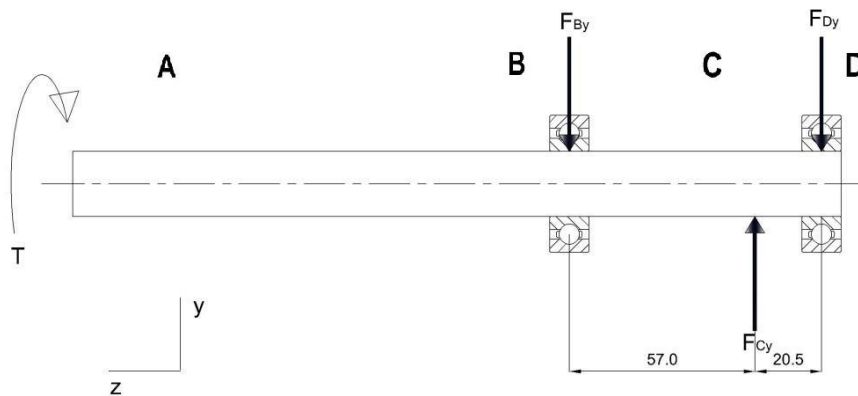


Gambar 3.7 Diagram Momen Bengkok Bidang x – z

3.4.1.3 Reaksi Tumpuan Bidang y-z

Dari gambar (3.5) dengan melihat sumbu y dan z bisa didapat bidang y-z.

Bidang y-z



Gambar 3.8 Reaksi Tumpuan Pada *Input Shaft* Bidang y-z

Dengan cara yang sama maka didapat :

$$F_{Ay} = 0 \text{ N}$$

$$F_{By} = 69,59 \text{ N}$$

$$F_{Cy} = 263,09 \text{ N}$$

$$F_{Dy} = 193,50 \text{ N}$$

3.4.1.4 Momen Bengkok Bidang y-z

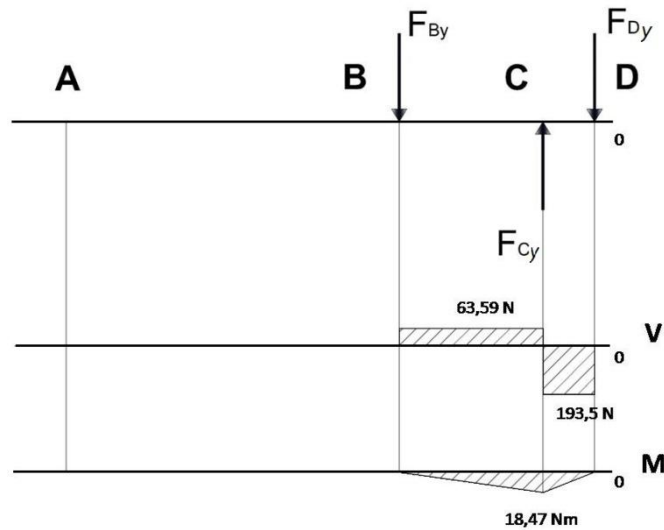
$$M_{b-Ay} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{b-By} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{b-Cy} = 3,97 \text{ Nm}$$

$$M_{b-Dy} = 0 \text{ Nm}$$

Distribusi momen bengkok bidang y-z di setiap titik sepanjang poros digambarkan melalui diagram momen lentur berikut ini :



Gambar 3.9 Diagram momen bengkok bidang y – z

3.4.1.5 Momen Bengkok Gabungan

Setelah momen bengkok setiap titik bidang x-z dan bidang y-z didapat, langkah selanjutnya menjumlahkan momen bengkok masing-masing titik bidang x-z dan bidang y-z dengan penjumlahan vektor, yaitu :

$$M_b = \sqrt{M_{bx}^2 + M_{by}^2}$$

$$\text{Maka: } M_{b-A} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{b-B} = \sqrt{28,62^2 + 0^2} = 28,62 \text{ Nm}$$

$$M_{b-C} = \sqrt{18,47^2 + 3,97^2} = 18,89 \text{ Nm}$$

$$M_{b-D} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Nm}$$

3.4.1.6 Mencari faktor keamanan Poros

Langkah selanjutnya untuk mencari faktor keamanan poros sebelumnya harus mencari diameter poros setiap titik dari gambar (3.4) *input shaft*, yaitu:

Diameter titik A = 22 mm

Diameter titik B = 25 mm

Diameter titik C = 20 mm

Diameter titik D = 20 mm

Material yang digunakan untuk poros yaitu JIS S45C dengan kekuatan mulur $S_y = 343$ MPa.

