



PROPOSAL THESIS

**IMPLEMENTASI SISTEM *MULTIVARIABLE CASCADE CONTROL* PADA MOBIL OTONOM SAAT MELAKUKAN *PATH TRACKING* MENGGUNAKAN *NONLINEAR MODEL PREDICTIVE CONTROL***

SUTRA WARDATUL JANNAH

6022201007

DOSEN PEMBIMBING

Dr. Ir. Ari Santoso, DEA

PROGRAM MAGISTER

BIDANG KEAHLIAN TEKNIK SISTEM PENGATURAN

DEPARTEMEN TEKNIK ELEKTRO

FAKULTAS TEKNOLOGI ELEKTRO DAN INFORMATIKA CERDAS

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA

2022

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## LEMBAR PENGESAHAN PROPOSAL TESIS

Judul : Implementasi Sistem *Multivariable Cascade Control* Pada Mobil Otonom Saat Melakukan *Path Tracking* Menggunakan *Nonlinear Model Predictive Control*

NRP : 6022201007

Telah diseminarkan pada

Hari : Rabu

Tanggal : 12 Januari 2022

Tempat : Ruang Zoom 1

Mengetahui/menyetujui

Dosen Penguji:

Calon Dosen Pembimbing



1. Prof. Ir. H. Abdullah Alkaff, M.Sc., Ph.D  
NIP. 195501231980031002



1. Dr. Ir. Ari Santoso, DEA.  
NIP. 196602181991021001



2. Dr. Trihastuti Agustinah, ST., MT.  
NIP. 196808121994032001

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

**IMPLEMENTASI SISTEM *MULTIVARIABLE CASCADE KONTROL* PADA  
MOBIL OTONOM SAAT MELAKUKAN *PATH TRACKING*  
MENGUNAKAN *NONLINEAR PREDICTIVE CONTROL***

Nama mahasiswa : Sutra Wardatul Jannah  
NRP : 6022201007  
Pembimbing : Dr. Ir. Ari Santoso, DEA

**ABSTRAK**

Pada penelitian ini tentang sistem kendali kemudi pada mobil otonom jenis *offroad*. Proses pengendalian terdiri dari dua layer, untuk layer pertama (*Upper layer*) menggunakan *Nonlinear Model Predictive Control* (NMPC) untuk memprediksi input kontrol beberapa langkah kedepan. Penggunaan nilai prediksi untuk meminimalisir *execution time* yang di perlukan saat mobil melakukan *tracking*. Di karenakan tingkat kompleksitas sistem pada mobil otonom tinggi maka semakin cepat pemrosesan data pada pengendalian sistem akan semakin baik. Proses NMPC menghasilkan nilai sudut *steering* yang harus di capai pada beberapa waktu kedepan dan juga nilai kecepatan mobil yang harus di capai saat *tracking* di lintasan yang telah di tentukan

Nilai sudut *steering* akan di gunakan sebagai nilai masukan kontroler aktuator layer kedua (*lower layer*) yaitu pengendalian motor aktuator kemudi dan kecepatan, aktuator yang di gunakan merupakan motor DC *Electric Power Steering* (EPS) untuk menggantikan kinerja manusia dalam memutar kemudi mobil, penggunaan motor EPS untuk membantu meringankan putaran roda mobil. Pengendalian kecepatan di lakukan dengan mengendalikan *throttle* untuk mengatur kecepatan mobil. Kedua pengendali tersebut menggunakan metode Adaptive PID dengan tuning parameter Kp, Ki, dan Kd menggunakan algoritma *firefly*.

Kata kunci: Sistem Kendali Kemudi, Mobil Otonom, *Nonlinear Model Predictive Control*, *PID*, *Firefly Algorithm*

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN PROPOSAL TESIS .....	iii
ABSTRAK .....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR .....	ix
DAFTAR TABEL .....	xi
BAB 1 PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan .....	3
1.4 Batasan Masalah .....	4
1.5 Kontribusi .....	4
BAB 2 KAJIAN PUSTAKA.....	5
2.1 Kajian Penelitian Terkait .....	5
2.1.2 <i>A Two-Layer Controller for Lateral Path Tracking Control of Autonomous Vehicles</i> .....	5
2.1.2 Nonlinear Cascade Strategy for Longitudinal Control in Automated Vehicle Guidance .....	13
2.1.3 Combined longitudinal and lateral control for automated vehicle guidance.....	22
2.2 Dasar Teori.....	30
2.2.1 Mobil otonom .....	30

2.2.3 Electric Power Steering .....	31
2.2.4 Nonlinear Model Predictive Control .....	33
2.2.5 Firefly Algorithm.....	35
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN.....	39
3.1 Pemodelan <i>Autonomous Car</i> .....	42
3.2 Perancangan Trajectory Tracking Controller.....	49
3.3 Perancangan <i>Nonlinear Model Predictive Controller</i> .....	50
3.4 Optimizing PID tuning Control on Automatic Steering System and throttling.....	52
3.5 Hipotesa Penelitian .....	55
3.6 Rencana Pengujian.....	56
BAB 4 JADWAL KEGIATAN .....	59
4.1 Jadwal Kegiatan .....	59
DAFTAR PUSTAKA .....	60



## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Model Dinamik Kendaraan .....	6
Gambar 2.2 blok diagram sistem kontrol mobil otonom .....	8
Gambar 2.3 Perbandingan hasil pengujian skenario 1 pada kontroler ..	10
Gambar 2.4 Respon pengujian skenario 2 pada kontroler A, B, dan C ....	11
Gambar 2.5 Respon Hasil Pengujian Skenario 3 pada kontroler C dan D	12
Gambar 2.6 Sistem kendali longitudinal .....	14
Gambar 2.7 Mekanisme Gearshift .....	16
Gambar 2.8 Bicycle Model .....	17
Gambar 2.9 Coupled longitudinal and lateral control .....	18
Gambar 2.10 Hasil simulasi scenario 1 .....	20
Gambar 2.11 Hasil simulasi scenario 2 .....	21
Gambar 2.12 Model kendaraan 2 DOF .....	22
Gambar 2.13 Model struktur validasi .....	24
Gambar 2.14 Respon pengujian dengan kecepatan konstan 15 m/s .....	26
Gambar 2.15 Grafik respon pengujian <i>Double Lane Change Manuever</i> ...	27
Gambar 2.16 Pengaturan perpindahan roda gigi .....	27
Gambar 2.17 Skema Strategi control .....	28
Gambar 2.18 Respon hasil pengontrolan kombinasi lateran dan longitudinal .....	29
Gambar 2.24 Overview Autonomous Car .....	31
Gambar 2.27 Electric Power Steering .....	32
Gambar 2.28 Skema Nonlinear MPC (Grüne & Pannek, 2011) .....	34
Gambar 3.1 Mobil Fin Komodo .....	39
Gambar 3.2 Konsep sistem .....	41
Gambar 3.3 Ilustrasi mobil otonom saat melakukan <i>trajectory tracking</i> ..	51
Gambar 3.3 Skema Automatic Steering System .....	53
Gambar 3.4 Blok Diagram control motor DC .....	54

Gambar 3.5 Flowchart of firefly algorithm.....	55
Gambar 3.6 Skenario jalur 1 .....	56
Gambar 3.7 Skenario Jalur 2 .....	57

## **DAFTAR TABEL**

Tabel 2.1 Lateral Deviation dengan 3 nilai kecepatan .....	10
Table 2.2 Hasil Pengujian pada Skenario 2 .....	11
Table 2.3 Hasil Skenario 3 .....	12
Tabel 2.4 Parameter mobil untuk simulasi.....	19
Tabel 2.5 Parameter kontroler untuk simulasi .....	19
Tabel 3.1 Parameter Autonomous Car .....	40

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# **BAB 1**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Pada era ini telah banyak dilakukan penelitian dan pengembangan teknologi *autonomous vehicle* mulai dari kendaraan udara, laut, hingga darat. Penelitian tentang *autonomous car* telah banyak dilakukan oleh industri dan akademisi pada dua dekade terakhir ini untuk meningkatkan keselamatan lalu lintas di jalan. Teknologi yang tertanam di kendaraan otomotif menjadi faktor utama yang harus diperhatikan [1].

Pengendalian pada mobil otonom saat berjalan merupakan faktor penting bagi tingkat keselamatan dan kenyamanan pengendara. Pada beberapa penelitian dilakukan simulasi pengendalian saat mobil tracking pada jalur referensi. Gerakan lateral mobil dikendalikan dengan mengontrol steering mobil atau arah bidang Y sehingga nilai kesalahan antara koordinat gerakan mobil dan referensi minimal [2]. Saat mobil melakukan tracking dan manuver maka dibutuhkan kendali longitudinal untuk mengontrol kecepatan mobil juga. Sejumlah besar penelitian yang telah dilakukan mengasumsikan bahwa kecepatan kendaraan adalah konstan. Di sisi lain, sebagian besar studi kontrol longitudinal tidak mempertimbangkan gerakan lateral, namun kendali lateral dan longitudinal yang terpisah tidak dapat beradaptasi dengan perubahan yang rumit dan cepat, oleh karena itu untuk meningkatkan efek kontrol pada berbagai kendaraan, kontrol longitudinal dan lateral dipertimbangkan secara bersamaan [3].

Penelitian yang telah dilakukan pada *autonomous car* sebagian besar pada model kendaraan yang beroperasi di jalan raya, dikarenakan pengguna yang membutuhkan lebih banyak pada jalan raya dan untuk mengatasi kendala keamanan yang sering terjadi yang disebabkan oleh *human error*. Jenis mobil yang membutuhkan sistem seperti di atas bukan hanya pada jenis mobil *onroad*, jenis mobil *offroad* juga membutuhkan sistem otonom untuk meningkatkan keamanan

pengendaranya, salah satu contoh dari mobil *offroad* adalah mobil patroli tentara. Mobil patroli yang di gunakan oleh tentara merupakan jenis mobil *offroad* yang melintasi jalur lebih ekstrim dari mobil *onroad*, sehingga memiliki beberapa nilai parameter yang berbeda. Beberapa penelitian yang telah di lakukan pada mobil otonom adalah pada kondisi jalan biasa (mobil *onroad*), penelitian terus di lakukan hingga saat ini untuk meningkatkan kestabilan dan keamanan pada mobil.

Beberapa penelitian yang pernah di lakukan pada medan *onroad* di antaranya pengendalian yang menyajikan pengontrol dua layer untuk pelacakan jalur lateral yang akurat. Pengendalian kendaraan otomatis. Pengontrol layar atas, yang menghasilkan nilai sudut kemudi roda depan. Di implementasikan dengan Linear Time-Varying MPC (LTV-MPC) yang prediksi dan jangkauan pengendalian keduanya dioptimalkan secara *offline* dengan *Particle Swarm Optimization* (PSO) [4]. Penelitian lain membahas tentang kendali dua *layer* juga tetapi pada gerakan longitudinal, pada *upper layer control* menghasilkan nilai torsi yang di inginkan dan *lower layer control* mengendalikan aktuator untuk menghasilkan torsi sesuai yang di inginkan. Pada penelitian ini juga di rancang system kombinasi untuk kendali lateral dan longitudinal yang bekerjasama agar meningkatkan kestabilan kendaraan saat tracking. Kombinasi kontrol tersebut menggunakan Model Predictive Control (MPC) [5]. Penelitian selanjutnya membahas tentang kendali longitudinal dan lateral yang di kombinasi untuk meningkatkan kestabilan dan meminimalisir nilai kesalahan antara jalur yang di lalui mobil dengan jalur referensi, penelitian ini menggunakan metode Nonlinear MPC untuk kendali lateral dan kendali nonlinear untuk kendali longitudinal dengan robust control untuk penentuan kestabilan dari manajemen *gear ratio* sebagai aktuator kecepatan mobil [6].

Pengendalian kemudi mobil otonom pada penelitian- peneltian di atas telah menggunakan metode predictive kontrol dengan mempertimbangkan beberapa factor yang mempengaruhi kestabilan gerakan mobil. Paper – paper di atas merupakan penelitian tentang mobil yang berjalan pada medan *onroad*. Pada penelitian yang akan di lakukan menggunakan plant berupa mobil *offroad*, maka akan terdapat lebih banyak gangguan dan parameter yang harus di perhitungkan agar pengendalian steering mobil saat melakukan *trajectory tracking* baik dan

kokoh terhadap perubahan nilai parameter terhadap waktu, gangguan dari luar dan lainnya.

Pengendalian pada layer bawah merupakan pengendalian terhadap motor DC, dimana metode yang di gunakan yaitu PID. Penggunaan metode PID yang banyak di lakukan dengan cara tuning parameter secara manual / *trial-error*, sehingga pada penelitian ini akan di lakukan pencarian nilai optimal untuk tuning parameter PID pada pengendalian kecepatan putar motor DC secara adaptive menggunakan metode *firefly algorithm*. Sistem tersebut di usulkan mengingat kondisi jalan yang akan di lalui mobil akan berubah – ubah sehingga di butuhkan pengendalian adaptive mengikuti nilai kecepatan putar roda optimal yang di hasilkan dari NMPC. Berdasarkan penelitian yang telah di lakukan, *firefly algorithm* memiliki waktu eksekusi yang lebih cepat dan menghasilkan nilai error antara referensi kecepatan putar motor DC yang di harapkan dengan nilai aktualnya di bandingkan dengan algoritma metaheuristik lain (PSO) yang telah di lakukan sebelumnya (13). Hal ini sangat mempengaruhi tujuan dari penelitian ini yaitu meminimalisir waktu eksekusi sistem.

## **1.2 Rumusan Masalah**

1. Bagaimana membangun perhitungan prediksi nilai input kontrol optimal untuk pengendalian lateral dan longitudinal
2. Bagaimana melakukan pengendalian *steering* dan *throttling* agar stabil dan kokoh saat melakukan *tracking path*

## **1.3 Tujuan**

Merancang kendali kemudi pada autonomous car dengan melakukan perhitungan prediksi nilai input kontrol terhadap sudut setir dan nilai kecepatan yang harus di capai berdasarkan kondisi mobil saat melakukan *tracking* serta melakukan pengendalian pada penggerak setir dan *throttle* saat melakukan *tracking path*.

#### 1.4 Batasan Masalah

Dalam penelitian ini terdapat batasan masalah untuk membatasi permasalahan yang muncul diantaranya,

1. Mobil otonom yang di gunakan jenis fin Komodo
2. Sudut belok roda depan kanan dan kiri di asumsikan sama (maksimal  $30^\circ$ )
3. Tidak memperhitungkan *noise* pengukuran.
4. Pengujian di lakukan pada lintasan yang telah di tentukan
5. Maksimal lateral error 40 cm

#### 1.5 Kontribusi

Kontribusi dari penelitian ini adalah membangun kendali multivariabel pada kendaraan otonom jenis *offroad* agar meminimalisasi kesalahan lateral dan longitudinal antara mobil dan jalur referensi sehingga mobil bermanuver dengan baik.





## **BAB 2**

### **KAJIAN PUSTAKA**

Pada bab ini akan membahas tentang materi yang berhubungan dengan penelitian yang akan dikerjakan, berisi tentang kajian penelitian terkait dan teori dasar. Penelitian yang akan di lakukan mengenai kendali penggerak pada *autonomous car* saat melakukan *trajectory tracking*. Beberapa pustaka tentang penelitian terkait kendali *autonomous car* yang telah di lakukan bisa di jadikan sebagai *literature*. Teori dasar tentang metode yang akan di lakukan juga di butuhkan sebagai penunjang penelitian.

#### **2.1 Kajian Penelitian Terkait**

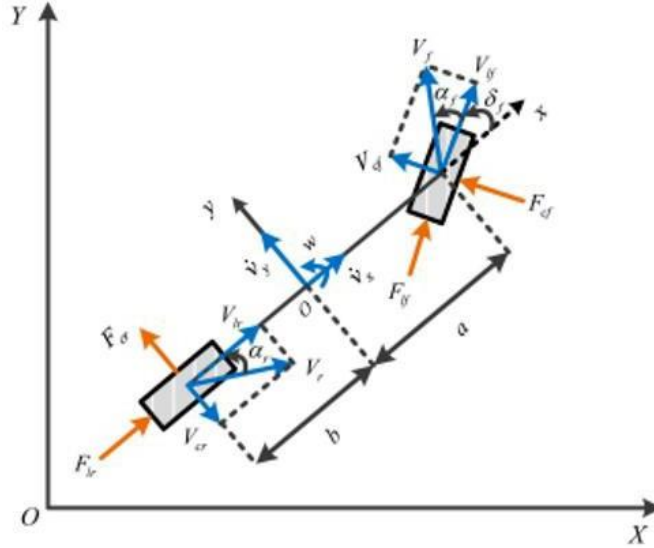
##### ***2.1.2 A Two-Layer Controller for Lateral Path Tracking Control of Autonomous Vehicles***

Sistem pengontrolan *steering* pada penelitian ini ditulis oleh Zhiwei He, Linzhen Nie, Zhishuai Yin dan Song Huang.2020. School of Automotive Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan.Sensor-MDPI.

Penelitian ini menyajikan pengontrol dua layer untuk pelacakan jalur lateral yang akurat t. Pengendalian kendaraan otomatis. Pengontrol layar atas, yang menghasilkan nilai sudut kemudi roda depan. Di implementasikan dengan Linear Time-Varying MPC (LTV-MPC) yang prediksi dan jangkauan pengendalian keduanya dioptimalkan secara offline dengan particle swarm optimization (PSO)

Layer bawah adalah radial basis function neural network Proporsional-integral-derivative (RBFNN-PID) pengontrol yang menghasilkan kontrol arus listrik sinyal yang dapat dieksekusi oleh motor kemudi untuk melacak sudut kemudi target dengan cepat. Karakteristik nonlinear pada sistem kemudi dimodelkan dan diidentifikasi secara on-line dengan RBFNN sehingga parameter kontrol pengontrol PID dapat disesuaikan secara adaptif.

## Pemodelan Sistem



Gambar 2.1 Model Dinamik Kendaraan

Dengan diterapkannya Hukum Kedua Newton, model dinamika kendaraan dapat dibangun seperti yang diberikan dalam Persamaan:

$$\left\{ \begin{array}{l} m\dot{v}_y = -m\dot{v}_x w + 2(F_{cf} \cos(\delta_f) + F_{lf} \sin(\delta_f)) + 2F_{cr} \\ \dot{\psi} = w \\ I_z \dot{w} = 2a(F_{cf} \cos(\delta_f) + F_{lf} \sin(\delta_f)) - 2bF_{cr} \\ \dot{Y} = v_x \sin(\varphi) + v_y \cos(\varphi) \end{array} \right. \quad (2.1)$$

dimana  $V_y$  dan  $V_x$  mewakili kecepatan longitudinal kendaraan, dan kecepatan lateral pada body-fixed sistem koordinat masing-masing.  $Y$  adalah posisi lateral kendaraan dalam sistem koordinat Kartesius.

