

Rancang Bangun Skuter Roda Tiga Minimalis Sebagai Sarana Logistik Dengan Kapasitas Beban Angkut Maksimal 200 Kg

Denta Firmanda ^{1*}, Mohammad Hakam ², Tri Andi Setiawan ³

Teknik Desain dan Manufaktur, Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia,^{1*}
Teknik Desain dan Manufaktur, Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia,²
Teknik Desain dan Manufaktur, Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia,³
Email: denta.firmanda@gmail.com¹

Abstract – Logistics plays an important role in commerce business and MSME (micro small and Medium Enterprises). Therefore we need a vehicle that helps in the transportation process of products to improve distribution. The vehicle is designed based on the needs of MSME which in general the vehicle will be operated on small urban and rural roads, so the design will consider the dimensions of the vehicle. Author uses Ulrich Method on the process of vehicle design. The Ulrich method is used because it can facilitate the process of product development that suits the target market. In this research, design and manufacture of chassis and supporting components for vehicle drive systems will be carried out. The structural analysis is using the Finite Element Method. In the design and analysis process, the author is assisted with Autodesk Fusion 360 Software. Based on the design, a minimalist three-wheeled scooter has a main dimension of 2227.3mm x 940mm x 967.2mm. After analyzing using the Finite Element Method on a chassis with vertical loading, it was found that the maximum stress is 73.83 MPa with value of safety factor is 3,38. Total production cost of the vehicle is twelve million six hundred and forty thousand rupiah

Keyword: design and manufacture, chassis, finite element method, three-wheeled scooter, Ulrich method.

Nomenclature

F_r	= Rolling Resistance Force (N)
F_w	= Wind Resistance Force (N)
C_r	= Koefisien RR
m	= massa (kg)
g	= percepatan gravitasi (m/s^2)
F_a	= Wind Resistance Force (N)
ρ	= Densitas udara (kg/m^3)
V	= Kecepatan kendaraan (m/s)
L_{10}	= umur bantalan (jam kerja)
C	= spec beban dinamis bantalan (kN)
C_0	= spec beban statis bantalan (kN)
W	= beban equivalent (N)
n	= Jumlah putaran (rpm)
M	= Momen gaya (N.mm)
T	= Torsi (N.mm)
K_m	= Faktor koreksi keadaan momen lentur
K_t	= Faktor koreksi keadaan momen puntir
z	= jumlah gigi pada sprocket

1. PENDAHULUAN

Logistik berperan penting dalam usaha pertokoan dan UMKM (usaha mikro kecil dan menengah). Oleh karena itu dibutuhkan kendaraan yang membantu dalam proses transportasi produk agar memudahkan penjualan. Saat ini dipasaran telah tersedia kendaraan motor roda tiga dengan kapasitas angkut beban tertentu,

mulai dari 200 kg hingga 750 kg. Namun harga kendaraan dengan beban terkecil masih sulit untuk dijangkau masyarakat. Hal ini ditandai masih banyaknya penjual yang membawa barang dengan gerobak secara manual dan sebagian besar menggunakan motor yang diberi bak agar dapat mengangkut barang. Hal ini ditandai masih banyaknya pengusaha dan petani yang membawa barang dengan sepeda motor roda dua dengan bak copotan maupun tanpa bak seperti pada gambar 1. Hal ini sangat membahayakan pengemudi karena sepeda motor tidak seimbang sehingga dapat menyebabkan sepeda motor terguling.



Gambar 1 Petani membawa muatan tanpa bak

Berdasarkan permasalahan diatas akan dirancang kendaraan sepeda motor roda tiga jenis skuter dengan mempertimbangan aspek minimalis dan harga yang lebih terjangkau dari produk existing.

Pada penelitian ini akan dilakukan perancangan dan pembuatan *chassis*, dan elemen mesin penggerak kendaraan.