$$\begin{aligned}\text{Momen Bengkok Gabungan : } M_{b-A} &= 0 \text{ Nm} \\ M_{b-B} &= 28,62 \text{ Nm} \\ M_{b-C} &= 18,89 \text{ Nm} \\ M_{b-D} &= 0 \text{ Nm}\end{aligned}$$

Perhitungan faktor keamanan di titik A dengan menggunakan persamaan (2.13) :

$$\begin{aligned}d^3 &= \frac{32 \cdot FS}{\pi \cdot S_y} \sqrt{(M_L)^2 + \left(\frac{T}{2}\right)^2} \\ FS &= \frac{d^3 \cdot \pi \cdot S_y}{32 \cdot \sqrt{(ML)^2 + \left(\frac{T}{2}\right)^2}} \\ FS &= \frac{(22\text{mm})^3 \cdot \pi \cdot (343\text{MPa})}{32 \cdot \sqrt{(0\text{Nmm})^2 + \left(\frac{14460\text{Nmm}}{2}\right)^2}} = 49,61\end{aligned}$$

Dengan cara yang sama faktor keamanan di titik yang lain bisa diketahui, yaitu :

Di titik A = 49,61

Di titik B = 17,82

Di titik C = 13,32

Di titik D = 37,27

3.4.2 Faktor Keamanan Poros Lainnya

Dengan menggunakan cara seperti perhitungan poros input maka faktor keamanan tiap poros bisa di dapat.

Tabel 3.2. Data Perhitungan Poros

TITIK	INPUT	SECOND	COUPLING	INTERMEDIATE	OUTPUT
A	49,61	19,88	7,95	6,21	10,27
B	17,82	7,30	6,02	8,41	4,24
C	13,32	8,90	4,96	5,91	6,55
D	37,27	19,88	6,02	8,13	7,35
E	-	-	7,95	8,41	-
F	-	-	-	6,21	-

3.5 Pemilihan *Bearing*

3.5.1 Pemilihan *Bearing* Pada Poros Input Basis Beban Luar

Pada pemilihan bearing berbasis beban luar yang harus pertama dicari adalah resultan beban setiap tumpuan. Dari perhitungan poros diperoleh :

Beban pada sumbu x :

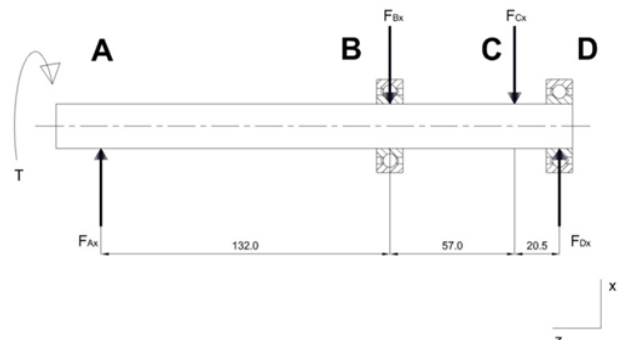
$$F_{Ax} = 216,85 \text{ N}$$

$$F_{Bx} = 394,99 \text{ N}$$

$$F_{Cx} = 722,82 \text{ N}$$

$$F_{Dx} = 900,96 \text{ N}$$

Bidang. x-z



Gambar 3.10 Gaya-gaya Pada *Input Shaft* Bidang x-z

Beban pada sumbu y :

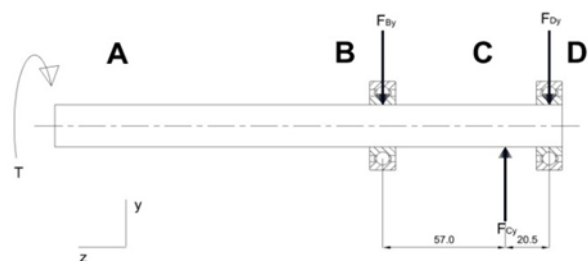
$$F_{Ay} = 0 \text{ N}$$

$$F_{By} = 69,59 \text{ N}$$

$$F_{Cy} = 263,09 \text{ N}$$

$$F_{Dy} = 193,50 \text{ N}$$

Bidang. y-z



Gambar 3.11 Gaya-gaya Pada *Input Shaft* Bidang y-z

Gaya yang bekerja pada tumpuan terdapat pada titik B dan titik D, gaya yang bekerja adalah gaya radial tidak ada gaya aksial. Karena gaya yang ada adalah gaya radial saja maka dipilih tipe *ball bearing*.