Gaya longitudinal dan lateral ban digambarkan sebagai fungsi nonlinier masing-masing: sudut slip  $\alpha$  dan rasio slip longitudinal  $\kappa$  dengan pengaruh beban vertikal  $F_z$ , dan koefisien gesekan jalan  $\mu$ , seperti pada persamaan:

$$\begin{cases} f_{lf} = f_{lf}(\kappa_f, \alpha_f, \mu, F_{zf}) \\ f_{cf} = f_{cf}(\kappa_f, \alpha_f, \mu, F_{zf}) \\ f_{lr} = f_{lr}(\kappa_f, \alpha_f, \mu, F_{zr}) \\ f_{rr} = f_{rr}(\kappa_f, \alpha_f, \mu, F_{zr}) \end{cases} \quad (2.2)$$

Jika sudut slip relatif kecil, dapat diperkirakan dengan kecepatan longitudinal kendaraan  $V_y$ , kecepatan lateral  $V_x$ , kecepatan Yaw  $\omega$ , dan sudut kemudi roda depan ( $\delta_f$ ), seperti diberikan dalam persamaan:

$$\begin{aligned} \alpha_f &= \frac{v_y + aw}{v_x} - \delta_f \\ \alpha_r &= \frac{v_y - bw}{v_x} \end{aligned} \quad (2.3)$$

Berdasarkan parameter- parameter tersebut maka Model dinamika kendaraan nonlinier dapat di definisikan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} \dot{\xi}(t) &= f_{\mu(t), \kappa(t)}(\xi(t), \delta_f(t)) \\ \xi &= [v_y, w, \phi, Y]^T \end{aligned} \quad (2.4)$$

Penelitian ini fokus pada kontrol lateral kendaraan otonom dalam studi ini, kecepatan longitudinal  $V_x$  diatur menjadi konstan. Untuk parameter di  $\xi$ , laju yaw  $w$ , sudut heading  $\phi$ , dan lateral kendaraan, posisi dalam sistem koordinat Kartesius  $Y$  dapat diukur dengan sensor kecepatan yaw dan GPS /IMU.

### The PSO-LTV-MPC Controller

PSO mengoptimalkan prediction horizon dan juga control horizon, LTV MPC di desain dengan tujuan untuk menghilangkan deviasi antara keluaran pergerakan kendaraan yang diprediksi dan referensinya dengan sudut kemudi yang optimal. kenaikan kontrol  $\Delta\delta_f$  dipilih sebagai input, dan  $\Delta\delta_f(d) = \delta_f(d) - \delta_f(d-1)$ . Sudut heading  $\phi$  dan posisi lateral  $Y$  dipilih sebagai output  $\lambda$ .

Pada setiap langkah waktu, masalah optimasi LTV MPC di definisikan dalam persamaan:

$$\min_{\Delta \delta_{f,t}} \sum_{i=1}^p \left\| Q \left[ \lambda_i(t+i) - \lambda_{i,ref}(t+i) \right] \right\|^2 + \sum_{i=0}^{c-1} \left\| R \left[ \Delta \delta_{f,t}(t+i) \right] \right\|^2$$

$$\Delta \delta_{f,t}(d) = \delta_{f,t}(d) - \delta_{f,t}(d-1) \quad (2.5)$$

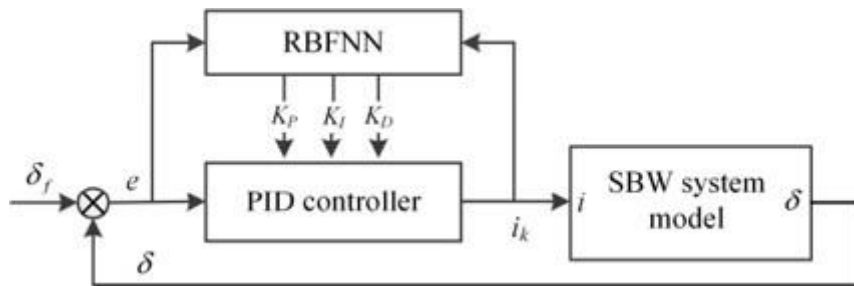
Untuk meningkatkan performa pengendali LTV-MPC, algoritma PSO diadopsi untuk menemukan nilai prediction horizon dan kontrol horizon yang optimal dengan variasi kecepatan kendaraan  $V$  dan koefisien gesekan jalan  $\mu$ . Evaluasi index performansi dari trajectory tracking kendaraan, maka di ambil nilai rata- rata eror lateral dan di olah menggunakan algoritma PSO yang di definisikan dengan persamaan :

$$f = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (Y(i) - Y_{ref}(i))^2} \quad (2.6)$$

### The RBFNN-PID Front Wheel Angle Tracking Controller

RBFNN-PID controller di gunakan pada *lower-layer controller* sistem ini untuk merancang strategi kontrol yang mampu menangani perubahan waktu nonlinier (NTV) karakteristik sistem SBW dan sinyal kontrol keluaran yang dapat dijalankan dengan actuator kemudi.

Pertama, model sistem kemudi yang menggambarkan hubungan elektromekanis antara sudut kemudi aktual dan targetnya. Kemudian, jaringan saraf RBF yang memiliki konvergensi cepat dan pengolahan nonlinier yang baik diterapkan untuk mengidentifikasi karakteristik sistem SBW dan menyesuaikan parameter PID secara online.



Gambar 2.2 blok diagram sistem kontrol mobil otonom

Model SBW yang memodelkan dinamika motor listrik dan aktuator kemudi dibuat. Di asumsikan bahwa sudut kemudi kiri roda depan dan kanan depan identik. Model dinamika motor listrik di definisikan sebagai:

$$\begin{aligned} J_s \ddot{\theta}_s + B_s \dot{\theta}_s &= T_s - T_\delta \\ T_\delta &= K_s \left( \theta_s - \frac{x_r g_s}{r_p} \right) \\ T_s &= K_i i \end{aligned} \quad (2.7)$$

Input pengontrol PID adalah deviasi sudut kemudi aktual dari targetnya, sedangkan outputnya adalah arus yang akan dieksekusi oleh motor listrik. Tiga parameter kP, kI, kD dari kontroler PID disetel secara adaptif dengan RBFNN, RBFNN diimplementasikan untuk mengidentifikasi karakteristik sistem SBW melalui analisis sensitivitasnya antara sinyal input dan variabel output. Kontrol PID inkremental rendah dinyatakan sebagai:

$$\begin{aligned} i_k &= i_{k-1} + \Delta i_k \\ \Delta i_k &= (K_{p0} + \Delta K_p) I_1 + (K_{i0} + \Delta K_i) I_2 + (K_{d0} + \Delta K_d) I_3 \end{aligned} \quad (2.8)$$

## Hasil dan Simulasi

Referensi menggunakan model DLC (Double Lane Change ) sebagai bahan uji trajectory tracking kendaraan, dengan menggunakan 4 jenis kontroler yang akan di bandingkan, kontroler A dengan pengontrol murni dari model driver CarSim pada simulator, kontroler B dengan menggunakan metode ltv-MPC(upper lower control), kontroler C dengan pengontrol pelacakan dua layer ( LTV MPC dan RBFNN-PID ) tanpa kendala sudut slip, dan kontroler D dengan pengontrol pelacakan dua layer ( LTV MPC dan RBFNN-PID) dengan kendala sudut slip

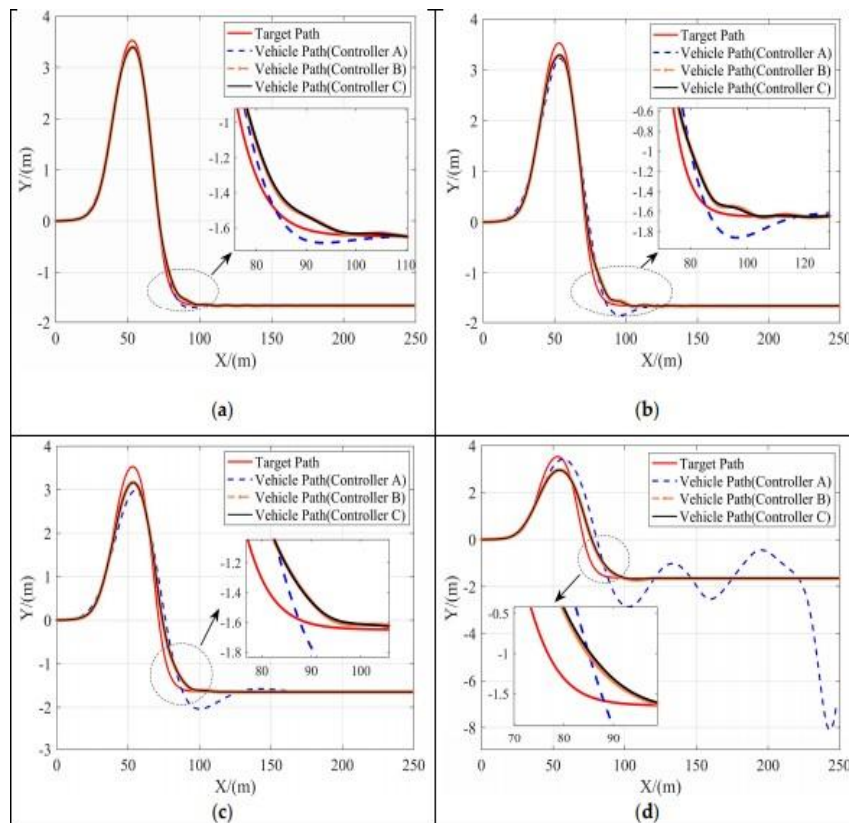
Skenario pengujian terdiri dari skenario 1 menyajikan scenario penghindaran halangan darurat di jalan adhesi tinggi, di mana kinerja dibandingkan antara pengontrol A, B, dan C. Skenario 2 menampilkan skenario penghindaran halangan darurat di jalan dengan adhesi rendah, di mana performanya dibandingkan antara pengontrol A, B, dan C. Skenario 3 menyajikan skenario darurat

penghindaran halangan di jalan adhesi rendah, di mana kinerja dibandingkan antara pengontrol C dan D.

Hasil Skenario 1:

Tabel 2.1 Lateral Deviation dengan 3 nilai kecepatan

Controller	$\Delta Y_{RMS}$ (m)			
	V = 10	V = 15	V = 20	V = 25
A	0.0672	0.1608	0.2835	1.6067
B	0.0546	0.0973	0.1643	0.2964
C	0.0584	0.0985	0.1679	0.3022



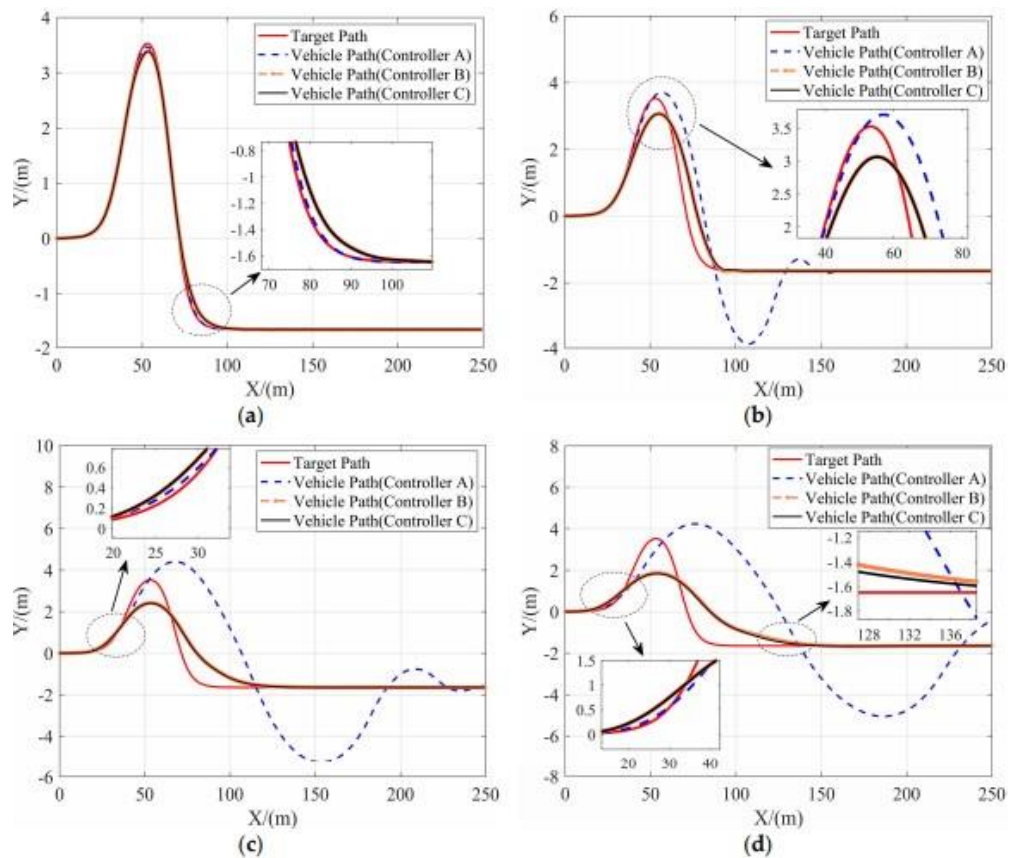
Gambar 2.3 Perbandingan hasil pengujian skenario 1 pada kontroler A,B dan C  
 Performa pengontrol B dan pengontrol C cukup mirip seperti yang ditunjukkan pada Tabel, yang menunjukkan bahwa pengontrol RBFNN-PID tingkat rendah yang diusulkan dalam Bagian 5 dapat menangani secara efektif dengan karakteristik NTV dari sistem SBW dan karenanya tidak mencapai kinerja

yang lebih buruk di jalur pelacakan dibandingkan dengan kasus pengontrol B di mana sistem kemudi sepenuhnya diabaikan.

Hasil Skenario 2:

Table 2.2 Hasil Pengujian pada Skenario 2

Controller	$\Delta Y_{RMS}$ (m)			
	V = 10	V = 15	V = 20	V = 25
A	0.0320	0.8794	2.2412	2.6585
B	0.0620	0.3348	0.4776	0.6731
C	0.0622	0.3365	0.4764	0.6657



Gambar 2.4 Respon pengujian skenario 2 pada kontroler A, B, dan C

Pada skenario ini di uji kestabilan pada jalan licin sehingga koefisien gesekan di beri nilai 0.3. Hasil yang di capai pengontrol B dan pengontrol C masih dapat melacak jalur dengan akurasi tinggi dengan menjaga stabilitas kendaraan

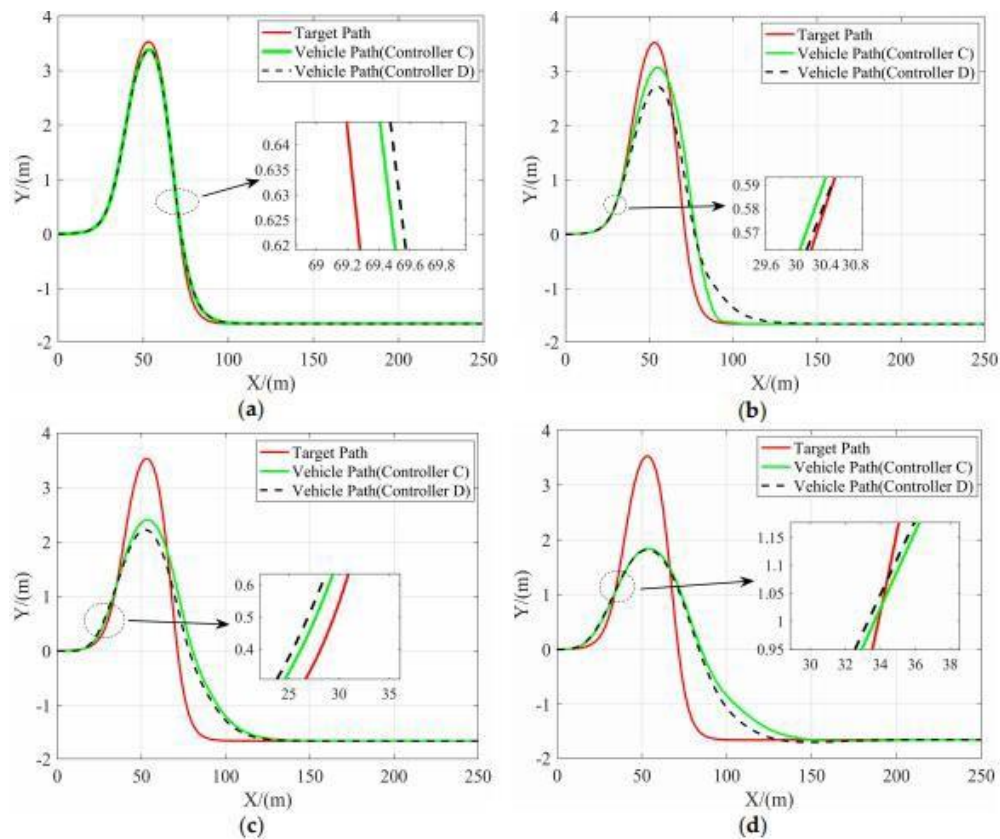


pada kecepatan sedang dan rendah, dan kestabilan masih terjaga saat kecepatan tinggi.

Skenario 3:

Table 2.3 Hasil Skenario 3

Controller	$\Delta Y_{RMS}$ (m)			
	V = 10	V = 15	V = 20	V = 25
C	0.0622	0.3365	0.4764	0.6657
D	0.0663	0.3609	0.4616	0.6229



Gambar 2.5 Respon Hasil Pengujian Skenario 3 pada kontroler C dan D

Ketika kecepatan kendaraan berada pada atau di atas 10 m / s, sudut kemudi roda depan kendaraan dengan pengontrol D berada dalam kisaran yang jauh lebih kecil dibandingkan dengan kendaraan dengan pengontrol C, menunjukkan bahwa kendaraan lebih stabil dengan pengontrol D pada kecepatan tinggi. Pengontrol dibatasi dengan sudut selip memastikan bahwa ban memberikan gaya lateral

tambahan saat dibutuhkan untuk menahan gangguan gaya lateral eksternal seperti angin, sehingga meningkatkan stabilitas kendaraan pada kondisi jalan licin.

Tingkat kestabilan dari pengontrol D mirip dengan pengontrol C saat kecepatan kendaraan relatif rendah dan mengungguli saat kecepatan kendaraan di atas 20 m / s. Ini menegaskan bahwa batasan sudut selip mempengaruhi kinerja pelacakan sekaligus menjamin stabilitas kendaraan

Pada paper ini di jelaskan dua lapis kontrol yang di teliti yaitu *upper layer control* untuk melakukan komputasi melalui algoritma dengan tujuan menghasilkan posisi sudut setir yang harus di capai agar kendaraan melakukan trajectory tracking dengan presisi. Lapisan kedua yaitu *Lower layer control* yang melakukan kendali pada *actuator steer* agar stabil dan meminimalisir kesalahan lateral saat kendaraan melalui *track*. Memberi batasan untuk penentuan sudut setir dan kendali kemudi saat trajectory tracking meringankan maintenance saat system kendali mengalami kesalahan.