2. METODOLOGI .

2.1 Tractive Force

pada umumnya gaya traksi pada kendaraan meliputi hambatan *rolling resistance*, hambatan aerodinamis, hambatan tanjakan, dan gaya yang dibutuhkan untuk percepatan tertentu.

1. *Rolling resistance*

Rolling resistance adalah gaya hambatan yang timbul akibat terjadinya defleksi pada ban yang berputar. gaya hambatan gelinding (*rolling resistance*) dirumuskan pada persamaan 1 [4].

$$Fr = C_r \cdot m \cdot g \tag{1}$$

2. *Wind resistance*

Apabila ada suatu benda yang bergerak dalam suatu media fluida atau sebaliknya, fluida yang bergerak melewati suatu benda akan mengalami gaya-gaya yang bekerja padanya. komponen - komponen dari gaya hambatan angin (*wind resistance*) merupakan fungsi dari kecepatan kendaraan, kecepatan angin, dan luas frontal yang diformulasikan pada persamaan 2 [4].

$$Fa = \frac{1}{2} \cdot C_d \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A \tag{2}$$

2.2 Perhitungan Bearing

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman, dan berumur panjang. Pada *bearing* terdapat gaya yang harus dicari dengan Persamaan 3 [2].

$$F_{max} = \sqrt{F_H^2 + F_V^2} \tag{3}$$

Setelah diketahui gaya maksimum yang terjadi pada *bearing* maka selanjutnya adalah mencari nilai x dan y berdasarkan tabel 1 [2]:

Tabel 1 Nilai X dan Y

Tipe Bantalan	Spesifikasi	$\frac{W_A}{W_R} \leq e$		$\frac{W_A}{W_R} > e$		e				
		X	Y	X	Y					
Deep groove ball bearing	$\frac{W_A}{W_R} = 0,025$ $= 0,04$ $= 0,07$ $= 0,13$ $= 0,25$ $= 0,5$	1	0	0,56	2,0	0,22				
					1,8	0,24				
					1,6	0,27				
					1,4	0,31				
					1,2	0,37				
					1,0	0,44				
Angular contact ball bearing	Single row Two rows in tandem Two rows back to back Double row	1	0	0,35	0,57	1,14				
			0	0,35	0,57	1,14				
			0,55	0,57	0,93	1,14				
			0,73	0,62	1,17	0,86				
Self-aligning bearings	Light series: for bores 10 – 20 mm 25 – 35 mm 40 – 45 mm 50 – 65 mm 70 – 100 mm 105 – 110 mm	1	1,3	6,5	2,0	0,5				
			1,7		2,6	0,37				
			2,0		3,1	0,31				
			2,3		3,5	0,28				
			2,4		3,8	0,28				
			2,3		3,5	0,28				
	Medium series: for bores 12 mm 15 – 20 mm 25 – 50 mm 55 – 90 mm	1,0	0,65	1,6	1,6	0,63				
				1,2	1,9	0,52				
				1,5	2,3	0,43				
				1,6	2,5	0,39				
				Spherical roller bearings	For bores: 25 – 35 mm 40 – 45 mm 50 – 100 mm 100 – 200 mm	1	2,1	0,67	3,1	0,32
							2,5		3,7	0,27
2,9	4,4	0,23								
2,6	3,9	0,26								
Taper roller bearings	For bores: 30 – 40 mm 45 – 110 mm 120 – 150 mm	1	0				0,4		1,6	0,37
				1,45	0,44					
				1,35	0,41					
				1,35	0,41					

Selanjutnya dilakukan penentuan *safety factor* berdasarkan tabel 2 [2]

Tabel 2 Nilai *safety factor bearing*

No.	Type of service	Service Factor (K _s)	
		Ball Bearings	Roller Bearings
1	Beban stabil dan sama	1,0	1,0
2	Beban kejut ringan	1,5	1,0
3	Beban kejut sedang	2,0	1,3
4	Beban kejut berat	2,5	1,7
5	Beban kejut ekstrim	3,0	2,0

