

Perancangan Dan Pembuatan Sistem Kemudi Pada Mobil Roda Tiga

Lud Lailah Lu'lu'atul Luthfiyah^{1*}, Sudiyono², dan Fipka Bisono³

Program Studi Teknik Desain dan Manufaktur, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111, Indonesia.^{1,3}

Program Studi Teknik Permesinan Kapal, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111, Indonesia.²

E-mail: leavy96@gmail.com^{1*}

Abstract – In the current era of globalization, technology is growing rapidly. Many people are competing in creating renewable technologies. With the in habitants expansion in the big city makes the spacious city become crowded have traffic jam everywhere. Until appears an idea to make transportation equipment that is minimalist and economical in its use, namely a three wheels car. This car will be designed to a minimum as possible and is very comfortable also has the ability to maneuver well. With the right handling system design, it will resulting a lighter, convenient, and secure driving process. To solve this problem, before making a three wheels minimalist car handling system, a design is needed first to find out the needed components for making a three wheels car using CAD (Computer Aided Design) software. In addition to the steering system, the pedal on the braking system also requires a comfortable design for the driver. The formed angle on the front wheel is 24,790. Moments on the steering system amounted to 601,32 Ncm using steel marerial ST 37. The gas pedal lever, clutch, and brake using material ASTM A 615 because the material considered strong for maximum traction quality for 560.4N.

Keywords : handling system, ASTM A 615, ST 37, CAD, three wheels car

1. PENDAHULUAN

Pada era globalisasi saat ini, alat transportasi dibutuhkan untuk banyak orang, dari kalangan bawah sampai atas. Sehingga alat transportasi pada saat ini menjadi kebutuhan pokok bagi masyarakat. Dengan kondisi saat ini menyebabkan kota – kota besar sangat padat tiap harinya, kemacetan dimana – mana, terutama pada kota metropolitan. Banyak orang lebih memilih mengendarai motor karena bisa menempuh tujuan dengan cepat. Akan tetapi apabila jarak yang ditempuh jauh, maka mobil juga dibutuhkan . hal yang sering membuat jalanan semakin padat ialah pengendara mobil yang hanya ditumpangi 1 orang saja. Itu sangat berpengaruh menimbulkan kemacetan dijalanan, karena dengan ukuran mobil yang begitu besar dan tidak minimalis.

Untuk menyelesaikan masalah tersebut, maka munculah gagasan mobil yang dapat mengurangi kemacetan serta inovatif yang disebut dengan mobil roda tiga. Mungkin untuk saat ini mobil ini tidak banyak diketahui banyak orang, tetapi dimasa mendatang mobil ini bisa menjadi inovasi yang diperhitungkan. Karena bentuknya yang minimalis, sehingga dapat mengurangi kemacetan yang terjadi saat ini.

Sistem *Handling* ini adalah salah satu komponen terpenting untuk mobil roda tiga. Dengan perancangan *Handling* yang tepat, maka akan membuat pengendara mobil roda tiga merasa nyaman. Sistem handling yang akan dibahas meliputi sistem kemudi, desain pedal gas, dan

desain pedal pengereman. Oleh karena itu pada penelitian ini akan dilakukan perancangan dan pembuatan sistem kemudi mobil roda tiga, perancangan dan pembuatan sistem pedal gas untuk mobil roda tiga, sistem pedal kopling untuk mobil roda tiga, dan sistem pedal rem untuk mobil roda tiga.

2. METODOLOGI

Metode yang digunakan pada penelitian ini adalah Metode *Ulrich*. Langkah – langkah pengerjaan dilakukan sebagai berikut.

1. Melakukan Pengumpulan Data.
2. Membuat konsep desain untuk Sistem *Handling* Mobil Roda Tiga.
3. Memilih konsep desain untuk Sistem *Handling* Mobil Roda Tiga.
4. Pemodelan dan perhitungan desain pada konsep terpilih menggunakan *software* CAD.
5. Pembuatan dan perakitan Sistem *Handling*.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Perhitungan Gaya Statis Kendaraan

Gaya statis terjadi ketika kendaraan dalam posisi diam. Gaya yang diterima oleh rangka hanya disebabkan oleh berat dari *sprung mass*. Bagian yang termasuk *sprung mass* adalah penumpang, engine, dan tangki bahan bakar. Gaya berat dari *sprung mass* adalah sebagai berikut.

