

Nama : Astrid Denaya Lesa  
NRP : 02311950010012

## **BAB I**

### **PENDAHULUAN**

#### **1. Latar Belakang**

Mobil listrik adalah kendaraan yang menggunakan energi listrik sebagai tenaga utama untuk menggerakkan motor listrik. Energi listrik dapat disimpan dalam baterai atau tempat penyimpanan energi lainnya. Mobil listrik sangat populer pada akhir abad ke-19 dan awal abad ke-20, tapi kemudian popularitasnya meredup karena teknologi mesin pembakaran yang semakin maju dan harga bahan bakar bensin yang semakin murah. Krisis energi pada tahun 1970-an dan 1980-an pernah membangkitkan sedikit minat pada mobil-mobil listrik, tapi baru pada tahun 2000-an lah para produsen kendaraan baru menaruh perhatian yang serius pada kendaraan listrik. Hal ini disebabkan karena harga minyak yang melambung tinggi pada tahun 2000-an serta banyak masyarakat dunia yang sudah sadar akan buruknya dampak emisi gas rumah kaca. Mobil listrik memiliki beberapa kelebihan yang potensial jika dibandingkan dengan mobil bermesin pembakaran dalam biasa. Salah satunya beban lingkungan yang kecil karena tidak adanya gas buang dan kebisingan yang rendah. Namun, keuntungan yang paling penting adalah daya tanggap mereka yang unggul dan kemampuan kontrol yang mudah.

Hingga saat ini, pengemudi hanya bisa mengendalikan kendaraan menggunakan setir dan akselerator / rem pedal. Namun, kendaraan listrik memiliki kemampuan secara individual digerakkan pada setiap roda secara independen dengan menggunakan roda motor. Perbedaan antara gaya penggerak / pengereman motor ini menghasilkan momen yaw yang dapat dimanfaatkan sebagai input kontrol yang baru. DYC menawarkan banyak keuntungan. Sebagai contoh, laju yaw kendaraan dapat dikontrol dengan akurasi tinggi, yang membuat menikung lebih nyaman saat berkendara. Selain itu, kendaraan tetap stabil bahkan saat mengemudi di sepanjang permukaan jalan, yang mengarah pada kenyamanan berkendara yang lebih besar dan pencegahan kecelakaan lalu lintas.

Salah satu sistem yang dapat mengatasi masalah pengereman pada kondisi jalan yang berbeda-beda tersebut adalah anti-lock braking system (ABS). Anti-lock braking system (ABS) adalah sistem yang terkontrol secara otomatis untuk mencegah roda kendaraan terkunci saat pengereman berlangsung, sehingga roda kendaraan tidak tergelincir dan laju mobil menurun secara linier dan laju mobil terkendali. Beberapa keuntungan dari penggunaan ABS adalah

dapat menjamin kenyamanan dan kestabilan pengereman kendaraan pada kondisi jalan yang berbeda-beda, meningkatkan pengendalian kemudi kendaraan (steering ability), mengurangi jarak pengereman, mengurangi gaya sentrifugal saat melakukan pengereman mendadak yang dapat membuat mobil sulit dikendalikan. Salah satu jenis rem yang dapat digunakan pada ABS adalah rem elektromagnetik. Rem elektromagnetik adalah rem yang menggunakan gaya elektromagnetik untuk memperlambat gerakan poros roda kendaraan. Kontroler tradisional seperti PID (proportional- integral-derivative) tidak dapat berfungsi secara optimal pada sistem yang tidak linier dan tidak dapat mengurangi efek gangguan yang terjadi pada sistem. Kontrol fuzzy merupakan metode kontrol cerdas yang meniru cara berpikir atau logika manusia. Kontrol fuzzy dapat mengatasi plant yang tidak linier seperti pada ABS.

## BAB II DASAR TEORI

### 2.1 MODEL PENGGEREMAN KENDARAAN

Berikut merupakan Model kendaraan dan roda :