Selanjutnya dicari beban ekuivalen dari bantalan menggunakan persamaan (4) [2].

$$W = K_S (X \cdot V \cdot W_R + Y \cdot W_A) \tag{4}$$

Maka dapat diketahui Umur pakai suatu bantalan menggunakan persamaan (5) [2].

$$L_{10} = \left[\frac{C}{W} \right]^b \times \frac{10^6}{60n} \tag{5}$$

2.3 Perhitungan Poros

Poros merupakan salah satu bagian terpenting dalam sebuah mesin, hampir semua mesin menggunakan poros. Karena mesin meneruskan tegangan bersama-sama dengan putaran dan peranan utama dalam transmisi tersebut dipegang oleh poros [3]. Poros belakang pada skuter roda tiga minimalis ini mengalami beban puntir dan beban lentur. Maka dicari dahulu momen maksimum dan torsi yang bekerja pada poros menggunakan persamaan (5) dan (6) [3].

$$M = \sqrt{(M_H)^2 + (M_V)^2} \tag{6}$$

Torsi yang bekerja pada poros :

$$T_{in} \cdot n_{in} = T_{poros} \cdot n_{poros} \tag{7}$$

Setelah itu ditentukan material pada poros dan dicari tegangan geser yang diizinkan menggunakan persamaan (8) [3].

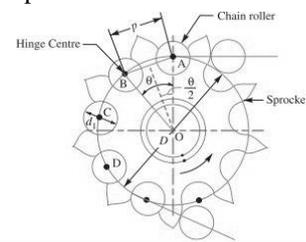
$$\tau_a = \frac{\tau}{SF1 \cdot SF2} \tag{8}$$

Maka dapat ditentukan diameter minimum pada poros menggunakan persamaan (9) [3].

$$d = \frac{5.1}{\tau_a} \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_t \cdot T)^2}^{1/3} \tag{9}$$

2.4 Perhitungan Sprocket & Chain

Sprocket adalah roda gigi bergigi yang berpasangan dengan rantai digunakan untuk memindahkan putaran dari mesin



Gambar 2 Skema *Pitch* pada *Sprocket* persamaan untuk mencari diameter (p) *pitch* diformulasikan pada persamaan (10) [2].

$$D = \frac{p}{\sin(\frac{180}{z1})} \tag{10}$$

Chain atau Rantai merupakan pasangan dari 2 *sprocket* yang biasanya digunakan untuk memindahkan daya atau putaran dari poros

penggerak ke poros yang digerakan dengan posisi sumbu sumbu porosnya sejajar. Untuk mengetahui Rasio kecepatan rantai dan *sprocket* (*chain drive*) dapat digunakan persamaan (11) [2].

$$\text{Ratio} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_1}{z_2} \quad (11)$$

2.5 Safety Factor

Dalam perancangan *chassis* harus diperhatikan tipe beban yang dialami agar rancangan dapat dikatakan aman. Besarnya tegangan yang terjadi harus lebih kecil atau sama dengan tegangan ijinnya. Dalam hal ini digunakan faktor keamanan atau *safety factor* disingkat “sf” adalah faktor yang digunakan untuk mengevaluasi agar Elemen Mesin terjamin aman dengan dimensi yang minimum atau kecil. Faktor keamanan ditentukan berdasarkan tabel 3 [1].

