TUGAS AKHIR - TM184835

PEMODELAN DAN ANALISA DINAMIKA PADA TRANSMISI MOBIL LISTRIK : STUDI KASUS MOBIL LISTRIK *CALYA*

RIRIN DWIYANTI
NRP. 02111640000027

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng.
NIP. 197505111999031001

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA - 2020

TUGAS AKHIR - TM184835

PEMODELAN DAN ANALISA DINAMIKA PADA TRANSMISI MOBIL LISTRIK : STUDI KASUS MOBIL LISTRIK *CALYA*

Ririn Dwiyanti
NRP. 02111640000027

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng.
NIP. 197505111999031001

PROGRAM SARJANA
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA – 2020

FINAL PROJECT - TM184835

MODELING AND DYNAMIC ANALYSIS OF ELECTRIC VEHICLE TRANSMISSION : A CASE STUDY OF CALYA ELECTRIC CAR

Ririn Dwiyanti
NRP. 02111640000027

Advisory Lecturer
Prof. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng.
NIP. 197505111999031001

UNDERGRADUATE PROGRAM
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY AND SYSTEM ENGINEERING
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA – 2020

PEMODELAN DAN ANALISA DINAMIKA PADA TRANSMISI MOBIL LISTRIK : STUDI KASUS MOBIL LISTRIK *CALYA*

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri Dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Ririn Dwiyanti
NRP. 02111640000027

Disetujui oleh:

1. Prof. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng. ..... (Pembimbing)
   NIP. 197505111999031001
2. Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T. ..... (Penguji I)
   NIP. 197004121997032003
3. Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T. ..... (Penguji II)
   NIP. 198907052015042005
4. Ir. Julendra B. Ariatedja, M.T. ..... (Penguji III)
   NIP. 196807061999031004

KEMENTERIAN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

SURABAYA
AGUSTUS, 2020

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

PEMODELAN DAN ANALISA DINAMIKA PADA TRANSMISI MOBIL LISTRIK : STUDI KASUS MOBIL LISTRIK *CALYA*

Nama Mahasiswa : Ririn Dwiyanti
NRP : 02111640000027
Departemen : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, S.T, M.Eng

ABSTRAK

Berdasarkan data yang diperoleh dari Gabungan Industri Kendaraan Bermotor Indonesia menunjukkan bahwa angka produksi dan penjualan mobil mengalami kenaikan setiap tahunnya. Penggunaan mobil konvensional atau internal combustion engine tentunya menimbulkan berbagai dampak seperti kenaikan konsumsi bahan bakar dan adanya dampak emisi gas buang yang berpotensi menimbulkan polusi udara. Salah satu upaya untuk mengatasi dampak penggunaan mobil konvensional yaitu mulai dikembangkannya mobil listrik. Mobil listrik sendiri memiliki berbagai kelebihan yaitu memiliki efisiensi tiga hingga lima kali lipat lebih hemat energi dibandingkan mobil konvensional, selain itu tidak menghasilkan suara sehingga dianggap dapat mengurangi polusi suara.

Pada penelitian tugas akhir ini dilakukan pemodelan dan analisa kinerja transmisi dari mobil listrik untuk mengetahui karakteristik dinamis dari Toyota Calya. Kendaraan dirancang menggunakan motor listrik tipe BLDC 35 kW dengan transmisi gearbox single speed yang langsung dihubungkan dengan diferensial. Selain itu perlu diperhatikan gaya hambat dari kendaraan seperti gaya hambat angin, rolling resistance, dan gaya hambat tanjakan. Analisa dilakukan dengan mensimulasikan kendaraan menggunakan Software Matlab Simulink. Analisa

dilakukan menggunakan variasi rasio roda gigi yang didapatkan dari perhitungan sebesar 1.95, 2.06, dan 2.18 dengan rasio diferensial sebesar 4.84. Setelah didapatkan nilai rasio roda gigi yang tepat untuk kendaraan, dilakukan variasi input torsi motor listrik sebesar 80 Nm, 100 Nm, 120 Nm, dan 140 Nm. Dari masing-masing torsi dilakukan simulasi kembali pada profil jalan datar, tanjakan, dan turunan.

Dari penelitian ini diperoleh nilai rasio roda gigi yang tepat untuk mobil listrik Calya sebesar i_g *= 1.95 dan rasio diferensial sebesar* i_d *= 4.84. Setelah dilakukan simulasi nilai perpindahan, kecepatan, percepatan, dan torsi output pada kendaraan yang melewati profil jalan yang sama akan meningkat seiring dengan bertambahnya input torsi motor listrik. Sedangkan dengan besar input torsi yang sama nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan paling besar dihasilkan ketika melewati jalan turunan dan nilai paling kecil saat melewati jalan tanjakan. Besar input torsi yang sesuai untuk mobil listrik Calya adalah 140 Nm dengan efisiensi sebesar 81.84 %.*

Kata kunci : dinamika mobil listrik, e-drivetrain, pemodelan dinamika kendaraan

MODELING AND DYNAMIC ANALYSIS OF ELECTRIC VEHICLE TRANSMISSION : A CASE STUDY OF CALYA ELECTRIC CAR

Name : Ririn Dwiyanti
NRP : 02111640000027
Major : Mechanical Engineering FTIRS- ITS
Supervisor : Prof. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng.

ABSTRACT

Based on data from the Indonesian Motor Vehicle Industry Association , shows that car production and sales have increased every year. The usage of the conventional cars or internal combustion engines, has a lot of various impacts such as the increasing number of fuel consumption and the impact of the gas emissions that have the potential to cause air pollution. One of the efforts to overcome the impact of conventional car usage is starting to develop electric cars. The electric car itself has various advantages, such as having three to five times more energy efficiency than the conventional car. Also, it does not produce sound so it is considered to reduce noise pollution.

In this final project, research conducted modeling and analysis of the performance transmission of an electric car to determine the dynamic characteristics of the Toyota Calya. The vehicle is designed to use a 35 kW BLDC type electric motor with single speed transmission gearbox directly linked to the differential. Besides, it is necessary to pay attention to the drag force of the vehicle such as wind drag, rolling resistance, and upward drag. The analysis is done by simulating vehicles using the Matlab Simulink Software. The analysis was carried out using variations of the gear ratios obtained from the calculations are 1.95, 2.06, and 2.18 with a differential ratio of 4.84. After getting the correct gear ratio value for vehicles, variations in the input of

electric motor torque are 80 Nm, 100 Nm, 120 Nm, and 140 Nm. From each torque, it is simulated back on the road profile flat, incline and derivative.

From the research, it is found that the correct gear ratio value for the Calya electric car is ig = 1.95 and the differential ratio is id = 4.84. After the value simulation is carried out displacement, speed, acceleration, and output torque in vehicles passing through the profile the same path will increase as the input torque of the electric motor increases. Meanwhile, with the same input torque, the displacement value, speed, and the greatest acceleration is generated when passing the derivative path and the smallest value when passing the incline. The most suitable torque input for the Calya electric car is 140 Nm with an efficiency of 81.84%.