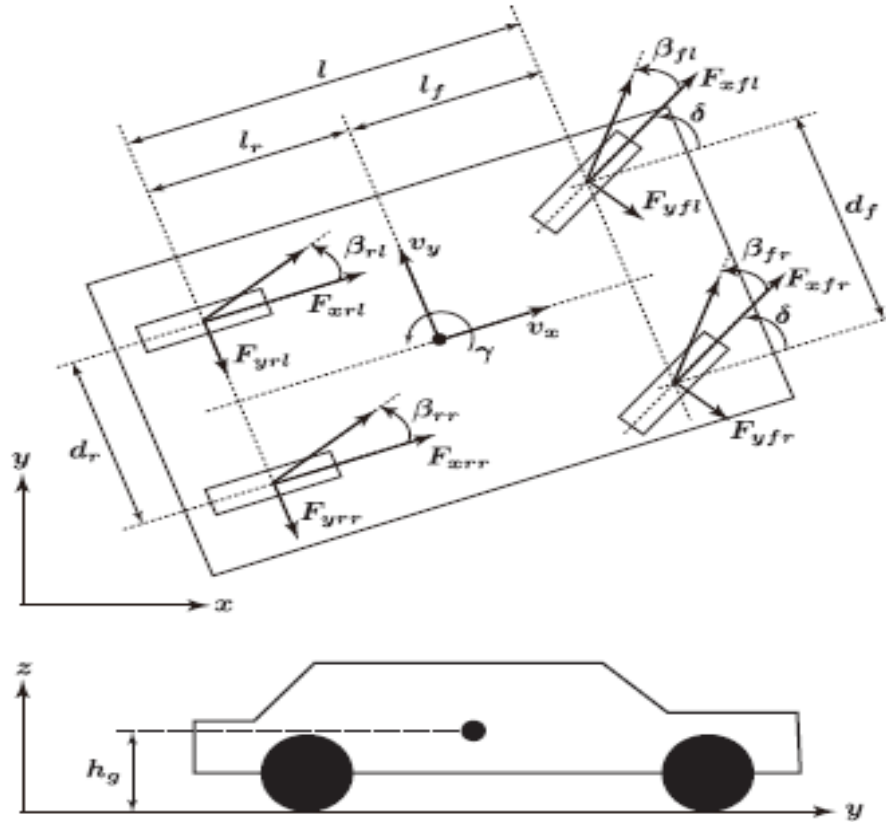


Fig. 1 Vehicle model

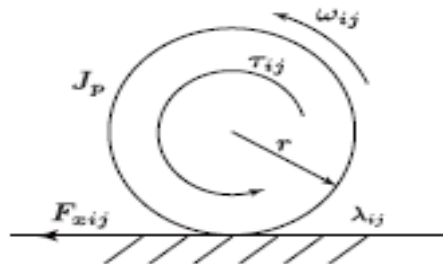


Fig. 2 Wheel model

$v_x$  [m / s] adalah kecepatan kendaraan arah longitudinal;

$v_y$  [m / s] adalah kecepatan kendaraan arah lateral;

$\gamma$  [rad / s] adalah laju yaw di sekitar pusat massa kendaraan;

$\delta$  [rad] adalah sudut kemudi;

$\beta_{ij}$  [rad] adalah sudut sisi samping di pusat massa kendaraan dan masing-masing roda;

$F_{xij}$  [N] adalah gaya penggerak / pengereman di setiap roda;

$F_{yij}$  [N] adalah gaya lateral pada setiap roda;

$\lambda_{ij}$  [-] adalah rasio slip dari setiap roda;

$\omega_{ij}$  [rad / s] adalah kecepatan sudut setiap roda;

dan  $\tau_{ij}$  [Nm] adalah torsi penggerak / pengereman pada setiap roda ( $i \in \{f, r\}, j \in \{l, r\}$ ).

Berikut merupakan persamaan gerak dari roda, dimana untuk gerak translasi arah longitudinal dan lateral serta gerak rotasinya memenuhi hukum ke 2 Newton.

$$m\dot{v}_x = mv_y\gamma + F_x, \quad (1)$$

$$m\dot{v}_y = -mv_x\gamma + F_y, \quad (2)$$

$$J\dot{\gamma} = N_z + N_t = M_z, \quad (3)$$

$$J_p\dot{\omega}_{ij} = \tau_{ij} - rF_{xij}, \quad (4)$$

di mana  $F_x$  dan  $F_y$  adalah gaya longitudinal dan lateral yang bekerja di pusat gravitasi kendaraan,  $M_z$  adalah momen yaw,  $N_z$  adalah momen diferensial gaya kemudi pengereman, dan  $N_t$  adalah momen gaya lateral.  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $N_z$ , dan  $N_t$  berasal dari gaya penggerak / pengereman  $F_{xij}$  dan gaya lateral  $F_{yij}$  pada setiap roda diberikan oleh persamaan berikut:

$$F_x = (F_{xfl} + F_{xfr}) \cos \delta + F_{xrl} + F_{xrr} + (F_{yfl} + F_{yfr}) \sin \delta, \quad (5)$$

$$F_y = (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta - (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta - (F_{yrl} + F_{yrr}), \quad (6)$$

$$N_z = \left( l_f \sin \delta - \frac{d_f}{2} \cos \delta \right) F_{xfl} + \left( \frac{d_f}{2} \cos \delta + l_f \sin \delta \right) F_{xfr} - \frac{d_r}{2} (F_{xrl} - F_{xrr}), \quad (7)$$

$$N_t = - \left( \frac{d_f}{2} \sin \delta + l_f \cos \delta \right) F_{yfl} + \left( \frac{d_f}{2} \sin \delta - l_f \cos \delta \right) F_{yfr} + l_r (F_{yrl} + F_{yrr}). \quad (8)$$