Tabel 3 *Safety Factor Chassis*

No.	Jenis Beban	Faktor Keamanan
1.	Beban statis	1,25 - 2
2.	Beban dinamis	2,1 - 3
3.	Beban kejut	3,1 - 5

2.6 Alur Penelitian

Pada Proses perancangan pada penelitian ini digunakan metode *Ulrich*. Metode *Ulrich* digunakan karena metode ini dapat merespon kebutuhan konsumen dan menyempurnakan produk rancangan berdasarkan *produk existing*, sehingga menghasilkan *output* yang maksimal. Pada proses analisa kekuatan struktur digunakan metode elemen hingga, Sehingga untuk model yang kompleks dapat diselesaikan tanpa menimpulkan galat. Adapun langkah-langkah penelitian sebagai berikut:

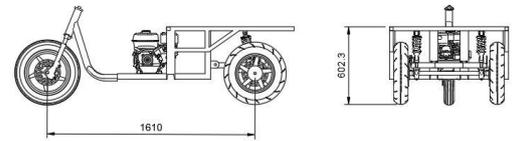
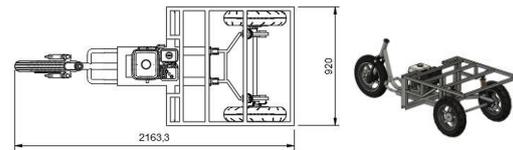
1. Pengumpulan data
2. Identifikasi kebutuhan konsumen
3. Pemodelan konsep.
4. Simulasi *finite element method*
5. Pemilihan konsep
6. Perhitungan elemen mesin
7. Pembuatan detail drawing
8. Pembuatan & perakitan kendaraan
9. Uji lapangan
10. Kesimpulan dan saran

Data yang dibutuhkan untuk penelitian ini dikumpulkan sebagai penunjang dalam proses perancangan. Data yang dibutuhkan yaitu kebutuhan konsumen disebarkan melalui angket, spesifikasi produk *existing*, dan referensi yang berkaitan dengan penelitian ini.

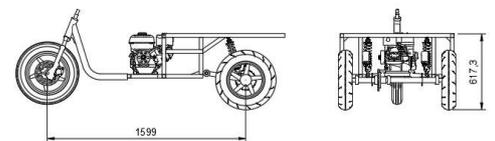
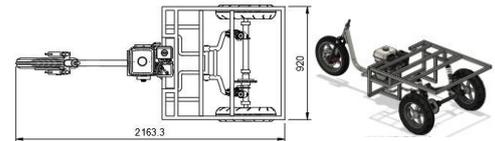
3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Pemilihan konsep

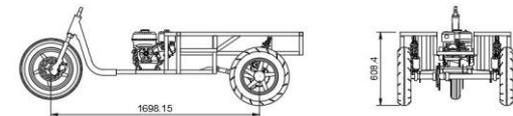
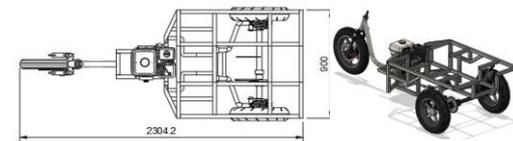
Dari data yang sudah di kumpulkan, dilakukan pemodelan 3 konsep. Ketiga model konsep dapat dilihat pada gambar 3,4, dan 5.



Gambar 3 Dimensi Konsep 1



Gambar 4 Dimensi konsep 2



Gambar 5 Dimensi konsep 3

Selanjutnya dilakukan pemilihan konsep berdasarkan 7 kriteria seleksi seperti yang tertera pada tabel 4.

Tabel 4 Pemilihan konsep

No.	Kriteria Seleksi	Bobot	Matrik Penilaian Konsep							
			Konsep 1		Konsep 2		Konsep 3		Existing	
			rate	Skor	rate	Skor	rate	Skor	rate	Skor
1	Ukuran dimensi kendaraan	20%	4	0.8	4	0.8	4	0.8	3	0.6
2	Keamanan	15%	3	0.45	3	0.45	2	0.3	3	0.45
3	Volume Kapasitas bak	15%	3	0.45	3	0.45	4	0.6	3	0.45
4	Mudah dimanufaktur	5%	4	0.2	3	0.15	3	0.15	3	0.15
5	Mudah dirawat	10%	4	0.4	3	0.3	3	0.3	3	0.3
6	Biaya kebutuhan material	20%	4	0.8	4	0.8	3	0.6	3	0.6
7	Fungsi	15%	2	0.3	2	0.3	2	0.3	3	0.45
	Nilai absolut	100%	24	3.4	22	3.25	21	3.05	21	3
	Nilai relatif			26.77		25.19		23.64		23.26
	Ranking			1		2		3		4