Pengujian sistem di lakukan dengan variasi nilai kecepatan semakin tinggi nilai kecepatan yang di berikan akan semakin besar nilai *tracking error*, hal ini bisa di sebabkan karen pengendalian yang di lakukan hanya pada steering saja sedangkan variable kecepatan juga merupakan hal penting dalam pengendalian autonomous car saat *trajectory tracking*.

Penelitian selanjutnya di harapkan mempertimbangkan variable kecepatan dalam perhitungan kendali kendaraan saat melakukan *tracking* dengan tujuan di dapatkan performa system yang lebih efesien.

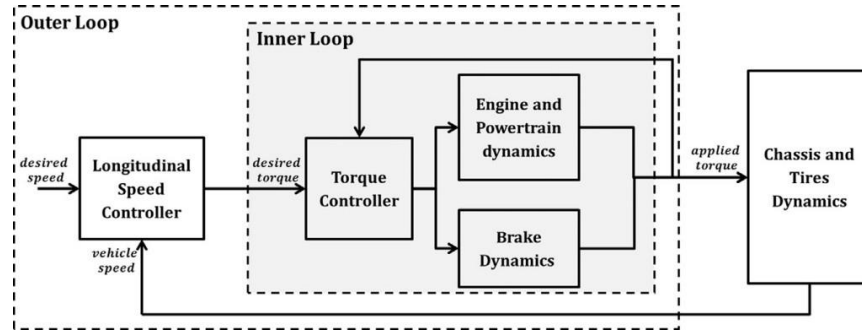
### **2.1.2 Nonlinear Cascade Strategy for Longitudinal Control in Automated Vehicle Guidance**

Paper ini membahas tentang penelitian kendali gerakan autonomous car dengan fokus pada kendali longitudinal, kendali longitudinal memiliki peranan penting dalam menjaga kestabilan dan kenyamanan gerak mobil saat melakukan *tracking*. Pada penelitian ini pengendalian longitudinal di lakukan dengan *cascade* yang terdiri dari dua loop, *outer loop* dan *inner loop*. Pengendalian *outer loop* menentukan kecepatan longitudinal mobil dan pengendalian *inner loop*

menentukan nilai torsi yang harus di capai motor. Pengendalian lateral menggunakan metode MPC

### Desain Kendali longitudinal

Masalah pengendalian longitudinal pada penelitian ini menggunakan sistem *cascade* yang terdiri dari dua loop yaitu *outer loop* dan *inner loop*. *Outer loop* mengendalikan kecepatan mobil yang harus di capai saat melakukan tracking dan menghasilkan nilai torsi yang harus di berikan pada roda mobil, sedangkan *inner loop* mengatur regulasi *throttle* dan *break* menyesuaikan besar torsi yang di perintahkan oleh hasil pengendalian *outer loop*.



Gambar 2.6 Sistem kendali longitudinal

Persamaan yang menggambarkan gerak longitudinal pada suatu roda di definisikan sebagai berikut:

$$m\dot{v} = F_l - C_a v^2 - C_r m g \cos(\theta) - m g \sin(\theta) \quad (2.9)$$

Dimana  $F_l$  merupakan gaya traksi(longitudinal) yang memperhitungkan akibat yang di timbulkan karena interaksiroda dengan jalan dan di definisikan dalam persamaan berikut:

$$I_w \dot{\omega} = -R F_l + T_w \quad (2.10)$$

$I_w$  merupakan inersia roda,  $R$  jari – jari roda, dan  $T_w$  merupakan torsi yang di berikan pada roda. Berdasarkan persamaan tersebut, nilai gaya taksi di peroleh dari fungsi nonlinear berikut:

$$F_l = f_{\text{tyre}}(\lambda, \mu, F_z) \quad (2.11)$$

Dimana  $\lambda$  merupakan longitudinal slip,  $\mu$  koefisien gesekan, dan  $F_z$  beban vertical roda, dengan mengasumsikan nilai  $\mu$  dan  $F_z$  constant maka nilai dari gaya longitudinal di peroleh dengan:

$$F_l = C_\lambda \lambda \quad (2.12)$$

$C_\lambda$  merupakan *longitudinal stiffness coefficient*, Nilai kecepatan referensi berubah secara kontinyu menyesuaikan kondisi jalan yang di lalui, sehingga persamaan error kecepatan di definisikan sebagai:

$$\begin{aligned} e_v &= \frac{C_\lambda}{m} \lambda - \frac{C_a}{m} v^2 - C_r g \cos(\theta) - g \sin(\theta) - \dot{v}_{ref} \\ \dot{\omega} &= -\frac{RC_\lambda}{I_w} \lambda + \frac{T_w}{I_w} \end{aligned} \quad (2.13)$$

Berdasarkan persamaan di atas dapat di lihat bahwa selisih nilai kecepatan mobil berhubungan dengan nilai torsi roda melalui nilai longitudinal slip, sehingga nilai longitudinal slip bisa di gunakan sebagai virtual control input untuk mencari nilai torsi roda dan persamaan dinalikan longitudinal menjadi:

$$\begin{aligned} e_v &= \frac{C_\lambda}{m} \lambda - \frac{F_r(v)}{m} - \dot{v}_{ref} \\ \dot{\lambda} &= (|\lambda| - 1) \left( \left( \frac{R^2(1-\lambda)}{I_w v} + \frac{1}{mv} \right) C_\lambda \lambda - \frac{R(1-\lambda)}{I_w v} T_w - \frac{1}{mv} F_r(v) \right) \end{aligned} \quad (2.14)$$

Desain control gerak longitudinal pada penelitian ini menggunakan pendekatan Lyapunov, dengan langkah pertama menghasilkan control law untuk virtual control input yaitu slip ratio dan yang kedua untuk torsi roda untuk menstabilkan kecepatan longitudinal mobil saat melakukan tracking, di definisikan dalam persamaan berikut:

$$\begin{aligned} \lambda^* &= \frac{m}{C_\lambda} \left( -k_v e_v + \frac{F_r(v)}{m} + \dot{v}_{ref} \right) \\ T_w^* &= \frac{I_w v}{R(1-|\lambda|)(1-\lambda)} \left( -k_\lambda e_\lambda - \frac{1-|\lambda|}{mv} F_r(v) + \frac{1-|\lambda|}{v} \left( \frac{R^2(1-\lambda)}{I_w} + \frac{1}{m} \right) + \dot{\lambda}^* \right) \end{aligned} \quad (2.13)$$

Desain kendali loop dalam di gunakan untuk memastikan motor penggerak berputar dengan nilai torsi sesuai dengan nilai torsi yang di hasilkan dari outer loop. Nilai torsi yang di berikan pada roda berhubungan dengan input throttle melalui hubungan nonlinier yang kompleks antara mesin dan dinamika powertrain. Gearbox merupakan faktor penting dalam powertrain dan mesin, sehingga dapat di simpulkan hubungan antara kecepatan, torsi mesin dan besar bukaan throttle sebagai berikut:

$$T_e(u_t, N_e) = T_{ei} + (a_0 + a_1 N_e + a_2 N_e^2) u_t \quad (2.14)$$

Dimana  $I_e$  merupakan momen inersia mesin dan  $T_{ei}$  merupakan torsi mesin ketika kondisi throttle tertutup. Pada pengendalian torsi mesin menggunakan metode PI gain scheduling

$$\begin{aligned} I_e \Delta \dot{N}_e &= -2 \frac{N_{e0}}{K_{tc}^2} \Delta N_e + \left( \frac{1}{K_{tc}} + a_1 \frac{N_{e0}}{K_{tc}} + a_2 \frac{N_{e0}^2}{K_{tc}^2} \right) u \\ T_w &= 2 R_f R_{tr} C_{tr} \frac{N_e}{K_{tc}^2} \Delta N_e \end{aligned} \quad (2.15)$$

Dimana  $\Delta N_e = N_e - N_{e0}$ , scheduling pada pengendalian ini di atur oleh gearshift.

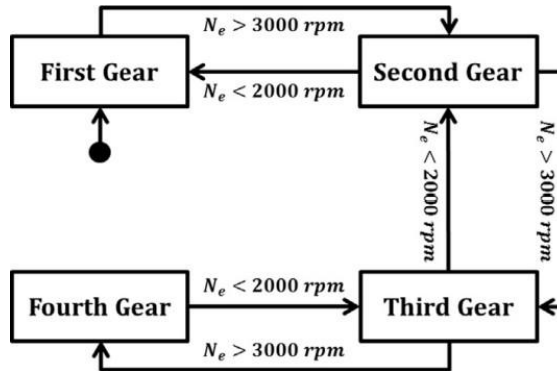
Pada cascade control, inner dan outer loop tidak di pisahkan seperti pembahsan sebelumnya dengan inner loop di asumsikan stabil eksponensial:

$$\dot{e}_T = -k_T e_T \quad (2.16)$$

Sehingga dinamika dari cascade loop dengan linear parameter varying:

$$\begin{bmatrix} \dot{e}_v \\ e_\lambda \\ e_T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -k_v & \frac{e_2}{m} & 0 \\ 0 & -k_\lambda & \frac{R(1-|\lambda|)(1-\lambda)}{I_w v} \\ 0 & 0 & -k_T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_v \\ e_\lambda \\ e_T \end{bmatrix} \quad (2.17)$$

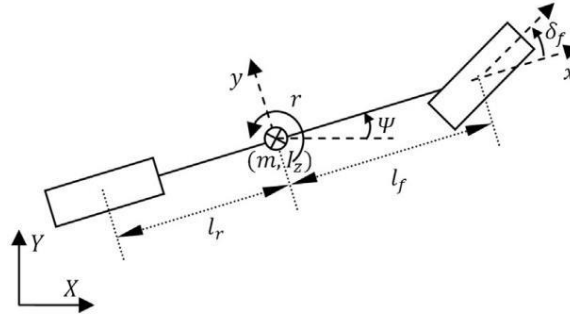
Analisa kestabilan menggunakan pendekatan lyapunov. Peralihan antara throttle dan rem didefinisikan berdasarkan nilai pembukaan throttle yang diberikan oleh pengontrol torsi nonlinier dan nilai eerror antara kecepatan yang di tentukan dengan kecepatan aktual. Rem diaktifkan jika *throttle* tidak aktif dan kecepatan kendaraan lebih besar dari referensi kecepatan, beberapa penelitian menunjukkan bahwa titik operasi mesin optimal untuk gradien jalan kecil sekitar 2750 rpm, sistem otomatis perpindahan gearbox digambarkan sebagai berikut:



Gambar 2.7 Mekanisme Gearshift

## Desain Kendali Lateral dan Longitudinal

Desain untuk pengendalian lateral mobil dengan melakukan linearisasi dalam jangkauan daerah tertentu sehingga di hasilkan model seperti gambar:



Gambar 2.8 Bicycle Model

Persamaan state model dinamika di definisikan sebagai berikut:

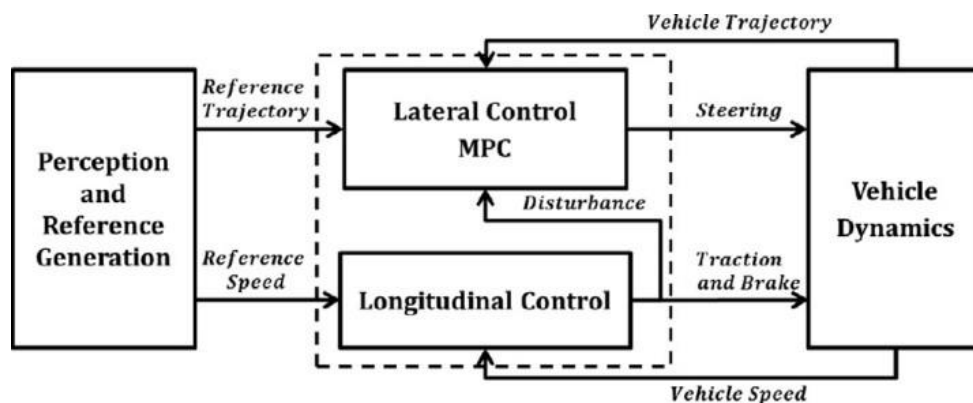
$$\begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{v}_x \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{C_f + C_r}{m} & \frac{l_r C_r - l_f C_f}{I_z} - v_x & 0 \\ \frac{l_f C_f}{m} & \frac{l_r C_r}{m} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y \\ v_x \\ \psi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_f}{m} \\ \frac{l_f C_f}{I_z} \\ 0 \end{bmatrix} \delta_f \quad (2.18)$$

Dimana  $v_y$  dan  $v_x$  kecepatan lateral dan longitudinal,  $r$  yaw rate,  $Y$  posisi lateral kendaraan,  $\psi$  sudut depan mobil,  $I_z$  momen inersia mobil,  $C_f$  dan  $C_r$  cornering stiffness ban depan dan belakang. Kendali lateral mobil menggunakan metode MPC dengan control input adalah sudut steering  $\delta_f$  yang di perhitungkan untuk meminimalisir nilai error antara output prediksi dengan output referensi dalam *prediction horizon*. Fungsi objective dan batasan dari MPC di definisikan sebagai berikut:

$$J = \sum_{n=1}^{Np} \|h(k+n|k) - h_{ref}(k+n)\|_Q + \sum_{n=0}^{Nc-1} \|u(k+n|k)\|_R \quad (2.19)$$

Pengontrol longitudinal dan lateral diintegrasikan untuk meningkatkan performa pengendalian mobil saat melakukan *tracking*, kontrol lateral bertindak

sebagai gangguan pada longitudinal, di sisi lain kecepatan longitudinal sebagian besar mempengaruhi dinamika lateral. Hubungan keduanya di berikan dari variasi parameter kecepatan longitudinal pada model bicycle mobil. Pada penelitian ini diasumsikan bahwa kecepatan longitudinal berubah secara perlahan dan bisa dianggap konstan dalam suatu *prediction horizon*. Hubungan antara kendali longitudinal dan lateral di gambarkan sebagai berikut:



Gambar 2.9 Coupled longitudinal and lateral control

## Simulasi

Pengujian sistem yang di lakukan dengan skenario pertama pengujian *longitudinal control* dengan nilai kecepatan yang berubah terhadap waktu, skenario kedua pengujian yang di usulkan yaitu gabungan kendali lateral dan longitudinal dengan trayektori jalan yang telah di tentukan. Validasi model yang di gunakan adalah 2D nonlinear chassis model dengan nilai parameter untuk model dan kontroler sebagai berikut:

Tabel 2.4 Parameter mobil untuk simulasi

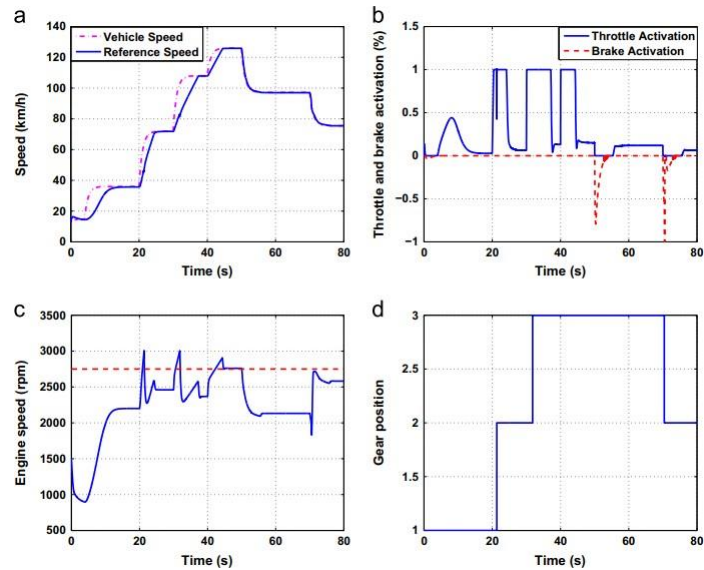
Parameter	Description	Value
Longitudinal model parameters		
$C_\lambda$	Longitudinal tyre stiffness coefficient	200 000 N/rad
$C_a$	Aerodynamic coefficient	0.13 kg/m
$C_r$	Rolling resistance coefficient	150
$g$	Gravity	$9.81 \text{ ms}^{-2}$
$I_e$	Engine inertia	$1 \text{ kg m}^2$
$I_w$	Wheel inertia	$0.9 \text{ kg m}^2$
$K_{tc}$	K-factor	30
$R_f$	Final drive ratio	3.28
$R_{tr}$	Gearbox ratio	[1:2.34, 2:1.45, 3:1.00, 4:0.68]
Linear bicycle model parameters		
$m$	Vehicle mass	1700 kg
$I_z$	Moment of inertia	$3048 \text{ kg m}^2$
$l_f$	Front CoG-distance	1.04 m
$l_r$	Rear CoG-distance	1.6 m
$C_f$	Front cornering stiffness coefficient	105 700 N/rad
$C_r$	Rear cornering stiffness coefficient	79 000 N/rad

Tabel 2.5 Parameter kontroler untuk simulasi

Parameter	Description	Value
Longitudinal controller parameters		
$k_v$	Decay rate	70
$k_\lambda$	Decay rate	35
$k_T$	Decay rate	5
Lateral controller parameters		
$Q$	Error tracking weighting matrix	$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$
$R$	Control input weighting matrix	0.05
$N_p$	Prediction horizon	7
$N_c$	Control horizon	4
$T_s$	Sampling time	10 ms



Hasil simulasi scenario 1:

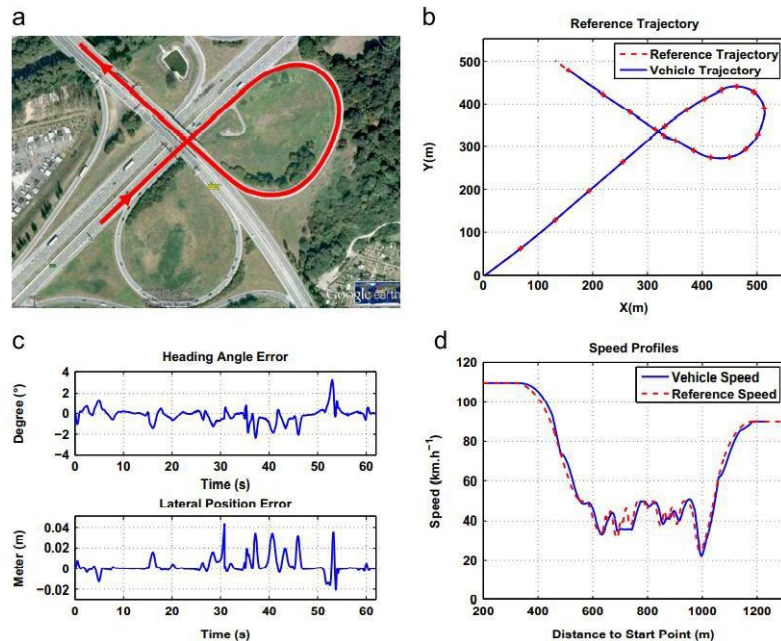


Gambar 2.10 Hasil simulasi scenario 1

Pada hasil simulasi dapat di lihat kecepatan mesin tetap dalam rentang operasi yang dapat diterima [2000 rpm,3000 rpm], dengan management perpindahan gear yang di usulkan sebelumnya kecepatan kendaraan diatur dengan nilai yang berbeda pada waktu {21.3 s, 31.8 s, 70.4 s}.