Keywords: electric vehicle dynamics, e-drivetrain, vehicle dynamics modeling

KATA PENGANTAR

Puji Syukur kehadirat Allah SWT yang senantiasa melimpahkan rahmat serta hidayah-Nya, serta shalawat dan salam kepada Nabi Muhammad SAW, hingga terselesaikannya Tugas Akhir beserta Laporan Tugas Akhir yang berjudul **Pemodelan dan Analisa Dinamika pada Transmisi Mobil Listrik : Studi Kasus Mobil Listrik *Calya*.**

Penulis telah banyak memperoleh bantuan dari berbagai pihak dalam penyelesaian Tugas Akhir dan laporan Tugas Akhir ini. Penulis mengucapkan terimakasih kepada :

1. Kedua orang tua penulis, Bapak **Moch. Nursalim** dan Ibu **Rukmiati**, serta **Siti Ayu Kurnia, Dian Firmansyah,** dan **Alvian Pratama** yang telah memberikan dukungan dalam segala bentuk dan doa yang tidak ada henti-hentinya agar segala urusan penulis dimudahkan dan dilancarkan oleh Allah SWT.
2. Bapak **Prof. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng**. selaku Dosen Pembimbing yang telah memberikan ilmu, petunjuk, nasihat, serta motivasi.
3. **Dr. Wiwiek hendrowati, S.T., M.T.**, **Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T**, dan **Ir. Julendra Bambang Ariatedja, M.T.**, selaku dosen penguji dalam sidang Tugas Akhir penulis yang telah memberikan masukan dan saran untuk Tugas Akhir ini.
4. **Arif Wahyudi, S.T., M.T., Ph.D.** selaku dosen wali yang telah membimbing selama perkuliahan.
5. **M Jojo Suhartanto** yang senantiasa memberikan semangat serta doa untuk menyelesaikan tugas akhir ini dan juga selalu sabar mendengar keluh kesah dalam mengerjakan tugas akhir.
6. Seluruh teman Tugas Akhir HLG dan yang ada di laboratorium Rekayasa Vibrasi dan Sistem Otomotif

terimakasih selalu membantu dan menemani penulis dalam mengerjakan Tugas Akhir ini.

7. Teman penulis (**Safirranika, Cendy, Adima, Ghusti, Hanin, Dinda**) terima kasih selalu setia memberi nasihat, dukungan, semangat serta motivasi baik akademis maupun non akademis.
8. Seluruh teman-teman angkatan M59 yang telah menemani selama menempuh pendidikan di Teknik Mesin ITS.
9. Seluruh dosen, karyawan dan civitas akademik Teknik Mesin FTIRS-ITS, terima kasih atas segala bantuan dan kerjasamanya.
10. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis satu persatu, terima kasih atas bantuannya.

Penulis sadar bahwa penulisan laporan Tugas Akhir ini tidaklah sempurna, namun semoga laporan ini dapat memberikan kontribusi yang berarti dan menambah wawasan yang bermanfaat bagi pembaca, keluarga besar Teknik Mesin khususnya, dan civitas akademik ITS pada umumnya. Selain itu juga semoga dapat bermanfaat sebagai referensi pengerjaan laporan Tugas Akhir bagi mahasiswa yang lain.

Surabaya, Agustus 2020

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK i
ABSTRACT iii
KATA PENGANTAR v
DAFTAR ISI vii
DAFTAR GAMBAR xi
DAFTAR TABEL xv
BAB I PENDAHULUAN 1
1.1 Latar Belakang 1
1.2 Rumusan Masalah 3
1.3 Tujuan Penelitian 3
1.4 Batasan Masalah 3
1.5 Manfaat Penelitian 4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA 5
2.1 Kendaraan Listrik 5
2.2 Motor Listrik 7
2.2.1 Karakteristik Motor Listrik 8
2.2.2 Karakteristik Traksi Kendaraan Listrik 9
2.2.3 Jenis Motor Listrik 11
2.3 Baterai Kendaraan 14
2.3.1 Lead-acid 15
2.3.2 NiMH (*Nickel-Metal Hydride*) 15
2.3.3 Li-Ion (*Lithium-Ion*) 16

2.3.4 Ni-Zn (*Nikel Seng*) 16
2.3.5 Ni-Cd (*Nickel-Cadmium*) 17
2.4 Sistem Transmisi 17
2.4.1 Helical gear..... 17
2.4.2 Perhitungan Rasio Transmisi..... 19
2.4.3 Bevel Gear..... 20
2.5 Dinamika Kendaraan 20
2.5.1 Gaya Hambat Aerodinamis Kendaraan (*Drag Force*) 21
2.5.2 Gaya Hambatan Rolling (*Rolling Resistance*)..... 22
2.5.3 Gaya Hambat Tanjakan 24
2.6 Penelitian Terdahulu..... 25
2.6.1 Desain dan Analisa Sistem Tenaga dan Transmisi Pada Mobil Angkutan Multiguna Pedesaan Bertenaga Listrik[6] 25
2.6.2 Integrated Modeling and Analysis of Dynamics for Electrical Vehicle Powertrains[8] 27
2.6.3 A Survey on Electric Vehicle Powertrain System[9].. 30
2.6.4 Dynamic Simulation of a Prototype Race Car Driven by Series Wound DC Motor in Matlab-Simulink[10] . 33
2.6.5 Performance Evaluation of Conventional and Electric Powertrain[11] 39
BAB III METODOLOGI PENELITIAN..... 47
3.1 Flowchart Penelitian 47
3.2 Metode Penelitian 52
3.2.1 Studi Literatur..... 52
3.2.2 Identifikasi Masalah 52

3.2.3 Perancangan Mekanisme 52
3.2.4 Pemodelan Sistem Dinamis 53
3.2.5 Penurunan Persamaan Gerak 54
3.2.6 Pemodelan Simulasi *Simulink Matlab* 71
3.2.7 Simulasi 75
3.2.8 Analisa Hasil 79
3.2.9 Kesimpulan dan Saran 79
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN 81
4.1 Penentuan Rasio Roda Gigi 81
4.1.1 Perhitungan Gaya Hambat Angin (F_D) 82
4.1.2 Perhitungan Gaya Hambat *Rolling* (Rr) 83
4.1.3 Perhitungan Gaya Hambat Tanjakan (Rg) 84
4.1.4 Perhitungan Gaya Hambat Total 85
4.1.5 Perhitungan Rasio Transmisi 85
4.2 Respon Dinamis Kendaraan dengan Variasi Rasio Roda Gigi Kendaraan 87
4.2.1 Respon Dinamis Kendaraan dengan Variasi Roda Gigi pada Profil Jalan Datar 87
4.2.2 Respon Dinamis Kendaraan dengan Variasi Roda Gigi pada Profil Jalan Tanjakan 90
4.2.3 Respon Dinamis Kendaraan dengan Variasi Roda Gigi pada Profil Jalan Turunan 94
4.3 Respon Dinamis Kendaraan dengan Variasi Input Torsi ... 98
4.3.1 *Input Step* dengan Torsi 80 Nm 99
4.3.2 *Input Step* dengan Torsi 100 Nm 104
4.3.3 *Input Step* dengan Torsi 120 Nm 108