Berdasarkan tabel 4 didapatkan pemenang yaitu konsep pertama dengan nilai relatif 26.77%. Dihasilkan desain kendaraan dengan dimensi panjang x lebar x tinggi (2163 mm x 920 mm x 902 mm). *Chassis* kendaraan mendapat beban 340 kg, setelah dilakukan analisa FEM menggunakan *software autodesk fusion 360*, tegangan maksimum pada *chassis* sebesar 73,83 MPa dengan *safety factor* 3,38 seperti pada gambar 4.



Gambar 6 Analisa FEM

Chassis dapat dikatakan aman terhadap pembebanan 340 kg karena *safety factor* > 3,1.

3.2 Perhitungan Elemen mesin

Selanjutnya dilakukan perhitungan elemen mesin.

1. Perhitungan kebutuhan daya mesin

Dilakukan perhitungan daya mesin Berikut ini adalah data-data yang diperlukan untuk melakukan perhitungan daya motor yang dibutuhkan.

- Berat penuh kendaraan = 340 kg
- Koefisien RR (Cr) = 0,013 (jalan aspal)
- Koefisien WR (Cd) = 0,6 (Sepeda motor)
- Max speed (V) = 12,5 m/s
- percepatan (a) = 0,4 m/s²

a. Gaya rolling resistance

$$\begin{aligned} Fr &= Cr \cdot m \cdot g \\ &= 0,013 \times (407 \cdot 9,8) \\ &= 0,013 \times 3988,6 \\ &= 51,85 \text{ N} \end{aligned}$$

b. Gaya wind resistance

$$\begin{aligned} Fw &= \frac{1}{2} \cdot Cd \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A \\ &= \frac{1}{2} \cdot 0,6 \cdot 1,225 \cdot 12,5^2 \cdot 0,5 \\ &= 31,1 \text{ N} \end{aligned}$$

c. Gaya akselerasi

$$\begin{aligned} Fa &= m \cdot a \\ &= 407 \cdot 0,4 \\ &= 162,8 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Total gaya traksi} &= Fr + Fw + Fa \\ &= 252,98 \text{ N} \end{aligned}$$

daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan kendaraan :

$$\begin{aligned} P &= \frac{F_t \cdot v}{\eta} \\ &= \frac{252,98 \cdot 12,5}{0,85} \\ &= 3720,29 \text{ Watt} = 5 \text{ Hp} \end{aligned}$$

2. Perhitungan sprocket dan chain

Berikut data yang diperlukan dalam melakukan perencanaan sprocket.

- Kecepatan (V) = 12,5 m/s
- Diameter velg (D_{velg}) = 0,35 m
- Kecepatan sudut ω = 52 rad/s
- Torsi maksimum mesin = $\frac{1,26 \text{ Kgf.m}}{2500 \text{ rpm}}$

a. Rpm yang dibutuhkan pada roda belakang

$$n = (\omega \times 60) / (2 \times \pi)$$

$$\begin{aligned} &= (50 \times 60) / (2 \times 3,14) \\ &= 500 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Maka diperlukan reduksi sprocket 5:1 agar mendapatkan 500 rpm pada roda belakang.

b. Jumlah gigi pada masing-masing sprocket

- Chain drive 1

$$z_1 = 12 \text{ teeth}$$

$$z_2 = 15 \text{ teeth}$$

$$\text{Sprocket ratio} = 1,25:1$$

maka rpm pada sprocket 2 :