$$W_p = m_{penumpang} \cdot g$$

$$W_p = 210 \cdot 9,81 = 2060,1 \text{ N}$$

$$W_e = m_{engine} \cdot g$$

$$W_e = 30 \cdot 9,81 = 294,3 \text{ N}$$

$$W_t = m_{tangki} \cdot g$$

$$W_t = 8 \cdot 9,81 = 78,48 \text{ N}$$

Gaya normal reaksi pada roda depan dan belakang kendaraan dapat dirumuskan sebagai berikut :

Berat total (W) = 503 kg
 Jarak titik pusat ke sumbu poros roda depan
 (a) = 1,4 m
 Jarak titik pusat ke sumbu poros roda belakang
 (b) = 0,6 m

$$F_{zf} = \frac{W \cdot b}{L}$$

$$F_{zf} = \frac{503 \cdot 9,81 \cdot 0,6}{1,96}$$

$$F_{zf} = 1510,53 \text{ N}$$

$$F_{zr} = \frac{W \cdot a}{L}$$

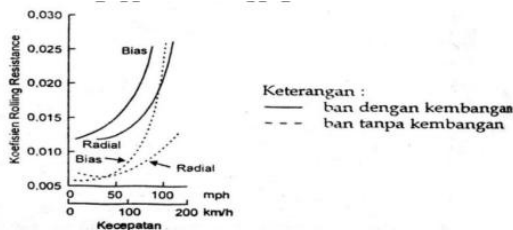
$$F_{zr} = \frac{503 \cdot 9,81 \cdot 1,4}{1,96}$$

$$F_{zr} = 3524,59 \text{ N}$$

Besarnya nilai F_{zf} dibagi menjadi dua, karena terdapat dua roda dibagian depan mobil, sehingga roda depan kanan dan roda depan kiri masing – masing menerima gaya reaksi yang sama besarnya, yaitu 755,26 N. untuk roda belakang sendiri menerima gaya reaksi sebesar 3524,59 N.

3.2 Gaya Gesek Pada Roda Depan

Untuk menentukan nilai gaya gesek dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :



Gambar 1. Pengaruh Kecepatan pada Koefisien Rolling Resistance (Sutantra,2001)

$$f_s = W \times \mu_s$$

Dengan
 Massa total mobil (W) = 503 kg
 Koefisien gesek (μ_s) = 0,012
 (diasumsikan kecepatan 100 km/h)

Sehingga perhitungan gaya gesek yang diterima pada masing masing roda adalah sebagai berikut.

$$f_s = W \times \mu_s$$

$$f_s = m \times g \times \mu_s$$

$$f_s = 503 \times 9,81 \times 0,012$$

$$f_s = 59,21 \text{ N}$$

Setelah dilakukan untuk perhitungan, maka gaya gesek yang terjadi pada roda saat mobil melakukan belok pada mobil didapatkan sebesar 59,21 N.

3.3 Analisa Sudut Belok

Untuk menentukan sudut belok maksimal, perlu diketahui terlebih dahulu mengenai *turning radius* mobil tersebut. Pada penelitian sebelumnya telah didapatkan nilai *turning radius* 5 m dengan sudut slip 6,84.

Dengan
Radius ackerman (R) = 5 m
 b (jarak dari poros roda belakang ke *centre of gravity*) = 0,6 m

dengan nilai yang sudah diketahui, sehingga dapat dilakukan perhitungan untuk mencari R1.

$$R_1 = \sqrt{R^2 - b^2}$$

$$R_1 = \sqrt{5^2 - 0,6^2}$$

$$R_1 = \sqrt{25 - 0,36}$$

$$R_1 = 4,9 \text{ m}$$

Sudut roda yang terbentuk pada bagian dalam lintasan adalah sebagai berikut.

$$\tan \delta_i = \frac{l}{R_1 - \frac{w}{2}}$$

$$\tan \delta_i = \frac{1,96}{4,9 \text{ m} - \frac{1,32 \text{ m}}{2}}$$

$$\tan \delta_i = \frac{1,96}{4,24}$$

$$\tan \delta_i = 0,462$$

$$\delta_i = 24,79^\circ$$

Sedangkan sudut yang dibentuk roda pada bagian luar lintasan adalah sebagai berikut

$$\tan \delta_o = \frac{l}{R_1 + \frac{w}{2}}$$

$$\tan \delta_o = \frac{1,96}{4,9 \text{ m} + \frac{1,32 \text{ m}}{2}}$$

$$\tan \delta_o = \frac{1,96}{5,56}$$

$$\tan \delta_o = 0,352$$

$$\delta_o = 19,42^\circ$$

3.4 Analisa Perhitungan Rack and Pinion

$$W_f = \frac{1}{2} \times W$$

$$W_f = \frac{1}{2} \times (503 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})$$

$$W_f = 2467,21 \text{ N}$$

Sehingga gaya yang ditumpu tiap roda depan adalah 2467,21 N dengan angka keamanan sebesar 1,45 dan besarnya gaya yang dibutuhkan untuk membelokkan roda depan dapat diketahui melalui.

