

# Kontrol Pelacakan Jalur untuk Kendaraan Listrik Otonom 4WS4WD Menggunakan Loop Umpan Balik Alami

Dimas Satrio Utomo dan Rusdhianto Effendie

Departemen Teknik Elektro, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

*e-mail:* ditto@ee.its.ac.id

**Abstrak**—Kendaraan listrik otonom 4WS4WD (*4 Wheel steering 4 Wheel Drives*) memiliki motor kemudi dan motor penggerak untuk setiap roda dengan total delapan motor. Dalam kasus pelacakan jalur, hampir semuanya didesain sesuai model matematikanya dengan persamaan sistem  $\dot{x}=f(x,u)$ ;  $y=h(x,u)$ , persamaan tersebut terlihat kompleks secara matematis. Namun pada uraian ini, akan disajikan representasi blok diagram dari model dan menggunakan *natural feedback loop*-nya sendiri yang didapat dari representasi ini untuk memperoleh dua hasil baru yaitu pelacakan jalur yang lebih sederhana secara matematis sehingga mudah diaplikasikan dan juga dapat menentukan nilai batas percepatan minimal pada roda agar tidak terpelehet. Solusi ini digambarkan pada simulasi.

**Kata Kunci**—Roda aktif, Pengamat Gangguan, 4WS4WD, Pelacakan Jalur, *Input to State Stability* (ISS).

## I. PENDAHULUAN

KENDARAAN listrik otonom 4WS4WD (*4 Wheel Steering 4 Wheel Drives*) mendapatkan perhatian yang cukup dalam pengembangannya. Kendaraan ini memiliki motor kemudi dan motor penggerak untuk masing-masing rodanya dan motor penggeraknya dapat berada di dalam roda. Kendaraan ini memiliki kemampuan mobil 4WD seperti, daya tariknya besar, distribusi kekuatan pengereman yang besar, percepatan yang tinggi, dan juga memiliki kemampuan mobil 4WS seperti manuver dan handling yang baik.

Salah satu fokus pengembangan kendaraan ini adalah dalam hal pelacakan jalur/ PTC (*Path Tracking Control*). PTC dapat memungkinkan kendaraan berjalan secara otonom mengikuti jalur referensinya tanpa kendali manusia. PTC juga diharapkan memiliki solusi yang baik, efisien, dan mudah disetel. Dalam realitanya, sudah banyak ditemukan model PTC yang memiliki kontroller canggih dan rumit, namun kontroller tersebut pada prakteknya sulit untuk disetel. Industri lebih memilih kontroller yang mudah disetel daripada kontroller canggih namun sulit disetel. Pengujian umpan balik alami yang akan diterapkan pada model ini juga dapat membangun solusi PTC yang tidak membutuhkan *state observer* dan hanya membutuhkan tiga kontroller PID untuk penyetelannya. Uraian ini khusus membahas pada pengembangan solusi masalah PTC yang lebih sederhana menggunakan *natural feedback*-nya sendiri dan juga dapat meminimalisir eror.

Skema PTC yang digunakan pada penelitian ini menggunakan konsep ICM dengan mengasumsikan *zero slip*, hal tersebut dapat memberikan nilai kecepatan sudut motor penggerak pada nilai yang hanya menyesuaikan rating motor

dan beban kendaraan itu sendiri, namun pada kenyataannya, percepatan yang melebihi nilai batas tertentu akan menyebabkan roda slip/ tergelincir. Maka dari itu besarnya slip harus di toleransi dengan mengatur batas percepatan kendaraannya agar sistem stabil dan kendaraan dapat tetap berada pada jalur lintasan yang diinginkan pada pelacakan jalur yang lebih sederhana

Tujuan yang akan dicapai pada penelitian ini adalah bagaimana merancang solusi PTC yang lebih sederhana menggunakan *natural feedback*-nya sendiri dan meniadakan efek gangguan seperti pembebanan yang terjadi pada masing-masing roda,

Tujuan selanjutnya yaitu mentolerir besarnya slip dengan membatasi percepatan agar roda tidak tergelincir hebat yang menyebabkan sistem tidak stabil dan kendaraan keluar dari lintasan yang ditentukan.

Batasan-batasan dan Asumsi dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

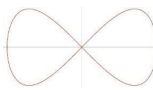
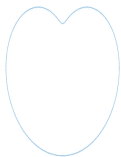
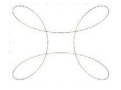
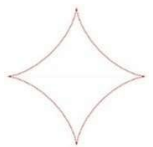
1. Kendaraan ini adalah benda tegar yang bergerak pada sebuah level permukaan. Gerak Pitch dan Roll diabaikan, hanya gerak Yaw saja yaitu kekiri dan kekanan.
2. Kecepatan setiap motor kemudi terkontrol dengan baik dengan konstanta waktu yang cukup kecil untuk diabaikan jika dibandingkan dengan konstanta waktu mekanik lainnya pada sistem. Dan tidak seperti motor penggerak, torsi beban pada tiap motor kemudi dapat diabaikan karena kemudi titik pusat dan torsi sinkron yang kecil
3. (*Zero Slip*): Bidang roda berhimpit dengan  $V_j$ , yaitu  $a_j=0$  berarti  $\delta_j \text{ ref} = \langle (v_x \text{ jref} + i v_y \text{ jref})$ .
4. (*Free Rolling*): Slip longitudinal  $SL_j$  sama dengan nol, artinya  $\omega_j \text{ ref} = (v_x \text{ jref}^2 + v_y \text{ jref}^2)^{1/2} / r_{ej}$ .

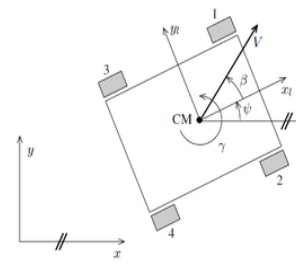
## II. TINJAUAN PUSTAKA

### A. Sistem Koordinat Lintasan

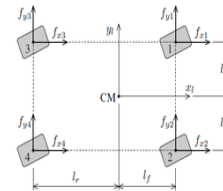
Sistem koordinat adalah sistem yang menggunakan satu atau lebih angka koordinat untuk menentukan secara khusus letak titik atau elemen geometri dalam ruang Euclidian. Menurut asumsi pertama yang menyatakan bahwa mobil bergerak pada satu level permukaan, gerak *pitch* dan *roll* diabaikan. Maka koordinat titik hanya memiliki dua angka koordinat  $x$ , dan  $y$  dan satu sudut orientasi mobil  $\psi$ . kumpulan koordinat-koordinat  $x$  dan  $y$  tersebut kemudian ditetapkan sebagai titik posisi yang diinginkan (*set point*) yang membentuk sebuah lintasan referensi kendaraan. Koordinat ini berada pada titik pusat massa mobil. Sedangkan sudut orientasi mobil yang dihitung terhadap koordinat tetap jalan/ lintasan dilambangkan dengan  $\psi$ . Tujuan akhirnya yaitu tiga