4.3.4 Input Step dengan Torsi 140 Nm..... 112
BAB V KESIMPULAN 119
5.1 Kesimpulan..... 119
5.2 Saran 119
DAFTAR PUSTAKA..... 121
LAMPIRAN A : M-file dan Block Diagram Matlab Simulink. 123
LAMPIRAN B : Grafik Hasil Simulasi *Simulink*..... 131

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Sistem Powertrain Kendaraan Listik[5] 5
Gambar 2.2 Jenis Konfigurasi Mobil Listrik 6
Gambar 2.3 Karakteristik Motor Listrik[5] 8
Gambar 2.4 Kinerja Traksi Kendaraan Listrik [5] 11
Gambar 2.5 *Helical Gear* 18
Gambar 2.6 *Bevel Gear* 20
Gambar 2.7 Pengaruh Tekanan Ban pada f0 dan fs[4] 23
Gambar 2.8 Gaya yang Bekerja Pada Kendaraan Saat Tanjakan 24
Gambar 2.9 Karakteristik Power 2 Tingkat Transmisi[6] 26
Gambar 2.10 Karakteristik Traksi Kendaraan Bertenaga Listrik[6] 26
Gambar 2.11 Blok Diagram Powertrain Kendaraan Listrik[8] ... 28
Gambar 2.12 Grafik Dinamika Kendaraan Listrik[8] 28
Gambar 2.13 Grafik Efisiensi untuk Masing-masing Jenis Motor Listrik[9] 32
Gambar 2.14 Grafik Kecepatan Terhadap Waktu pada Mobil New Doblo[9] 33
Gambar 2.15 Model Dinamis Kendaraan Mobil Balap 34
Gambar 2.16 Blok Diagram Kendaraan Listrik 36
Gambar 2.17 Grafik Hasil Simulasi 37
Gambar 2.18 Blok Diagram Kendaraan Konvensional 39
Gambar 2.19 Hasil Simulasi Kendaraan Konvensional 41
Gambar 2.20 Blok Diagram Kendaraan Listrik 42
Gambar 2.21 Respon Dinamis Kecepatan dan Torsi Kendaraan Listrik 43
Gambar 2.22 Respon Dinamis Kendaraan dengan Beban yang Bervariasi 44
Gambar 2.23 Profil Kecepatan dan Percepatan Kendaraan 45
Gambar 3.1 Diagram Alir Tugas Akhir 47

Gambar 3.2 Diagram Alir Penentuan Rasio Roda Gigi 49
Gambar 3.3 Diagram Alir Simulasi Mobil Listrik Calya 50
Gambar 3.4 Mobil Listrik Calya 53
Gambar 3.5 Mobil Dinamis Mobil Calya 54
Gambar 3.6 Skema RL Circuit untuk Motor Listrik 54
Gambar 3.7 (a) Model Dinamis Motor Listrik **(b)** *Free Body Diagram* Motor Listrik 56
Gambar 3.8 Transmisi pada Mobil Listrik 57
Gambar 3.9 *Free Body Diagram Helical Gear* (1) 58
Gambar 3.10 *Free Body Diagram Helical Gear* (2) 59
Gambar 3.11 *Free Body Diagram Helical Gear* (3) 61
Gambar 3.12 Transmisi Mobil Listrik Menuju Diferensial 62
Gambar 3.13 *Free Body Diagram Helical Gear (4)* dan Diferensial 63
Gambar 3.14 Gaya yang Bekerja pada Mobil Di Jalan Lurus ... 65
Gambar 3.15 (a) *Free Body Diagram* Roda kiri Mobil **(b)** *Free Body Diagram* Roda kanan Mobil 65
Gambar 3.16 Gaya yang Bekerja pada Mobil Di Jalan Menanjak 67
Gambar 3.17 (a) *Free Body Diagram* Roda kiri Mobil **(b)** *Free Body Diagram* Roda kanan Mobil 67
Gambar 3.18 Gaya yang Bekerja pada Mobil Di Jalan Menurun 69
Gambar 3.19 (a) *Free Body Diagram* Roda kiri Mobil **(b)** *Free Body Diagram* Roda kanan Mobil 70
Gambar 3.20 *Block Diagram* Mobil Calya pada Jalan Datar 72
Gambar 3.21 *Block Diagram* Mobil Calya pada Jalan Menanjak 73
Gambar 3.22 *Block Diagram* Mobil Calya pada Jalan Menurun 74
Gambar 3.23 Dimensi Mobil Toyota Calya 75
Gambar 3.24 BLDC Motor Yasa P400 76

Gambar 3.25 Karakteristik Motor Listrik BLDC Motor Yasa P400 77
Gambar 3.26 Transmisi Kendaraan Uji 78
Gambar 3.27 Diferensial Kendaraan Uji 78
Gambar 4.1 Gaya Hambat Angin Kendaraan 82
Gambar 4.2 Gaya Hambat *Rolling*..... 83
Gambar 4.3 Gaya Hambat Tanjakan..... 84
Gambar 4.4 Gaya Hambat Kendaraan Total..... 85
Gambar 4.5 Grafik Respon Perpindahan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Jalan Datar..... 87
Gambar 4.6 Grafik Respon Kecepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Jalan Datar..... 88
Gambar 4.7 Grafik Respon Percepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Jalan Datar..... 89
Gambar 4.8 Grafik Respon Perpindahan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Profil Jalan Tanjakan..... 91
Gambar 4.9 Grafik Respon Kecepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Jalan Tanjakan.... 92
Gambar 4.10 Grafik Respon Percepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Jalan Tanjakan..... 93
Gambar 4.11 Grafik Respon Perpindahan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Profil Jalan Turunan 94
Gambar 4.12 Grafik Respon Percepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Jalan Turunan 95

Gambar 4.13 Grafik Respon Percepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Jalan Turunan 96
Gambar 4.14 (a) *Input Step* torsi 80 Nm **(b)** *Input Step* torsi 100 Nm **(c)** *Input step* torsi 120 Nm **(d)** *Input Step torsi* 140 Nm 99
Gambar 4.15 Grafik Respon Perpindahan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Torsi 80 Nm 100
Gambar 4.16 Grafik Respon Kecepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Torsi 80 Nm 101
Gambar 4.17 Grafik Respon Percepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Torsi 80 Nm 103
Gambar 4.18 Grafik Respon Perpindahan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Torsi 100 Nm 104
Gambar 4.19 Grafik Respon Kecepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Torsi 100 Nm 105
Gambar 4.20 Grafik Respon Percepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Torsi 100 Nm 107
Gambar 4.21 Grafik Respon Perpindahan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Torsi 120 Nm 108
Gambar 4.22 Grafik Respon Kecepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Torsi 120 Nm 109
Gambar 4.23 Grafik Respon Percepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Torsi 120 Nm 111
Gambar 4.24 Grafik Respon Perpindahan terhadap Waktu Kendaraan dengan Torsi 140 Nm..... 112
Gambar 4.25 Grafik Respon Kecepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Torsi 140 Nm 113
Gambar 4.26 Grafik Respon Percepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Torsi 140 Nm 115