Hasil simulasi pada scenario 2:

Sistem pengendalian mobil sepenuhnya merupakan gabungan dari kendali pada gerak lateral dan longitudinal, keefektifan sistem pengendalian tersebut di uji dengan memberikan lintasan referensi untuk di lalui mobil, kondisi yang di berikan berbeda – beda. Pertama pada saat di jala raya mobil berjalan dengan kecepatan 110 km/jam, selanjutnya keluar jalan raya maka mobil melakukan perlambatan sebanyak 20 hingga 50 km/jam setelah itu kendaraan emmasuki jalan pedesaan dan meiningkatkan kecepatan hingga 90km/jam. Respon sistem yang di hasilkan seperti berikut:



Gambar 2.11 Hasil simulasi scenario 2

Berdasarkan hasil respon dari perbandingan dua metode di atas dapat dilihat bahwa metode penggabungan longitudinal control memiliki performa yang baik karena menghasilkan error kecil pada saat melakukan tracking dengan nilai kecepatan yang bervariasi.

Paper ini merupakan penelitian untuk kendali lateral dan longitudinal control dengan lebih fokus pada longitudinal control menggunakan *cascade control*, penggunaan longitudinal *cascade control* menghasilkan performa hasil pengendalian yang lebih efisien dibandingkan penelitian sebelumnya yang menjadi pembandingan penulis paper ini yaitu kendali kecepatan dengan satu loop, akan tetapi model sistem longitudinal dan drivetrain tidak dilampirkan pada paper

Pada sistem kopling lateral dan longitudinal menggunakan LMPC dengan melakukan linearisasi model sistem dengan mengasumsikan variasi kecepatan sangat lambat atau mendekati konstan sehingga input control pada LMPC hanya sudut *steering*. Pengujian yang dilakukan membutuhkan kendali longitudinal dan lateral yang bekerja bersamaan. Penelitian selanjutnya akan lebih baik menggunakan metode kendali longitudinal dan lateral yang bisa dihitung bersamaan agar terjadi tracking error kecepatan dan kemudi yang lebih minimum.

### 2.1.3 Combined longitudinal and lateral control for automated vehicle guidance

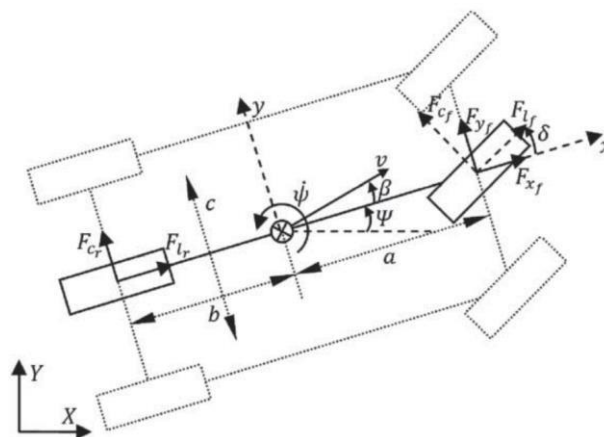
Paper penelitian tentang pengendalian mobil otonom ini di tulis oleh Achid Attia, Rodolfo Orjuela dan Michel Basset. 2014. *Vehicle System Dynamics*. International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility

Pada penelitian ini di bahas tentang pengendalian lateral dan longitudinal mobil otonom saat melakukan *tracking*. Sifat nonlinear pada mobil otonom tinggi sehingga kendali longitudinal dan lateral sangat mempengaruhi performa sistem. Pada penelitian ini pengendalian lateral di lakukan dengan metode Model Predictive Control (MPC) dan pengendalian longitudinal menggunakan kendali nonlinear dengan variable kecepatan yang di pengaruhi oleh manajemen *gear*.

Proses Pengendalian lateral dan longitudinal di kombinasi untuk mendapatkan hasil trajectory dengan nilai kesalahan yang minimal. Dalam pengujian simulasi tracking, nilai kecepatan di perhitungkan atau tidak di buat konstan. Berdasarkan metode yang di usulkan pada penelitian ini di peroleh hasil yang di harapkan.

#### Model Kendaraan

Model validasi terdiri dari model 2D chasis, model ban Burckhardt dan Model *powertrain*. Model 2D kendaraan menggambarkan dua gaya utama yang bekerja pada mbil yaitu lateral dan longitudinal di notasikan sebagai Y dan X seperti yang di gambarkan sebagai berikut:



Gambar 2.12 Model kendaraan 2 DOF

Berdasarkan persamaan Euler-Newton di dapatkan dinamika kendaraan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= m\dot{\psi} + F_{x_{f,1}} + F_{x_{f,r}} + F_{x_{r,1}} + F_{x_{r,r}}, \\ m\ddot{y} &= -m\dot{x}\dot{\psi} + F_{y_{f,1}} + F_{y_{f,r}} + F_{y_{r,1}} + F_{y_{r,r}}, \\ I\ddot{\psi} &= a(F_{y_{f,1}} + F_{y_{f,r}}) - b(F_{y_{r,1}} + F_{y_{r,r}}) + c(-F_{x_{f,1}} + F_{x_{f,r}} - F_{x_{r,1}} + F_{x_{r,r}}), \end{aligned} \quad (2.20)$$

Dimana  $m$  merupakan massa kendaraan dan  $I$  momen inersia,  $a$  dan  $b$  adalah jarak dari COG ke bagian depan dan belakang mobil,  $c$  lebar *track*.

Model kinematika kendaraan di definisikan dengan persamaan berikut:

$$\begin{aligned} X &= \dot{x}\cos \Psi - \dot{y}\sin \Psi \\ Y &= \dot{x}\sin \Psi + \dot{y}\cos \Psi \\ \Psi &= \psi \end{aligned} \quad (2.21)$$

Hubungan antara gaya yang terdapat pada roda dan besar sudut steering, dimana besa sudut steer untuk roda kanan dan kiri di asumsikan sama di definisikan dengan persamaan berikut:

$$\begin{aligned} F_{x_{f,/r}} &= F_{l_{f,1/r}} \cos \delta - F_{c_{f,/r}} \sin \delta, \\ F_{y_{f,/r}} &= F_{l_{f,/r}} \sin \delta + F_{c_{f,/r}} \cos \delta, \\ F_{x_{r,l/r}} &= F_{1_{r,1/r}}, \\ F_{y_{r,l/r}} &= F_{c_{r,1/r}}. \end{aligned} \quad (2.22)$$

Dimana  $T_t$  merupakan total torsi (brake and traction) yang bekersala pada roda,  $\omega$  kecepatan sudut roda,  $I_w$  momen inersia pada ban,  $R$  adalah jari – jari roda,  $B_d$  kontanta damping.

Model roda merupakan faktor penting yang harus di perhatikan keakurasiannya, pada penelitian ini menggunakan model Burckhardt:

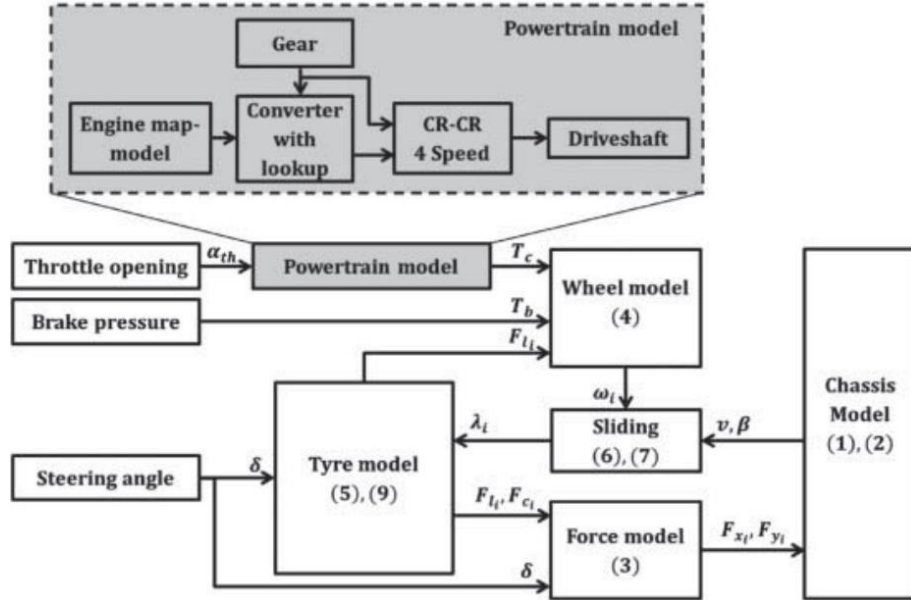
$$\begin{aligned} F_1 &= \mu_{res} \left( \frac{S_L}{S_{Res}} \cos \alpha - k_S \frac{S_S}{S_{Res}} \sin \alpha \right) F_z, \\ F_c &= -\mu_{res} \left( k_S \frac{S_S}{S_{Res}} \cos \alpha + \frac{S_L}{S_{Res}} \sin \alpha \right) F_z \end{aligned} \quad (2.23)$$

Dimana  $\mu_{res}$  merupakan koofesien gesekan,  $\alpha$  sudut side slip roda,  $F_z$  beban vertical, sliding longitudinal  $S_L$  dan lateral  $S_S$  di definikan sebagai:

$$\begin{aligned} S_L &= \frac{v_R \cos \alpha - v_w}{\max(v_w, v_R \cos \alpha)} \tan \alpha \quad \text{if } S_L < 0, \\ S_S &= \begin{cases} \tan \alpha & \text{if } S_L > 0, \end{cases} \end{aligned} \quad (2.24)$$

Dimana  $v_w$  wheel ground point velocity,  $v_R$  setara dengan kecepatan rotasi roda. Model powertrain memperhitungkan *engine map*, Perubahan rasio gearbox,

dinamika dan kerugian pada link mekanik. Factor tersebut mempengaruhi pada simulasi validasi



Gambar 2.13 Model struktur validasi

Penyederhanaan model pengendalian dengan model bicycle untuk menggambarkan dinamika lateral dari mobil dengan mengasumsikan kendaraan simetri pada bidang longitudinal. Sehingga model dinamika kendaraan di definisikan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x} &= m\dot{y}\dot{\psi} + F_{x_f} + F_{x_r} + F_r \\
 m\ddot{y} &= -m\dot{x}\dot{\psi} + F_{y_f} + F_{y_r}, \\
 I\ddot{\psi} &= aF_{y_f} - bF_{y_r}, \\
 I_{w_f}\dot{\omega}_f &= -F_{l_f}R + T_{t_f} - B_d\omega_f \\
 I_{w_r}\dot{\omega}_r &= -F_{l_r}R + T_{t_r}
 \end{aligned} \tag{2.25}$$

Model longitudinal yang dipertimbangkan untuk sintesis pengontrol berdasarkan pada model satu roda, jumlah gaya longitudinal yang bekerja pada kendaraan di gabarkan dalam persamaan berikut:

$$m\dot{v} = F_p - F_r \tag{2.26}$$

Dimana  $F_p$  merupakan *propelling force* maukan kontroler yang merupakan resultan dari *brake* dan *traction*,  $F_r$  *resisting force* yang merupakan total dari gaya aerodinamik, gravitasi, dan *rolling resistance*.

Asumsi yang di lakukan pada pengendalian longitudinal antara lain, rugi daya antara mesin dan driveshaft diabaikan, Rasio pembukaan throttle sebanding dengan daya mesin sehingga persamaan dinamika longitudinal di definisikan sebagai berikut:

$$\frac{(mR^2 + I_w)R_g}{R} \dot{v} = T_e - R_g T_b - R_g R F_r \quad (2.27)$$

Pengendalian lateral yang di usulkan menggunakan metode MPC untuk menghitung keadaan dinamis di masa mendatang dalam suatu horizon waktu tertentu  $N_p$ . Tujuan dari MPC yaitu mencari nilai input control optimal dengan meminimalkan nilai fungsi biaya:

$$J = \sum_{n=1}^{N_p} \|h(k+n) - h_{ref}(k+n)\|_Q + \sum_{n=0}^{N_c-1} \|u(k+n)\| \quad (2.28)$$

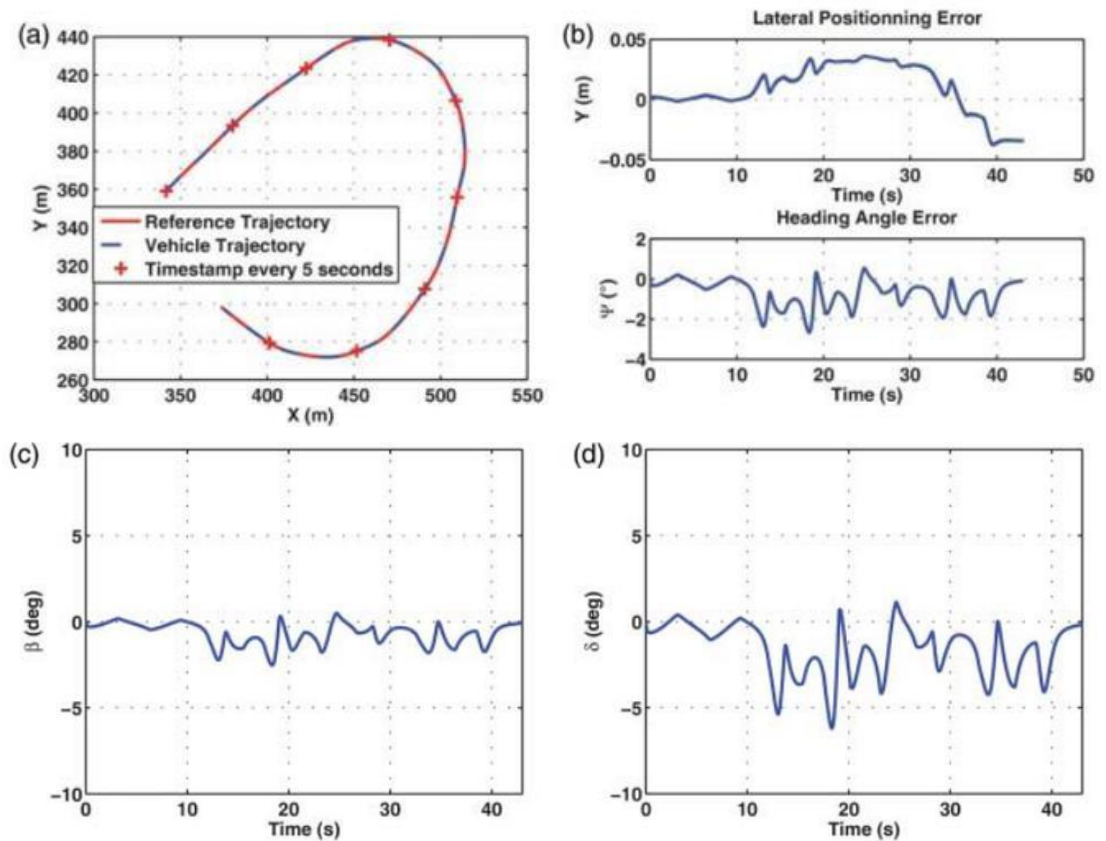
Dimana  $h$  dan  $h_{ref}$  merupakan nilai yang di prediksi dan nilai referensi output, sehingga di dapatkan nilai input control yang optimal dengan control law sebagai berikut:

$$u(k) = u(k-1) + \Delta U^*(1) \quad (2.29)$$

Pada MPC factor penting yang mempengaruhi performa sistem adalah matriks pembobotan  $Q$  dan  $R$ , Besar nilai prediksi dan kontrol serta batas-batas kendala sistem.

## Simulasi

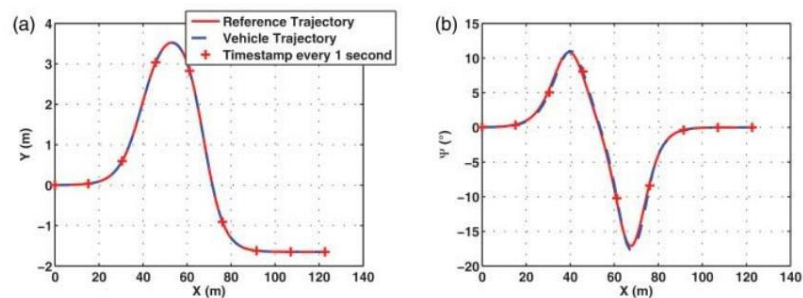
Metode kontrol yang di usulkan pada penelitian ini di uji dengan simulasi dalam dua kondisi, kondisi pertama merupakan pengendalian lateral menggunakan *real-world track data, feedback* pada simulasi ini menggunakan *GIS / Cartography dengan kecepatan mobil konstan 15 m/s (54 km / jam)*, respon sistem yang di hasilkan sebagai berikut:

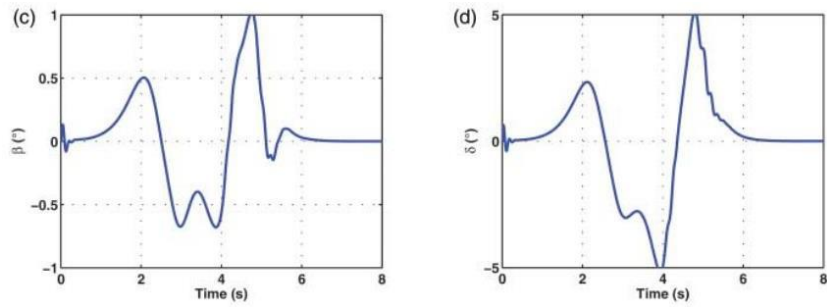


Gambar 2.14 Respon sistem pengujian dengan kecepatan konstan 15 m/s

Berdasarkan gambar hasil respon dapat di simpulan metode yang di usulkan menghasilkan performa yang baik karena eror lateral tidak lebih dari 5 cm.

Simulasi kedua menggunakan skenario *Double Lane Change Manuever*. Tujuan dari tes ini adalah untuk mengevaluasi perilaku strategi kontrol yang diusulkan dalam situasi kritis. Respon hasil simulasi di gamarkan dalam grafik berikut:



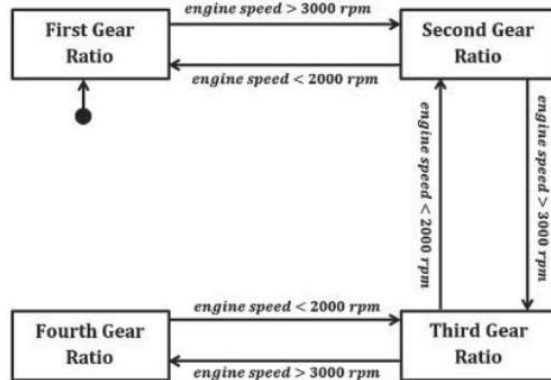


Gamba 2.15 Grafik respon pengujian *Double Lane Change Maneuver*

Berdasarkan respon grafik di atas dapat disimpulkan metode NMPC memberikan pengendalian yang baik pada mobil saat bermanuver dengan tracking kritis karena kesalahan lateral dan sudut sideslip masih dalam batas toleransi yang bisa di terima.