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

$$\frac{12}{15} = \frac{n_2}{2500}$$

$$n_2 = 2000 \text{ rpm}$$

- Chain drive 2

$$z_3 = 14 \text{ teeth}$$

$$n_3 = n_2$$

maka jumlah gigi pada sprocket 4:

$$\frac{z_3}{z_4} = \frac{n_4}{n_3}$$

$$\frac{14}{z_4} = \frac{500}{2000}$$

$$z_4 = 2000$$

$$z_4 = 56 \text{ teeth}$$

$$\text{Sprocket ratio} = 4:1$$

3. Perhitungan poros

Dilakukan perencanaan diameter poros belakang dengan data sebagai berikut:

$$\text{Torsi maksimum mesin} = \frac{1,26 \text{ Kgf.m}}{2500 \text{ rpm}}$$

$$\text{kecepatan putar poros (n)} = 500 \text{ rpm}$$

$$\text{faktor koreksi (Fc)} = 1,2$$

$$\text{Safety factor 1 (Sf}_1\text{)} = 6 \text{ (material S-C)}$$

$$\text{Safety factor 2 (Sf}_2\text{)} = 1,3$$

$$\text{Kt (beban kejut)} = 1,2$$

$$\text{Km (tumbukan ringan)} = 1,5$$

$$\text{Shear strength } (\tau) \text{ (S45C)} = 58$$

$$\text{Momen maksimum} = 19065,67 \text{ Kgmm}$$

a. Torsi pada poros :

$$T_{in} \cdot n_{in} = T_{poros} \cdot n_{poros}$$

$$1,26 \cdot 2500 = T_{out} \cdot 500$$

$$T_{out} = 6,3 \text{ kgf.m}$$

b. Tegangan geser yang diizinkan :

$$\tau_a = \frac{\tau}{SF_1 \cdot SF_2}$$

$$= \frac{58}{6 \cdot 1,3}$$

$$= 7,43 \text{ kg/mm}^2$$

c. Diameter poros minimum

$$d = \frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_t \cdot T)^2}^{1/3}$$

$$= \left(\frac{5,1}{7,43}\right) \sqrt{(1,5 \cdot 19065,67)^2 + (1,2 \cdot 6300)^2}^{1/3}$$

$$= 29,07 \text{ mm} \approx 30 \text{ mm}$$

4. Perhitungan umur bearing

Dipilih bearing pillow block UCP206 dengan spesifikasi:

$$(C) = 19,5 \text{ kN}$$

$$(C_0) = 11,4 \text{ kN}$$

putaran poros (n) = 500 rpm
 Torsi poros (T) = 62000 Nmm

a. Gaya aksial pada bearing

$$W_A = m \times g \\ = 141,13 \times 9,8 \\ = 1383,07 \text{ N}$$

b. Gaya radial pada bearing

$$W_R = \frac{T}{\frac{d}{2}} \\ = \frac{62000}{15} = 4133,3 \text{ N}$$

c. Beban ekuivalent bearing

Maka diketahui nilai W_A/C_0 dan W_A/WR

$$\frac{W_A}{C_0} = 0,121 \\ \frac{W_A}{W_R} = 0,33$$

Berdasarkan tabel 1 didapatkan nilai X = 0,56 dan Y = 1,2 Bearing mengalami beban dinamis kejut ringan maka nilai KS = 1,5.

Maka beban *equivalent* :

$$W = KS (X.V.WR + Y . WA) \\ = 1,5 (0,56 . 1 . 4133,3 + 1,2 . 1383,07) \\ = 1,5 (2314,64 + 1659,68) \\ = 5961,48 \text{ N} = 5,961 \text{ kN}$$

d. Umur bearing

$$L = \frac{10^6}{60.n} \left(\frac{C_0}{P} \right)^3 \\ = \frac{10^6}{60 . 500} \left(\frac{19,5}{5,961} \right)^3 \\ = 33,33 . 34,96 \\ = 1165,21 \text{ Jam}$$

3.3 Proses Manufaktur

Kegiatan dilakukan dengan beberapa tahap yang akan dijelaskan dan disertai tampilan gambar-gambar saat proses fabrikasi dan perakitan berjalan.

