

# Perancangan dan Analisa Sistem Kemudi *Narrow Tilting Vehicle* dengan Variasi *Trackwidth* dan Panjang Suspensi *Arm*

Idestrian Adzanta dan Unggul Wasiwitono

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia

*e-mail*: [unggul@me.its.ac.id](mailto:unggul@me.its.ac.id)

**Abstrak**— Seiring bertambahnya jumlah penduduk di suatu kota menyebabkan peningkatan pada jumlah kendaraan. Hal ini menyebabkan kepadatan lalu lintas yang menjadi masalah besar bagi penduduknya. Saat terjadi kemacetan, pergerakan menjadi terbatas khususnya pada mobil yang memiliki dimensi yang lebih lebar dibandingkan motor. Salah satu solusi untuk kondisi tersebut adalah dengan membuat desain kendaraan yang kecil, aman, dan irit bahan bakar yaitu dengan membuat kendaraan *narrow tilting vehicle*. Langkah awal yang dilakukan dalam proses perancangan sistem kemudi adalah membuat rancangan 3D sistem kemudi pada *software*. Pendekatan yang digunakan pada perancangan ini adalah melakukan simulasi kinematika dari sistem kemudi dengan variasi *trackwidth* sebesar 800 mm, 1000 mm dan 1200 mm. Selain itu variasi yang diberikan berupa panjang *knuckle* dan panjang *hub steering* untuk mengetahui pengaruhnya terhadap sudut belok menurut prinsip *Ackerman*. Kemudian dari masing-masing *trackwidth* akan dianalisa sudut *camber* yang dihasilkan dengan variasi panjang *upper arm* agar kendaraan tetap aman dan nyaman. Pada tugas akhir ini hasil analisa yang didapatkan adalah konfigurasi *trackwidth* yang sesuai dengan prinsip belok *Ackerman* dicapai pada *trackwidth* 1000 mm dengan panjang *knuckle* 134 mm dan panjang *hub steering* 139,64 mm. Rancangan tersebut menghasilkan sudut belok roda dalam ( $\delta_i$ ) 38° dan sudut belok roda luar ( $\delta_o$ ) sebesar 27°. Untuk variasi panjang *upper arm* pada *trackwidth* 1000 mm digunakan *upper arm* dengan panjang 457,5 mm yang menghasilkan sudut *camber*  $\pm 0,6^\circ$ .

**Kata Kunci**—Sistem kemudi, *narrow three vehicle*, kinematika suspensi, prinsip *Ackerman*, sudut *camber*.

## I. PENDAHULUAN

DEWASA ini seiring dengan bertambahnya jumlah penduduk di suatu kota, menyebabkan peningkatan pada jumlah kendaraan. Dengan meningkatnya jumlah kendaraan hingga 5% per tahun di Indonesia menyebabkan kepadatan lalu lintas yang menjadi masalah besar bagi penduduknya. Hal ini membuat tantangan baru bagi perusahaan industri otomotif untuk tidak hanya membuat kendaraan yang dapat dikemudikan, namun dapat membantu memecahkan permasalahan ini. Salah satu pemecahan untuk kondisi tersebut

adalah dengan membuat desain kendaraan yang kecil, aman, dan irit bahan bakar. Sebagai contoh, di beberapa bagian negara seperti Cina, India, Thailand, dan Italia telah menggunakan jenis kendaraan *electric three wheeler* sebagai transportasi publik.

Kendaraan beroda tiga dianggap memiliki keunggulan yang merupakan kombinasi antara kendaraan roda dua dan roda empat. Konfigurasi kendaraan roda tiga sendiri ada dua macam yaitu konfigurasi *Delta* dengan satu roda di depan dan dua roda di belakang dan konfigurasi *Tadpole (reverse trike)* dengan dua roda di depan dan satu roda di belakang. Setiap konfigurasi tersebut memiliki kelebihan dan kekurangan masing-masing. Kelebihan kendaraan roda tiga dengan konfigurasi *reverse trike* antara lain tidak adanya komponen *differential*, *side shafts* dan *drive shaft* membuat efisiensi transmisi menjadi lebih besar. Konfigurasi *reverse trike* memungkinkan desain rangka yang menyerupai tetesan air, sehingga dapat mengurangi gaya hambat angin (*aerodynamic drag*) [1]. Selain itu, rangka yang lebih sederhana membuat biaya pembuatan menjadi lebih murah, dan tingkat keamanan lebih besar dibandingkan kendaraan roda dua.