#### 4. Longitudinal Control

Pengendalian kecepatan menggunakan pendekatan Lypunov dan analisis stabilitas robust di gunakan untuk menangani ketidakpastian model. Input control menggunakan perbandingan bukaan throttle, torsi pengereman dan gear, untuk mendapatkan skenario mengemudi yang relaistis di lakukan pengaturan mekanisme roda gigi yang di gambarkan sebagai berikut:



Gambar 2.16 Pengaturan perpindahan roda gigi

Metode control yang di gunakan pada longitudinal control ini menggunakan pendekatan Lyapunov. Persamaan untuk menghasilkan torsi mesin dengan aturan Lyapunov saat kondisi throttle aktif dan braking tidak aktif di dapatkan:

$$T_e^* = M_t (k e + v_{ref}) + R_g R F, k > 0 \quad (2.30)$$



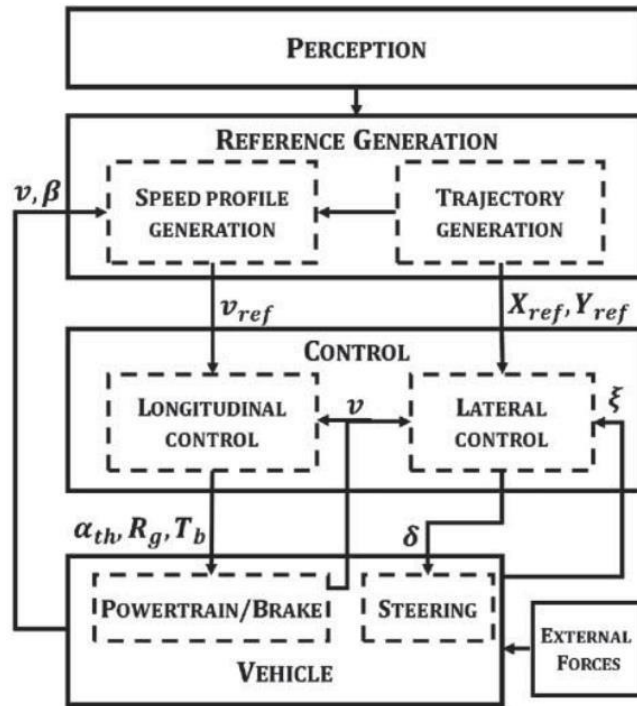
Berdasarkan nilai torsi mesin optimal dapat di hasilkan nilai input control yaitu besar bukaan throttle  $\alpha_{th}$ , untuk menguji kestabilan nilai torsi mesin di lakukan aturan robust yang konvergen terhadap error sebagai berikut:

$$\dot{e} = -\frac{\hat{M}}{M_t}ke + \frac{1}{M_t}((M_t - \hat{M})v_{t \text{ ref}} + (R_g(M_r - \hat{M}) - \rho)) \quad (2.31)$$

Sehingga nilai torsi mesin dengan aturan control robust di definisikan dalam persamaan berikut:

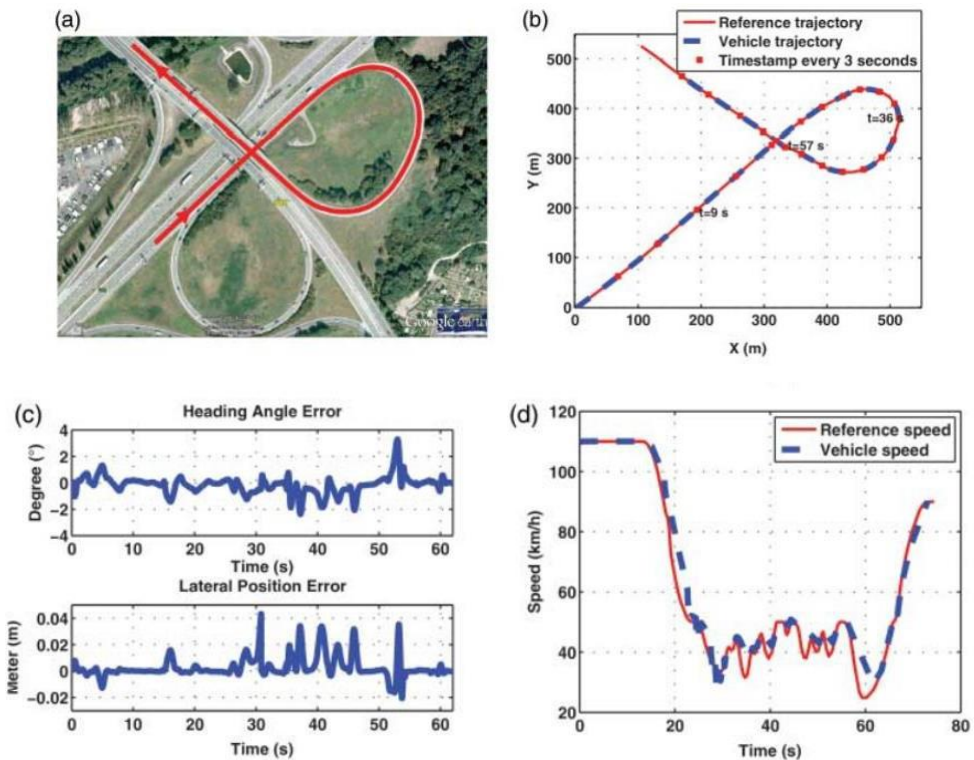
$$\hat{T}_e = \hat{M}(ke + \dot{v}_{ref}) + R_g\hat{M} - (\tilde{M}^{ax}\dot{v}_{ref} + R_g\tilde{M}^{ax})\text{sign}(e), k > 0 \quad (2.32)$$

Simulais pengujian selanjutnya yaitu merupakan kombinasi antara lateral dan longitudinal control seperti yang di gambarkan pada diagram alir berikut:



Gambar 2.17 Skema Strategi control

Dari strategi pengendalian yang di lakukan Kinerja kontrol longitudinal dan lateral gabungan di buktikan melalui simulasi. Seperti dibahas di atas, pengontrol longitudinal dipertimbangkan pada pengujia, sehingga di dapatkan respon hasil simulasi yang di lakukan sebagai berikut:



Gambar 2.18 Respon hasil pengontrolan kombinasi lateran dan longitudinal  
Berdasarkan grafik respon hasil pengendalian gabungan lateral dan longitudinal yang di hasilkan performa sistem yang baik dapat di lihat dari nilai error lateral tidak lebih dari 6 cm.

Pada paper ini menjelaskan tentang pengendalian kestabilan mobil otonom saat melakukan *tracking* dengan memperhitungkan kombinasi antara kendali lateral dan longitudinal mobil. Metode yang di usulkan pada paper di buktikan dalam simulasi dengan kondisi kecepatan yang berubah di hasilkan nilai kesalahan lateral tidak melebihi 0.04 meter, menurut hasil grafik respon masih ada nilai selisih antara nilai kecepatan yang di inginkan dengan yang di hasilkan, penyebabnya bisa di karenakan adanya delay pada mekanisme perbindahan gear.

Pada penelitian selanjutnya di harapkan system pengendalian longitudinal di regulasi dari tegangan motor menggunakan predictive control untuk menghasilkan nilai input optimal dalam beberapa waktu kedepan sesuai horizon yang di tentukan. Berdasarkan usulan ini di harapkan meningkatkan performa system pengendalian kestabilan mobil saat melakukan *trajectory tracking*.

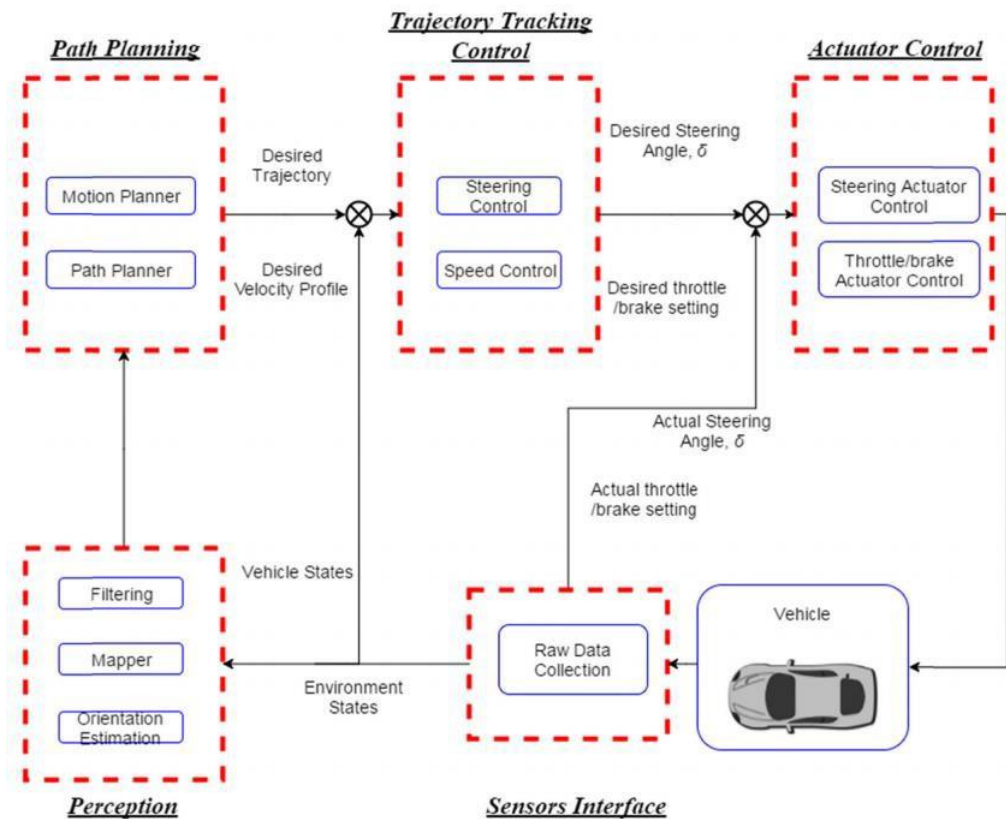
## **2.2 Dasar Teori**

Pada bab ini terdapat teori dasar yang menunjang dalam merumuskan dan menyelesaikan masalah yang dihadapi dalam mengerjakan tesis. Bagian awal terdapat teori tentang Mobil Otonom secara umum dan konsep gerak dari mobil otonom. Bagian selanjutnya membahas tentang algoritma penentuan sudut setir dan metode pengendalian penggerak setir.

### **2.2.1 Mobil otonom**

Mobil otonom pada era ini menjadi perhatian dalam penelitian – penelitian yang di lakukan oleh negara – negara di dunia. Kendaraan otonom adalah kendaraan pintar yang memiliki kemampuan untuk memiliki gerakan otomatis dan menavigasi dirinya sendiri tergantung pada lingkungan dan tugas terjadwalnya. Sistem kendaraan otonom mungkin berbeda tergantung pada lingkungan tempat kendaraan beroperasi.

Salah satu aspek utama, yang di perhatikan dalam perancangan kendaraan otonom adalah pelacakan jalur kontrol, berfokus pada kontrol kendaraan lateral dan arah longitudinal untuk mengikuti jalur atau lintasan. Dalam mengembangkan kendaraan otonom yang sukses, beberapa tantangan perlu ditangani di antaranya *sensing*, *planning*, dan *control*.



Gambar 2.24 Overview Autonomous Car

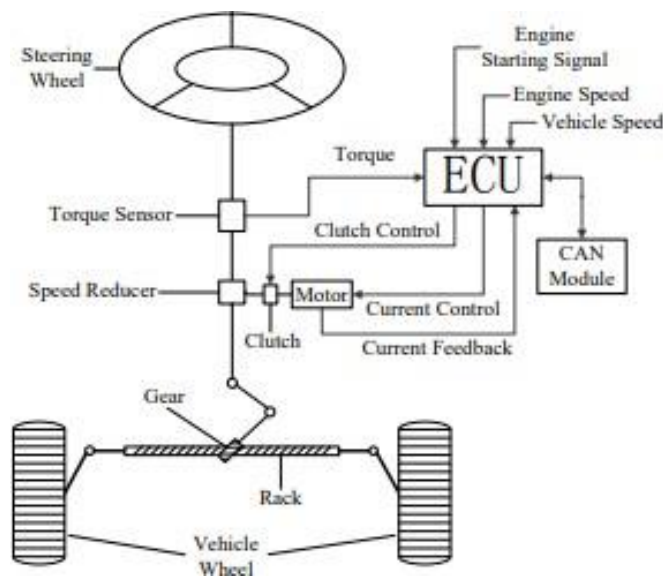
### 2.2.3 Electric Power Steering

Sistem *steering* berfungsi sebagai pengubah arah roda depan kendaraan agar kendaraan bisa berbelok ke arah yang diinginkan pengemudi. Prinsip kerja *steering* system yakni mengubah gaya putar dari roda kemudi menjadi gerakan searah. Pada system steering terdapat komponen power steering yang membantu pengemudi mengendalikan setir.

*Power Steering* berfungsi untuk meningkatkan upaya kemudi yang di perlukan untuk memutar roda kemudi sehingga memudahkan kendaraan untuk bermanuver. Pada era ini terdapat tiga jenis power steering yang telah di gunakan pada kendaraan, jenis pertama *Hidraulic Power Steering* (HPS). Pada power steering jenis ini menggunakan tekanan hidrolik yang berasal dari pompa yang di gerakkan oleh

actuator. Jenis power steering kedua merupakan kombinasi antara *Hidrolic Power Steering* dan *Electric power steering*, dalam system ini pompadhidrolik mendapat energy dari motor listrik. *Electric Power Steering* (EPS) merupakan teknologi power steering yang mengganti system hidrolik menjadi system elektrik seluruhnya. Motor listrik dipasang ke rak kemudi atau ke kolom kemudi, terdapat komponen ECU yang mengendalikan dinamika kemudi. EPS menghasilkan penghematan bahan bakar yang lebih baik dan emisi yang lebih rendah.

Komponen pada EPS secara umum terdiri dari roda setir, sensor torsi, ECU (Electronic Control Unit), motor, kopling elektromagnetik, *retarding mechanism*, perangkat kemudi dan rack. Saat mesin mobil di hidupkan dan pengemudi membelokkan setir maka komponen sensor torsi akan membaca torsi dari setir, hasil pembacaan sensor akan di kirimkan ke ECU untuk di kalkulasi, selanjutnya ECU akan mengirimkan sinyal arus optimum yang di butuhkan motor. Motor berfungsi menggerakkan bagian batang kemudi (rack) untuk membelokkan roda depan saat mobil bermanuver. (Zang,2009)



Gambar 2.27 Electric Power Steering

Model Dinamik dari system Steering:

$$\begin{aligned}
J_c \ddot{\theta}_c + B_c \dot{\theta}_c + K_s \theta_c - \frac{x_r}{r_p} &= T_a \cdot G \\
J_m \ddot{\theta}_m + B_m \dot{\theta}_m + K_m(\theta_m - G\theta_c) &= T_m \\
m_z \ddot{x}_r + B_z \dot{x}_r + K_z x_r + F_f &= \frac{T_s}{r_p}
\end{aligned} \tag{2.64}$$

Dimana  $J_c$ ,  $\theta_c$ ,  $B_c K_s$  moment inersia, sudut kemudi, redaman koefisien dan torsion bar stiffness dari poros kemudi bawah.  $J_m$ ,  $\theta_m$ ,  $K_m$  momen inersia, steering angle *stiffness coefficient*.  $m_z$ ,  $B_z$ ,  $K_z$ ,  $r_p$ ,  $F_f$  massa, damping kofesien, stiffness bar, radius dan resistansi rak kemudi roda gigi masing-masing. (Zang, 2009)

G adalah rasio transmisi gabungan dari mekanisme worm gear mechanism dan dual planetary wheel drive mechanism

$$\begin{aligned}
T_s &= K_s \left( \theta_c - \frac{x_r}{r_p} \right) \\
T_m &= K_{tlm} \\
T_a &= K_m(\theta_m - G\theta_c) \\
\delta &= \frac{x_r}{r_p} \\
\{ &
\end{aligned} \tag{2.65}$$

Dimana  $K_{tlm}$ ,  $T_m$ ,  $T_a$ ,  $T_s$ ,  $\delta$  merupakan konstanta torsi elektromagnetik, arus listrik, torsi elektromagnetik motor, torsi output motor, kemudi torsi poros dan sudut roda.

#### 2.2.4 Nonlinear Model Predictive Control

Model Predictive Control (MPC) merupakan kendali dengan menggunakan model proses untuk memprediksi keluaran yang akan datang dalam rentan waktu yang di tentukan (horizon). Pengembangan dari MPC (Model Prediction Controler) yaitu Nonlinear Model Predictive Control (NMPC) merupakan strategi mendesain suatu metode kendali untuk mendapatkan sinyal kendali yang optimal dengan cara meminimumkan suatu fungsi objektif (Camacho & Bordons, 2004). Model Plant nonlinear bisa menggunakan NLMPC atau melakukan linearisasi plant untuk menggunakan metode LMPC.

Pada penelitian ini di gunakan metode pengendalian NLMPC untuk pengendalian kemudi dan kecepatan *autonomous car* di karenakan NLMPC biasa di gunakan untuk sistem yang memiliki sifat non linearitas tinggi. Model linear seringkali tidak memadai untuk menjelaskan dinamika sistem nonlinear sehingga tetap di perlukan memerlukan suatu kendali yang dapat mengendalikan sistem nonlinear serta mampu menghandel keberadaan kendala yang kompleks (Findeisen & Allgower, 2002).