Tabel 1.  
Jalur dan Persamaannya

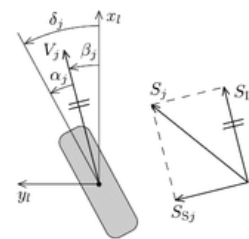
Jalur	Gambar jalur	Persamaan
Angka Delapan		$x_{ref} = r \cdot \sin(t)$ $y_{ref} = r \cdot \sin(t) \cdot \cos(t)$ $\psi_{ref} = \arctan \frac{i \cdot (dy_{ref}/dt)}{(dx_{ref}/dt)}$ r adalah jari-jari lintasan t adalah waktu
Hati		$x_{ref} = r \cdot (1 - 0.8 \cdot \sin(t)) \cdot \cos(t)$ $y_{ref} = a \cdot (1 - \sin(t)) \cdot \sin(t) + 10$ $\psi_{ref} = \arctan \frac{i \cdot (dy_{ref}/dt)}{(dx_{ref}/dt)}$ r dan a masing-masing adalah jari-jari dan konstanta t adalah waktu
Hypo cycloid		$x_{ref} = r \cdot ((n-1) \cdot \cos(t) + 2 \cdot \cos((n-1) \cdot t))$ $y_{ref} = r \cdot ((n-1) \cdot \sin(t) - 2 \cdot \sin((n-1) \cdot t)) + 10$ $\psi_{ref} = \arctan \frac{i \cdot (dy_{ref}/dt)}{(dx_{ref}/dt)}$ r adalah jari-jari lintasan n adalah jumlah sudut t adalah waktu
Astroid		$x_{ref} = r \cdot ((n-1) \cdot \cos(t) + \cos((n-1) \cdot t))$ $y_{ref} = r \cdot ((n-1) \cdot \sin(t) - \sin((n-1) \cdot t)) + 40$ $\psi_{ref} = \arctan \frac{i \cdot (dy_{ref}/dt)}{(dx_{ref}/dt)}$ t adalah waktu



Gambar 1. Besaran Kinematik Kendaraan 4WS4WD.



Gambar 2. Dimensi kendaraan dan gaya gesek ban.



Gambar 3. Sudut dan Slip Roda ke-j.

Tabel 2.

Gabungan parameter untuk karakteristik koefisien gesek

Jenis jalan	c1	c2	c3
Aspal kering	1.208	23.99	0.52
Aspal basah	0.857	33.822	0.347
Beton kering	1.1973	25.168	0.5373
Bebatuan kering	1.3713	6.4565	0.6691
Bebatuan basah	0.4004	33.7080	0.1204
Salju	0.1946	94.129	0.0646
Es	0.05	306.39	0

komponen koordinat kendaraan x, y, ψ dapat melacak dan mengikuti nilai referensinya xref, yref, ψref. Besaran Kinematik Kendaraan 4WS4WD ditunjukkan pada Gambar 1, berikut untuk keterangannya:

- V : kecepatan tangensial kendaraan
- x1 : sumbu longitudinal
- y1 : sumbu lateral
- β : sudut antara V dan sumbu x1
- γ : yaw rate

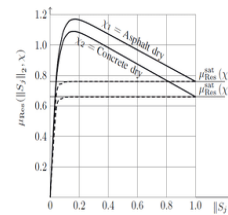
**B. Jalur Lintasan**

Koordinat xref dan yref dapat berupa suatu fungsi terhadap waktu yang membentuk lintasan tertentu. Dalam penelitian ini lintasan referensi menggunakan beberapa bentuk jalur lintasan, diantaranya angka Delapan, bentuk hati, bentuk hypocycloid, dan segi empat sudut lancip (astroid). Dengan persamaan masing-masing bentuk jalur ditunjukkan pada Tabel 1.

**C. Dinamika Badan Kendaraan**

Dimensi Kendaraan Dan Gaya Gesek Ban ditunjukkan pada Gambar 2 dan berikut untuk keterangannya:

- CM : Center of Mass
- ld : setengah dari lebar mobil
- lf : jarak CM ke as roda depan
- lr : jarak CM ke as roda belakang
- fxj : gaya eksternal roda ke-j pada sumbu x1



Gambar 4. Contoh gaya gesek miures untuk ban pneumatik pada dua kondisi jalan.

fyj : gaya eksternal roda ke-j pada sumbu y1  
j ∈ 1,2,3,4

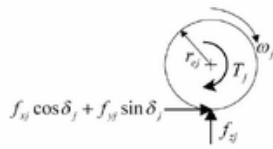
Dinamika bodi kendaraan merupakan suatu persamaan state yang dilinierisasi untuk mencari nilai vx1, vy1, dan γ dari besaran fxj dan fyj yang didapatkan. Dinamika bodi kendaraan pada dasarnya menjelaskan hubungan antara massa kendaraan, percepatan, dan gaya yang bekerja pada mobil sesuai dengan Hukum Newton kedua  $\sum F = m \cdot a$

$$\begin{bmatrix} \dot{vx1} \\ \dot{vy1} \\ \dot{\gamma} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \gamma & 0 \\ -\gamma & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} vx1 \\ vy1 \\ \gamma \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{m} & \frac{1}{m} & \frac{1}{m} & \frac{1}{m} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{m} & \frac{1}{m} & \frac{1}{m} & \frac{1}{m} \\ -\frac{ld}{jz} & \frac{ld}{jz} & -\frac{ld}{jz} & \frac{ld}{jz} & \frac{lf}{jz} & \frac{lf}{jz} & -\frac{lr}{jz} & -\frac{lr}{jz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} fx1 \\ fx2 \\ fx3 \\ fx4 \\ fy1 \\ fy2 \\ fy3 \\ fy4 \end{bmatrix} \quad (1)$$

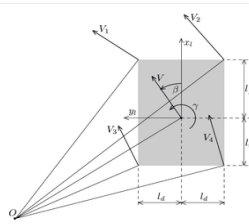
- vx1, vy1 : proyeksi dari V pada masing-masing sumbu x1 dan y1
- vx1 : V.cosβ
- vy1 : V.sinβ
- m : massa kendaraan
- Jz : momen inersia kendaraan terhadap garis yang melalui CM

**D. Permodelan Slip**

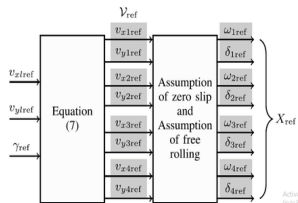
Sudut dan Slip Roda ke-j ditunjukkan pada Gambar 3 dan berikut ini keterangannya:



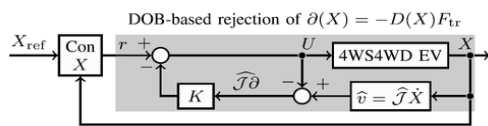
Gambar 5. Dinamika motor penggerak.