Selain dapat mengurangi polusi udara, kendaraan ini mempunyai *rancang* yang melindungi penumpangnya seperti mobil dan mampu bermanuver bebas seperti halnya sepeda motor. Namun, desain ini memiliki kelemahan akibat bentuknya yang ramping dan ringan yang menyebabkan kendaraan menjadi tidak stabil saat berbelok tajam. Beberapa metode dapat dilakukan seperti mengatur sudut *camber* pada ban dan metode *tilting* [2]. Metode tersebut dapat dilakukan sesuai kebutuhan dari kendaraan. Saat membutuhkan kendaraan dengan kemampuan belok yang baik dengan kecepatan tinggi dapat menggunakan metode *tilting*, dan jika membutuhkan kendaraan dalam perkotaan dapat menggunakan metode pengaturan sudut *camber* pada ban.

## II. METODOLOGI PENELITIAN

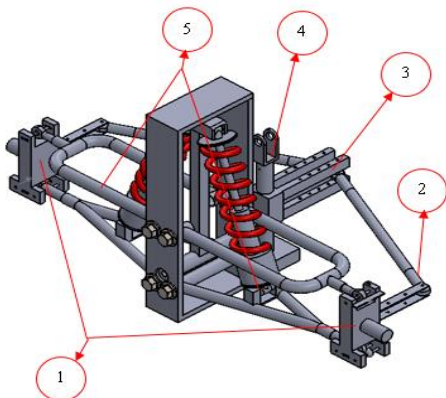
Pada penelitian ini, prosedur penelitian dilakukan dengan empat tahap. Tahap pertama adalah studi literatur tentang

pengembangan dan penelitian mengenai berbagai macam *narrow tilting vehicle* (NTV) yang sudah ada beserta mekanisme *tilting* dari kendaraan tersebut. Tahap kedua adalah menentukan konfigurasi dan spesifikasi awal dari *tilting three wheel vehicle* yang akan dirancang. Tahap ketiga adalah melakukan survei ketersediaan barang penunjang sistem kemudi di pasaran. Tahap keempat adalah melakukan rancangan sesuai desain dan melakukan simulasi gerakan dan analisa kinematika menggunakan *software*. Dimana rancangan sistem kemudi yang dihasilkan seperti pada gambar 1.

Untuk acuan sudut *camber* dibatasi sudut sebesar  $\pm 1^\circ$  [3] dan acuan pada sudut belok kendaraan mengikuti perumusan *Ackerman* [4] yaitu:

$$\cot(\delta_o) - \cot(\delta_i) = \frac{w}{l} \quad (1)$$

Dimana  $\delta_o$  merupakan sudut belok luar roda,  $\delta_i$  adalah sudut dalam roda,  $w$  adalah panjang *trackwidth* kendaraan dan  $l$  adalah panjang jarak antara sumbu roda depan dan belakang kendaraan, seperti pada gambar 2.



Gambar 1. Rancangan sistem kemudi NTV

Dimana nomor 1 adalah *knuckle* roda, nomor 2 adalah *rod end steering*, nomor 3 adalah *hub steering*, nomor 4 adalah *joint steering*, dan nomor 5 adalah *upper arm*.

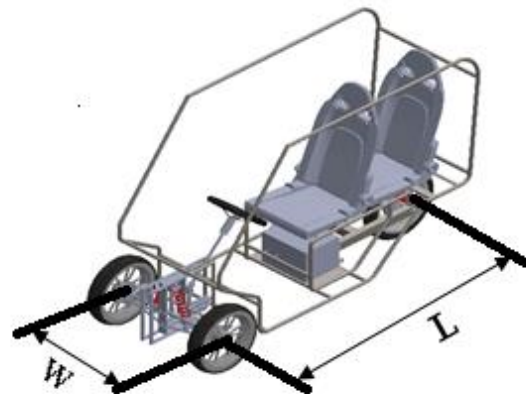
### III. ANALISA DAN PEMBAHASAN

#### A. Rancangan Rangka dan Sistem Kemudi

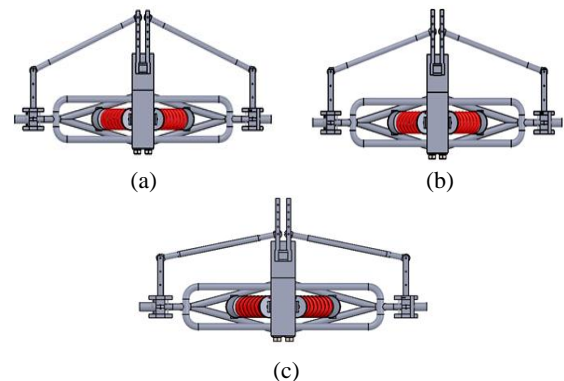
Pada rancangan sistem kemudi ini dilakukan pada batasan *trackwidth* sebesar 800 mm, 1000 mm, dan 1200 mm. Dimana rancangan *narrow tilting vehicle* pada penelitian ini menggunakan konfigurasi *reverse trike* yang dapat menampung dua penumpang dengan posisi duduk depan belakang, seperti pada gambar 2. Selain itu, dilakukan variasi terhadap panjang *knuckle* sebesar 60 mm hingga 134 mm dan panjang *hub steering* sebesar 59,64 mm hingga 139,64 mm. Untuk contoh variasi terhadap *knuckle* dan *hub steering* dapat dilihat pada gambar 3.