NMPC adalah sebuah metode optimisasi untuk kontrol umpan balik sistem nonlinear (Grüne & Pannek, 2011). NMPC melibatkan solusi berulang dari masalah kontrol yang optimal pada setiap pengambilan sampel secara cepat (Johansen, 2012). Pada kasus kendali *autonomus car*, solusi berulang yang dimaksud adalah ketika pengambilan sampel dari optimasi yang selanjutnya digunakan untuk memprediksi keadaan ke depan di mana proses tersebut berulang hingga dicapai nilai keadaan yang diinginkan pada iterasi tertentu

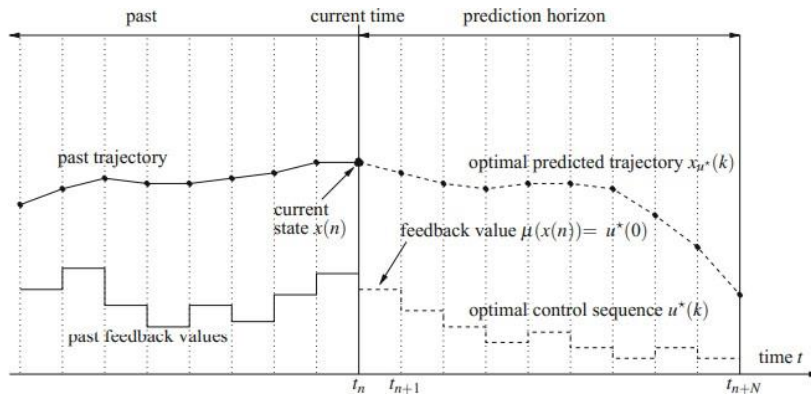
Peran NMPC yaitu menentukan input kontrol sedemikian  $u(k)$  sehingga mengikuti referensi yang diberikan dengan sebaik-baiknya. Gagasan kontrol prediktif model dengan memanfaatkan model proses untuk memprediksi dan mengoptimalkan perilaku sistem masa depan. Dimana terdapat suatu fungsi nonlinear yang di definisikan sebagai:

$$x^+ = f(x, u) \quad (2.66)$$

Dimana Fungsi  $f$  di definisikan sebagai sebuah fungsi yang mengandung state  $x$  dan *control value* dan  $x^+$  menandakan nilai state berikutnya, di mualia dengan state saat ini  $x(n)$ , untuk setiap urutan input kontrol yang di berikan  $u(0), \dots, u(N - 1)$  pada suatu horizo  $N$  sehingga di dapatkan iterasi untuk persamaan sebelumnya dengan membentuk state prediksi  $x_u$  yang di definisikan dengan:

$$x_u(0) = x(n), x_u(k + 1) = f(x_u(k), u(k)), k = 0, \dots, N - 1 \quad (2.67)$$

Pada interval diskrt  $x_u(k)$  di notasikan dengan  $x(n + k)$  pada saat  $t_{n+k}$  Kemudian dapat dipilih input kontrol tiap waktu  $u(n)$  yang menghasilkan nilai input yang di inginkan  $u^*(0)$  yang mempengaruhi model sistem di masa depan.



Gambar 2.28 Skema Nonlinear MPC (Grüne & Pannek, 2011)

Nilai kontrol optimal digunakan untuk menghasilkan nilai prediksi  $x_u$  sedekat mungkin ke referensi  $x^*$ . Besar selisih antara  $x_u(k)$  dan  $x^*$  dihitung dengan fungsi  $\ell(x_u(k), u(k))$ . Persamaan yang umum untuk tujuan ini adalah fungsi kuadrat yang dinyatakan dengan:

$$\ell(x_u(k), u(k)) = \|x_u(k)\|^2 + \lambda \|u(k)\|^2 \quad (2.68)$$

Bentuk euclidean dinotasikan sebagai  $\| \cdot \|$ ,  $\lambda \geq 0$  adalah parameter pembobot untuk kontrol. Masalah kontrol optimal di selesaikan dengan solusi meminimalkan barisan kontrol  $\{u^*(0), \dots, u^*(N-1)\}$  dan di definisikan dengan fungsi objektif:

$$\min_{u(0), \dots, u(N-1)} J(x(n), u(\cdot)) = \sum_{k=0}^{N-1} \ell(x_{u^*}(k), u^*(k)) \quad (2.69)$$

Kunci pertama pada model predictive controller adalah menghasilkan nilai input optimal baru  $\mu(x(n+1))$ ,  $\mu(x(n+2))$ ,  $\dots$ ,  $\mu(x(n+k))$  dari perhitungan berulang – ulang proses di atas (*iterative online optimization*) pada waktu selanjutnya  $t_{n+1}$ ,  $t_{n+2}$ ,  $\dots$ ,  $t_{n+k}$  dengan nilai pengukuran baru  $x(n+1)$ ,  $x(n+2)$ . Kunci kedua adalah *prediction horizon*  $N$  pada MPC bergerak berpindah mengikuti setiap perubahan interval waktu sehingga menghasilkan prediksi output.

### 2.2.5 Firefly Algorithm

*Firefly Algorithm* merupakan salah satu algoritma metaheuristik yang terinspirasi alam, terutama yang didasarkan pada *swarm intelligent*. Hampir semua algoritma metaheuristik sederhana dalam hal kompleksitas, dan dengan demikian mereka mudah untuk di terapkan.. Algoritma kunang-kunang muncul di sekitar tahun 2007 yang di kembangkan oleh Dr. Xin She Yang di Cambridge University, literturnya telah berkembang secara dramatis dengan beragam aplikasi. *Firefly Algorithm* merupakan algoritma yang didasarkan pada perilaku kunang-kunang. Kunang-kunang pada umumnya menghasilkan sinar dalam durasi yang pendek dan memiliki ritme tertentu. Terdapat dua fungsi dasar sinar kunang-kunang, yaitu untuk menarik perhatian kunang-kunang yang lain atau bertahan dari serangan pemangsa (X. S. Yang.2011).

*Firefly Algorithm* dibentuk dari beberapa karakteristik dari kebiasaan dan pola hidup kunang-kunang. Beberapa aturan yang diadopsi dan disintesis untuk membentuk *Firefly Algorithm* adalah:

- Kunang-kunang adalah unisex sehingga satu kunang-kunang akan tertarik ke kunang-kunang lainnya terlepas dari jenis kelamin mereka
- Daya tarik sebanding dengan kecerahan, dan berbanding terbalik dengan jarak antar dua individu, jadi semakin jauh jarak individu tersebut maka semakin berkurang daya tariknya. Apabila diantara



kunang-kunang tidak ada yang bersinar lebih terang, maka kunang-kunang bergerak secara random.

- c. Tingkat kecerahan yang ditimbulkan kunang-kunang dipengaruhi atau ditentukan oleh susunan dari fungsi objektif atau fungsi tujuan.

Terdapat dua faktor penting yang mempengaruhi perhitungan nilai optimal pada algoritma firefly yaitu intensitas cahaya dan fungsi keatraktifan. Karena daya tarik kunang-kunang sebanding dengan intensitas cahaya yang terlihat oleh kunang-kunang yang berdekatan. Sebagai contoh permasalahan sederhana yaitu permasalahan optimasi yang di notasikan dengan fungsi tujuan sehingga memenuhi persamaan:

$$I(x) = f(x) \quad (2.70)$$

Daya tarik individu bersifat relatif karena intensitas cahaya dari tiap-tiap firefly berbeda-beda. Berdasarkan pernyataan tersebut intensitas cahaya sebanding dengan daya tarik firefly  $\beta$ . Daya tarik individu berbanding terbalik dengan jarak sesuai karakteristik kunang – kunang yang di sebutkan sebelumnya, Selain itu intensitas cahaya menurun dilihat dari sumbernya dikarenakan terserap oleh media. Dalam hal ini, penyerapan cahaya disimbolkan dengan lambang  $\gamma$ . Sehingga persamaan yang mendefinisikan pernyataan tersebut:

$$\beta(r) = \beta_0 * \exp(-\gamma * r^m), m \geq 1 \quad (2.71)$$

Dimana  $\beta(r)$  merupakan besar daya tarik pada jarak  $r$ ,  $\beta(0)$  Nilai keatraktifan pada jarak 0, dan  $\gamma$  konstanta penyerapan cahaya.

Besar nilai jarak antar individu  $i$  dan  $j$  pada lokasi  $x$ ,  $x_i$ , dan  $x_j$  dapat ditentukan ketika dilakukannya peletakan titik dimana firefly tersebut tersebar secara random dalam diagram kartesius dengan rumus:

$$r_{ij} = \sqrt{(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2} \quad (2.72)$$

Dimana  $r_{ij}$  jarak atau selisih dari koordinat lokasi kunang-kunang  $i$  terhadap kunang-kunang  $j$

Pada suatu contoh kasus terdapat dua individu yang dinotasikan sebagai  $i$  dan  $j$ , apabila daya tarik  $j$  lebih besar dari pada  $i$ , maka  $i$  akan berpindah menuju  $j$  dengan mengikuti persamaan berikut:

$$x_i = x_i + \beta_0 * \exp(-\gamma * r_{ij}^2) * (x_j - x_i) + a * (\text{rand} - \frac{1}{2}) \quad (2.73)$$

Dimana  $x_i$  menunjukkan posisi awal individu  $i$  yang berada pada lokasi  $x$ . Variabel ( $\exp$ ) yaitu bilangan eksponensial, variabel  $\gamma$  bernilai 1 yang merupakan nilai untuk tingkat penyerapan pada lingkungan sekitar firefly, yaitu udara. Semua variabel pada persamaan kedua tersebut diberikan dari fungsi keatraktifan firefly, yang mana menentukan tingkat kecerahan, Kemudian fungsi pergerakan firefly diberikan secara random yang nilainya berkisar antara 0.1 dan variabel  $\alpha$  yang nilainya berkisar antara 0-1.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **BAB 3**

### **METODOLOGI PENELITIAN**

Pada bab ini membahas tentang tahapan konseptual sistem yang akan dibuat. Desain mobil pada Gambar 3.1 adalah mobil listrik dengan jenis fin komodo yang akan di gunakan sebagai object penelitian ini . Parameter dari mobil listrik ini dapat dilihat pada tabel 3.1.



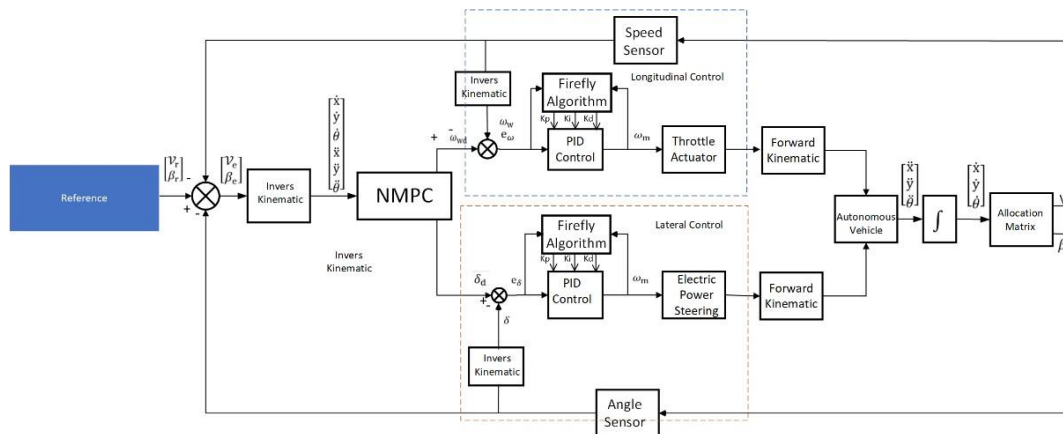
Gambar 3.1 Mobil Fin Komodo

Tabel 3.1 Parameter Autonomous Car

Parameters	Value	Unit
Frontal area	1	m <sup>2</sup>
Vehicle mass	800	kg
Tire rolling resistance coefficient	0,01	
Brake and Steering Resistance	1	
Drag Coefficient	0,08	
Air Density	1,2	kg/m <sup>3</sup>
Wheel Radius	0,25	m
Final drive ratio	15	
Fixed drive ratio	2,50	
Overall driver ratio	37,5	
Crawling speed	10	KPH

Modifikasi *steering mechanic* akan dilakukan pada mobil fin Komodo guna melaksanakan penelitian ini, Sistem *steering* manual akan di ganti dengan Electric Power Steering. Mobil ini akan di rancang sebagai mobil full autonomous pada akhirnya.

Pada penelitian ini berfokus pada kendali multivariabel yaitu kecepatan dan steering mobil otonom. Dua variable tersebut merupakan variable penting yang menentukan kestabilan dan performansi mobil otonom saat melakukan *tracking*. Pengendalian multivariabel menggunakan *predictive control* dengan metode NMPC untuk memprediksi model state beberapa langkah kedepan, penggunaan NMPC pada kontrol *autonomous car* di harapkan bisa meminimalisasi *execution time* sistem.



Gambar 3.2 Konsep sistem

NMPC memperhitungkan nilai sudut setir ( $\delta$ ) dan kecepatan putar roda ( $\omega_w$ ) yang harus di capai sistem berdasarkan optimisasi nilai kesalahan dari pembacaan sensor posisi dan kecepatan mobil (nilai aktual) dengan nilai referensi. Setelah di peroleh nilai sudut setir dan kecepatan yang harus di capai berdasarkan prediksi nilai optimal maka masing – masing variable tersebut akan di olah pada loop control bawah masing – masing yaitu *Longitudinal* dan *Lateral control*.

*Steering control* mengendalikan posisi *steering* menggunakan bantuan EPS untuk meringankan putaran roda, sedangkan untuk *speed control* menggunakan *throttle* sebagai aktuator yang meregulasi besarnya kecepatan mobil. Nilai sudut steering dan kecepatan yang di hasilkan pada masing – masing loop bawah akan di implementasikan pada mobil otonom, hasil umpan balik akan dibaca oleh sensor posisi dan kecepatan mobil.

### 3.1 Pemodelan *Autonomous Car*

Pemodelan pada mobil otonom menyangkut pemodelan dari Gerakan mobilnya atau sering disebut model kinematika dan pemodelan dari segi seluruh gaya yang bekerja pada mobil otonom atau sering disebut model dinamika.

#### Model Dinamika

Pergerakan kendaraan di perhitungkan melalui model dinamika, dimana menggunakan persamaan hukum newton untuk memperhitungkan percepatan yang di pengaruhi oleh resultan gaya dan torsi pada sumbu longitudinal, lateral dan yaw.

Metode umum dalam memperoleh model matematika dari dinamika kendaraan menggunakan persamaan gerakan Newtonian. Gerakan yang di perhitungkan dalam dinamika kendaraan di notasikan sebagai degree of freedom (DOF), dimana Semakin banyak sumbu yang dibutuhkan robot, semakin banyak derajat kebebasan yang ia miliki yang memungkinkannya mengakses ruang dalam jumlah yang lebih besar.

Gerak longitudinal memperhitungkan gaya – gaya yang mempengaruhi perpindahan mobil terhadap sumbu X, dengan persamaan berikut:

$$F_{x_1} \cdot \cos(\delta) - F_{y_1} \cdot \sin(\delta) + F_{x_2} \cdot \cos(\delta) - F_{y_2} \cdot \sin(\delta) + F_{x_3} + F_{x_4} - F_{\text{drag}} - F_{\text{rolling}} - F_{\text{slope}} = m \cdot a_x \quad (3.3)$$

Dimana  $F_{\text{drag}}$  merupakan gaya aerodinamik  $F_{\text{rolling}}$  merupakan gaya akibat Gerakan roll mobil dan  $F_{\text{slope}}$  gaya yang timbul apabila terdapat kemiringan jalan, Gerak longitudinal juga akan di pengaruhi oleh percepatan sentripetal sehingga persamaannya sebagai berikut:

$$a_x = \dot{v}_x + v_y \cdot \omega_z \quad (3.2)$$

Gerak lateral memperhitungkan gaya – gaya yang mempengaruhi perpindahan mobil terhadap sumbu Y, dengan persamaan berikut:

$$F_{x_1} \cdot \sin(\delta) - F_{y_1} \cdot \cos(\delta) + F_{x_2} \cdot \sin(\delta) - F_{y_2} \cdot \cos(\delta) - F_{\text{tilt}} = m \cdot a_y \quad (3.3)$$

Percepatan lateran pada kondisi berbelok juga di pengaruhi oleh percepatan sentripetal yang di perhitungkan dengan kecepatan longitudinal  $v_x$  dengan persamaan:

$$a_y = \dot{v}_y + v_x \cdot \omega_z \quad (3.4)$$

Persamaan untuk perpindahan angular terhadap sumbu Z atau yang di kenala sebagai gerak yaw di definisikan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} & (F_{x_1} \cdot \sin(\delta) + F_{y_1} \cdot \cos(\delta)) \cdot l_f + (F_{x_2} \cdot \sin(\delta) + F_{y_2} \cdot \cos(\delta)) \cdot l_f \\ & + (F_{y_3} + F_{y_4}) \cdot l_r = I_z \cdot \alpha_z \end{aligned} \quad (3.5)$$

Dimana  $I_z$  merupakan inersia yang merupakan resistansi mobil terhadap sumbu Z dan  $\alpha_z$  merupakan percepatan angular mobil terhadap sumbu Z sehingga hubungan antara orientasi, kecepatan dan percepatan angular sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \alpha_z &= \dot{\omega}_z \\ \omega_z &= \dot{\theta}_z \end{aligned} \quad (3.6)$$

Pada saat mobil bergerak terdapat nilai kecepatan roda yang di pengaruhi oleh gaya lateral dan longitudinal sehingga vector kecepatan  $v$  terdiri dari  $v_x$  dan  $v_y$ . Sudut yang terbentuk antara vector kecepatan dengan sumbu longitudinal di definisikan sebagai:

$$\begin{aligned} \theta_{v_f} &= \frac{\dot{y} + l_f \cdot \omega_z}{v_x} \\ \theta_{v_r} &= \frac{\dot{y} - l_r \cdot \omega_z}{v_x} \end{aligned} \quad (3.7)$$

Dimana  $\theta_{v_f}$  vector kecepatan pada roda depan dan  $\theta_{v_r}$  merupakan vector kecepatan pada roda belakang. Kecepatan longitudinal dan lateral pada masing – masing roda di jelaskan dengan scenario belok kanan yaitu apabila kendaraan akan berbelok kanan maka roda kiri akan berputar lebih cepat dari pada roda kanan sehingga persamaannya sebagai berikut:

$$\begin{aligned} v_{x_1} &= u - \omega \cdot \frac{d_f}{2} \\ v_{x_2} &= u + \omega \cdot \frac{d_f}{2} \\ v_{x_3} &= u - \omega \cdot \frac{d_r}{2} \\ v_{x_4} &= u + \omega \cdot \frac{d_r}{2} \end{aligned} \quad (3.8)$$

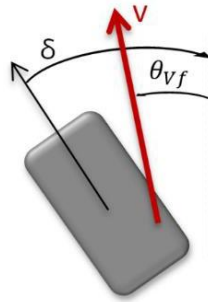
Dimana  $d_f$  merupakan jarak antara roda depan dan  $d_r$  jarak antara roda belakang.



Model ban merupakan faktor penting yang di perhitungkan untuk mengetahui resultan gaya yang di dihasilkan dari hubungan roda dengan jalan, berdasarkan eksperimen yang telah di lakukan sebelumnya gaya lateral memiliki hubungan linear dengan sudut slip roda, dimana besar sudut selip roda merupakan selisih antara sudut roda dengan vector kecepatan di definisikan dengan persamaan berikut:

$$\begin{aligned}\alpha_f &= \delta - \theta_{v_f} \\ \alpha_r &= -\theta_{v_r}\end{aligned}\tag{3.9}$$

Dimana  $\alpha_f$  merupakan sudut selip roda depan dan  $\alpha_r$  sudut selip roda belakang. Di karenakan model kendaraan merupaka AFS (*Active Front Steering*), maka nilai sudut roda  $\delta$  hanya terdapat pada roda depan.