Dengan
 $W = 3577,46 \text{ N}$
 $\mu = 0,2$ (pada gambar grafik 2.12)
 $B = 0,07 \text{ m}$
 $E = 0,12 \text{ m}$

$$T_w = w \times \mu \times \sqrt{\frac{B^2 + E^2}{8}}$$

$$T_w = 3577,46 \times 0,2 \times \sqrt{\frac{0,07^2 + 0,12^2}{8}}$$

$$T_w = 3577,46 \times 0,2 \times \sqrt{\frac{4,9 \times 10^{-3} + 0,0144}{8}}$$

$$T_w = 35,14 \text{ Nm}$$

3.5 Analisa Perhitungan Sistem Pitman Arm

Sebelum menghitung torsi, hal yang perlu diketahui terlebih dahulu adalah perhitungan untuk momen inersia polar poros pejal dengan persamaan berikut.

D adalah nilai diameter tierod, sehingga nilai momen inersia polar adalah sebagai berikut.

$$J = \frac{\pi d^4}{32}$$

$$J = \frac{3,14 (1,6)^4}{32} = 0,64 \text{ cm}^4$$

Perhitungan tegangan geser maksimal dapat dihitung dengan persamaan berikut,

$$Fs = \frac{F}{A}$$

$$Fs = \frac{1510,53}{3,14 \times 0,8^2}$$

$$Fs = 751,65 \text{ N/cm}^2$$

$$Fs = 7516500 \text{ Pa}$$

Setelah didapatkan nilai tegangan geser maksimalnya, maka dapat dilakukan untuk mengetahui nilai torsi pada sistem kemudi dengan persamaan sebagai berikut,

$$\frac{T}{J} = \frac{Fs}{r}$$

$$T = \frac{f_s \times J}{r}$$

$$T = \frac{751,65 \times 0,64}{0,8}$$

$$T = 601,32 \text{ Ncm}$$

Setelah diketahui tegangan geser maksimal pada poros kemudi yaitu sebesar 7516500 Pa, tegangan ijin untuk material baja ST 37 sebesar 58,75 MPa atau $58,75 \times 10^6 \text{ Pa}$. sehingga dapat disimpulkan bahwa material ST 37 dapat digunakan untuk poros kemudi mobil roda tiga

karena nilai tegangan geser maksimalnya lebih kecil dari tegangan ijin material.

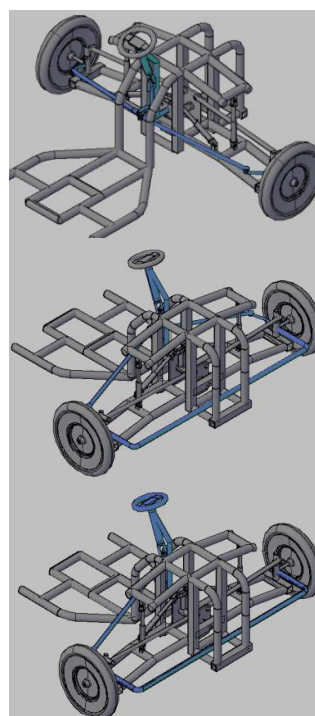
3.5 Pemilihan Sistem Kemudi

Kriteria Seleksi	Konsep Produk		
	Rack and Pinion	Pitman Arm	Referensi
1. Kebutuhan besar torsi	+	-	
2. Kemudahan bermanuver	+	-	
3. Kemudahan perawatan dan perbaikan	-	+	
4. Pengaplikasian pada tilting	-	+	
5. Manufaktur dan perakitan	-	+	
6. Ekonomis	-	+	
Jumlah +	2	4	
Jumlah -	4	2	

Dari table dapat disimpulkan dari nilai + terbanyak, yaitu sistem terpilih menggunakan sistem kemudi Pitman Arm.