Tabel 1. Spesifikasi rancangan NTV

Dimensi(mm)	
Panjang	2211
Lebar	825
Tinggi	1580
Wheel base (L)	1811
Roda	
Jumlah	3
Jari-jari roda	16 inch



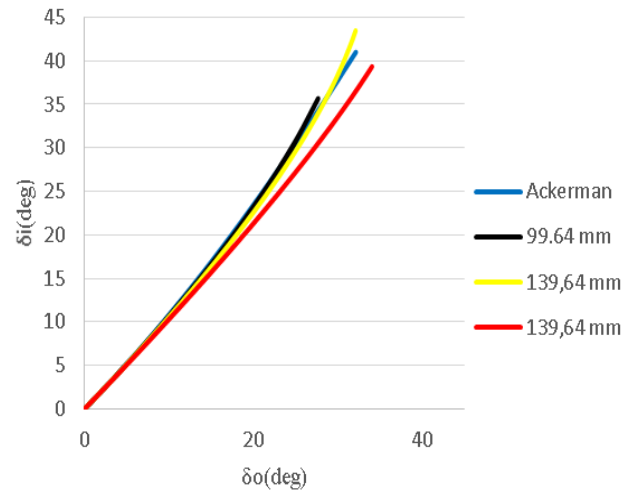
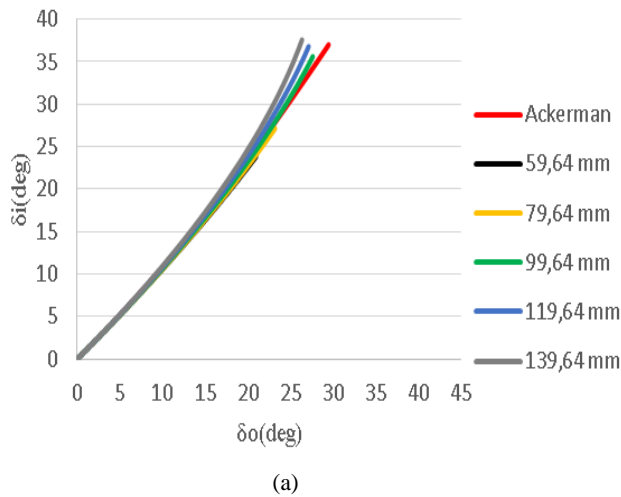
Gambar 2. Layout narrow tilting vehicle



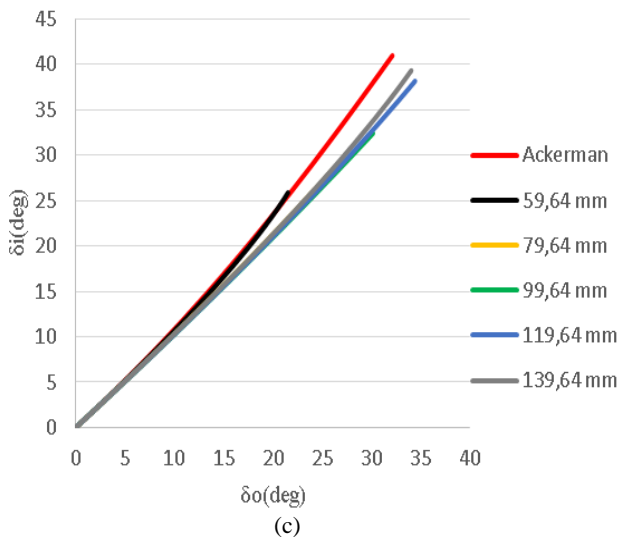
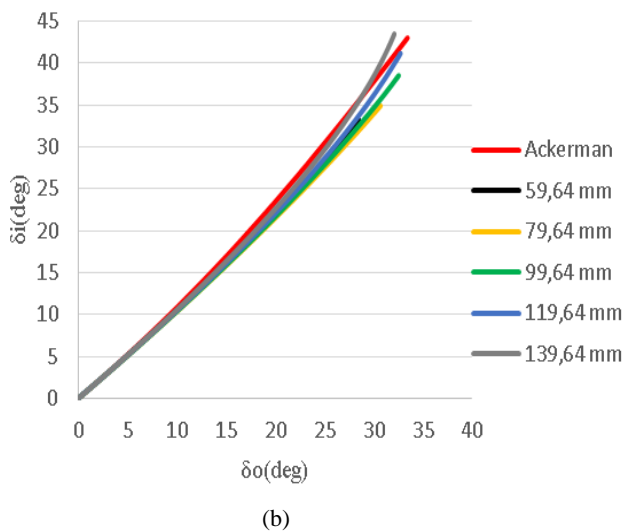
Gambar 3. Contoh gambar tampak atas sistem kemudi dengan variasi panjang *hub steering* (a) panjang 139,64 mm, (b) panjang 99,64 mm, (c) panjang 59,64 mm