Gambar 3.3 Vektor kecepatan roda

Setelah sudut selip yang mempengaruhi gaya lateral dapat di perhitungkan maka besar gaya lateran roda depan dan belakang dapat di cari dengan persamaan berikut:

$$\begin{aligned}F_{y_f} &= C_{af} \cdot \alpha_f \\ F_{y_r} &= C_{ar} \cdot \alpha_r\end{aligned}\tag{3/10}$$

Dimana  $C_{af}$  dan  $C_{ar}$  merupakan konstanta cornering stiffness yang merupakan fungsi dari tekanan, beban vertikal, bentuk dan ukuran roda.

Gaya longitudinal pada ban di pengaruhi oleh rasio selip dan gaya gesek antara roda dengan jalan. Perhitungan untuk besar rasio selip di pengaruhi oleh radius efektif  $r_{eff}$  yang merupakan perbandingan antara radius statis  $r_{st}$  dan nominal  $r_{nom}$  roda, di gambarkan dalam persamaan berikut:

$$\begin{aligned} r_{eff} &= \frac{\sin(\beta)}{\beta} \cdot r_{nom} \\ \beta &= \cos^{-1} \left( \frac{r_{st}}{r_{nom}} \right) \end{aligned} \quad (3.11)$$

Rasio selip roda merupakan selisih antara kecepatan linear roda dengan kecepatan longitudinal  $\mathcal{V}_{x_i}$  sehingga persamaan rasio selip roda:

$$\sigma_x = \frac{r_{eff}\omega_w - v_x}{r_{eff}\omega_w} \quad (3.12)$$

Gaya longitudinal dapat di perhitungkan melalui persamaan:

$$\begin{aligned} F_{x_f} &= C_{\sigma f} \cdot \sigma_{x_f} \\ F_{x_r} &= C_{\sigma r} \cdot \sigma_{x_r} \end{aligned} \quad (3.13)$$

Dimana  $C_{\sigma f}$  dan  $C_{\sigma r}$  merupakan konstanta *stiffness* roda depan dan belakang.

Berdasarkan persamaan Gerakan kendaraan terhadap sumbu X, Y dan Z yang telah di jelaskan sebelumnya dapat di peroleh persamaan dinamika mobil sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= -\dot{y} \cdot \theta + \frac{1}{m} [F_{x1} + F_{x2}] \cdot \cos(\delta) - [F_{y1} + F_{y2}] \cdot \sin(\delta) + F_{x3} + F_{x4} - F_{\text{drag}} \\ &\quad - F_{\text{rolling}} - F_{\text{slope}}] \\ \ddot{y} &= -\dot{x} \cdot \theta + \frac{1}{m} [F_{x1} + F_{x2}] \cdot \sin(\delta) - [F_{y1} + F_{y2}] \cdot \cos(\delta) + F_{y3} + F_{y4} - F_{\text{tilt}}] \\ \ddot{\theta} &= \frac{1}{I_z} [F_{x1} + F_{x2}] \cdot \sin(\delta) \cdot l_f - [F_{y1} + F_{y2}] \cdot \cos(\delta) \cdot l_f + [F_{y3} + F_{y4}] \cdot l_r] \end{aligned} \quad (3.14)$$

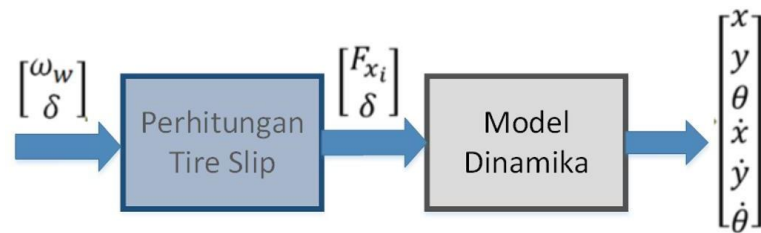
Output state yang akan di lihat berupa posisi, orientasi, kecepatan linear dan juga kecepatan angular maka vektor state dapat di tuliskan sebagai berikut:

$$x = \begin{bmatrix} x_1 & x_2 & x_3 & x_4 & x_5 & x_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x & y & \theta & \dot{x} & \dot{y} & \dot{\theta} \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

Berdasarkan model dinamika seperti yang di jelaskan sebelumnya maka persamaan nonlinear state:

$$\begin{aligned}
\dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix} = & \begin{bmatrix} -x_5 x_6 + \frac{1}{m} (-F_{\text{drag}} - F_{\text{rolling}} - F_{\text{slope}}) \\ -x_4 x_6 + \frac{1}{m} (-F_{\text{tilt}} - F_{y_3} - F_{y_4}) \\ \frac{l_s}{I_z} (F_{y_3} + F_{y_4}) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \\
& + \frac{1}{m} [(F_{x_1} + F_{x_2}) \cos(\delta) - (F_{y_1} + F_{y_2}) \sin(\delta) + F_{x_3} + F_{x_4}] \\
& \begin{bmatrix} \frac{1}{m} [(F_{x_1} + F_{x_2}) \sin(\delta) - (F_{y_1} + F_{y_2}) \cos(\delta)] \\ \frac{l_s}{I_z} [(F_{x_1} + F_{x_2}) \sin(\delta) - (F_{y_1} + F_{y_2}) \cos(\delta)] \end{bmatrix}
\end{aligned} \quad (3.16)$$

Berdasarkan persamaan model roda yang di jelaskan sebelumnya, gaya longitudinal di pengaruhi oleh kecepatan angular roda  $\omega_w$  dan gaya lateral di pengorel oleh sudut selip yang berkaitan erat dengan nilai sudut roda  $\delta$ , maka persamaan state di atas mengandung dua input kontrol yang mewakili gerak longitudinal dan lateral kendaraan yaitu kecepatan angular roda  $\omega_w$  dan  $\delta$ .

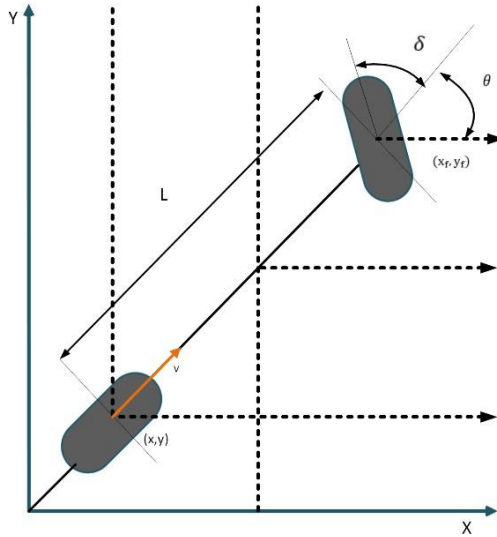


Gambar 3.4 Blok diagram input kontrol sistem

Dengan mempertimbangkan model roda maka persamaan nonlinear state sistem menjadi:

$$\begin{aligned}
\dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix} = & \begin{bmatrix} x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ -x_5x_6 - \frac{\text{sign}(x_4)}{m} \left( \frac{1}{2} \rho_{\text{air}} C_{\text{drag}} A_{\text{front}} x_4^2 + f_r mg + mg \sin(\beta_x) \right) \\ -\frac{x_4}{m} x_6 + \frac{1}{m} \left( 2C_{\alpha r} \left( -\frac{x_5 - l_f x_6}{x_4} \right) - g \sin(\beta_y) \right) \\ \frac{l_r}{I_z} \left( \frac{2C_{\alpha r}}{m} \left( -\frac{x_5 - l_f x_6}{x_4} \right) \right) \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{m} \left[ C_{\sigma f} \left( \frac{2r_{\text{eff}} \omega_w - 2x_4}{r_{\text{eff}} \omega_w} \right) \cos(\delta) - C_{\alpha f} \left( \delta - \frac{x_5 - l_f x_6}{x_4} \right) \sin(\delta) + C_{\sigma f} \left( \frac{2r_{\text{eff}} \omega_w - 2x_4}{r_{\text{eff}} \omega_w} \right) \right] \\ + \frac{1}{m} \left[ C_{\sigma f} \left( \frac{2r_{\text{eff}} \omega_w - 2x_4}{r_{\text{eff}} \omega_w} \right) \sin(\delta) - C_{\alpha f} \left( \delta - \frac{x_5 - l_f x_6}{x_4} \right) \cos(\delta) \right] \\ \left[ \frac{l_f}{I_z} \left[ C_{\sigma f} \left( \frac{2r_{\text{eff}} \omega_w - 2x_4}{r_{\text{eff}} \omega_w} \right) \sin(\delta) - 2C_{\alpha f} \left( \delta - \frac{x_5 - l_f x_6}{x_4} \right) \cos(\delta) \right] \right] \end{bmatrix} \quad (3.17)
\end{aligned}$$

### Model Kinematika Kendaraan



Gambar 3.5 Model Kinematika *Bicycle*

Model kinematika kendaraan di sederhanakan menjadi bentuk *bicycle model* karna sudut roda depan kanan dan kiri di asumsikan sama, berdasarkan gambar di atas (x,y) merupakan *global coordinate* pada roda belakang, (x<sub>f</sub>, y<sub>f</sub>) *global coordinate* pada roda depan.

Persamaan untuk roda depan dan belakang:

$$\dot{x}_f \sin(\theta + \delta) - \dot{y}_f \cos(\theta + \delta) = 0 \quad (3.18)$$

$$\dot{x} \sin(\theta) - \dot{y} \cos(\theta) = 0 \quad (3.19)$$

Dimana  $\theta$  merupakan orientasi *body frame* kendaraan terhadap *global frame* dan  $\delta$  sudut *steering* roda depan terhadap *body frame*. Persamaan untuk roda depan yang berjarak  $L$  terhadap roda belakang di definisikan sebagai:

$$x_f = x + L \cos(\theta) \quad (3.20)$$

$$y_f = y + L \sin(\theta) \quad (3.21)$$

Sehingga persamaan 3.20 dan 3.21 dapat di substitusikan ke dalam persamaan 3.18:

$$\begin{aligned} 0 &= \frac{d(x + L \cos(\theta))}{dt} \sin(\theta + \delta) - \frac{d(y + L \sin(\theta))}{dt} \cos(\theta + \delta) \\ &= (\dot{x} - \theta L \sin(\theta)) \sin(\theta + \delta) - (\dot{y} + \theta L \cos(\theta)) \cos(\theta + \delta) \\ &= \dot{x} \sin(\theta + \delta) - \dot{y} \cos(\theta + \delta) \\ &\quad - \theta L \sin(\theta) (\sin(\theta) \cos(\delta) + \cos(\theta) \sin(\delta)) \\ &\quad - \theta L \cos(\theta) (\cos(\theta) \cos(\delta) - \sin(\theta) \sin(\delta)) \\ &= \dot{x} \sin(\theta + \delta) - \dot{y} \cos(\theta + \delta) \\ &\quad - \theta L \sin^2(\theta) \cos(\delta) - \theta L \cos^2(\theta) \cos(\delta) \\ &\quad - \theta L \sin(\theta) \cos(\theta) \sin(\delta) + \theta L \cos(\theta) \sin(\theta) \sin(\delta) \\ &= \dot{x} \sin(\theta + \delta) - \dot{y} \cos(\theta + \delta) - \theta L (\sin^2(\theta) + \cos^2(\theta)) \cos(\delta) \\ &= \dot{x} \sin(\theta + \delta) - \dot{y} \cos(\theta + \delta) - \theta L \cos(\delta) \end{aligned} \quad (3.22)$$

Persamaan gerakan pada roda belakang di definisikan pada persamaan 3.20 dengan hubungan kecepatan longitudinal:

$$\dot{x} = v \cos(\theta) \quad (3.23)$$

$$\dot{y} = v \sin(\theta) \quad (3.24)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan di atas dengan persamaan 2.37 di hasilkan nilai dari  $\theta$ :

$$\begin{aligned} \theta &= \frac{\dot{x} \sin(\theta + \delta) - \dot{y} \cos(\theta + \delta)}{L \cos(\delta)} \\ &= \frac{v \cos(\theta) (\sin(\theta) \cos(\delta) + \cos(\theta) \sin(\delta))}{L \cos(\delta)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& - \frac{v \sin(\theta)(\cos(\theta)\cos(\delta) - \sin(\theta)\sin(\delta))}{L \cos(\delta)} \\
& = \frac{v(\cos^2(\theta) + \sin^2(\theta))\sin(\delta)}{L \cos(\delta)} \\
& = \frac{v \tan(\delta)}{L}
\end{aligned} \tag{3.25}$$

Berdasarkan persamaan di atas dapat di simpulkan model kinematika kendaraan di definisikan sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) \\ \sin(\theta) \\ \frac{\tan(\delta)}{L} \end{bmatrix} v \tag{3.26}$$

### 3.2 Perancangan Trajectory Tracking Controller

Pada penelitian ini akan di lakukan pengendalian kemudi dari mobil otonom dengan objektivitas utama berupa dinamika lateral dari mobil. Dinamika lateral merupakan pergerakan mobil yang di lihat dari sumbu lateral (Y, Z). Gerakan lateral menjadi acuan keberhasilan pengendalian kemudi mobil terhadap referensi jalur pada saat mobil melakukan *trajectory tracking*.

Perancangan jalur *trajectory tracking* menggunakan metode polynomial dengan menentukan koordinat posisi dan orientasi yang akan di lalui dari titik pertama hingga titik jalur terakhir, kecepatan yang harus di capai, Panjang jalur, besar sudut kelengkungan, dan waktu yang harus di tempuh pada setiap segmen. Faktor-faktor tersebut di definisikan sebagai berikut:

$$[x \ y \ \theta \ v \ \alpha \ \omega \ \beta]$$

$x_{r,d}$	<i>Current and desired x location</i>
$y_{r,d}$	<i>Current and desired y location</i>
$\theta_{r,d}$	<i>Current and orientation</i>
$x_d$	<i>Desired next global x position</i>
$y_d$	<i>Desired next global x position</i>
$\theta_d$	<i>Desired next global orientation</i>

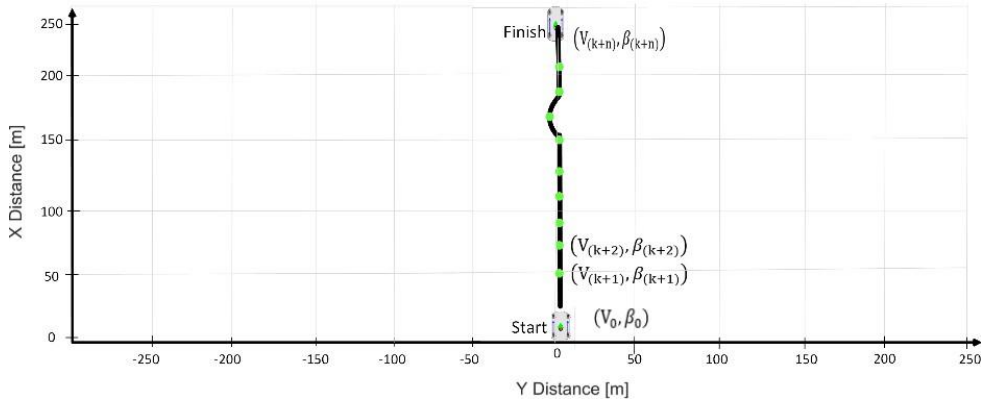
$v_i$	<i>Initial segment velocity</i>
$v_f$	<i>Final segment velocity</i>
$a_{i,d}$	<i>Initial and desired segment acceleration</i>
$V$	<i>Desired Velocity</i>
$\beta$	<i>Slope road angle</i>
$V_d$	<i>Set of desired velocity</i>
$\omega_d$	<i>Set of desired angular velocity</i>
$\alpha_d$	<i>Set of desired angular acceleration</i>

Parameter di atas di representasikan untuk membentuk jalur referensi yang akan di gunakan untuk pengujian sistem, nilai parameter tersebut di sesuaikan dengan model *trajectory tracking* yang di inginkan. Dari perhitungan model trajectory tracking di dapatkan hasil berupa korrdinat x y dan orientasi dari titik awal track ke titik akhir track yang di definisikan sebagai berikut:

$$[x_0, y_0, \theta_0 \quad \dots \quad x_m, y_m, \theta_m]$$

### 3.3 Perancangan *Nonlinear Model Predictive Controller*

Metode predictive control yang di usulkan pada penelitian ini merupakan *Multivariable Predictive Control* menggunakan algoritma NMPC (Nonlinear Model Predictive Control) untuk menentukan nilai variabel *steering* dan kecepatan mobil. Tujuan dari implementasi sistem kontrol NMPC pada *autonomous car* adalah yaitu agar mobil mampu melakukan pelacakan lintasan (trajectory tracking), yang dimaksud dengan trajectory tracking adalah, mobil memiliki kemampuan untuk mengikuti jalur lintasan yang diberikan dengan presisi. Sebagai contoh seperti terlihat pada Gambar 3.3, pada awalnya mobil berada pada posisi start. Kemudian, mobil mulai bergerak dan mengikuti lintasan bergelombang yang diberikan hingga waktu tertentu. Tujuan akhirnya adalah menyamakan antara lintasan yang ditempuh dengan lintasan yang diberikan. Tujuan akhir adalah menyamakan antara lintasan yang ditempuh dengan lintasan yang diberikan.