Di titik B terdapat gaya yang bekerja pada sumbu x dan sumbu y, sehingga resultan gayanya harus dijumlahkan secara vektor, yaitu :

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2}$$

$$F_B = \sqrt{394,99^2 + 69,59^2} = 401,07 \text{ N}$$

$$F_B = 401,07 \div 4,44822 = 90,16 \text{ lb}$$

Dari tabel (2.4) *ball Bearing* tipe 300 pilih BSLR yang mempunyai nilai 90,16 lb, maka yang dipilih BSLR 805 lb dengan No. Bearing 6300 dengan diameter dalam 10 mm.

Di titik D terdapat gaya yang bekerja pada sumbu x dan sumbu y, sehingga resultan gayanya harus dijumlahkan secara vektor, yaitu :

$$F_D = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2}$$

$$F_D = \sqrt{900,96^2 + 193,50^2} = 921,51 \text{ N}$$

$$F_D = 921,51 \div 4,44822 = 207,16 \text{ lb}$$

Dari tabel (2.4) *ball Bearing* tipe 300 pilih BSLR yang mempunyai nilai 207,16 lb, maka yang dipilih BSLR 805 lb dengan No. Bearing 6300 dengan diameter dalam 10 mm.

3.5.2 Pemilihan *Bearing* Pada Poros Input Basis Diameter

Data dari Gambar (3.4) *Input Shaft*:

Diameter titik B = 25 mm

Diameter titik D = 20 mm

Untuk titik B Dari tabel (2.4) *ball Bearing* tipe 300 pilih No. Bearing 6305. Untuk titik D Dari tabel (2.4) *ball Bearing* tipe 300 pilih No. Bearing 6304.

3.5.3 Menghitung Umur *Bearing*

Untuk menghitung umur bantalan digunakan persamaan (2.37) dan data *basic dynamic load rating* pada tabel (2.4), maka :

Pada input shaft di titik B

Basis beban luar :

No. Bearing = 6300

$P_1 = \text{BDLR} = 1400 \text{ lb}$

$P_2 = 90,16 \text{ lb}$

$K = 3$, (untuk ball bearing)

Maka :

$$L = 10^6 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^k$$

$$L = 10^6 \left(\frac{1400}{90,16} \right)^3$$

$$L = 0,37 \cdot 10^{10} \text{ putaran}$$

Basis diameter :

No. Bearing = 6305

$P_1 = \text{BDLR} = 3550 \text{ lb}$

$P_2 = 90,16 \text{ lb}$

$K = 3$, (untuk ball bearing)

Maka :

$$L = 10^6 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^k$$

$$L = 10^6 \left(\frac{3550}{90,16} \right)^3$$

$$L = 6,1 \cdot 10^{10} \text{ putaran}$$

3.6 Perhitungan Pasak

Faktor keamanan pasak dapat dihitung dengan persamaan (2.42), sebelumnya harus menghitung gaya geser yang terjadi pada pasak dengan persamaan (2.29), maka :

Diketahui :

Daya	: $P = 2,23 \text{ hp}$	(Daya pembajakan)
Putaran	: $n = 1100 \text{ rpm}$	(Putaran masuk gear box)
Dia. Poros	: $d = 20 \text{ mm}$	(Lampiran gambar <i>input shaft</i>)
Tebal pasak	: $W = 7 \text{ mm}$	
Tinggi pasak	: $H = 7 \text{ mm}$	
Panjang pasak	: $L = 12 \text{ mm}$	

Sy Pasak : $S_y = 260 \text{ MPa}$ (Material DIN St.37)

Torsi : $T = 14,456 \text{ Nm}$

$$\text{Gaya tangensial} : F = \frac{2T_p}{D_p} = \frac{2 \times 14,456}{0,02} = 1445,65 \text{ N}$$

Maka faktor keamanan pasak :

$$FS = \frac{l \cdot h_1 \cdot S_y}{F} = \frac{12 \cdot 3,5 \cdot 260}{1445,65} = 7,55$$

3.7 Perhitungan Lasan

3.7.1 Perhitungan Lasan Pada Rodagigi 2-3

Pada perhitungan lasan yang akan dicari adalah ukuran *fillet* lasan dengan persamaan (2.47). Sebelumnya harus menjumlahkan semua pembebanan yang terjadi pada lasan dengan penjumlahan vektor.