#### B. Pengaruh Panjang Hub Steering terhadap Sudut Belok Kendaraan (Trackwidth 800 mm)

Pada analisa sudut belok, kendaraan dianggap tidak mengalami *tilting* saat berbelok. Sehingga dapat memenuhi prinsip belok *Ackerman*. Variasi yang digunakan pada masing-masing *trackwidth* adalah dengan mengubah panjang *hub steering*. Pengambilan data simulasi dimulai dengan panjang 59,64 mm, 79,64 mm, 99,64 mm, 119,64 mm dan 139,64 mm. Selanjutnya, data simulasi dibandingkan dengan prinsip kondisi belok *Ackerman*.



Gambar 5. Grafik  $\delta_o$  vs  $\delta_i$  tiap panjang *knuckle* yang paling mendekati prinsip Ackerman berturut-turut.

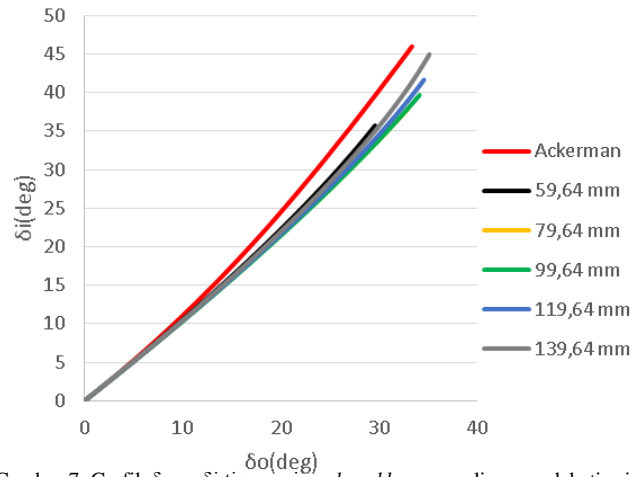
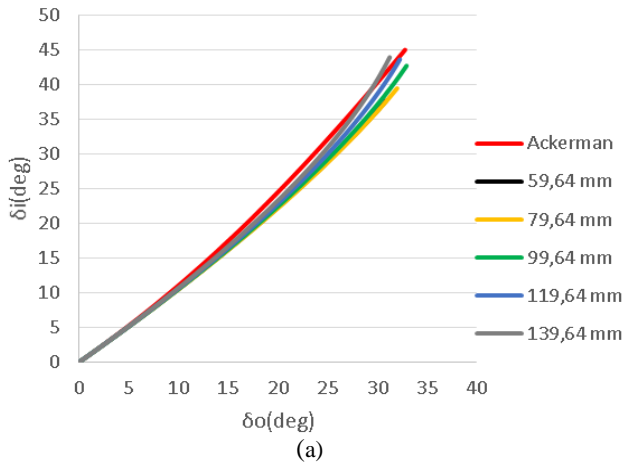


Gambar 4. Grafik  $\delta_o$  vs  $\delta_i$  pada panjang *knuckle* (a) 60 mm, (b) 97 mm, (c) 134 mm.

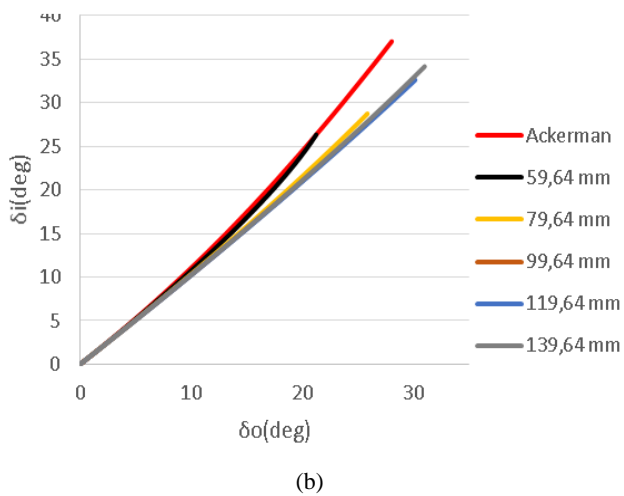
Dari gambar 4 diketahui bahwa perubahan panjang *hub steering* akan mempengaruhi tren grafik sudut belok yang dihasilkan. Perubahan panjang *hub steering* dan *knuckle* akan mempengaruhi rasio antara sudut belok roda dalam ( $\delta_i$ ) dan sudut belok roda luar ( $\delta_o$ ) dimana semakin panjang *hub steering* dan *knuckle* maka rasio antara  $\delta_i/\delta_o$  akan semakin besar. Namun, pada gambar 4(c) untuk tren pada panjang *hub* 134 mm dan *knuckle* 59,64 mm terjadi penurunan rasio antara sudut belok roda dalam ( $\delta_i$ ) dan sudut belok roda luar ( $\delta_o$ ), dimana hal ini bisa terjadi akibat pengaruh dari rancangan sistem kemudi. Dengan variasi panjang *hub steering* didapatkan hasil sistem kemudi pada *trackwidth* 800 mm yang mendekati prinsip belok Ackerman yaitu dengan panjang *knuckle* 99,64 mm yang memiliki  $\delta_i$  sebesar  $32^\circ$  dan  $\delta_o$  sebesar  $26^\circ$  seperti pada gambar 5.