3.6 Penyaringan Konsep Pada Sistem Terpilih

Berikut adalah ketiga konsep desain yang akan digunakan pada sistem kemudi



Gambar 2. Konsep Desain

Konsep 1 yaitu menggunakan *dual long tierod*, konsep ke 2 menggunakan *dual long tierod* dengan *track bar*, dan konsep ketiga *single long tierod* dengan *track bar*. Setelah konsep ditentukan selanjutnya adalah pemilihan konsep menggunakan table matriks evaluasi konsep seperti berikut ini.

Tabel 2: Matriks evaluasi konsep

Kriteria seleksi	Konsep desain						
	Bobot (%)	Dual long tierod		Dual long tierod dengan track bar		Single long tierod dengan track bar	
		Rate	Skor bobot	Rate	Skor bobot	Rate	Skor bobot
Kesesuaian kebutuhan Torsi	10 %	4	0,4	4	0,4	4	0,4
Kemudahan Pengoperasian	20%	3	0,6	3	0,6	2	0,4
Kemudahan pencarian Sparepart	10%	4	0,4	4	0,4	4	0,4
Segi Ekonomis	10%	4	0,4	3	0,3	2	0,2
Kemudahan dalam perawatan	10%	4	0,4	3	0,3	3	0,3
Manufaktur dan Perakitan	10%	3	0,3	2	0,2	2	0,2
Pengaplikasian pada sistem tilting	30%	4	1,2	2	0,6	3	0,9
Nilai Absolut dan Relatif		3,7	39,7%	2,8	30,1 %	2,8	30,1 %

Dari table berikut dapat disimpulkan sistem kemudi pada mobil roda tiga menggunakan dual long tierod karena sistem tersebut mendukung terhadap aspek yang ditentukan.

3.7 Sistem Pedal

1. Perhitungan gaya injak pedal rem pada konsep 1

Besarnya gaya injak pada sistem pedal juga dipengaruhi dari desain dan dimensi pedal. Pernyataan berikut dapat dibuktikan dari perhitungan 2 konsep untuk menentukan gaya injaknya. Perhitungan gaya injak yang dibutuhkan pengemudi untuk menginjak pedal dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$F_{master\ silinder} = F_{kaki} \times \frac{a}{b}$$

$$F_{master\ silinder} = 69,6 \text{ N (dari sistem pengereman)}$$

a (jarak tumpuan ke piston) = 140,1

b (Jarak piston ke ujung pedal) = 115

$$F_{kaki} = F_{master\ silinder} \times \frac{b}{a}$$

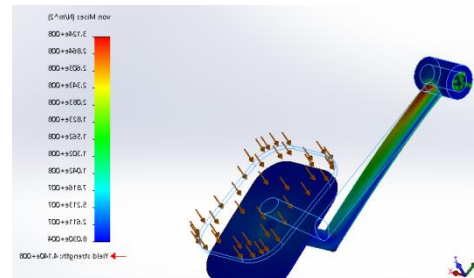
$$F_{kaki} = 69,6 \text{ N} \times \frac{115}{140,1}$$

$$F_{kaki} = 57,13 \text{ kg}$$

$$F_{kaki} = 560,4 \text{ N}$$

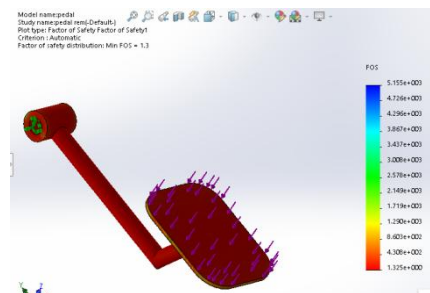
2. Analisa kekuatan material

Material yang digunakan menggunakan material ASTM A 615. Akan dilakukan analisa fem untuk mengetahui titik stress dan nilainya. Adapun spesifikasi material tersebut yaitu seperti pada gambar : Sehingga dapat diketahui besar stress yang terjadi pada material tersebut.



Gambar 3. Nilai stress konsep 1 pada software

Setelah dilakukan analisa FEM, didapatkan hasil untuk nilai stressnya sebesar 3.124e+008 dengan nilai yield strength sebesar 3.140e+008. Sehingga material bisa digunakan untuk tuas pada sistem pedal karena nilai stress yang didapatkan lebih kecil dari nilai yield strength untuk material ASTM A 615.