1. Alat – alat dalam proses fabrikasi

Alat-alat yang akan dipergunakan untuk membuat kendaraan skuter roda tiga minimalis adalah Penggaris, Meteran, Jangka Sorong, Gergaji Besi, Mesin las (SMAW, OAW), Mesin Bubut, Mesin Drill, Gerinda, Compressor, Tap Ulir.

2. Tahap Pembuatan *Chassis*

Chassis kendaraan dirancang menggunakan profil Pipa 1 ½ inchi untuk bagian depan, profil UNP 6½ untuk bagian bawah dan profil hollow 30 x 30 x 2 mm sebagai bagian atas. Proses pembuatan *Chassis* meliputi, bending, cutting, las.



Gambar 7 Chassis

3. Tahap pembuatan *Swing arm*

Proses pembuatan *swing arm* dilakukan pemotongan profil 40 mm x 24 mm. Proses pembuatan *swing arm* meliputi, cutting dan las SMAW.

4. Tahap pembuatan poros belakang dan hub sprocket

Pembuatan poros belakang menggunakan material poros diameter 30 mm kemudian dilakukan proses bubut pada kedua ujung dengan diameter 17 mm lakukan dilakukan proses tap luar. Pada hub sprocket juga dilakukan proses bubut menggunakan material plat tebal 5 mm lalu dilakukan proses *drill*.



Gambar 8 Proses bubut (kiri) dan Poros (kanan)

5. Tahap perakitan dan finishing awal

Setelah semua komponen telah difabrikasi maka selanjutnya dilakukan perakitan hingga menjadi suatu kendaraan utuh sesuai yang telah dirancang. Sebelum proses pengecatan dilakukan proses gerinda terlebih dahulu pada bagian bekas las, lalu dilakukan pendempulan agar permukaan halus dan rata.



Gambar 9 Produk akhir

3.4 Perhitungan Biaya

Biaya pembuatan skuter roda tiga minimalis terdiri dari biaya proses fabrikasi dan biaya bahan baku.

1. Biaya bahan baku

Biaya bahan baku adalah biaya pembelian komponen-komponen dan raw material yang dibutuhkan dalam proses pembuatan skuter roda tiga minimalis disajikan pada tabel 5.

Tabel 5 Biaya bahan baku

No.	Komponen	Jumlah	Harga (Rp)	Total (Rp)
1	Hollow 30 mm x 30 mm x 2 mm	12 m	125.000/6m	250000
2	Kanal UNP 6 1/2	6 m	185.000/6m	185000
3	Pipa Sch 40 1 1/2 inch	6 m	230.000/6m	230000
4	Poros S45C 30 mm	1 m	140.000/1m	140000
5	Hollow 40 mm x 24 mm	3m	83.000/3m	83000
6	Poros s45c 17 mm	50cm	53.000/50cm	53000
7	Engine Honda GX200T2 QD	1 unit	3.300.000/unit	3300000
8	Velig ring 14 inch + ban	3 unit	345.000/unit	1035000
9	Shockbreaker depan & segitiga	1 unit	325.000/unit	325000
10	Shockbreaker belakang	2 unit	300.000/unit	600000
11	Pillow block bearing UCP206	2 unit	72.000/unit	144000
12	Pillow block bearing UCP203	2 unit	35.000/unit	70000
13	Kopling sentrifugal 12T	1 unit	330.000/unit	330000
14	Sprocket 14T	1 unit	15.000/unit	15000
15	Sprocket 13T	1 unit	16.000 /unit	16000
16	Sprocket 56T	1 unit	140.000/unit	140000
17	Rantai 428	2 pack	40.000/pack	80000
18	Rumah komstir	1 unit	125.000/unit	125000
19	rubber mounting	4 unit	5.000/unit	20000
20	bearing velg	6 unit	5.000/unit	30000
21	Bak 1,4 m x 1,2 m	1 unit	750.000/unit	750000
22	Plat ss400 (5 mm) 30 x 15 cm	450 cm2	55.000/450cm2	55000
23	Dempul	6 kg	94.000/3kg	188000
Total				8.164.000