Table 1 Physical parameters of vehicle model

|                           |   |      |
|---------------------------|---|------|
| $m$ [kg]                  | Vehicle mass                                    | 1415 |
| $m_s$ [kg]                | Sprung mass                                     | 1300 |
| $m_{sf}$ [kg]             | Front unsprung weight                           | 32.5 |
| $m_{sr}$ [kg]             | Rear unsprung weight                            | 25   |
| $J$ [kgm <sup>2</sup> ]   | Inertia moment of vehicle                       | 2646 |
| $l_f$ [m]                 | Center of gravity-front distance between wheels | 1.2  |
| $l_r$ [m]                 | Center of gravity-rear distance between wheels  | 1.4  |
| $l$ [m]                   | Wheelbase                                       | 2.6  |
| $d_f$ [m]                 | Tread of front wheel                            | 1.46 |
| $d_r$ [m]                 | Tread of rear wheel                             | 1.48 |
| $h_g$ [m]                 | Height of gravitational center                  | 0.6  |
| $\rho_f$ [-]              | Roll stiffness front-rear distribution ratio    | 0.5  |
| $\rho_r$ [-]              | Roll stiffness front-rear distribution ratio    | 0.5  |
| $J_p$ [kgm <sup>2</sup> ] | Wheel inertial moment                           | 0.61 |
| $r$ [m]                   | Wheel radius                                    | 0.31 |
| $g$ [m/s <sup>2</sup> ]   | Gravitational acceleration                      | 9.8  |

Rasio slip  $\lambda_{ij}$  dan sudut sideslip  $\beta_{ij}$  dinyatakan sebagai berikut dengan mempertimbangkan bahwa kekuatan penggerak diterapkan ketika  $r\omega_{ij} \geq V_{wi j}$ , dan gaya pengereman diterapkan ketika  $r\omega_{ij} < V_{wi j}$ .

$$\lambda_{ij} = \frac{r\omega_{ij} - V_{wi j}}{\max(r\omega_{ij}, V_{wi j})}, \quad (9)$$

$$V_{wfl} = \left( v_x - \frac{d_f \gamma}{2} \right) \cos \delta + (v_y + l_f \gamma) \sin \delta,$$

$$V_{wfr} = \left( v_x + \frac{d_f \gamma}{2} \right) \cos \delta + (v_y + l_f \gamma) \sin \delta,$$

$$V_{wrl} = v_x - \frac{d_r \gamma}{2}, \quad V_{wrr} = v_x + \frac{d_r \gamma}{2},$$

$$\beta_{fl} = \tan^{-1} \left( \frac{v_y + l_f \gamma}{v_x - \frac{d_f}{2} \gamma} \right) - \delta, \quad (10)$$

$$\beta_{fr} = \tan^{-1} \left( \frac{v_y + l_f \gamma}{v_x + \frac{d_f}{2} \gamma} \right) - \delta, \quad (11)$$

$$\beta_{rl} = \tan^{-1} \left( \frac{v_y - l_r \gamma}{v_x - \frac{d_r}{2} \gamma} \right), \quad (12)$$

$$\beta_{rr} = \tan^{-1} \left( \frac{v_y - l_r \gamma}{v_x + \frac{d_r}{2} \gamma} \right), \quad (13)$$

Gaya penggerak / pengereman  $F_{xij}$  dan gaya lateral  $F_{yij}$  yang bekerja pada ban adalah fungsi dari rasio slip  $\lambda_{ij}$  dan sudut sideslip  $\beta_{ij}$ . Kekuatan-kekuatan ini mengandung saturasi karakteristik yang berubah sesuai dengan kondisi permukaan jalan. Dalam tulisan ini, magic formula<sup>(8)</sup>, dinyatakan dengan persamaan berikut, digunakan sebagai model ban untuk menyatakan karakteristik.

$$F_{xij}(\lambda_{ij}, \beta_{ij}) = D_{xij}(\lambda_{ij}) \cos[C_{xij} \tan^{-1}\{B_{xij}(\lambda_{ij})(\beta_{ij} + S_{xij})\}], \quad (14)$$

$$B_{xij}(\lambda_{ij}) = b_{xij1} \cos[\tan^{-1}(b_{xij2}\lambda_{ij})]\kappa_{xij} (> 0),$$

$$D_{xij}(\lambda_{ij}) = \frac{F_{xij0}(\lambda_{ij})}{\cos[C_{xij} \tan^{-1}\{B_{xij}(\lambda_{ij})S_{xij}\}]},$$

$$F_{xij0}(\lambda_{ij}) = \mu_{ij}F_{zij} \sin[C_{xij0} \tan^{-1}\{B_{xij0}\lambda_{ij} - E_{xij0}(B_{xij0}\lambda_{ij} - \tan^{-1}(B_{xij0}\lambda_{ij}))\}],$$

$$F_{xij0}(\lambda_{ij}) = \mu_{ij}F_{zij} \sin[C_{xij0} \tan^{-1}\{B_{xij0}\lambda_{ij} - E_{xij0}(B_{xij0}\lambda_{ij} - \tan^{-1}(B_{xij0}\lambda_{ij}))\}],$$

$$F_{yij}(\lambda_{ij}, \beta_{ij}) = D_{yij}(\beta_{ij}) \cos[C_{yij} \tan^{-1}\{B_{yij}(\beta_{ij})(\lambda_{ij} + S_{yij})\}], \quad (15)$$