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Jenis Motor Listrik..... 11
Tabel 2.2 Kinerja Baterai yang ditetapkan oleh USABC. Data dari [5] 14
Tabel 2.3 Koefisien Hambat Aerodinamis untuk Beberapa Jenis Kendaraan..... 21
Tabel 2.4 Nilai Rata-rata Dari Koefisien Hambatan Rolling Untuk Berbagai Jenis Ban Kendaraan dan Berbagai Kondisi Jalan..... 23
Tabel 2.5 Perbandingan IPMSM dengan IM 32
Tabel 2.6 Variasi untuk Simulasi..... 34
Tabel 2.7 Paramater Kendaraan Uji..... 40
Tabel 2.8 Parameter Mesin Kendaraan Uji..... 40
Tabel 2.9 Batas Atas Parameter Powertrain Kendaraan Listrik . 42
Tabel 2.10 Parameter Motor Listrik PMSM..... 43
Tabel 3.1 Parameter Kendaraan Uji..... 75
Tabel 3.2 Spesifikasi BLDC Motor Yasa P400..... 76
Tabel 3.3 Parameter Motor Listrik 77
Tabel 3.3 Parameter Transmisi 78
Tabel 4.1 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan pada kendaraan listrik dengan variasi rasio roda gigi 97
Tabel 4.2 Nilai Perpindahan, Kecepatan, Percepatan, Torsi, dan Efisiensi pada Kendaraan Listrik dengan Variasi Input Torsi Motor Listrik 116

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan industri pada sektor otomotif di Indonesia mengalami kemajuan yang sangat pesat khususnya dalam sektor mobil. Berdasarkan data yang diperoleh dari GAIKINDO (Gabungan Industri Kendaraan Bermotor Indonesia) pada tahun 2019 total produksi mobil di Indonesia mencapai 1.045.666 unit. Sedangkan pada tahun 2017 sebanyak 984.709 unit dan tahun 2018 mengalami kenaikan menjadi 1.055.763 unit[1].

Tingginya jumlah produksi kendaraan bermotor itu sendiri diiringi dengan kenaikan konsumsi bahan bakar minyak yang digunakan sebagai bahan bakar kendaraan bermotor. Berdasarkan data yang diperoleh dari BPH MIGAS menunjukkan bahwa terjadi peningkatan konsumsi bahan bakar pada setiap tahunnya, puncaknya pada tahun 2017 mencapai angka 55,9 juta kiloliter. Sedangkan pada tahun 2018 konsumsi bahan bakar mengalami penurunan tetapi tetap dalam jumlah yang cukup besar yaitu 55,2 juta kiloliter[2].

Mobil konvensional atau internal combustion engine (ICE) merupakan mobil yang digerakkan dengan mesin bahan bakar. Mobil konvensional dapat menghasilkan emisi gas buang yang berpotensi menimbulkan polusi udara sebagaimana disampaikan oleh Environmental Protection Agency (EPA). Gas buang yang dihasilkan oleh mobil berupa 18% partikel padat, 27% campuran bahan mudah menguap (terdiri atas 28% Pb, 32% NO, dan 62% CO), serta 25% CO2[3].

Salah satu upaya yang dapat dilakukan untuk mengurangi tingginya akan kebutuhan bahan bakar minyak dan mengatasi dampak yang timbul dari emisi gas buang pada kendaraan yaitu dengan mulai dikembangkannya mobil listrik. Berdasarkan laporan yang diperoleh diperoleh dari International Energy Agency bahwa pada tahun 2018 mobil listrik mengalami perkembangan yang pesat, dimana terdapat 5 juta unit mobil listrik yang beredar di

seluruh dunia[3]. Mobil listrik sendiri memiliki kelebihan dibandingkan dengan mobil konvensional diantaranya yaitu mobil listrik memiliki efisiensi tiga hingga lima kali lipat lebih hemat energi dibandingkan mobil konvensional, mobil listrik tidak menghasilkan suara sehingga dianggap dapat mengurangi polusi udara.

Dalam tugas akhir ini penulis tertarik untuk memodelakan dan mensimulasikan dinamika mobil listrik dari proses konversi Toyota Calya Internal Combustion Engine (ICE) ke Battery Electric Vehicle (BEV). Alasan pemilihan pemodelan dinamis ini dikarenakan hasil simulasi yang nantinya didapatkan akan mendekati kondisi sebenarnya, selain itu keunggulan lainnya adalah state variable yang digunakan tidak harus besaran yang dapat diukur atau diamati secara fisik sehingga dapat memudahkan perancangan kendaraan. Hal-hal yang harus diperhatikan dalam perancangan kendaraan yaitu diperlukan pemilihan yang tepat penyusun mobil listrik. Daya yang dibutuhkan oleh kendaraan ini dihasilkan oleh motor listrik yang didukung oleh baterai sebagai sumber energi penggerak. Daya dari motor listrik akan disalurkan melalui transmisi, yaitu sistem yang menyalurkan tenaga dari sumber penggerak menuju ke bagian roda mobil, sistem ini berfungsi untuk mengkonversi torsi dan putaran dari mesin menjadi gaya dorong dan kecepatan yang berbeda-beda untuk diteruskan ke penggerak akhir.

Tugas akhir ini bertujuan untuk melakukan pemodelan dan analisa respon dinamis pada konversi mobil listrik Calya. Pemodelan ini disimulasikan menggunakan software Matlab Simulink yang membantu memberikan gambaran lebih jelas mengenai karakteristik dinamis kendaraan berupa respon kecepatan, percepatan, torsi, dan power. Selain itu analisa yang dilakukan bertujuan untuk megetahaui nilai parameter yang sesuai untuk digunakan pada kendaraan sehingga dapat memaksimalkan kinerja terhadap kondisi jalan.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah yang terdapat dalan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana menentukan rasio transmisi dari kendaraan agar didapatkan kinerja yang terbaik?
2. Bagaimana pengaruh torsi dan profil jalan terhadap perilaku dinamis dari mobil listrik Calya?
3. Bagaimana menentukan besar torsi input yang tepat untuk mobil listrik Calya?

1.3 Tujuan Penelitian

Berdasarkan rumusan masalah yang telah ditentukan, maka dapat diketahui tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Mencari rasio transmisi dari kendaraan yang tepat.
2. Mengetahui pengaruh torsi dan profil jalan terhadap perilaku dinamis dari mobil listrik Calya.
3. Menentukan besar torsi input yang tepat untuk mobil listrik Calya.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan di dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Mobil yang dimodelkan adalah mobil Calya.
2. Menggunakan motor listrik sebagai sumber penggerak.
3. Massa kendaraan yang digunakan adalah massa saat kendaraan kosong.
4. Sudut pada jalan tanjakan dan jalan turunan maksimum 30 derajat.
5. Gaya hambat yang diperhitungkan adalah gaya hambat aerodinamis kendaraan, gaya hambat rolling resistance pada roda kendaraan, dan gaya hambat pada kondisi jalan tanjakan atau turunan.
6. Parameter yang digunakan dalam simulasi didapatkan dari literatur.