Gambar 6. Dekomposisi Roda.



Gambar 7. Koordinator Delapan Motor.



Gambar 8. Skema pengamat gangguan.

$$S_j = \begin{bmatrix} SL_j \\ SS_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{rej \cdot \omega_j \cdot \cos \alpha_j - \|V_j\|}{\max(rej \cdot \omega_j \cdot \cos \alpha_j, \|V_j\|)} \\ \frac{rej \cdot \omega_j \cdot \sin \alpha_j}{\max(rej \cdot \omega_j \cdot \cos \alpha_j, \|V_j\|)} \end{bmatrix} \quad (2)$$

- $\alpha_j = \delta_j - \beta_j$
- $\beta_j$  : sudut apit  $v_{xj}$  dan  $i^*v_{yj}$
- $i = \sqrt{-1}$
- SL<sub>j</sub> : Slip longitudinal roda ke-j
- SS<sub>j</sub> : Slip lateral roda ke-j
- rej : jari-jari roda ke-j
- $\omega_j$  : kecepatan sudut motor penggerak ke-j
- $\|V_j\|$  : kecepatan roda ke-j
- max : mencari nilai maximum dari dua variabel yang dibandingkan

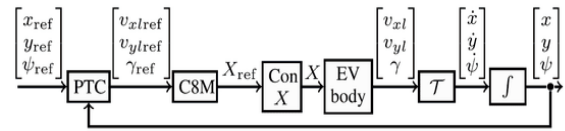
E. Hubungan Gaya Gesek Dan Slip

$$\begin{bmatrix} f_{xj} \\ f_{yj} \end{bmatrix} = f_{zj} \begin{bmatrix} \cos \beta_j & -ksj * \sin \beta_j \\ \sin \beta_j & ks_j * \cos \beta_j \end{bmatrix} * \frac{\mu Res(\|S_j\|, \chi)}{\|S_j\|} * S_j \quad (3)$$

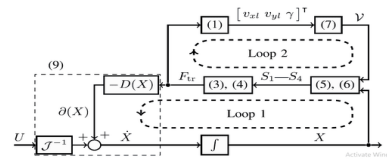
- $[\mu_{xj} \ \mu_{yj}]'$  : vektor koefisien adhesi ban
- $\mu Res(\|S_j\|, \chi)$  : fungsi saturasi skalar
- ks<sub>j</sub> : faktor atenuasi ban
- simbol (') : matriks transpose
- $\beta_j$  : sudut antara vektor V dan sumbu xl
- S<sub>j</sub> : vektor slip roda ke-j
- $\|S_j\|$  : besar slip roda ke-j

Contoh gaya gesek miures untuk ban pneumatik pada dua kondisi jalan ditunjukkan pada Gambar 4.

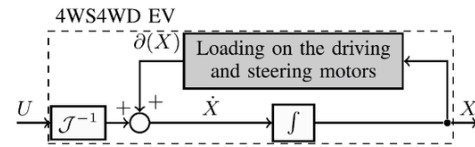
Besarnya  $\mu Res$  tergantung pada masing-kondisi jalan yang dilalui oleh kendaraan,  $\mu Res = c1 * (1 - e^{-c2 * \|S_j\|}) - c3 * \|S_j\|$  [1] dengan nilai c1, c2, dan c3 ditunjukkan pada Tabel 2.



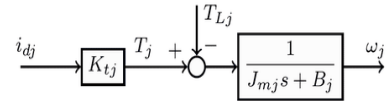
Gambar 9. Skema PTC yang digunakan untuk mobil 4WS4WD.



Gambar 10. Blok diagram yang merepresentasikan model matematika dari kendaraan 4WS4WD.



Gambar 11. Diagram Blok pada Gambar 10 yang digambar ulang untuk mengatasi skema gangguan berbasis DOB.



Gambar 12. Blok diagram representasi motor.

F. Permodelan Gaya Normal

Reaksi gaya normal  $f_{zj}$  pada persamaan (3) dihitung dengan pertimbangan transfer berat statis  $f_{zsj}$ , transfer bobot *pitch*, transfer bobot *roll* pada roda ke-j. Meskipun sudut *pitch* dan *roll* diabaikan pada model kendaraan lewat asumsi 1. Namun efek dari  $f_{zj}$  tetap dihitung [2].

$$F_z = (I_4 + G * N)^{-1} * F_{zs} \quad (4)$$

$$N = \begin{bmatrix} \mu_{x1} & \mu_{x2} & \mu_{x3} & \mu_{x4} \\ \mu_{y1} & \mu_{y2} & \mu_{y3} & \mu_{y4} \end{bmatrix}$$

$$F_z = [f_{z1} \ f_{z2} \ f_{z3} \ f_{z4}]'$$

$$F_{zs} = [f_{zs1} \ f_{zs2} \ f_{zs3} \ f_{zs4}]'$$

$$= \frac{m * g}{2} \begin{bmatrix} \frac{l_r}{l_f + l_r} & \frac{l_r}{l_f + l_r} & \frac{l_f}{l_f + l_r} & \frac{l_f}{l_f + l_r} \\ \frac{l_d}{l_f + l_r} & \frac{l_d}{l_f + l_r} & \frac{-l_d}{l_f + l_r} & \frac{-l_d}{l_f + l_r} \\ \frac{l_f + l_r}{k_f \Phi} & \frac{l_f + l_r}{-k_f \Phi} & \frac{l_f + l_r}{k_r \Phi} & \frac{l_f + l_r}{-k_r \Phi} \\ \frac{l_f + l_r}{k_f \Phi + k_r \Phi} & \frac{l_f + l_r}{k_f \Phi + k_r \Phi} & \frac{l_f + l_r}{k_f \Phi + k_r \Phi} & \frac{l_f + l_r}{k_f \Phi + k_r \Phi} \end{bmatrix},$$