$$B_{yij}(\beta_{ij}) = b_{yij1} \cos[\tan^{-1}(b_{yij2}(\beta_{ij} - b_{yij3}))]\kappa_{yij} (> 0),$$

$$D_{yij}(\beta_{ij}) = \frac{F_{yij0}(\beta_{ij})}{\cos[C_{yij} \tan^{-1}\{B_{yij}(\beta_{ij})S_{yij}\}]},$$

$$F_{yij0}(\beta_{ij}) = \mu_{ij}F_{zij} \sin[C_{yij0} \tan^{-1}\{B_{yij0}\beta_{ij} - E_{yij0}(B_{yij0}\beta_{ij} - \tan^{-1}(B_{yij0}\beta_{ij}))\}],$$

Table 2 Parameters of Magic Formula tire model

| Front and rear tire driving/braking force $F_{xij}$ ( $i \in \{f, r\}, j \in \{l, r\}$ ) |     |                 |     |             |       |             |     |             |     |
|--|-----|-----------------|-----|-------------|-------|-------------|-----|-------------|-----|
| $B_{xij0}$   | 5.6 | $C_{xij0}$      | 1.4 | $E_{xij0}$  | -2.98 | $b_{xij1}$  | 5.0 | $b_{xij2}$  | 0.2 |
| $\kappa_{xij}$   | 1.0 | $C_{xij}$       | 1.0 | $S_{xij}$   | 0     |             |     |             |     |
| Front tire lateral force $F_{y,fj}$ ( $j \in \{l, r\}$ )                                 |     |                 |     |             |       |             |     |             |     |
| $B_{y,fj0}$  | 3.7 | $C_{y,fj0}$     | 1.4 | $E_{y,fj0}$ | -2.98 | $b_{y,fj1}$ | 5.0 | $b_{y,fj2}$ | 0.2 |
| $b_{y,fj3}$  | 0   | $\kappa_{y,fj}$ | 1.0 | $C_{y,fj}$  | 1.0   | $S_{y,fj}$  | 0   |             |     |
| Rear tire lateral force $F_{y,rj}$ ( $j \in \{l, r\}$ )                                  |     |                 |     |             |       |             |     |             |     |
| $B_{y,rj0}$  | 6.7 | $C_{y,rj0}$     | 1.4 | $E_{y,rj0}$ | -2.98 | $b_{y,rj1}$ | 5.0 | $b_{y,rj2}$ | 0.2 |
| $b_{y,rj3}$  | 0   | $\kappa_{y,rj}$ | 1.0 | $C_{y,rj}$  | 1.0   | $S_{y,rj}$  | 0   |             |     |

di mana  $F_{xij0}(\lambda_{ij})$  dan  $F_{yij0}(\beta_{ij})$  adalah gaya longitudinal dan lateral dalam kasus slip murni,  $\mu_{ij}$  adalah koefisien gesekan dari permukaan jalan,  $F_{zij}$  adalah beban vertikal pada setiap roda, dan  $C_{kij}$ ,  $S_{kij}$ ,  $b_{kij1}$ ,  $b_{kij2}$ ,  $b_{yij3}$ ,  $\kappa_{kij}$ ,  $B_{kij0}$ ,  $C_{kij0}$ , dan  $E_{kij0}$  ( $k \in \{x, y\}$ ) adalah desain parameter. Parameter ini dari Magic Formula model ban. (14) dan (15) tercantum dalam Tabel 2. Oleh menggunakan Persamaan. (14) dan (15) untuk mengekspresikan gaya penggerak / pengereman  $F_{xij}$  dan gaya lateral  $F_{yij}$ ; perubahan gaya penggerak / pengereman dan lateral dapat dipelajari seperti yang ditunjukkan pada Gambar. 3 dan 4. Beban vertikal pada setiap roda  $F_{zij}$  diekspresikan sebagai berikut menggunakan longitudinal dan akselerasi lateral  $\dot{v}_x, \dot{v}_y$

$$F_{zfl} = m_{sf}g + \frac{1}{2} \frac{l_r}{l} m_s g - \rho_f \dot{v}_y m_s \frac{h_g}{d_f} - \dot{v}_x m_s \frac{h_g}{l}, \quad (16)$$

$$F_{zfr} = m_{sf}g + \frac{1}{2} \frac{l_r}{l} m_s g + \rho_f \dot{v}_y m_s \frac{h_g}{d_f} - \dot{v}_x m_s \frac{h_g}{l}, \quad (17)$$

$$F_{zrl} = m_{sr}g + \frac{1}{2} \frac{l_f}{l} m_s g - \rho_r \dot{v}_y m_s \frac{h_g}{d_r} + \dot{v}_x m_s \frac{h_g}{l}, \quad (18)$$

$$F_{zrr} = m_{sr}g + \frac{1}{2} \frac{l_f}{l} m_s g + \rho_r \dot{v}_y m_s \frac{h_g}{d_r} + \dot{v}_x m_s \frac{h_g}{l}. \quad (19)$$