1.5 Manfaat Penelitian

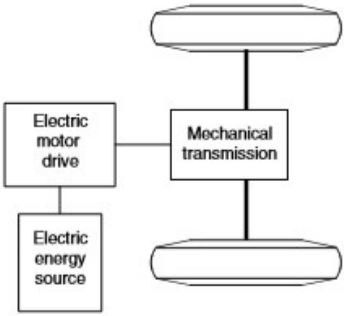
Adapun manfaat yang diperoleh dari tugas akhir mengenai pemodelan konversi mobil konvensional Calya menjadi mobil listrik adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui motor listrik dan transmisi yang tepat untuk digunakan pada konversi mobil konvensional menjadi mobil listrik.
2. Mengetahui karakteristik dinamis kendaraan berupa respon kecepatan, percepatan, torsi, dan power pada kendaraan listrik.
3. Data yang diperoleh dapat dijadikan referensi maupun diaplikasikan secara langsung pada mobil konvensional yang akan dikonversi menjadi mobil listrik.

BAB II
TINJAUAN PUSTAKA

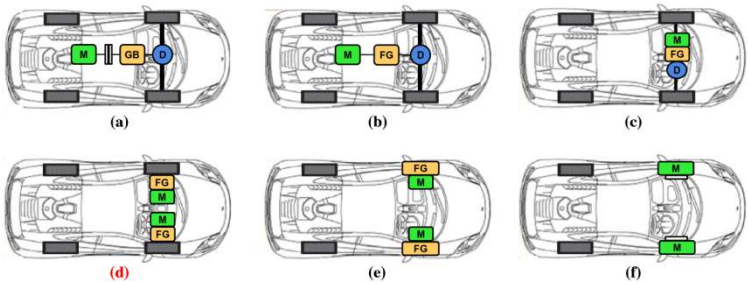
2.1 Kendaraan Listrik

Kendaraan lisrik adalah kendaraan yang menggunakan energi listrik sebagai sumber penggeraknya. Sumber energi penggerak dapat diperoleh dari fuell cell, baterai, maupun generator listrik. Pada awalnya mobil listrik sebagian besar merupakan konversi dari mobil konvensional atau internal combustion engine, dengan mengganti mesin pembakaran dalam dan tangki bahan bakar menjadi motor listrik dan baterai sebagai sumber energi penggerak, dengan tetap mempertahankan komponen lainnya seperti ditunjukkan pada gambar 2.1.



Gambar 2.1 Sistem Powertrain Kendaraan Listik[5]

Namun konfigurasi kendaraan listrik seperti gambar 2.1 memiliki kelemahan yaitu bobot yang berat, fleksibilitas yang rendah, dan penurunan performa mobil listrik. Sebagai gantinya kini mobil listrik modern memiliki berbagai pilihan konfigurasi. Secara umum konfigurasi kendaraan listrik dibagi menjadi 2 model yaitu kendaraan listrik yang menggunakan satu motor dan kendaraan listrik yang menggunakan dua atau empat motor listrik yang langsung ditempelkan pada roda penggerak.



C : Clutch, D : Differential, FG : Fixed Gearing, GB : Gear Box, M : Electric Motor

Gambar 2.2 Jenis Konfigurasi Mobil Listrik.
Satu Motor Listrik **(a)** Conventional **(b)** *No Transmission Type: Rear-Engine-Front-Wheel* (RF) **(c)** *No Transmission Type: Front-Engine-Front-Wheel (FF)*
Dua Motor Listrik **(d)** *No Differential* **(e)** *In-wheel with FG* **(f)** *In-wheel without FG*

Gambar 2.2 (a) – (c) menunjukkan konfigurasi mobil listrik berbasis satu motor yang tidak jauh berbeda dengan mobil konvensional atau internal combustion engine (ICE) dimana hanya terdapat perbedaan pada komponen penyusun dan letak dari penggerak. Konfigurasi mobil listrik pada gambar 2.2a terdiri dari motor listrik, kopling, gearbox, dan diferensial. Konfigurasi ini dianggap memiliki kesamaan dengan mobil ICE dengan penggerak roda depan dan mesin berada di belakang, dimana tempat engine diganti dengan motor listrik. Gambar 2.2b menunjukkan konfigurasi mobil listrik dengan fixed gearing yang digunakan sebagai pengganti kopling dan gearbox. Gambar 2.2c menunjukkan konfigurasi mobil listrik terdiri dari motor listrik, fixed gearing, dan diferensial diletakkan bersama di depam, konfigurasi ini memiliki persamaan dengan mobil ICE dengan penggerak roda depan dan mesin di depan.

Gambar 2.2 (d) – (f) menunjukkan konfigurasi mobil listrik berbasis dua motor. Gambar 2.2d menunjukkan bahwa pada konfigurasi ini diferensial diganti dengan menggunakan dua motor

yang dihubungkan ke roda depan melalui fixed gearing. Masing-masing dari motor akan menggerakkan roda dan dapat beroperasi pada kecepatan yang berbeda ketika kendaraan sedang melaju di sepanjang jalur yang melengkung. Gambar 2.2e memiliki persamaan dengan jenis konfigurasi sebelumnya tetapi motor listrik dipasang di dalam roda atau biasa disebut dengan in-wheel drive. Gambar 2.2f menunjukkan konfigurasi mobil dengan pemasangan motor listrik di dalam roda atau in-wheel drive namun tanpa menggunakan fixed gearing sehingga kecepatan kendaraan langsung tergantung pada kecepatan motor.

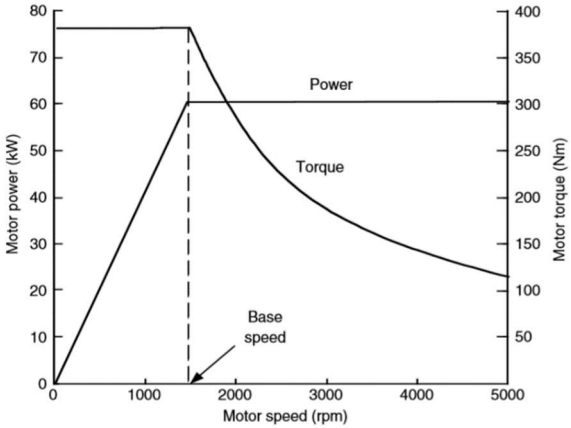
Kendaraan listrik dengan satu motor seperti pada gambar 2.2a yang kini banyak digunakan memiliki konsep yang sama dengan kendaraan konvensional atau ICE. Motor listrik pada kendaraan ini menggantikan fungsi dari mesin pada kendaraan ICE, dimana motor mendapatkan energi listrik dari baterai, lalu motor listrik menghasilkan energi kinetik yang kemudian ditransimisikan oleh sistem transmisi menuju roda penggerak. Karakteristik traksi dari kendaraan listrik dengan menggunakan satu motor adalah sama dengan pada kendaraan menggunakan mesin. Tenaga dari baterai disalurkan melalui pengendali daya ke motor listrik sesuai dengan kebutuhan. Torsi dari motor listrik diubah menjadi gaya dorong kendaraan oleh penyalur daya melalui kopling, transmisi, dan gardan atau diferensial. Karena sistem penyalur dayanya sama dengan kendaraan menggunakan mesin, maka proses transmisi dan transformasi daya dan torsi pun sama dengan kendaraan dengan mesin.