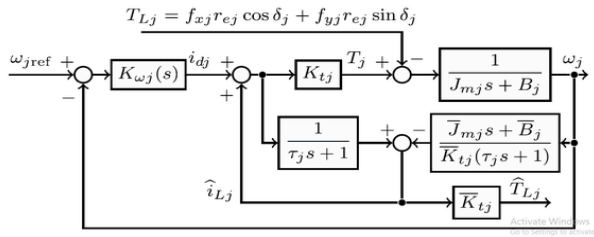
- I<sub>4</sub> : matriks identitas 4x4
- h : tinggi dari CM
- g : percepatan gravitasi
- k<sub>f</sub>φ : ketegangan roll depan
- k<sub>r</sub>φ : ketegangan roll belakang

G. Dinamika Motor Penggerak

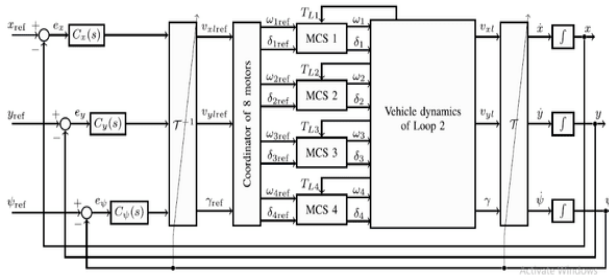
Dinamika motor penggerak ditunjukkan pada Gambar 5. Setiap motor penggerak berada pada masing-masing rodanya. Pada asumsi pertama, kendaraan diasumsikan sebagai benda tegar, maka sesuai hukum Newton 1, jumlah torsi yang bekerja pada motor penggerak ( $\Sigma \tau = 0$ )

$$J_{mj} * \omega_j = T_j - rej * (f_{yj} * \sin \delta_j + f_{xj} * \cos \delta_j) \quad (5)$$

- J<sub>mj</sub> : momen inersia kombinasi roda ke-j yang mengacu pada poros motor
- T<sub>j</sub> : torsi yang diakibatkan oleh motor ini



Gambar 13. Sistem kontrol kecepatan berbasis DOB untuk motor penggerak ke-j.



Gambar 14. Blok diagram simulasi.

- δj : sudut kemudi ke-j
- rej : jari-jari roda
- ωj : kecepatan sudut kombinasi roda ke-j

H. Dinamika Motor Kemudi

Asumsi kedua menyatakan bahwa kecepatan setiap motor kemudi terkontrol dengan baik dengan konstanta waktu yang cukup kecil untuk diabaikan jika dibandingkan dengan konstanta waktu mekanik lainnya pada sistem. Maka tidak seperti motor penggerak, torsi beban pada tiap motor kemudi dapat diabaikan karena kemudi titik pusat dan torsi sinkron yang kecil.

$$\dot{\delta}_j = \omega_{sj}, \quad j = 1, 2, 3, 4 \tag{6}$$

ωsj = kecepatan poros motor kemudi ke-j

I. Dekomposisi Kecepatan

Kecepatan berbagai titik kendaraan, yang diasumsikan sebagai benda tegar yang bergerak dengan laju yaw γ dan vektor kecepatan V dari CM, normal terhadap vektor kecepatan dari titik-titik pada perpotongan badan di titik bersama O yang disebut dengan ICM (*Instantaneous Center of Motion*)

Konsep ICM secara teori mendekomposisi kecepatan kendaraan menjadi kecepatan pada masing-masing rodanya dan digunakan dalam mengkoordinasikan keempat rodanya. Dekomposisi Roda pada studi ini ditunjukkan pada Gambar 6.

$$\begin{aligned} V1 &= \begin{bmatrix} vx1 \\ vy1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} vx1 - ld * \gamma \\ vyl + lf * \gamma \end{bmatrix} & V2 &= \begin{bmatrix} vx2 \\ vy2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} vx1 + ld * \gamma \\ vyl + lf * \gamma \end{bmatrix} \\ V3 &= \begin{bmatrix} vx3 \\ vy3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} vx1 - ld * \gamma \\ vyl - lr * \gamma \end{bmatrix} & V4 &= \begin{bmatrix} vx4 \\ vy4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} vx1 + ld * \gamma \\ vyl - lr * \gamma \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{7}$$

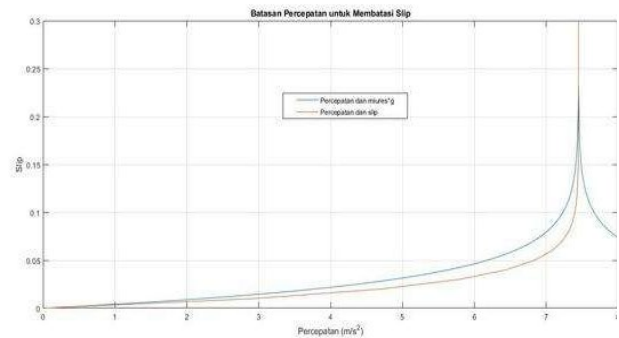
J. Koordinator Delapan Motor

Komponen ini diimplementasikan sebagai loop terbuka, dan menetapkan nilai referensi ωjref dan δjref, yang merupakan elemen Xref, ke MCS penggerak dan kemudi dengan tujuan agar CMnya kendaraan melacak nilai vx1ref(t), vylref(t), dan Yref dari (vx1, vyl, dan Y). (Lihat Gambar 7)

Struktur kontrol kecepatan berbasis DOB dibahas pada bagian sebelumnya membantu motor mencapai kecepatan

Tabel 3.

Nilai parameter yang digunakan di simulasi			
Parameter	Nilai	Parameter	Nilai
krΦ	20972	τj	0.001 s
kfΦ	50539	Bj= B̄j	0.57
ld	0.75 m	Jz	1950 kgm <sup>2</sup>
lr=lf	1.42 m	rej	0.32 m
h	0.42 m	Cx(s), Cy(s),	$\frac{100s + 1}{30 + \frac{60}{s}}$
m	1000 kg	Kwj(s)	$\frac{100s + 1}{30 + \frac{60}{s}}$
Ktj= K̄tj	2 Nm/A	g	9.8 m/s <sup>2</sup>
Jmj= J̄mj	0.36 kgm <sup>2</sup>	Sampling periode	0.001 s



Gambar 15. Batasan percepatan untuk membatasi slip.

berapapun, yang diperbolehkan oleh rating motor itu sendiri dan juga amplifier, dengan asumsi bahwa beban kendaraan berada pada kemampuan motor. Namun, hanya jika motor digerakkan dan dikemudikan pada kecepatan dan sudut yang sesuai, ωjref dan δjref, maka kendaraan akan bergerak dengan vx1, vyl, dan γ yang diinginkan. Pada uraian ini, roda-roda digerakkan dan dikemudikan menggunakan konsep *Instantaneous Center of Motion* (ICM).