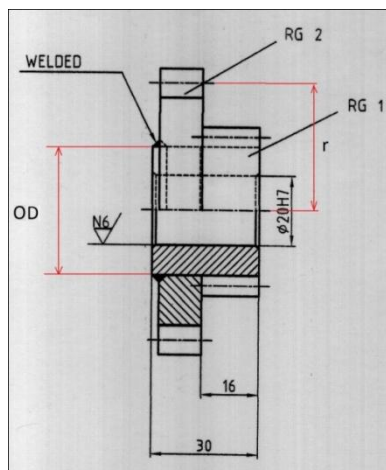
Diketahui :

Gaya : $P = 722,8235 \text{ N}$

Dia. Lasan : $OD = 43 \text{ mm}$ (Gbr. *Second gear* dan lapangan)

Posisi beban : $r = 75 \text{ mm}$

Gaya ijin per mm : $F_S = 60,7 \text{ N/mm}$ (Tabel 2.5)



Gambar 3.12 Rodagigi 2-3

Karena lasanya melingkar untuk mencari faktor geometri gunakan persamaan pada gambar (2.21) no 9.

Pembebanan tarik, f_t :

$$T = 722,8235 \times 75 = 54211,76 \text{ Nmm}$$

$$c = OD/2 = 43/2 = 21,5 \text{ mm}$$

$$J_w = \frac{\pi \cdot OD^3}{4} = \frac{\pi \cdot 21,5^3}{4} = 7805,58 \text{ mm}^3$$

$$f_t = \frac{T \cdot c}{J_w} = \frac{(54211,76)(21,5)}{7805,58} = 18,67 \text{ N/mm}$$

Pembebanan bengkok, f_b :

$$f_t = 0 \text{ N/mm}$$

Pembebanan geser, f_s :

$$A_w = \pi \cdot OD$$

$$f_s = \frac{P}{A_w} = \frac{722,8235}{\pi \cdot 21,5} = 5,35 \text{ N/mm}$$

Pembebanan resultan, f_R :

$$f_R = \sqrt{f_t^2 + f_b^2 + f_s^2}$$

$$f_R = \sqrt{18,67^2 + 0^2 + 5,35^2} = 19,42 \text{ N/mm}$$

Ukuran *fillet* lasan, w :

$$w = \frac{f_R}{F_s}$$

$$w = \frac{19,42 \text{ N/mm}}{60,7 \text{ N/mm per mm}} = 0,32 \text{ mm}$$

3.7.2 Perhitungan Lasan Pada Rodagigi 6-7

Dengan menggunakan cara seperti perhitungan rodagigi 2-3 maka didapat $w = 1,4 \text{ mm}$.

3.8 Perhitungan *Casing*

3.8.1 Perhitungan Tekanan Permukaan Pada Lubang Bantalan *Input Shaft*

Pada pembahasan ini akan diuraikan perhitungan faktor keamanan lubang bantalan pada *input shaft* di titik B (gambar 3.4) dengan menggunakan persamaan (2.1). Untuk lubang bantalan yang lainnya hanya hasil perhitungan saja dengan menggunakan cara perhitungan lubang bantalan pada *input shaft* di titik B.

Di Titik B

Beban di bearing : $F = 401,07 \text{ N}$

Bahan : JIS FC 25

Tegangan tarik : $S_u = 854,36 \text{ MPa}$

No. Bearing : 6305

Dia. Luar : $D = 62 \text{ mm}$

Tebal : $b = 17 \text{ mm}$

Maka : $A = D \cdot b / 2 = 62 \cdot 17 / 2 = 527 \text{ mm}^2$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{401,07}{527} = 0,76 \text{ MPa}$$

Faktor Keamanan : $F_s = \frac{S_u}{\sigma} = \frac{854,36}{0,76} = 1123$

3.8.2 Faktor Keamanan Tiap Lubang Bantalan

Dengan menggunakan perhitungan tekanan permukaan pada lubang bantalan *input shaft*, maka faktor keamanan tiap lubang bantalan bisa didapat.

Tabel 3.3. Data Perhitungan Faktor Keamanan *Casing*

INPUT SHAFT / TITIK	SECOND SHAFT / TITIK	COUPLING SHAFT / TITIK	INTERMEDIATE SHAFT / TITIK	OUTPUT SHAFT / TITIK
1123 / B	3538 / A	158 / A	101 / B	242 / B
3421 / D	277 / D	158 / E	101 / F	251 / C