C. Pengaruh Panjang Hub Steering terhadap Sudut Belok Kendaraan (*Trackwidth* 1000 mm)

Dari gambar 6 diketahui bahwa perubahan panjang *hub steering* akan mempengaruhi tren grafik sudut belok yang dihasilkan. Perubahan panjang *hub steering* dan *knuckle* akan mempengaruhi rasio antara sudut belok roda dalam ( $\delta_i$ ) dan sudut belok roda luar ( $\delta_o$ ) dimana semakin panjang *hub steering* dan *knuckle* maka rasio antara  $\delta_i/\delta_o$  akan semakin besar.



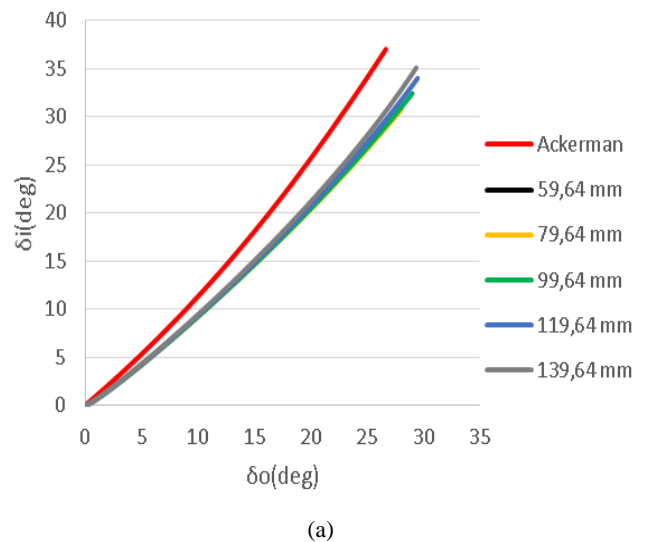
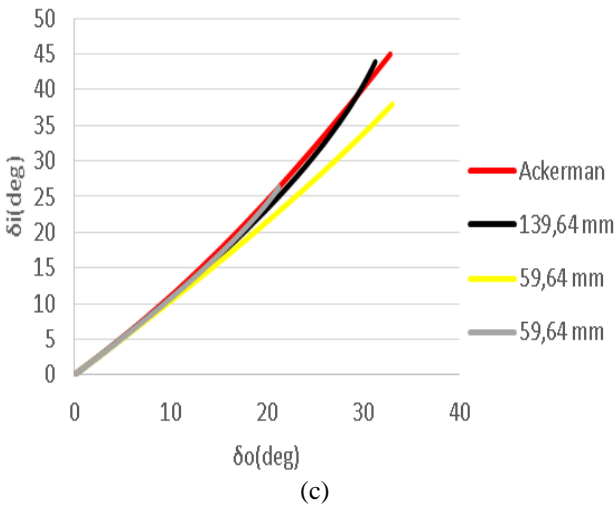
Gambar 7. Grafik  $\delta_o$  vs  $\delta_i$  tiap panjang *knuckle* yang paling mendekati prinsip Ackerman berturut-turut.