Parameter fisik  $g$ ,  $m_s$ ,  $m_{si}$ ,  $\rho_i$ ,  $l$ ,  $l_i$ ,  $d_i$ , dan  $h_g$  dirangkum dalam Tabel 1. beban vertikal  $F_{zij}$ , gaya penggerak / pengereman  $F_{xij}$ , dan gaya lateral  $F_{yij}$  pada setiap roda <sup>(10)</sup>.

$$\mu_{ij} F_{zij} = \sqrt{F_{xij}^2 + F_{yij}^2} \quad (20)$$

## 2.2 Control Sistem

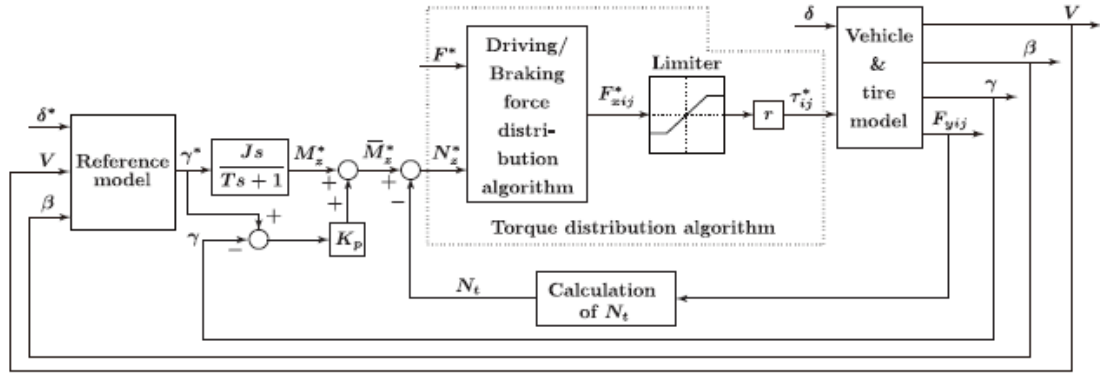


Fig. 5 Configuration of control system

Gambar diatas menunjukkan konfigurasi sistem kontrol. Pengemudi kendaraan dapat memasukkan total gaya mengemudi / pengereman yang diperintahkan  $F^*$  dan sudut kemudi  $\delta^*$ . Tingkat yaw yang diperintahkan  $\gamma^*$  adalah output dari model referensi. Karena kendaraan memiliki karakteristik saturasi, dalam praktiknya, kami menggunakan model referensi berikut yang mendekati karakteristik saturasi.

$$\gamma^*(s) = \frac{1}{T_r s + 1} \frac{g_r v_x}{\{1 + A_{SF} v_x^2\} l b_0} \tan^{-1}\{b_0 \delta^*(s)\}, \quad (21)$$

di mana,  $T_r$  [s] adalah konstanta waktu,  $g_r$  [-] adalah rasio roda kemudi,  $ASF$  adalah faktor stabilitas, dan  $b_0$  adalah parameter desain yang menentukan nilai maksimum  $\gamma^*$ . Tujuan kontrol adalah untuk memastikan bahwa laju yaw  $\gamma$  sesuai dengan laju yaw kendaraan yang diperintahkan  $\gamma^*$ .  $M^* z$  dihitung menggunakan Persamaan. (3) dengan perkiraan diferensiasi

sehubungan dengan  $\gamma^*$ . Selain itu, umpan balik kesalahan tingkat yaw Kpye ditambahkan ke  $M^*z$  sebagai kompensasi momen untuk menghilangkan kesalahan pelacakan laju yaw  $\gamma_e$ , di mana  $\gamma_e = \gamma^* - \gamma$  dan Kp adalah gain konstan positif. Dengan mengurangi momen gaya lateral  $N_t$  dari  $-M^*z$ , momen diferensial gaya mengemudi / pengereman yang diperintahkan  $N^*z$  diperoleh. Dari nilai  $N^*z$  dan  $F^*$ , gaya penggerak / pengereman  $F^*_{xij}$  dan torsi kontrol  $\tau^*_{ij}$  yang diperintahkan untuk setiap roda kemudian dihitung menggunakan algoritma distribusi gaya penggerak / pengereman yang dijelaskan pada bagian berikutnya.