2.2 Motor Listrik

Kinerja dari suatu kendaraan umunya ditentukan berdasarkan waktu percepatan, kecepatan maksimum, dan kemampuan kendaraan pada kondisi jalan menanjak. Untuk mendesain powertrain pada kendaraan listrik, penentuan kebutuhan daya motor dan parameter transmisi merupakan hal yang penting sebagai penentu kinerja kendaraan. Dari semua parameter tersebut

sebagian besar tergantung pada karakteristik penggerak yaitu daya dan kecepatan (torsi) dari traksi motor listrik yang digunakan.

2.2.1 Karakteristik Motor Listrik



Gambar 2.3 Karakteristik Motor Listrik[5]

Berdasarkan karakteristrik yang ditunjukkan pada gambar 2.3 diatas dapat diketahui bahwa power atau tenaga dari motor listrik dibawah kecepatan dasar atau base speed akan terus bertambah secara linier sampai mencapai tenaga maksimum yang tepat berada setelah melewati base speed. Dari base speed sampai dengan kecepatan maksimum tenaga yang dihasilkan akan bernilai konstan, yaitu sebesar tenaga maksimum yang dihasilkan oleh motor listrik. Sedangkan dari segi torsi yang dihasilkan oleh motor listrik berdasarkan gambar diatas dapat diketahui bahwa torsi akan bernilai konstan saat kecepatan berada di bawah base speed, yaitu sebesar torsi maksimum yang dapat dihasilkan oleh motor listrik. Setelah melewati base speed torsi dari motor listrik akan menurun secara hiperbolik, hal ini dikarenakan pada kecepatan rendah dibawah base speed, tegangan listrik masuk ke motor meningkat seiring dengan meningkatnya putaran yang diatur melalui

converter elektronik, sedangkan flux dijaga konstan. Pada saat motor sudah melewati base speed, tegangan pada motor mencapai tegangan dari sumber pemasuk energi. Setelah melewati base speed tegangan pada motor dijaga tetap sedangkan kekuatan flux melemah secara hiperbolik seiring dengan bertambahnya kecepatan.

Kurva karakteristik dari motor listrik seperti gambar diatas ditentukan oleh besarnya kecepatan dasar atau base speed (v) dan besarnya rasio kecepatan (x). Rasio kecepatan merupakan perbandingan antara kecepatan maksimum dan kecepatan dasar. Torsi yang dihasilkan oleh motor listrik pada kondisi dibawah kecepatan dasar merupakan tenaga dibagi dengan kecepatan. Jadi torsi maksimum adalah tenaga maksimum yang dihasilkan dibagi dengan kecepatan dasar. Perbandingan kecepatan maksimum yang dihasilkan motor listrik dengan kecepatan dasar disebut rasio kecepatan (x). Torsi maksimum yang dihasilkan oleh motor listrik akan lebih besar dengan rasio kecepatan yang lebih besar.

2.2.2 Karakteristik Traksi Kendaraan Listrik

Gaya dorong atau gaya traksi yang terjadi pada roda dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$F_t = \frac{T_m i_g i_0 \eta_t}{r_d} \qquad (2.1)$$

dengan ketentuan : $i_g = \frac{n_e}{n_{tr}}$, $i_0 = \frac{n_{tr}}{n_p}$

dimana :

T_m = torsi keluaran dari mesin (Nm)
i_g = perbandingan gigi transmisi
i_0 = perbandingan transmisi pada gardan atau diferensial
η_t = efisiensi trasmisi
r_d = jadi-jari roda (m)
n_e = putaran mesin
n_{tr} = putaran transmisi

n_p = putaran poros penggerak

Dalam menentukan karakteristik traksi kendaraan terlebih dahulu harus mencari kecepatan dasar untuk setiap tingkat transmisi (v), gaya traksi untuk setiap transmisi (Ft), hambatan rolling kendaraan (Rr), hambatan angin atau aerodinamis (FD), dan hambatan tanjakan (Rg). Setelah mengetahui data-data diatas maka karakteristik traksi kendaraan dapat ditentukan dan fungsi dari karakteristik traksi kendaraan adalah sebagai penggambaran besar gaya traksi yang dapat dihasilkan kendaraan pada setiap kecepatan, serta dapat mengetahui percepatan, kecepatan maksimum, dan kemampuan kendaraan pada kondisi jalan menanjak.

Untuk mengetahui besar kecepatan dasar dan kecepatan maksimum dapat dihitunh dengan perumusan sebagai berikut.

$$v = \frac{\pi \times N_m \times r_d}{30 \times i_g \times i_0} \qquad (2.2)$$

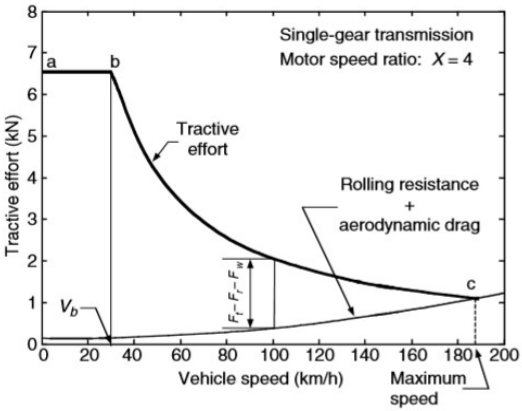
$$v_{max} = \frac{\pi \times N_{m\ max} \times r_d}{30 \times i_{g\ min} \times i_0} \qquad (2.3)$$

dimana :

$N_{m\ max}$= putaran maksimum motor listrik (rpm)

$i_{g\ min}$ = perbandingan gigi transmisi paling kecil

Untuk lebih jelasnya dibawah ini merupakan gambar karakteristik traksi kendaraan listrik dengan satu tingkat kecepatan dan dengan rasio kecepatan (x = 6).



Gambar 2.4 Kinerja Traksi Kendaraan Listrik [5]

Berdasarkan gambar 2.4 dapat diketahui bahwa kendaraan menggunakan satu tingkat kecepatan atau single-gear transmission. Kecepatan maksimum yang dapat dicapai pada tingkat transmisi yang digunakan adalah 185 km/h.

2.2.3 Jenis Motor Listrik

Terdapat beberapa jenis motor listrik yang dapat digunakan dalam kendaraan listrik. Pada tabel berikut akan dijelaskan masing-masing kelebihan dan kekurangan dari motor listrik serta penggunaannya.