Gambar 4. Nilai safety factor konsep 1 pada software

Kemudian didapatkan *safety factor* menggunakan material ASTM A 615 sebesar 1,3 sehingga dinyatakan material kuat. Karena nilai *safety factor* > 1 termasuk dalam *allowable stress design*.

3.8 Hasil Pengujian Sudut Belok

Menurut Wibowo, 2010 dalam penelitiannya menyatakan bahwa sudut belok roda depan hampir tidak pernah lebih dari 25⁰ karena kendaraan bisa mengalami rolling, akan tetapi pada umumnya seperti pada mobil BMW sudut belok maksimal sebesar 32⁰. Sudut belok yang dihasilkan mobil roda tiga dari perhitungan dengan pengujian pada benda tidak memiliki perbedaan yang signifikan, sehingga sudut belok pada mobil roda tiga masih dinyatakan aman dan mengikuti standart belok mobil pada umumnya.

Tabel 3: Hasil Pengujian

	Hasil Perhitungan	Hasil Pengujian
Sudut dalam (δ_i)	24,79°	30°
Sudut luar (δ_o)	19,42°	30°
Sudut slip ($\alpha = \beta$)	6,84°	15°

4. KESIMPULAN

Gaya reaksi pada roda depan sebesar 755,26N dan gaya reaksi untuk roda belakang sebesar 3524,59 N. Sudut yang terbentuk pada roda depan sebesar 24,79°, sudut belok sesuai dengan standart yang ditentukan yaitu 25° sampai 32°. Momen pada sistem kemudi sebesar 601,32 Ncm dengan menggunakan marerial baja ST 37. Tuas pedal gas, kopling, dan rem menggunakan material ASTM A 615 karena material dianggap kuat untuk menerima gaya injak maksimal sebesar 560,4N. Hal ini dibuktikan dari analisa FEM yang didapatkan *safety factor* > 1.

5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] Abimayu, B. , Amat, M.A., Suryosambodho, T. (2012). *Centre of Graviity and Steering Dynamics of a Vehicle*. **Laporan Tengah Semester**. Jurusan Teknik Mesin Universitas Indonesia.
- [2] Arifin, H. A. (2017). Perhitungan Ulang Sistem Pengereman Mobil Nogogeni 3 Evo Untuk Shell Eco Marathon Asia 2017. **Laporan Penelitian Tugas Akhir**, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [3] Artika, K.D., Syahyuniar, R., Priono, N. (2017). *Perancangan Sistem Kemudi Manual Pada Mobil Listrik*. **Jurnal Elemen**, Vol. 4, No. 1, ISSN : 2442 – 4471 , Tanah Laut.
- [4] Batan, L. M. I. 2012, **Desain Produk**, edisi pertama. Surabaya; Inti Karya Guna.
- [5] Fajar, D.I. (2015). Analisa Sistem Kemudi Mobil Listrik Brajawahana ITS Terhadap Kondisi Ackerman. **Laporan Tugas Akhir**. Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [6] Herdianto, A. (2013). Perancangan Sistem Kemudi, Sistem Rem, Dan Roda Urban City Car Untuk Kompetisi Urbanconcept Shell Eco – Marathon. **Laporan Tugas Akhir**. Jurusan Teknik Mesin Universitas Kristem Petra.
- [7] Pahlevi, R. dan Wasiwitono, U. (2014). Perancangan Mekanisme Uji Karakteristik Sistem Kemudi. **Laporan Penelitian**. Jurusan Teknik Mesin Intitut Teknologi Sepuluh Nopember.

- [8] Setiyono, R. (2015). Analisa Gaya Pengereman Pada Mobil Nasional Mini Truck. **Laporan Tugas Akhir**. Jurusan Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Surakarta.
- [9] Sudiyono, S., So'im, S., & Arfianto, A. (2018). PERANCANGAN KAPAL WISATA DANAU DENGAN SISTEM PENGGERAK PADDLE WHEEL DAN BATERAI (ACCU) SEBAGAI SUMBER ENERGI. *Jurnal Teknologi Maritim*, 1(1), 1-10
- [10] Sutantra, I., (2001). **Teknologi Otomotif Teori dan Aplikasi Edisi Pertama** Guna Widya, Surabaya.
- [11] Sutantra, I. dan Sampurno, B., (2010). **Teknologi Otomotif Teori dan Aplikasi Edisi Kedua**. Guna Widya, Surabaya.