## 2.2 Perhitungan Performansi

Performansi kinerja kendaraan diindikasikan oleh minimalnya nilai dari gaya penggerak dan pengereman. Untuk melacak laju yaw  $\gamma$  ke nilai yang diperintahkan  $\gamma^*$ , gaya penggerak / pengereman harus didistribusikan secara merata ke setiap roda, dan momen diferensial gaya penggerak/ pengereman yang diperlukan harus dihasilkan. Secara bersamaan, kendala kontrol kendaraan juga harus dipenuhi. Oleh karena itu, algoritma distribusi harus diterapkan, yang telah dioptimalkan untuk fungsi biaya, tunduk pada berbagai kendala. Pada bagian ini, kami menjelaskan teknik optimasi menggunakan metode kuadrat terkecil berarti (1), (2) dan metode pemrograman kuadratik yang diusulkan di sini untuk mendistribusikan tenaga penggerak / pengereman ke empat roda. Gaya penggerak / pengereman  $F^*$  dan momen diferensial gaya penggerak / pengereman  $N^*_z$  adalah diperoleh dari Persamaan. 5 dan 7 adalah sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} F^* \\ N^*_z \end{bmatrix} = A\mathbf{x}, \quad (22)$$

$$A = \begin{bmatrix} \cos \delta & \cos \delta & 1 & 1 \\ l_f \sin \delta - \frac{d_f}{2} \cos \delta & \frac{d_f}{2} \cos \delta + l_f \sin \delta & -\frac{d_r}{2} & \frac{d_r}{2} \end{bmatrix},$$

Di sini  $A$  adalah matriks koefisien dan  $\mathbf{x} = [F_{xfl} F_{xfr} F_{xrl} F_{xrr}]^T$  adalah vektor baris untuk masing-masing gaya penggerak / pengereman roda. Faktor beban pada setiap roda didefinisikan sebagai berikut:

$$\eta_{ij} = \frac{\sqrt{F_{xij}^2 + F_{yij}^2}}{F_{zij}}, \quad (23)$$

Berikut merupakan fungsi  $J$



$$J = \frac{F_{xfl}^2}{F_{zfl}^2} + \frac{F_{xfr}^2}{F_{zfr}^2} + \frac{F_{xrl}^2}{F_{zrl}^2} + \frac{F_{xrr}^2}{F_{zrr}^2} = \mathbf{x}^T \mathbf{W} \mathbf{x}, \quad (24)$$

dan Matrik W sebagai berikut

$$\mathbf{W} = \text{diag} \left\{ \frac{1}{F_{zfl}^2}, \frac{1}{F_{zfr}^2}, \frac{1}{F_{zrl}^2}, \frac{1}{F_{zrr}^2} \right\}. \quad (25)$$

Solusi kuadrat terkecil berarti untuk meminimalkan fungsi biaya  $J$  (Algoritma minimalisasi) dinyatakan oleh persamaan berikut:

$$\mathbf{x} = \mathbf{W}^{-1} \mathbf{A}^T (\mathbf{A} \mathbf{W}^{-1} \mathbf{A}^T)^{-1} \begin{bmatrix} F^* \\ N_z^* \end{bmatrix}. \quad (26)$$

Dengan demikian, gaya penggerak / pengereman yang diminimalkan dan menyamakan faktor beban dan memuaskan kondisi yang diberikan oleh Persamaan (22) didistribusikan ke setiap roda.

**Diperoleh Objektif Function sebagai berikut:**

$$\min f(\mathbf{x}) = J = \mathbf{x}^T \mathbf{W} \mathbf{x} = \frac{F_{xfl}^2}{F_{zfl}^2} + \frac{F_{xfr}^2}{F_{zfr}^2} + \frac{F_{xrl}^2}{F_{zrl}^2} + \frac{F_{xrr}^2}{F_{zrr}^2}, \quad (27)$$

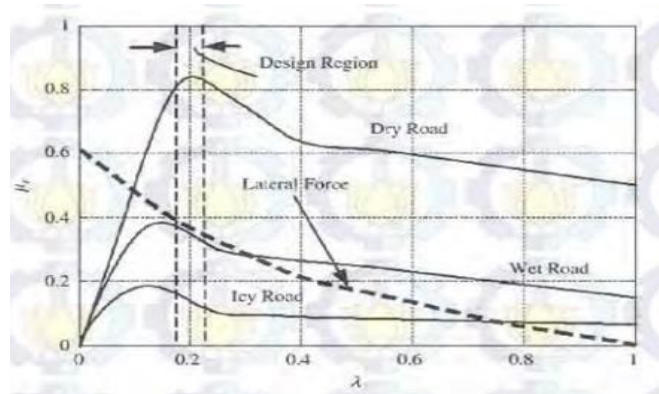
Adapun fungsi objektif diatas harus memenuhi constraint:

$$\begin{aligned} \text{s.t. } g_1(\mathbf{x}) : & \begin{cases} \hat{F}_x \leq F^*, & \text{if } F^* \geq 0 \\ \hat{F}_x > F^*, & \text{if } F^* < 0 \end{cases}, \quad g_2(\mathbf{x}) : \begin{cases} \hat{N}_z \geq N_z^*, & \text{if } N_z^* \geq 0 \\ \hat{N}_z < N_z^*, & \text{if } N_z^* < 0 \end{cases}, \\ \hat{F}_x = & (F_{xfl}^* + F_{xfr}^*) \cos \delta + F_{xrl}^* + F_{xrr}^*, \\ \hat{N}_z = & \left( l_f \sin \delta - \frac{d_f}{2} \cos \delta \right) F_{xfl}^* + \left( \frac{d_f}{2} \cos \delta + l_f \sin \delta \right) F_{xfr}^* \\ & - \frac{d_r}{2} F_{xrl}^* + \frac{d_r}{2} F_{xrr}^*, \end{aligned} \quad (28)$$