Tabel 2.1 Jenis Motor Listrik

Jenis Motor	Kelebihan	Kekurangan	Penggunaan
Brushed DC Motor	Torsi maksimum pada pada kecepetan rendah	Sktruktur besar Efisiensi rendah Terdapat panas pada brushes	Fiat Panda Elettra (Seri DC motor) Conceptor G-Van

Permanent Magnet Brushless DC Motor (BLDC)	Tidak ada *losses* pada kumparan tembaga Lebih Efisiensi dibandingnya motor induksi Lebih ringan Lebih kecil Pembuangan panas lebih baik Lebih handal atau *reliable* *Power* lebih spesifik	Penurunan torsi seiring dengan peningkatan kecepatan Biaya tinggi untuk *predictive maintenance*	Toyota Prius (2005)
Permanent Magnet Synchronous Motor (PMSM)	Dapat dioperasikan pada rentang kecepatan yang berbeda tanpa menggunakan gear Efisien Bentuk ringkas Cocok untuk konfigurasi *in-wheel drive* Torsi tinggi meskipun pada kecepatan yang sangat rendah	Banyak *losses* ketika beroperasi di kecepatan tinggi	Toyota Prius, Nissan Leaf, Soul EV

Induction Motor (IM)	Bentuk sederhana dan konstruksinya sangat kuat Perawatan cukup mudah Efisiensi tinggi Tidak memerlukan starting tambahan dan tidak harus sinkron	Kecepatan akan menurun seiring dengan bertambahnya beban Pengaturan kecepatan dari motor induksi sangat mempengaruhi efisiensi	Tesla Model S, Tesla Model X, Toyota RAV4, GM EV1
Switched Reluctance Motor (SRM)	Konstruksi sederhana dan kuat Biaya rendah Kecepatan tinggi Efisien Peluang bahaya dari penggunaancukup rendah	Efisiensi rendah Menghasilkan *noise* Desain dan kontrol yang cukup kompleks Lebih besar dan berat daripada motor PM Faktor daya / *power factor* rendah	Chloride Lucas
Synchronous Reluctance Motor (SynRM)			
PM assisted Syncronous Reluctance Motor	Power yang dihasilkan lebih besar dibandingkan SyrnRM Tidak akan muncul masalah *demagnetizing* pada motor		BMW i3

Axial Flux Ironless Permanent Magnet Motor	Tidak perlu penggunaan besi di luar rotor Ringan Efisiensi baterai lebih baik Dapat dioperasikan pada mesin yang memiliki kecepatan berbeda-beda		Renovo Coupe

2.3 Baterai Kendaraan

Baterai dalam kendaraan listrik berfungsi sebagai penyimpan energi dan sebagai sumber energi listrik. Terdapat beberapa jenis baterai yang dapat digunakan dalam kendaraan listrik. Tabel 2.2 menunjukkan kinerja baterai untuk kendaraan listrik yang ditetapkan oleh US Advanced Baterry Consortium (USABC)[5].

Tabel 2.2 Kinerja Baterai yang ditetapkan oleh USABC. Data dari [5]

	Parameter	**Jangka Menengah**	**Jangka Panjang**
Tujuan Utama	Kepadatan energi (laju pelepasan C/3) (Wh/L)	135	300
	Energi spesifik (laju pelepasan C/3) (Wh/kg)	80 (Diinginkan : 100)	200
	Kepadatan daya (W/l)	250	600
	Daya spesifik (80% DOD/ 30 detik) (W/kg)	150 (Diinginkan : 200)	400

	Umur hidup (tahun)	5	10
	Umur siklus (80% DOD) (siklus)	600	1000
	Harga (USD/kWh)	< 150	<100
	Suhu operasi (°C)	-30 − 65	-40 − 84
	Waktu pengisian ulang (jam)	<6	3 − 6
	Waktu pengisian cepat (40% hingga 80% SOC) (jam)	0,25	−
Tujuan Skunder	*Self-discharge* (%)	<15 (48 jam)	<15 (bulan)
	Efisiensi (C/3, 6 jam pengisian) (%)	75	80
	Pemeliharaan	Tidak ada perawatan	Tidak ada perawatan
	Kerugian thermal	3.2 W/kWh	3.2 W/kWh

2.3.1 Lead-acid

Baterai jenis ini merupakan jenis baterai tertua yang digunakan dalam kendaraan. Komponen yang digunakan dalam baterai ini yaitu elektroda negatif baterai mengandung timbal elementer (Pb), sedangkan elektroda positif mengandung timbal oksida (PbO2), dan elektrolit yang digunakan yaitu asam sulfat (H2SO4). Keuntungan dari baterai jenis ini adalah mudah diproduksi, biaya yang relatif rendah, dan sudah digunakan selama lebih dari lima puluh tahun. Sedangkan kerugian dari penggunaan baterai jenis ini adalah kepadatan energi dan daya rendah, lebih berat, membutuhkan pemeliharaan, memiliki siklus hidup tertentu jika dioperasikan dalam tingat tertentu.

2.3.2 NiMH (*Nickel-Metal Hydride*)

Komponen yang digunakan dalam baterai ini yaitu elektroda negatif baterai mengandung paduan nikel, titanium, vanadium, dan logam lainnya, sedangkan elektorda positif mengandung *nickel*

hydroxide, dan elekrolit yang digunakan yaitu larutan *alkaline*. Keuntungan dari baterai jenis ini adalah kepadatan energi lebih besar jika dibandingkan baterai jenis *lead-acid*, tidak menimbulkan dampak bagi lingkungan, dapat didaur ulang, pengoperasian yang aman pada voltase tinggi, umur pakai lebih lama, dan rentang suhu pengisian yang cukup tinggi. Sedangkan kerugian dari penggunaan baterai jenis ini adalah mengurangi daya yang dapat digunakan karena umur penggunaan, pengurangan umur siklus akibat beban yang tinggi.

2.3.3 Li-Ion (*Lithium-Ion*)

Komponen yang digunakan dalam baterai ini yaitu elektroda negatif baterai mengandung *carbon*, sedangkan elektroda positif mengandung *oxidized cobalt*, dan elektrolit yang digunakan yaitu larutan garam *lithium* dalam pelarut organik. Keuntungan dari baterai jenis ini adalah kepadatan energi dua kali lipat lebih besar dibandingkan baterai jenis NiMH, performa bagus saat pengoperasian pada suhu tinggi, dapat didaur ulang, daya spesifik tinggi, energi spesifik tinggi, dan daya tahan baterai lama sekitar 1000 siklus. Sedangkan kerugian dari penggunaan baterai jenis ini adalah harga tinggi dan pengisian ulang membutuhkan waktu yang cukup lama.

2.3.4 Ni-Zn (*Nikel Seng*)

Komponen yang digunakan dalam baterai ini yaitu elektroda negatif mengandung *nickel oxyhydroxide* dan elektroda positif mengandung *zinc*. Keuntungan dari baterai jenis ini adalah kepadatan energi yang tinggi, kepadatan daya yang tinggi, bahan biaya relatif rendah, dapat digunakan pada saat siklus dalam, ramah lingkungan, dan dapat digunakan pada kisaran suhu -10°C hingga 50°C. Sedangkan kerugian dari penggunaan baterai jenis ini adalah perubahan bentuk dendrit sehingga mengurangi umur pemakaian baterai.

2.3.5 Ni-Cd (*Nickel-Cadmium*)

Komponen yang digunakan dalam baterai ini yaitu elektroda negatif mengandung *cadmium* dan elektroda positif mengandung *nickel hydroxide.* Keuntungan dari baterai jenis ini adalah umur pakai panjang dan dapat didaur ulang. Sedangkan kerugiannya adalah cukup mahal apabila digunakan pada kendaraan listrik dan *cadmium* dapat menyebabkan polusi apabila baterai dibuang dengan cara yang tidak benar.

2.4 Sistem Transmisi

Transmisi merupakan bagian dari sistem pemindah tenaga dari sebuah kendaraan, yaitu sistem yang berfungsi mengatur tingkat kecepatan dalam proses pemindahan tenaga dari sumber penggerak ke roda kendaraan. Kendaraan yang berjalan pada jalan mendaki membutuhkan gaya dorong yang besar dengan putaran yang rendah, sedangkan untuk kendaraan yang berjalan dengan kecepatan tinggi membutuhkan putaran yang tinggi tetapi gaya dorong yang tidak besar. Dengan kondisi tersebut maka diperlukan sistem transmisi agar kebutuhan tenaga yang berbeda pada setiap kondisi berkendara terpenuhi.