Dapat ditunjukkan bahwa dibawah Asumsi1, sudut ke-j kendaraan memiliki vektor kecepatan Vj, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 6 dan diberikan oleh persamaan (7). Pada uraian ini, roda ke-j digerakkan dan dikemudikan sedemikian rupa sehingga kecepatan pusat yang diinginkan sama dengan Vj, dengan Vj seperti pada Gambar 6. Untuk tujuan ini, ωjref dan δjref yang sesuai dihitung menggunakan asumsi berikut:

*Asumsi 3 (Zero Slip):* Bidang roda berhimpit dengan Vj, yaitu αj=0 berarti δj ref = sudut apit (vx jref, ivy jref).

*Asumsi 4 (Free Rolling):* Slip longitudinal SLj sama dengan nol, artinya ωj ref = (vx jref<sup>2</sup> + vyj ref<sup>2</sup>)<sup>1/2</sup>/rej.

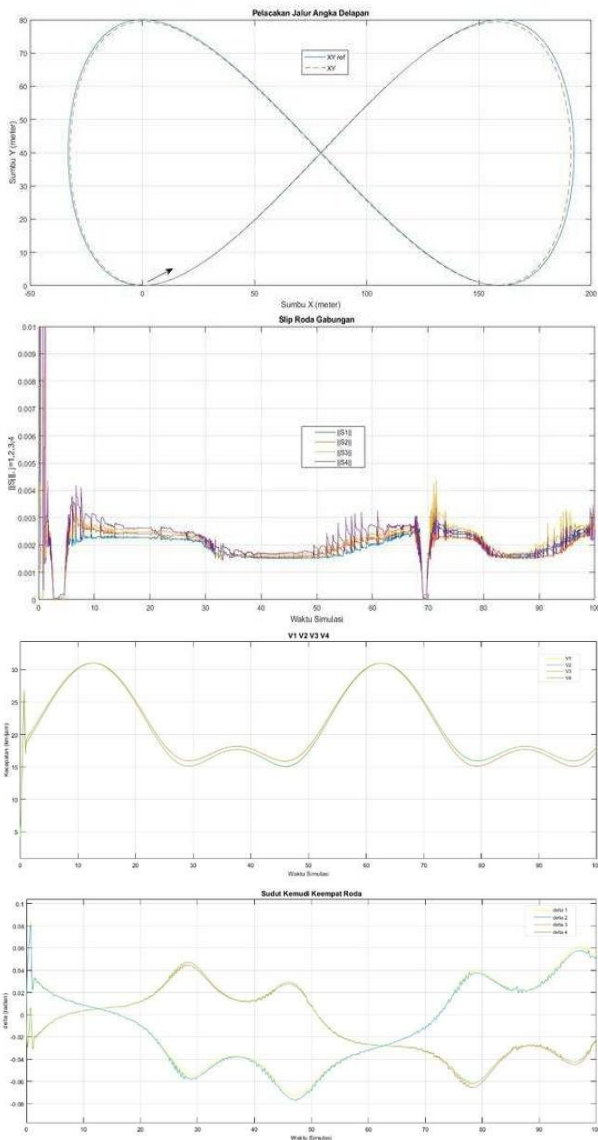
K. Pengamat Gangguan

Skema ini dapat menggerakkan roda kendaraan pada kecepatan sudut dan sudut kemudi yang diinginkan. Skema pengamat gangguan ditunjukkan pada Gambar 8 dan berikut keterangannya:

ConX : kontroller X (ωj dan δj)

K : matriks diagonal dan juga matriks identitas untuk penolakan gangguan yang ideal

Dari Gambar 8, kombinasi dari dinamika roda dan dinamika badan kendaraan 4WS4WD berbentuk  $\dot{X} = J^{-1} * U + \partial(X) = J^{-1}(U + J * \partial(X))$  dengan  $\partial(X) = -D(X) * Fr(X)$  dan  $J = (J^{-1})^{-1}$ . Dari Gambar 8, dengan asumsi ketidakpastian yang sangat kecil dalam estimasi J<sup>n</sup> dari J, yaitu J<sup>n</sup> = J, dan



Gambar 16. Lintasan angka delapan.

dengan fakta bahwa K dan J adalah diagonal dan dapat dibalik, persamaan 4WS4WD dengan skema penolakan gangguan berbasis DOB adalah:

$$\dot{x} = (I - K) \partial(x) + J^{-1} * r \tag{8}$$

Persamaan diatas menunjukkan bahwa semakin dekat K ke nilai I, semakin baik  $\partial(x)$  ditiadakan. Motor kemudi tidak memerlukan DOB, karena persamaan yang sesuai dengan motor kemudi di persamaan (6) dan persamaan (8).

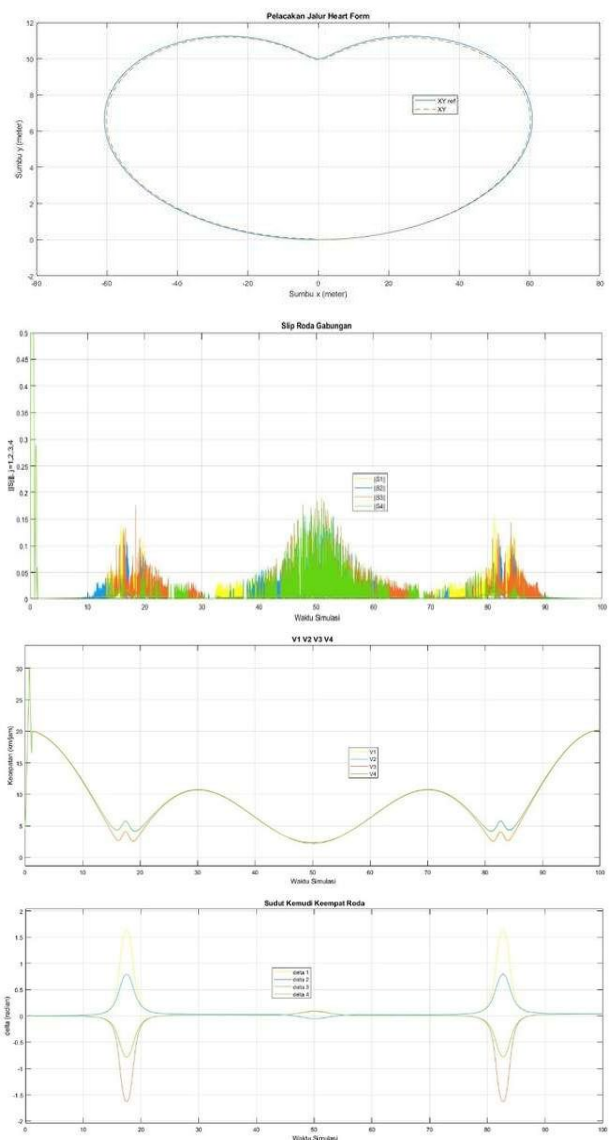
L. Rotasi Sumbu Z

Persamaan rotasi sumbu z mentransformasikan nilai xdot, ydot, dan psidot kedalam bentuk kecepatan pada arah putar sumbu z