### 2.3 Anti-Lock Braking System

Anti-lock Braking System (ABS), atau yang biasa disebut dengan anti-lock system (ALS), merupakan suatu sistem yang dirancang untuk mencegah roda kendaraan terkunci akibat terjadi pengereman laju roda pada kecepatan tertentu. Kemampuan ABS untuk mencegah roda dalam keadaan terkunci pada kecepatan tertentu tersebut berasal dari hubungan antara koefisien gesek jalan ( $\mu r$ ) dengan slip rasio roda ( $\lambda$ ). Koefisien gesek jalan tergantung dari

beberapa faktor, yakni kondisi permukaan jalan (kering atau basah), sudut ban yang menempel dipermukaan, jenis ban, kecepatan kendaraan, dan rasio slip antara roda dengan permukaan jalan.



Gambar 3. Pengaruh Koefisien Gesek pada Slip [1]

Gambar 3 memperlihatkan hubungan antara koefisien gesekan ( $\mu r$ ) beberapa kondisi jalan dengan besar nilai slip ( $\lambda$ ) pada kendaraan. Nilai slip ( $\lambda$ ) yang ingin dipertahankan adalah didaerah dengan nilai koefisien gesek terbesar ( $\mu r$ ), yakni disekitar 0.2. Berikut merupakan persamaan matematika slip ( $\lambda$ ) pada roda kendaraan:

$$\lambda = \frac{v_l - \omega R}{v_l} \quad (29)$$

dengan:  $v_l$  = kecepatan longitudinal kendaraan (m/s),  $\omega$  = kecepatan sudut roda (rad/s),  $R$  = jari-jari roda kendaraan (m)

### 2.3 Pengendali adaptif fuzzy

Logika fuzzy adalah salah satu cara yang tepat untuk memetakan suatu ruang input ke dalam suatu ruang output. logika fuzzy meniru cara berpikir manusia dengan menggunakan konsep sifat kesamaran suatu nilai. **Fuzzy adaptif** merupakan **algoritma** untuk menyelesaikan persoalan dengan logika fuzzy, dimana aturan yang dibangun bersifat adaptif melalui skema pembelajaran. Proses pembelajaran digunakan untuk membangkitkan aturan, sehingga permasalahan pemilihan bentuk dan letak fungsi keanggotaan dan aturan yang sesuai dapat diatasi. Teori fuzzy sets menyediakan perhitungan sistematis yang mengacu pada informasi linguistik yang seringkali lebih mudah dipahami oleh manusia. Kombinasi proses penalaran dengan logika fuzzy dan identifikasi sistem menggunakan algoritma back propagasi bertujuan untuk meningkatkan kinerja sistem. Parameter-parameter fungsi keanggotaan diubah- ubah menggunakan pembelajaran backpropagasi. Secara umum, untuk membentuk sistem kendali dengan fuzzy adaptif meliputi identifikasi model fuzzy, desain kendali fuzzy dan adaptasi parameter fuzzy berdasarkan model fuzzy yang dibangun.

## **BAB III**

### **METODOLOGI**

Salah satu cara untuk menguji performa ABS ialah dengan menggunakan simulator ABS. Simulator ABS merupakan suatu alat yang digunakan untuk menguji slip pada roda tanpa harus menjalankan roda pada permukaan jalan. Secara umum, simulator ABS memiliki dua buah roda. Roda atas mewakili kecepatan putar roda kendaraan sedangkan roda bawah mewakili kecepatan longitudinal kendaraan. Perbedaan kecepatan antara roda atas dengan roda bawah akan menyebabkan slip yang terjadi antara kedua roda tersebut. Beberapa parameter yang mempengaruhi besarnya slip pada simulator ABS adalah koefisien permukaan roda, perbandingan massa antara roda atas dengan roda bawah, spesifikasi rem magnetik yang digunakan, serta spesifikasi motor DC yang digunakan. Rem elektromagnetik berfungsi untuk mengatur perlambatan kecepatan putar roda atas simulator ABS, sehingga nilai slip yang didapatkan sesuai dengan nilai slip yang diinginkan, yakni 20%. Sedangkan motor DC digunakan untuk memutar roda bawah simulator ABS. Penggunaan kontroler fuzzy PD+I bertujuan untuk mengatur besar slip antara roda atas dan roda bawah yang tidak linier pada rentang 0,2. Kontroler fuzzy akan mengatasi respon plant yang tidak linier dan performanya akan diperbaiki oleh KP, Kd, dan K

#### **3.1 Perancangan perangkat Keras**

Simulator ABS terdiri dari berbagai perangkat keras, baik komponen mekanik, maupun komponen elektrik. Perancangan semua komponen tersebut harus terintegrasi secara baik antar komponen, sesuai dengan spesifikasi masing-masing komponen sehingga simulator ABS dapat bekerja secara baik

##### **3.1.1 Perancangan mekanik**

Perancangan Mekanik Simulator ABS memiliki beberapa komponen mekanik yang memiliki spesifikasi dan fungsi masing-masing untuk menunjang performa kerja simulator ABS. Beberapa komponen mekanik yang perlu diperhatikan pada simulator ABS adalah roda atas, roda bawah, motor DC, dan rem elektromagnetik.