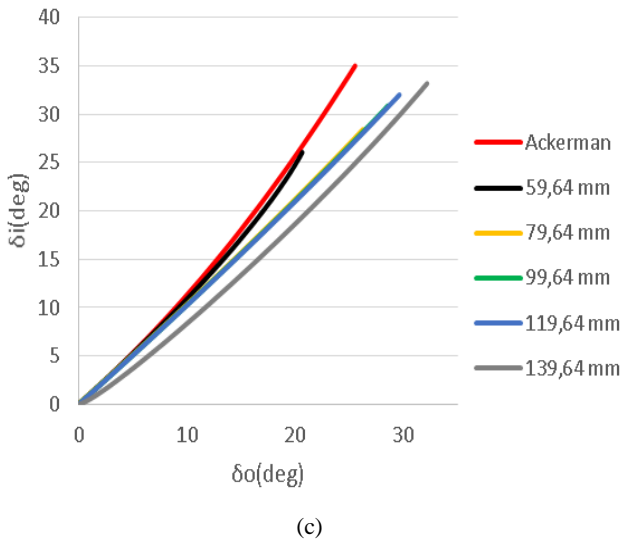
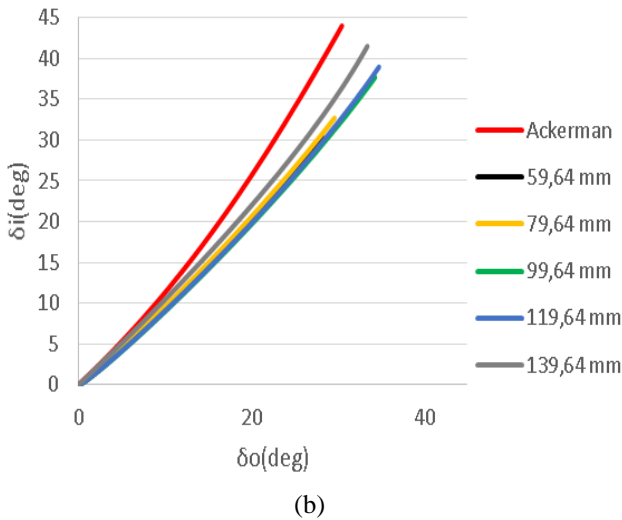
Namun, pada gambar 6(c) untuk tren grafik pada panjang *hub* 134 mm dan kemudi pada *trackwidth* 1000 mm yang mendekati prinsip belok Ackerman yaitu pada panjang *knuckle* 139,64 mm dengan nilai  $\delta_i$  sebesar  $38^\circ$  dan  $\delta_o$  sebesar  $27^\circ$  seperti pada gambar 7.

D. Pengaruh Panjang Hub Steering terhadap Sudut Belok Kendaraan (*Trackwidth* 1200 mm)

Dari gambar 8 diketahui bahwa perubahan panjang *hub steering* akan mempengaruhi tren grafik sudut belok yang dihasilkan. Perubahan panjang *hub steering* dan *knuckle* akan mempengaruhi rasio antara sudut belok roda dalam ( $\delta_i$ ) dan sudut belok roda luar ( $\delta_o$ ) dimana semakin panjang *hub steering* dan *knuckle* maka rasio antara  $\delta_i/\delta_o$  akan semakin besar. Namun, pada gambar 8(c) untuk tren grafik pada panjang *hub* 134 mm dan *knuckle* 59,64 mm terjadi penurunan rasio antara sudut belok roda dalam ( $\delta_i$ ) dan sudut belok roda luar ( $\delta_o$ ), dimana hal ini bisa terjadi akibat pengaruh rancangan sistem kemudi.

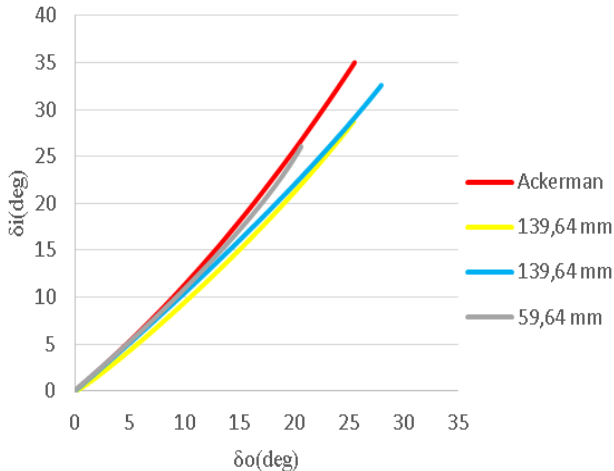


Gambar 6. Grafik  $\delta_o$  vs  $\delta_i$  pada panjang *knuckle* (a) 60 mm, (b) 97 mm, (c) 134 mm.



Gambar 8. Grafik  $\delta_o$  vs  $\delta_i$  pada panjang *knuckle* (a) 60 mm, (b) 97 mm, (c) 134 mm

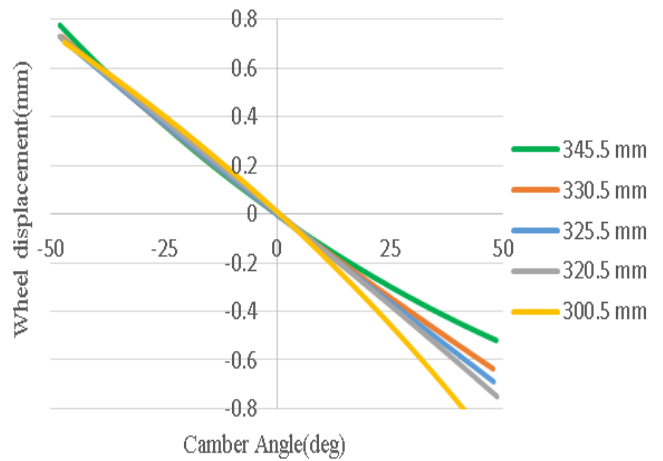
Dengan variasi panjang *hub steering* didapatkan hasil sistem kemudi pada *trackwidth* 1000 mm yang mendekati prinsip belok Ackerman yaitu pada panjang *knuckle* 59,64 mm  $\delta_i$  sebesar  $26^\circ$  dan  $\delta_o$  sebesar  $21^\circ$  seperti pada gambar 9.