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = T * \begin{bmatrix} vx \\ vy \\ \gamma \end{bmatrix}, T = \begin{bmatrix} \cos\psi & -\sin\psi & 0 \\ \sin\psi & \cos\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{9}$$

Rotasi sumbu z termasuk dalam skema PTC (*Path Tracking Control*) yang diimplementasikan menggunakan umpan balik  $\psi$  dengan tujuan membantu nilai x, y,  $\psi$  melacak nilai referensinya  $x_{ref}$ ,  $y_{ref}$ ,  $\psi_{ref}$ . Skema PTC yang digunakan untuk mobil 4WS4WD dan berikut keterangannya:

C8M : koordinator delapan motor



Gambar 17. Lintasan bentuk hati.

ConX : kontroller X

T : matriks transformasi

PTC hanya perlu didesain untuk persamaan (9). T dan J muncul saat mulai adanya (x,y, $\psi$ ), dan tidak dirancang sebagai bagian dari skema kontrol.

M. Blok Diagram Model Kendaraan

Pada Gambar 9, blok yang dinamakan badan kendaraan dapat digambarkan seperti pada Gambar 10.

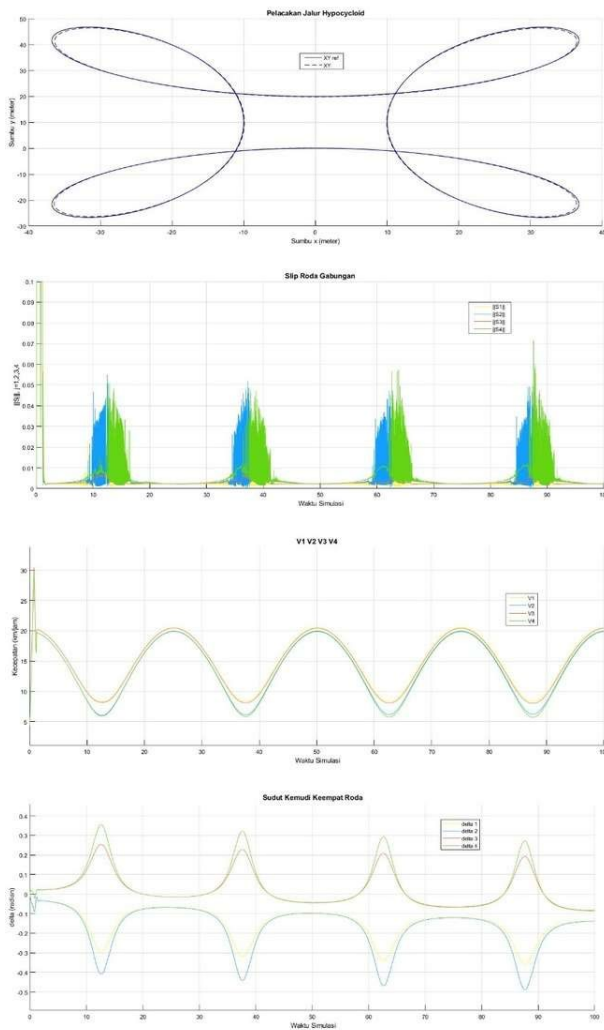
Persamaan (5) dan (6) dapat digabungkan untuk memperoleh persamaan (10)

$$\begin{bmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_3 \\ \dot{\theta}_4 \\ \dot{\psi} \\ \dot{x} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_{c1} \cos \delta_1 & r_{c1} \sin \delta_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ J_{m1} & J_{m1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r_{c2} \cos \delta_2 & r_{c2} \sin \delta_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{m2} & J_{m2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & r_{c3} \cos \delta_3 & r_{c3} \sin \delta_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{m3} & J_{m3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & r_{c4} \cos \delta_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & r_{c4} \sin \delta_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{m4} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{m4} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{s1} \\ f_{s2} \\ f_{s3} \\ f_{s4} \\ f_r \\ u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} J_{m1}^{-1} & 0 \\ 0 & I_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ \theta_{s1} \\ \theta_{s2} \\ \theta_{s3} \\ \theta_{s4} \\ u \end{bmatrix} \tag{10}$$

$$J_m^{-1} = \text{diag} \left( \frac{1}{J_{m1}}, \frac{1}{J_{m2}}, \frac{1}{J_{m3}}, \frac{1}{J_{m4}} \right), \text{diag}(\cdot) \text{ adalah matrik diagonal.}$$

N. Kontroller Kecepatan Motor

Skema PTC yang digunakan untuk mobil 4WS4WD ditunjukkan pada Gambar 11. Persamaan-persamaan dinamika pada dasarnya memberikan pembebanan pada



Gambar 18. Lintasan Bentuk *Hypocycloid*.

motor penggerak dan motor kemudi, efek pembebanan ( $\partial(X)$ ) dalam literasi lain biasa diatasi menggunakan DOB (*Disturbance Observer*). Namun pada penelitian ini,  $\partial(X)$  langsung di umpan balikkan pada motor dan untuk mengatasi efek pembebanannya menggunakan arus beban yang juga di umpan balikkan pada motor. (Lihat Gambar 12 dan 13)

- Idj : arus jangkar
- Bj : koefisien gesekan fiksos
- K $\omega$ j : kontroler kecepatan
- Ktj : konstanta torsi motor
- $\hat{T}_j$  : estimasi Tlj

### III. PERANCANGAN SISTEM

#### A. Diagram Simulasi

Sistem disimulasikan sesuai dengan diagram yang ditunjukkan pada Gambar 14, dengan alur sebagai berikut:

##### 1) Umpan balik

Masing-masing referensi di umpan balikkan dengan nilai aktualnya pada kendaraan.

##### 2) Kontroler

Error pelacakan masuk ke dalam kontroler yang dalam simulasi ini menggunakan kontroler PD, dengan plant yang hanya sebagai *single integrator*, sehingga nilai parameter dari Cx, Cy, dan Cpsi dapat bernilai sama.

#### 3) Transformasi dan transformasi invers

Transformasi masuk ke dalam sistem *Path Tracking Control* dan dapat disetel terpisah dengan MCS, dengan tujuan mentransformasi parameter  $\dot{x}$ ,  $\dot{y}$ ,  $\dot{\psi}$  kedalam bentuk kecepatannya ( $v_x$   $v_y$ ) dan kecepatan sudut poros kendaraan ( $\gamma$ ), atau sebaliknya.