##### **3.1.2 Perancangan Elektronik**

Komponen elektronik penting dalam perancangan simulator ABS, sebab komponen elektronik berpengaruh dalam pengiriman dan penerimaan sinyal masukan maupun sinyal keluaran sistem. Beberapa komponen elektronik yang perlu diperhatikan dalam perancangan simulator ABS adalah driver motor DC, driver rem elektromagnetik, sensor kecepatan, dan Arduino UNO

### **3.1.3 Perancangan Perangkat Lunak**

Perangkat lunak yang digunakan dalam pembuatan simulator ABS adalah program Arduino UNO untuk akuisisi data pada sensor kecepatan dan membuat program driver motor DC sekaligus rem elektromagnetik serta MATLAB untuk perancangan kontroler, simulasi dan implementasi sistem

### **3.2 Proses Identifikasi dan Pemodelan Plant**

Plant simulator ABS akan dianggap sebagai black box dengan parameter-parameter plant yang tidak diketahui. Plant akan diberi sinyal masukan dan diukur sinyal keluaran plant sehingga dapat dilakukan perhitungan terhadap parameter-parameter yang tidak diketahui sebelumnya

### **3.3 Perancangan Kontroler Fuzzy PD+I**

Sebelum merancang suatu kontroler, penentuan kriteria respon transient dan steady state sistem yang diinginkan harus dilakukan terlebih dahulu. Kriteria respon sistem yang diinginkan adalah rise time sistem kurang dari 1 detik, settling time kurang dari 2 detik, tanpa delay time, maksimum overshoot kurang dari 10%, dan tidak ada error steady state. Perancangan kontroler fuzzy PD+I terbagi menjadi dua bagian. Bagian pertama adalah perancangan kontroler fuzzy dan bagian kedua adalah perancangan gain KP, Kd, dan Ki pada kontroler fuzzy yang telah dibuat sebelumnya.

#### **3.1.1 Perancangan Kontroler Fuzzy**

Tipe kontroler fuzzy yang digunakan adalah tipe mamdani. Tahap awal dalam perancangan kontroler fuzzy adalah penentuan objektif kontrol sistem. Objektif kontrol pada sistem pengaturan slip simulator ABS adalah mengatur agar nilai slip tetap pada nilai yang ditentukan, yakni 0,2. Tahap selanjutnya adalah menentukan masukan dan keluaran kontroler fuzzy. Tahap berikutnya adalah menentukan basis aturan kontroler fuzzy. Tahap yang terakhir adalah menentukan sistem interferensi fuzzy.

#### **3.2 Perancangan controller fuzzy**

Sebelum merancang suatu kontroler, penentuan kriteria respon transient dan steady state sistem yang diinginkan harus dilakukan terlebih dahulu. Kriteria respon sistem yang diinginkan adalah rise time sistem kurang dari 1 detik, settling time kurang dari 2 detik, tanpa delay time, maksimum overshoot kurang dari 10%, dan tidak ada error steady state. Perancangan kontroler fuzzy PD+I terbagi menjadi dua bagian. Bagian pertama adalah perancangan kontroler fuzzy dan bagian kedua adalah perancangan gain KP, Kd, dan Ki pada kontroler fuzzy yang telah dibuat sebelumnya.

Tahap awal dalam perancangan kontroler fuzzy adalah penentuan objektif kontrol sistem. Objektif kontrol pada sistem pengaturan slip simulator ABS adalah mengatur agar nilai slip tetap pada nilai yang ditentukan, yakni 0,2. Tahap selanjutnya adalah menentukan masukan dan keluaran

kontroler fuzzy. Tahap berikutnya adalah menentukan basis aturan kontroler fuzzy. Tahap yang terakhir adalah menentukan sistem inferensi fuzzy.

Kontroler pada sistem pengaturan slip simulator ABS memiliki dua masukan dan satu keluaran. Masukan kontroler yang pertama adalah eror slip ( $e(t)$ ) dan yang kedua adalah delta eror slip ( $de(t)$ ), sedangkan keluaran kontroler adalah persentase duty cycle tegangan rem ( $u(t)$ ). Kontroler fuzzy yang telah dirancang sebelumnya diberikan gain  $K_P$ ,  $K_d$ , dan  $K_i$ . Penambahan gain  $K_P$ ,  $K_d$ , dan  $K_i$  tersebut bertujuan untuk memperbaiki sinyal masukan pada kontroler fuzzy agar respon sinyal kontrol menjadi lebih baik. Penentuan nilai awal  $K_P$ ,  $K_d$ , dan  $K_i$  dapat ditentukan menggunakan metode trial and error.