Gambar 9. Grafik  $\delta_o$  vs  $\delta_i$  tiap panjang *knuckle* yang paling mendekati prinsip Ackerman berturut-turut.

E. Pengaruh Panjang Upper Arm Terhadap Sudut Camber ( 800 mm)

Untuk menciptakan kenyamanan berkendara dilakukan analisa sudut *camber* pada roda. Pada penelitian ini dilakukan variasi terhadap panjang *upper arm* setiap *trackwidth* yaitu 300,5 mm, 320,5 mm, 325,5 mm, 330,5 mm, dan 345,5 mm. Kemudian dari hasil simulasi sudut *camber* akan disesuaikan dengan teori sudut *camber*. Simulasi sudut *camber* akan disesuaikan dengan teori sudut *camber*. Dari gambar 10 terjadi penurunan tren grafik dari posisi *wheel displacement* negatif hingga posisi *wheel displacement* positif. *Wheel displacement* yang dimaksud disini adalah perubahan posisi roda terhadap sumbu vertikal roda [5]. Pengaruh perubahan panjang *upper arm* menyebabkan sudut *camber* yang terbentuk saat kondisi *wheel displacement* negatif menjadi lebih besar, namun saat kondisi *wheel displacement* positif menjadi lebih kecil.



Gambar 10 Grafik *camber angle vs wheel displacement* pada *trackwidth* 800 mm.

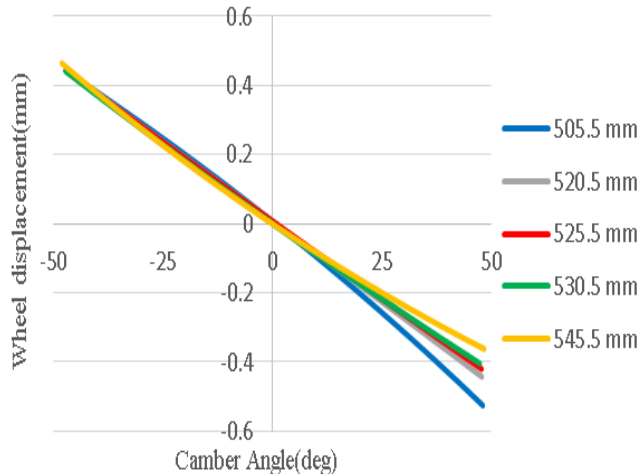
Hal ini sesuai dengan teori perubahan sudut *camber* dimana saat posisi *wheel displacement* negatif menghasilkan sudut *camber* positif dan *wheel displacement* positif menghasilkan sudut *camber* negatif. Selain itu, panjang *upper arm* mempengaruhi sudut *camber* yang terbentuk. Semakin panjang *upper arm* semakin kecil sudut *camber* yang dihasilkan, begitu juga sebaliknya. Untuk pemilihan sudut *camber* disarankan berada dalam kisaran sudut  $\pm 1^\circ$ . Dari gambar 10 dipilih *upper arm* dengan panjang 345,5 mm yang bertujuan agar kendaraan tetap stabil.

F. Pengaruh Panjang Upper Arm Terhadap Sudut Camber ( 1000 mm)

Untuk menciptakan kenyamanan berkendara dilakukan analisa sudut *camber* pada roda. Pada penelitian ini dilakukan variasi terhadap panjang *upper arm* setiap *trackwidth* yaitu 417,5 mm, 432,5 mm, 437,5 mm, 442,5 mm dan 457,5 mm. Kemudian dari hasil simulasi sudut *camber* akan disesuaikan dengan teori sudut *camber*. simulasi sudut *camber* akan disesuaikan dengan teori sudut *camber*. Dari gambar 11 terjadi penurunan tren grafik dari posisi *wheel displacement* negatif



hingga posisi *wheel displacement* positif. *Wheel displacement* yang dimaksud disini adalah perubahan posisi roda terhadap sumbu vertikal roda. Pengaruh perubahan panjang *upper arm* menyebabkan sudut *camber* yang terbentuk saat kondisi *wheel displacement* negatif menjadi lebih besar, namun saat kondisi *wheel displacement* positif menjadi lebih kecil.