#### 4) Koordinator delapan motor

Koordinator delapan motor mendekomposisi kecepatan kendaraan pada sumbu lateral serta longitudinal dan kecepatan sudut poros kendaraan ( $v_{xref}$ ,  $v_{yref}$ ,  $\gamma_{ref}$ ) kedalam masing-masing rodanya dalam bentuk  $v_{xj}$  dan  $v_{yj}$  ( $j=1,2,3,4$ ) menggunakan konsep ICM, dan dengan asumsi 3 dan 4 (*Zero Slip and Free Rolling*) mengubah nilai  $v_{xj}$  dan  $v_{yj}$  kedalam bentuk kecepatan sudut motor penggerak  $\omega_j$  dan sudut motor kemudi  $\delta_j$

#### 5) MCS

Disebut juga Kontroler X, berfungsi untuk membantu nilai X ( $\omega$ ,  $\delta$ ) melacak nilai Xref ( $\omega_{ref}$ ,  $\delta_{ref}$ ). kotroller X juga berfungsi sebagai pengamat gangguan untuk menghilangkan efek gangguan berupa pembebanan. Pada penelitian ini, Persamaan (10) dan pengamat gangguan (DOB) disubstitusikan dan di umpan balik langsung pada motor kedalam bentuk torsi beban ( $T_{Lj}$ ) dan estimasi arus bebannya.

#### 6) Loop2 kendaraan

Dinamika kendaraan yang didalamnya terdapat persamaan untuk menentukan nilai slip, gaya yang bekerja pada kendaraan, dan kecepatan sebagai outputnya

#### B. Jalur Referensi

Jalur referensi dirancang sesuai persamaan di Tabel 1.

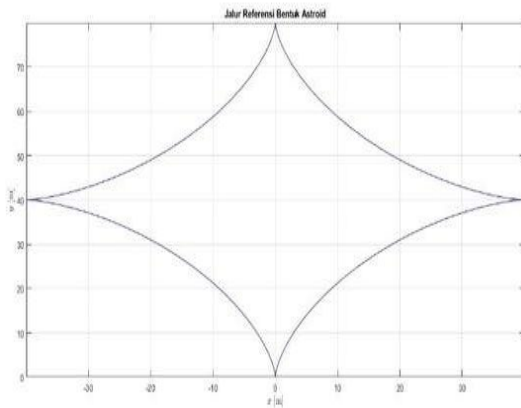
#### C. Path-Tracking Control

Komponen ini diimplementasikan menggunakan umpan balik psi yang berguna untuk membantu ( $x, y, \psi$ ) melacak ( $x_{ref}$ ,  $y_{ref}$ ,  $\psi_{ref}$ ). Dibawah asumsi 3 dan 4 dan dengan asumsi X terkontrol dengan baik, nominal gain dari vektor [ $v_{xref}$   $v_{yref}$   $\gamma_{ref}$ ] ke vektor [ $v_x$   $v_y$   $\gamma$ ] hanya sebagai matriks identitas, oleh karena itu PTC hanya perlu didesain untuk persamaan 9 dalam hal transformasi/ rotasi sumbu z.

MCS/ Kontroler motor ke-j, yang terdiri dari MCS penggerak dan kemudi, dapat disetel secara terpisah dari sistem PTC. Jadi secara singkat hanya ada tiga kontroler Cx(s), Cy(s), C $\psi$ (s) untuk disetel. Dalam uraian ini kontroler tersebut adalah PID. Untuk slip kecil dan dengan sensor  $\psi$  yang baik, yang mana akan memberikan T<sup>-1</sup> yang baik, gain penguatan dari output kontroler-kontroler ini ke vektor [ $\dot{x}$   $\dot{y}$   $\dot{\psi}$ ] dapat mendekati satu. Mempertimbangkan gain ini sebagai nominal gain, sistem *closed-loop* secara nominal merupakan kumpulan dari tiga sistem kontrol *single-integrator plant*. Oleh sebab itu, secara nominal terbilang stabil. Selain itu, kondisi nominal ini memungkinkan ketiga kontroler memiliki struktur dan nilai parameter yang sama. (Tabel 3)

#### D. Koordinator Delapan Motor

Koordinator delapan motor mendekomposisi kecepatan kendaraan dan kecepatan poros kendaraan ke dalam masing-masing subsistem roda. C8M terdiri dari 3 blok, yaitu ICM, ICM terms, dan Asumsi *Free Rolling and Zero Slip*



Gambar 19. Lintasan bentuk astroid.

1) ICM

Kendaraan digerakkan menggunakan konsep ICM persamaan (7). secara teori ICM mendekomposisi kecepatan kendaraan menjadi kecepatan masing-masing rodanya

2) Syarat ICM

Dalam cara ICM mengkoordinasikan keempat roda,  $\delta_{jref}$  tidak terdefinisi ketika  $v_{xjref} = v_{yjref} = 0$ . Situasi ini sesuai dengan ICM yang terjadi di pusat roda ke-j. Salah satu cara untuk meniasati situasi ini adalah dengan hanya menerima lintasan referensi yang tidak menyebabkan koordinat ICM  $(-v_{ylref}/\gamma_{ref}, -v_{xlref}/\gamma_{ref})$  dalam kerangka koordinat tetap kendaraan, sama dengan salah satu dari  $(l_f, l_d)$ ,  $(l_f, -l_d)$ ,  $(-l_r, l_d)$ , dan  $(-l_r, -l_d)$ , yang merupakan koordinat dalam kerangka koordinat tetap kendaraan dari pusat roda pertama, kedua, ketiga, dan keempat, masing-masing.

Cara lain yang digunakan pada simulasi ini adalah dengan membuat  $v_{xjref}$  dan  $v_{yjref}$  mempertahankan nilai sebelumnya ketika keduanya sama dengan nol.

3) Asumsi 3 dan 4

Kondisi *free rolling* dan tidak adanya slip sudah menjadi asumsi umum dalam literatur kontrol kendaraan pada tahap desain controller, mengabaikan slip dengan alasan bahwa slip longitudinal lebih kecil dari 2% pada kondisi mengemudi normal.

E. MCS / Kontroller X

Output dari blok diagram Koordinator Delapan Motor kemudian masuk pada MCS/ Kontroller X. Komponen ini memiliki dua fungsi, yaitu untuk membantu nilai X ( $\omega$ ,  $\delta$ ) melacak nilai Xref ( $\omega_{ref}$ ,  $\delta_{ref}$ ) dan juga berfungsi sebagai pengamat gangguan untuk menghilangkan efek gangguan berupa pembebanan. Pada penelitian ini, Persamaan (10) dan pengamat gangguan (DOB) disubstitusikan dan di umpan balik langsung pada motor kedalam bentuk torsi beban (TLj) dan estimasi arus bebannya.