2. Total biaya pembuatan

Biaya pembuatan adalah semua biaya yang dikeluarkan untuk membayar peminjaman alat dan jasa pembuatan dan fabrikasi kendaraan disajikan pada tabel 6.

Tabel 6 Biaya pembuatan

No.	Proses	Harga (Rp)
1	Pengelasan	1300000
2	Bubut	700000
3	Gerinda/cutting	300000
4	Drilling	150000
5	Pengecatan	750000
Total		3.200.000

3. Biaya Total

$$\begin{aligned} \text{Biaya Total} &= \text{Biaya bahan baku} + \text{Biaya pembuatan} + \text{Biaya pembuatan sistem handling dan pengereman} \\ &= \text{Rp. } 8.164.000 + \text{Rp. } 3.200.000 + \text{Rp. } 1.276.000 \\ &= \text{Rp. } 12.640.000 \end{aligned}$$

Jadi biaya total dari proses perancangan dan pembuatan kendaraan skuter roda tiga minimalis pada tugas akhir ini adalah Rp. 12.640.000.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil pembahasan pada penelitian ini, maka dapat di simpulkan:

Dihasilkan dimensi kendaraan skuter roda tiga minimalis dengan panjang x lebar x tinggi = 2227,3 mm x 940 mm x 967,24 mm. Hasil simulasi metode elemen hingga menggunakan software Autodesk fusion 360 diperoleh tegangan maksimum pada chassis sebesar 73,84 MPa dengan safety factor 3,38. Chassis kendaraan memiliki dimensi panjang x lebar x tinggi sebesar (1786mm x 920 mm x 777,9 mm) dengan bahan ASTM A36. Swing arm yang

dipilih menggunakan profil hollow 40 mm x 20 mm dan memiliki dimensi panjang x lebar (435,75 mm x 534 mm) dengan bahan ASTM A36. Poros belakang yang digunakan memiliki diameter sebesar 30 mm dan panjang sebesar 800 mm dengan material bahan poros yaitu S45C. Bantalan yang dipilih adalah jenis pillow block bearing dengan tipe UCP206. Sprocket ratio pada drive chain pertama 1,25:1. Sprocket ratio pada drive chain kedua = 4:1. Rantai yang dipilih jenis single roller chain tipe 428 dan Sprocket dengan ukuran 12 teeth, 15 teeth, 14 teeth dan 56 teeth. Total pembuatan biaya kendaraan skuter roda tiga minimalis adalah Rp. 12.640.000.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Ucapan terimakasih penulis sampaikan kepada keluarga, dosen pembimbing, teman – teman dan semua pihak yang tidak bisa disebutkan satu persatu yang telah berkontribusi baik moril maupun materiil dalam penyelesaian penulisan artikel.

6. PUSTAKA

- [1] Dobrovolsky, V. (1978). *Machine Elements 2nd Edition*. Peace, Moscow.
- [2] Khurmi, & Gupta. (2005). *A Textbook of Machine Design*. Eurasia Publishing House, New Delhi.
- [3] Sularso, & Suga, K. (2004). *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin cet II*. Pradnya Paramita, Jakarta.
- [4] Tenaya, I. G., & I ketut Adi Atmika. (2004). Karakteristik Traksi Dan Kinerja Transmisi Pada Sistem Gear Transmission Dan Gearless Transmission. *Journal Teknologi Elektro*, Vol. 3, No. 2, pp20-25.