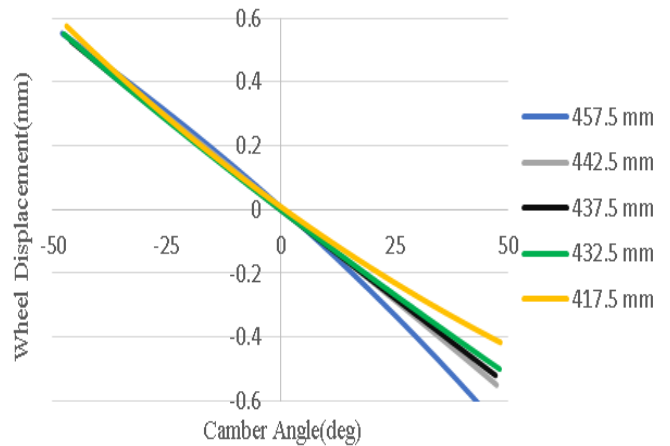


Gambar 11. Grafik *camber angle vs wheel displacement* pada trackwidth 1000 mm.

Hal ini sesuai dengan teori perubahan sudut *camber* dimana saat posisi *wheel displacement* negatif menghasilkan sudut *camber* positif dan *wheel displacement* positif menghasilkan sudut *camber* negatif. Selain itu, panjang *upper arm* mempengaruhi sudut *camber* yang terbentuk. Semakin panjang *upper arm* semakin kecil sudut *camber* yang dihasilkan, begitu juga sebaliknya. Untuk pemilihan sudut *camber* disarankan berada dalam kisaran sudut  $\pm 1^\circ$ . Dari gambar 11 dipilih *upper arm* dengan panjang 457,5 mm yang bertujuan agar kendaraan tetap stabil.

**G. Pengaruh Panjang Upper Arm Terhadap Sudut Camber ( 1200 mm)**

Untuk menciptakan kenyamanan berkendara dilakukan analisa sudut *camber* pada roda. Pada penelitian ini dilakukan variasi terhadap panjang *upper arm* setiap *trackwidth* yaitu 505,5 mm, 520,5 mm, 525,5 mm, 530,5 mm dan 545,5 mm. Kemudian dari hasil simulasi sudut *camber* akan disesuaikan dengan teori sudut *camber*. simulasi sudut *camber* akan disesuaikan dengan teori sudut *camber*. Dari gambar 12 terjadi penurunan tren grafik dari posisi *wheel displacement* negatif hingga posisi *wheel displacement* positif. *Wheel displacement* yang dimaksud disini adalah perubahan posisi roda terhadap sumbu vertikal roda. Pengaruh perubahan panjang *upper arm* menyebabkan sudut *camber* yang terbentuk saat kondisi *wheel displacement* negatif menjadi lebih besar, namun saat kondisi *wheel displacement* positif menjadi lebih kecil.



Gambar 12. Grafik *camber angle vs wheel displacement* pada trackwidth 1200 mm.

Hal ini sesuai dengan teori perubahan sudut *camber* dimana saat posisi *wheel displacement* negatif menghasilkan sudut *camber* positif dan *wheel displacement* positif menghasilkan sudut *camber* negatif. Selain itu, panjang *upper arm* mempengaruhi sudut *camber* yang terbentuk. Semakin panjang *upper arm* semakin kecil sudut *camber* yang dihasilkan, begitu juga sebaliknya. Untuk pemilihan sudut *camber* disarankan berada dalam kisaran sudut  $\pm 1^\circ$ . Dari gambar 12 dipilih *upper arm* dengan panjang 545,5 mm yang bertujuan agar kendaraan tetap stabil.

**IV. KESIMPULAN/RINGKASAN**

Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa konfigurasi *trackwidth* yang sesuai dengan prinsip belok *Ackerman* dicapai pada *trackwidth* 1000 mm dengan panjang *knuckle* 134 mm dan panjang *hub steering* 139,64 mm. Rancangan tersebut menghasilkan sudut belok roda dalam ( $\delta_i$ )  $38^\circ$  dan sudut belok roda luar ( $\delta_o$ ) sebesar  $27^\circ$ . Untuk variasi panjang *upper arm* pada *trackwidth* 1000 mm digunakan *upper arm* dengan panjang 457,5 mm yang menghasilkan sudut *camber*  $\pm 0.6^\circ$ .

**DAFTAR PUSTAKA**

- [1] Asimow, I.Morris. (1963). Introduction to Design. New Jersey: Prentice- Hall.
- [2] Dixon, John C. (2009). Suspension Geometry and Computation. United Kingdom : J.Wiley.
- [3] Milliken, F. William & Milliken, L.Douglas.(1995). Race Car Vehicle Dynamics. Warrendale : SAE.
- [4] Jazar, Reza N. (2009). Vehicle Dynamics : Theory and Applications. New York : Springer.
- [5] S, -J. Park and J, -H. Sohn. (2011). Effects of Camber Angle Control of Front Suspension on Vehicle Dynamic Behaviours. Journal of Mechanical Science and Technology, 26, 307-313.