Gambar 3.6 Ilustrasi mobil otonom saat melakukan trajectory tracking

Supaya mobil mampu mengikuti lintasan dengan baik, maka sistem kontrol NMPC diterapkan pada sistem. Dengan mengambil kembali persamaan dinamika pada persamaan 2.57, *model predictive control* untuk mobil otonom dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$x(k+1) = f(x(k), u(k)) \quad (3.27)$$

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} \dot{x}_{1(k+1)} \\ \dot{x}_{2(k+1)} \\ \dot{x}_{3(k+1)} \\ x_{4(k+1)} \\ \dot{x}_{5(k+1)} \\ \dot{x}_{6(k+1)} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \dot{x}_{1(k)} \\ \dot{x}_{2(k)} \\ \dot{x}_{3(k)} \\ x_{4(k)} \\ \dot{x}_{5(k)} \\ \dot{x}_{6(k)} \end{bmatrix} + \Delta T \begin{bmatrix} x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ -x_5 x_6 - \frac{\text{sign}(x_4)}{m} \left( \frac{1}{2} \rho_{\text{air}} C_{\text{drag}} A_{\text{front}} x_4^2 + f_r m g + m g \sin(\beta_x) \right) \\ -x_4 x_6 + \frac{1}{m} \left( \frac{C_{\text{ar}}}{\alpha r} \left( -\frac{x_5 - l_f x_6}{x_4} \right) - g \sin(\beta_y) \right) \\ \frac{l_r}{l_z} \left( \frac{2 C_{\text{ar}}}{m} \left( -\frac{x_5 - l_f x_6}{x_4} \right) \right) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{m} \left[ C_{\sigma_f} \left( \frac{2 r_{\text{eff}} u_1 - 2 x_4}{r_{\text{eff}} u_1} \right) \cos(u_2) - (2 C_{\alpha_f} (u_2 - \frac{x_5 - l_f x_6}{x_4})) \sin(u_2) + C_{\sigma_f} \left( \frac{2 r_{\text{eff}} u_1 - 2 x_4}{r_{\text{eff}} u_1} \right) \right] \\ \frac{1}{m} \left[ C_{\sigma_f} \left( \frac{2 r_{\text{eff}} u_1 - 2 x_4}{r_{\text{eff}} u_1} \right) \sin(u_2) - 2 C_{\alpha_f} (u_2 - \frac{x_5 - l_f x_6}{x_4}) \cos(u_2) \right] \\ \frac{l_f}{l_z} \left[ C_{\sigma_f} \left( \frac{2 r_{\text{eff}} u_1 - 2 x_4}{r_{\text{eff}} u_1} \right) \sin(u_2) - 2 C_{\alpha_f} (u_2 - \frac{x_5 - l_f x_6}{x_4}) \cos(u_2) \right] \end{bmatrix} \quad (3.28)
 \end{aligned}$$

Besar kecepatan putar roda ( $\omega_w$ ) dan sudut steering ( $\delta$ ) merupakan variabel input control ( $u_1, u_2$ ) yang akan di optimalkan melalui fungsi objektif untuk menghasilkan output yang mendekati nilai referensi/ besar selisih antara output hasil



prediksi dengan referensi minimum. Persamaan *cost function* untuk meminimalkan nilai kesalahan di definisikan sebagai:

$$\min_u J_N(x_0(k), u(k)) = \sum_{k=0}^{N-1} \ell(x_u(k), u(k)) \quad (3.29)$$

$$\min_u J_N(x_0(k), u(k)) = \sum_{k=0}^{N-1} \ell \left( \begin{matrix} \dot{x}_1(k) \\ \dot{x}_2(k) \\ \dot{x}_3(k) \\ \dot{x}_4(k) \\ \dot{x}_5(k) \\ [\dot{x}_6(k)] \end{matrix}, \begin{bmatrix} \omega_w(k) \\ \delta(k) \end{bmatrix} \right) \quad (3.30)$$

Subject to:

$$0 \text{ km/h} \leq \mu(t_k, U) \leq 60 \text{ km/h}, t_k \in T_d \quad (3.31)$$

$$-0.5 \text{ rad/s} \leq \mu(t_k, U) \leq 5 \text{ rad/s}, t_k \in T_d \quad (3.32)$$

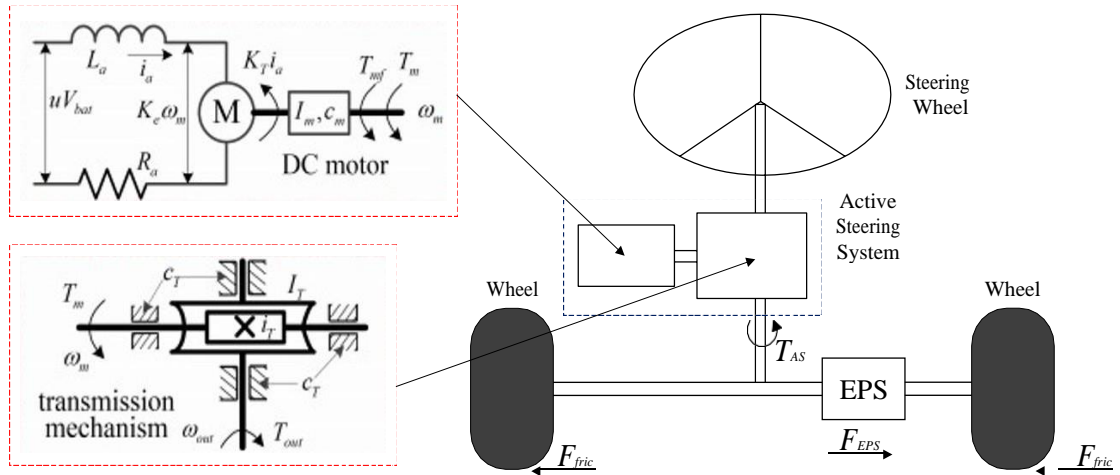
$$F(x(k+1), x(k), \mu(k, U), k) = 0, k = 0, \dots, N-1 \quad (3.33)$$

$$x(t_0) = x(0) \text{ given} \quad (3.34)$$

Dimana F adalah fungsi yang didefinisikan oleh skema diskretisasi ODE yang secara langsung memungkinkan metode integrasi numerik implisit untuk digunakan, dan bahwa persamaan aljabar yang dihasilkan dari skema integrasi implisit akan diselesaikan bersamaan dengan optimasi.

### 3.4 Optimizing PID tuning Control on Automatic Steering System and throttling

Pada penggerak steering dan kecepatan menggunakan motor DC yang di atur tegangannya oleh PWM. Pada pengendalian motor *steering* torsi yang di hasilkan motor DC tidak cukup kuat untuk meggerakkan gear putaran roda, maka sistem ASS di bantu oleh *Electric Power Steering* (EPS) untuk meringankan putaran roda. Kedua sistem tersebut bekerjasama untuk mencapai *steering target*.



Gambar 3.7 Skema Automatic Steering System

Prinsip kerja pada pengendalian EPS untuk steering control pada penelitian ini adalah dengan mengatur tegangan motor EPS dengan merugulasi tegangan PWM untuk mengatur besar dan arah putaran secara otomatis sebagai pengganti kerja steering wheel. Pengendalian motor EPS tersebut menggunakan metode PID, di karenakan motor yang di gunakan adalah model motor DC.

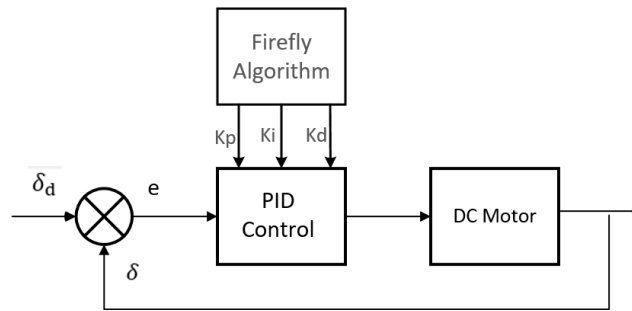
Pada kendali kecepatan juga menggunakan penggerak berupa motor DC yang akan menggerakkan resistor variable yang di tarik pada pedal gas. Sistem ini di rancang untuk menggantikan perintah manual dari kaki pengemudi dalam mengatur besar torsi yang harud di dihasilkan motor penggerak melalui pedal gas. Di karenakan dua penggerak dari dua variable di atas menggunakan motor DC maka di usulkan pengendalian menggunakan metode PID.

Masukan untuk kontroler PID berupa nilai error antara nilai actual yang di baca sensor dengan nilai referensi dan output nya berupa nilai tegangan yang akan masuk ke motor DC

$$d_k = \delta_{f,k} - \delta_k \quad (3.35)$$

Persamaan untuk aturan control PID di definisikan sebagai berikut:

$$\begin{cases} i_k = i_{k-1} + \Delta i_k \\ \Delta i_k = (K_{P0} + \Delta K_P)I_1 + (K_{I0} + \Delta K_I)I_2 + (K_{D0} + \Delta K_D)I_3 \end{cases} \quad (3.36)$$



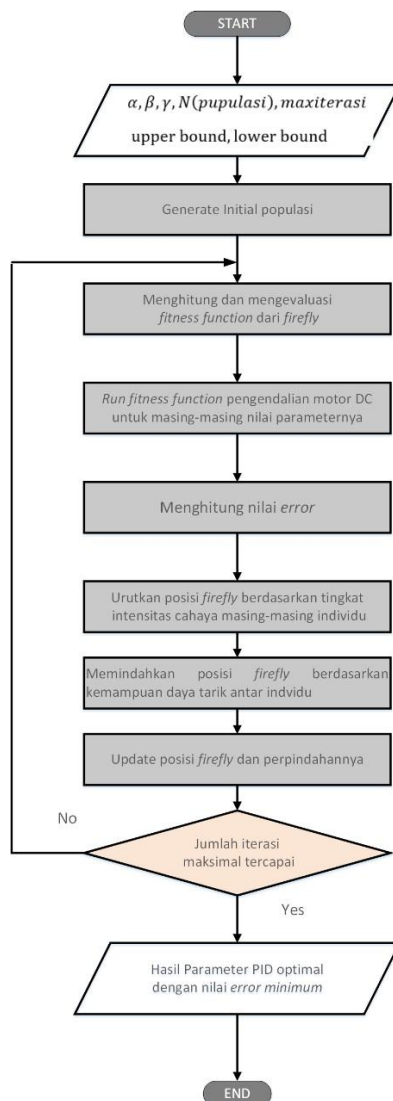
Gambar 3.8 Blok Diagram control motor DC

Berdasarkan blok diagram di atas dapat di lihat terdapat masukan sistem berupa sudut steering yang harus di capai  $\delta_d$  berdasarkan hasil dari perhitungan menggunakan metode NMPC sebelumnya. Nilai tersebut akan di bandingkan dengan nilai sudut steering yang di dihasilkan oleh motor EPS dengan pengendalian menggunakan metode PID, hasil tersebut di baca oleh sensor posisi yang terdapat pada rangkaian sistem EPS tersebut. PID control bertugas untuk meminimalisin nilai kesalahan antara nilai actual dari sensor  $\delta$  dengan nilai referensi  $\delta_d$ .

Dalam penelitian ini, diusulkan untuk menggunakan pengontrol cerdas untuk menentukan nilai parameter untuk pengontrol PID, yang sebelumnya dilakukan oleh trial and error. Parameter pengontrol PID optimal diperoleh melalui tuning  $K_p$ ,  $K_i$ , dan  $K_d$  menggunakan *firefly algorithm* untuk menghasilkan respon transien sistem optimal.

Seperti yang di jelaskan sebelumnya pada dasar teori tentang *firefly algorithm* di bab 2 metode optimisasi ini terinspirasi fenomena alam yang di gambarkan dengan karakteristik perilaku kunang-kunang yang berkedip-kedip.

Proses perhitungan nilai optimal parameter PID di gambarkan dalam diagram alir sebagai berikut:



Gambar 3.9 Flowchart of firefly algorithm

### 3.5 Hipotesa Penelitian

Hipotesa dari penelitian yang akan dilakukan adalah

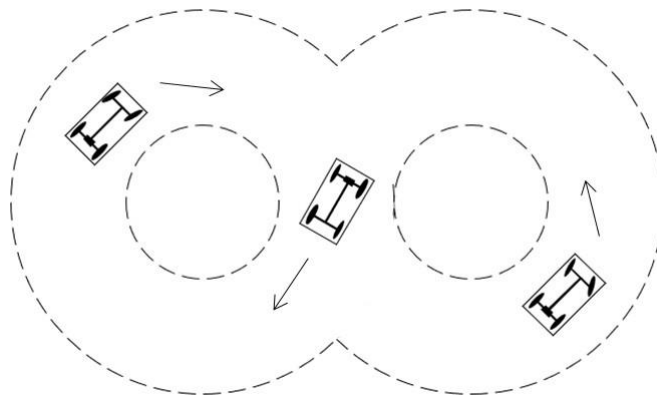
1. Diharapkan keseluruhan sistem yang dirancang, electric vehicle dapat melakukan stabilitas lateral dan longitudinal kendaraan dengan error yang kecil dan mampu menjaga kestabilan terhadap perubahan parameter.

2. Dengan metode pengendalian *predictive control* menggunakan NMPC diharapkan mampu mengatasi sifat nonlinearitas kendaraan yang tinggi dan efisiensi waktu eksekusi saat melakukan *tracking*.

### 3.6 Rencana Pengujian

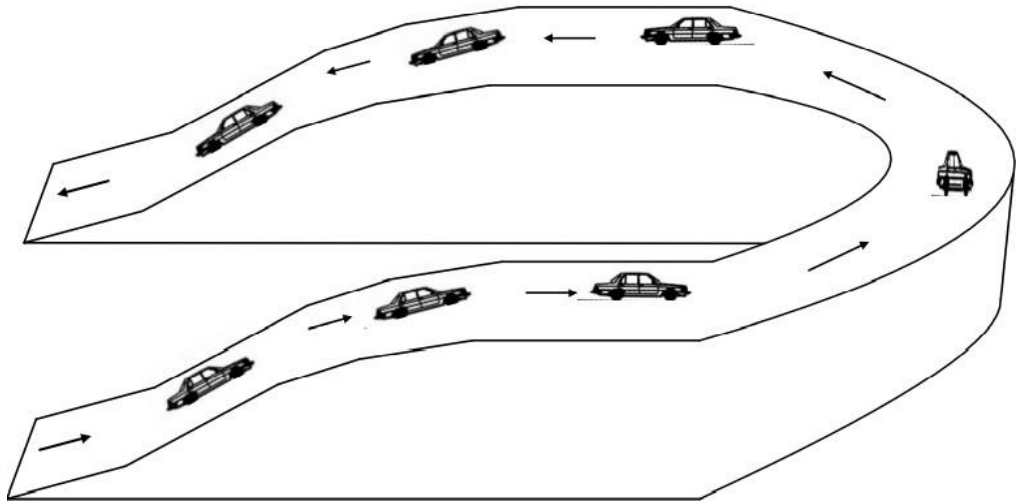
Pengujian akan dilakukan untuk membuktikan hipotesa yang telah dibuat. Rencana pengujian yang akan dibuat adalah sebagai berikut:

1. Menguji manuver kendaraan pada lintasan datar membentuk huruf delapan



Gambar 3.10 Skenario jalur 1

2. Menguji saat kendaraan melintasi jalan menanjak dan melengkung



Gambar 3.11 Skenario Jalur 2

### 3.1 Kriteria Pengujian

Kriteria pengujian pada algoritma yang akan dilakukan adalah:

1. Memastikan penentuan sudut setir dan besar nilai kecepatan yang di hasilkan oleh algoritma NMPC menyebabkan *error* lateral dan longitudinal antara jalan dan mobil minimum
2. Memastikan kinerja pengendali motor EPS dalam menjaga kestabilan mobil saat melakukan *trajectory tracking* pada skenario jalan yang akan di gunakan untuk pengujian

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB 4

### JADWAL KEGIATAN

#### 4.1 Jadwal Kegiatan

Rencana jadwal kegiatan penelitian selama kurang lebih satu semester ditunjukkan pada Tabel 4.1.

Tabel 4.1 Perencanaan Jadwal Kegiatan

No.	Kegiatan	Bulan					Target yang ingin dicapai
		Jan	Feb	Mar	Apr	May	
1	Studi Literatur						Mengetahui penelitian sebelumnya dan memahami landasan teori yang berkaitan dengan penelitian yang di ambil
2	Perancangan Awal Sistem						Data Sensor sudah sesuai dengan kebutuhan dan bisa digunakan secara maksimal
3	Perancangan sistem akhir dan pengujian						Hasil Pengujian menggunakan algoritma <i>Machine Learning</i> .
4	Analisa, dan tinjau ulang						Penerapan algoritma menghasilkan hasil yang memuaskan.
5	Penyusunan laporan akhir						Deskripsi hasil penelitian secara sistematis dan memberi gambaran



							yang jelas pada penguji
6	Konsultasi dengan dosen pembimbing						Memperoleh masukan, koreksi hasil diskusi dan pemecahan masalah

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Attia Rachid. Orjuela Rodolfo. Basse Michel. 2012. "*Coupled longitudinal and lateral control strategy improving lateral stability for autonomous vehicle*". Canada. American Control Conference
- [2] Sun. Chuanyang, Zhang. Xin, Y, Xi. Lihe, Tian. Ying. 2018. "*Design of a Path-Tracking Steering Controller for Autonomous Vehicles*". China. Energies-MDPI.
- [3] F. Lin, Y. zhang, Y. ZhauG.Ying, H. Zhang, K, Wang. 2019. "*Trajectory Tracking of Autonomous Vehicle with the Fusion of DYC and Longitudinal–Lateral Control*". College of Energy and Power Engineering, Nanjing University. Chinese Journal of Mechanical Engineering
- [4] Zhiwei, He. Linzhen. Yuan, Nie Chi. Yin Zhishuai and Huang Song, 2020. "*A Two-Layer Controller for Lateral Path Tracking Control of Autonomous Vehicles*". Wuhan University of Technology, Wuhan. Sensors.
- [5] Wenfeng Li a. Zhengchao, Xie, Jing Zhao, and Pak Kin Wong, 2020. "*Analyzing the influence of automatic steering system on the trajectory tracking accuracy of intelligent vehicle*", Mechanical Systems and Signal Processing.
- [6] Zhang,Whei, 2018. " *A robust lateral tracking control strategy for autonomous driving vehicles* ", Mechanical Systems and Signal Processing,
- [7] H. Wang, B. Liu, X. Ping and Q. An, 2019, "*Path Tracking Control for Autonomous Vehicles Based on an Improved MPC*," in IEEE Access, vol. 7, pp. 161064-161073.
- [8] Pal, Saibal & Rai, C & Singh, Amrit Pal & Asst, 2012, " *Comparative Study of Firefly Algorithm and Particle Swarm Optimization for Noisy Non- Linear Optimization Problems* ", India, International Journal of Intelligent Systems and Applications.
- [9] Govender, Vivar. Miller Steffan, 2016." *Modelling and Position Control of an Electric Power Steering System* " International Federation of Automatic Control).
- [10] Klauer,Christian. Scwabe, Manuel, 2020. " *Path Tracking Control for Urban Autonomous Driving* " International Federation of Automatic Control).

- [11] Xiangyu Wang, Wei Wang, 2018. " *Adaptive Control of DC Motor Servo System with Application to Vehicle Active Steering*" Asme Transaction on Mechatronic-IEEE.
- [12] Han, Gaining. Hu, Weiping, 2016. " *The Lateral Tracking Control for the Intelligent Vehicle Based on Adaptive PID Neural Network*" International Federation of Automatic Control).
- [13] Anshori, Izza. Robandi, Imam, 2021. " *Transfer Function Modeling and Optimization Speed Response of BLDC Motor e-bike using Intellegent Control* " Journal of Engineering Science and Technology.
- [14] Grüne, Lars. Pannek, Jürgen. 2016." *Nonlinear Model Predictive Control Theory and Algorithms* " Communications and Control Engineering.
- [15] Tavernine, D. Metzler, M. 2019." *Explicit Nonlinear Model Predictive Control for Electric Vehicle Traction Control*". Control System Technology.
- [16] Zhang, S. D. Wang, Y. 2015." *Study of Electric Power Steering System*". Control System Technology. International Conference on Computer Science and Intelligent Communication.
- [17] Jarrod, M. 2009." *Automatic Steering Methods for Autonomous Automobile Path Tracking* ". Robotic Institut Carnegie Mellon University.
- [16] Eugenio. 2016." *Modelling, Planning and Nonlinear Control Techniques for Autonomous Vehicles*". Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona.