Dibawah Asumsi 2, setiap motor kemudi adalah plant integrator tunggal, oleh karena itu, setiap pengontrol orde pertama dengan penguatan DC tinggi memberikan kontrol posisi yang baik. Dengan demikian, pembahasan tentang desain controller untuk motor kemudi ditiadakan.

Kontroller kecepatan motor penggerak pada gambar diatas memiliki dua bagian

1. Kontroller PID Kwj(s) untuk kualitas respons

2. DOB untuk penolakan gangguan

Output MCS berupa kecepatan sudut motor penggerak  $\omega_j$  dan sudut kemudi  $\delta_j$  selanjutnya masuk ke dalam dinamika kendaraan.

F. Dinamika Kendaraan

Pembebanan pada persamaan (10) disubstitusikan dengan umpan balik langsung pada kontroller kecepatan motornya dalam bentuk Torsi Beban, dan efek pembebanan  $\hat{\partial}(X)$  diumpan balikkan langsung pada kontroller X dalam bentuk arus beban, maka rangkaian akan lebih sederhana secara matematis

Output MCS/ Kontroller X berupa kecepatan sudut roda ke-j ( $\omega_j$ ) dan sudut kemudi roda ke-j ( $\delta_j$ ) kemudian masuk pada dinamika Kendaraan yaitu persamaan (1), (2) (3) (4) (7). dengan output blok dinamika kendaraan ini yaitu kecepatan pada sumbu lateral dan longitudinal dan yaw rate ( $v_{xl}$ ,  $v_{yl}$  dan  $\gamma$ ) kemudian di transformasikan, diintegrasikan, dan di umpan balikkan sesuai dengan blok diagram simulasi Gambar 14.

G. Batasan Slip

Penolakan gangguan berbasis DOB dapat dengan mudah disetel untuk nilai X melacak nilai Xref dengan baik dalam menghadapi gangguan, sehingga jika akan membatasi X maka Xref yang dibatasi ( $X \approx X_{ref}$ ). Selanjutnya, dibawah Asumsi 3 dan 4, Xref setara dengan vektor Vref dalam hal konten informasi. Oleh karena itu,  $V_{ref} \approx X_{ref} \approx X$ . Dengan demikian, Vref perlu dibatasi untuk membatasi X.

Dalam Loop 2 dari Gambar 10, vektor slip S<sub>j</sub> pada dasarnya adalah vektor error yang dinormalisasi. Loop ini dapat dilihat sebagai *feedback control sistem* dimana output plant V perlu melacak input referensi Vref. Teori *Input-to-State Stability* (ISS) dapat membantu membangun mengembangkan batas pada Vref sedemikian rupa sehingga  $V_{ref} - V$ , dan akibatnya  $\|S_j\|$  dibatasi. Pada simulasi ini digunakan time sampling yang sesuai (0.01) agar nilai  $V_{ref} - V$  dapat seminimal mungkin, sehingga percepatan dibatasi dan slip menjadi relatif kecil. Dari Teori ISS didapatkan penurunan rumus sebagai berikut

$$\|S_j\| = \frac{\sqrt{2}}{c} \ln \left( \frac{1}{1 - \frac{1}{\theta * g * \mu_{pressat} * sup_{t_0 \leq t \leq t_f} \|V_j^{ref}(\tau)\|}} \right)$$

$\theta = 0.999$

$c = 50$

$\mu_{pressat} (saturasi jalan) = 0.74$

$g (percepatan gravitasi) = 0.98m/s^2$

IV. HASIL DAN ANALISA DATA

A. Lintasan Angka Delapan

Error pelacakan maksimal 2-meter terjadi pada lintasan melingkar. Slip sebesar 0.0025, lebih kecil dari batasan slip yang ditentukan yaitu 0.04. Kecepatan maksimal 31 km/jam pada jalan lurus, dan 15 km/jam pada jalan berbelok. Sudut kemudi maksimal sebesar 0.08 rad atau 4.6° terjadi pada jalan berbelok. (Gambar 16)

B. Lintasan Bentuk Hati

Error pelacakan maksimal 1 meter. Slip sebesar 0.02, lebih kecil dari batasan slip yang ditentukan yaitu 0.04. Kecepatan

maksimal 20 km/jam pada jalan relatif lurus dan kecepatan minimal 3 km/jam pada jalan relatif berbelok. (Gambar 17)

#### C. Lintasan Bentuk Hypocycloid

Error pelacakan maksimal 0.5 meter. Slip sebesar 0.01, lebih kecil dari batasan slip yang ditentukan yaitu 0.04. Kecepatan maksimal 20 km/jam, dan 5 km/jam. Jalan yang cenderung ke arah kanan menyebabkan kecepatan roda kiri lebih besar dari pada roda belakang dan sudut kemudi roda depan selalu lebih kecil daripada roda belakangnya. (Gambar 18)

#### D. Lintasan Bentuk Astroid

Pada simulasi jalur ini, sistem mengalami kendala dalam pelacakan nilai sudut arah orientasi psiref dikarenakan jalur yang terlalu ekstrim yaitu perubahan arah orientasi yang hampir 180° secara tiba-tiba menimbulkan error yang besar. Mengingat *plant* dari sistem ini adalah *single integrator*, maka perubahan nilai psi yang tinggi dalam waktu yang singkat akan menyebabkan sistem membaca error yang berlebihan. (Gambar 19)

## V. KESIMPULAN

Skema PTC yang dikembangkan di uraian ini dengan asumsi *zero slip* dan *free rolling* bekerja dengan baik dalam simulasi pada jalanan aspal kering. Secara keseluruhan hasil simulasi menggembirakan dan menunjukkan bahwa sistem PTC juga dapat bekerja dengan baik dalam praktiknya dalam toleransi error yang sudah ditentukan di jalur lintasan yang normal. Namun simulasi belum berhasil pada jalur ekstrim astroid.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] U. K. and L. Nielsen, "Automotive Control Systems: For Engine, Driveline, and Vehicle," *Meas. Sci. Technol.*, vol. 11, no. 12, p. 1828, Dec. 2000, doi: 10.1088/0957-0233/11/12/708.
- [2] A. Alleyne, "A Comparison of Alternative Intervention Strategies for Unintended Roadway Departure (URD) Control," <http://dx.doi.org/10.1080/00423119708969327>, vol. 27, no. 3, pp. 157–186, 2007, doi: 10.1080/00423119708969327.