Sistem pemindah tenaga secara garis besar terdiri dari unit kopling, transmisi, penggerak akhir (*final drive*). Fungsi dari transmisi adalah untuk mengatur perbedaan putaran antara mesin dengan putaran poros yang keluar dari transmisi. Pengaturan putaran ini dimaksudkan agar tenaga yang dihasilkan oleh mesin sesuai dengan kebutuhan kendaraan. Sedangkan *final drive* berfungsi untuk meneruskan tenaga yang dihasilkan oleh mesin ke roda penggerak.

2.4.1 Helical gear

Helical gear adalah roda gigi yang profil giginya dipotong atau dibuat membentuk sudut dengan sumbu aksial roda gigi, sudut ini disebut sudut helix. Sudut helix tergantung pada desain poros. Untuk memastikan roda gigi berjalan lancar maka sudut helix harus diatur sedemikian rupa sehingga salah satu ujung gigi tetap kontak

dengan dengan gigi lainnya. Untuk poros paralel, sudut helix tidak boleh melebihi 20 derajat untuk menghindari dorongan ujung yang berlebihan.

Gambar 2.5 *Helical Gear*

Pemilihan penggunaan helical gear pada sistem transmisi kendaraan listrik dibandingkan spur gear seperti pada kendaraan konvensional dikarenakan beberapa kelebihan yaitu kekuatan gigi lebih besar daripada spur gear dengan diameter pitch yang sama, dapat membawa beban tinggi karena kontak permukaaan yang lebih besar, lebih tenang meskipun dioperasikan pada kepecatan tinggi, dapat digunakan pada poros paralel maupun poros non paralel, dan tahan lama.

Perhitungan rasio untuk satu pasang helical gear dapat dihitung dengan persamaan berikut ini:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{N_1}{N_2} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1} \qquad (2.4)$$

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \qquad (2.5)$$

dimana :
ω = kecepatan angular (rpm)
T = torsi
d = diameter roda gigi
N = jumlah putaran

Z = jumlah gigi

2.4.2 Perhitungan Rasio Transmisi

Dalam menentukan rasio transmisi perlu diperhatikan beberapa hal antara lain kemampuan output gaya traksi yang mampu mendorong kendaraan untuk bergerak sesuai parameter yang ditentukan, dan menentukan ukuran dari komponen transmisi agar dimensi dari transmisi terlihat ideal dengan kendaraan.

Perhitungan rasio gear pada tingkat pertama dibutuhkan torsi maksimum agar kendaraan bergerak, serta diperhitungkan torsi maksimum sehingga dapat diketahui seberapa besar sudut tanjakan jalan yang dapat dicapai dengan menggunakan rasio transmisi pertama. Untuk rasio gear pada tingkat pertama dapat ditentukan dengan rumus berikut :

$$i_1 = \frac{F_t \times r}{T_m \times i_d \times \eta_t} = \frac{(W \sin \theta_{max} + f_r . W + R_a) \times r}{T_m \times i_d \times \eta_t} \qquad (2.6)$$

dimana :

F_t = gaya torsi kendaraan
W = berat kendaraan
T_m = torsi mesin
η_t = efisiensi dari transmisi
r = jari-jari roda
f_r = koefisien rolling ban
I_d = perbandingan gigi diferensial
R_a = hambatan angin

Pada perumusan diatas gaya hambat drag dapat diabaikan ketika kendaraan menanjak karena kecepatan kendaraan saat menanjak umumnya terjadi pada kcepatan rendah.

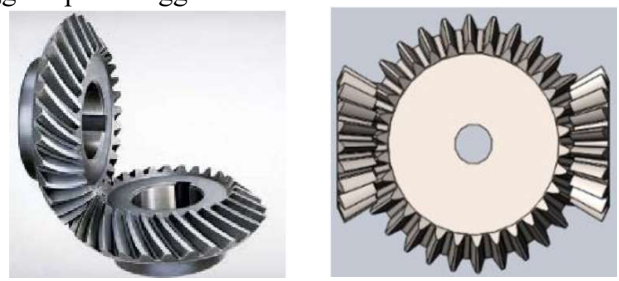
Setelah mementukan raiso transmisi tingkat pertama, selanjutnya menentukan besar dari rasio transmisi terakhir pada kendaraan berdasarkan kecepatan maksimum yang ditentukan. Saat ingin mencapai kecepatan maksimum yang ditentukan maka motor harus mencukupi daya untuk mengatasi gaya hambat yang

ada seperti rolling resistance dan gaya hambat aerodinamis yang terjadi pada kendaraan. berdasarkan hal tersebut perumusan rasio gigi pada tingkat gigi akhir seperti dibawah ini :

$$i_m = \frac{F_t \times r}{T_m \times i_d \times \eta_t} = \frac{\left(f_r.W + \frac{1}{2}\rho.C_d.A_f.V_m\right) \times r}{T \times i_d \times \eta_t} \qquad (2.7)$$

2.4.3 Bevel Gear

Bevel gear merupakan jenis roda gigi yang paling mudah dibuat dan sering digunakan. Roda gigi jenis bevel gear ini sangat berisik karena perbandingan kontak permukaan yang kecil. Bevel gear digunakan untuk mentransmisikan dua buah poros yang saling berpotongan, dimana bidang jarak bagi merupakan bidang kerucut yang puncaknya terletak pada titik potong sumbu poros. Pada pemodelan kendaraan listrik ini, bevel gear disambungkan pada poros dari helical gear yang berfungsi unutk membagi putaran sehingga dapat menggerakkan roda kendaraan.



Gambar 2.6 Bevel Gear

2.5 Dinamika Kendaraan

Dinamika kendaraan merupakan gambaran bagaimana kendaraan bergerak di permukaan jalan saat berada di bawah pengaruh gaya yang timbul antara ban dan jalan, serta aerodinamika dan gravitasi. Agar kendaraan dapat bergerak maju ataupun mundur harus memiliki gaya dorong yang cukup untuk melawan semua hambatan yang terjadi pada kendaraan. Gaya dorong suatu kendaraan terjadi pada roda penggerak kendaraan.

Gaya dorong ini merupakan tranformasi dari torsi mesin kendaraan kepada roda penggerak melalui sistem penggerak yang terdiri dari kopling, transmisi, gigi diferensial, dan poros penggerak. Gaya dorong (F_t) pada kendaraan dibagi menjadi dua yaitu gaya dorong pada roda depan (F_f) dan gaya dorong pada roda belakang (F_r).

2.5.1 Gaya Hambat Aerodinamis Kendaraan (*Drag Force*)

Drag force merupakan gaya yang menghambat gaya dorong kendaraan karena gaya ini bekerja dalam arah horizontal dan berlawanan arah dengan arah gerak laju kendaraan. Terdapat beberapa jenis gaya hambat angin (*drag force*) pada kendaraan yaitu hambatan bentuk, hambatan pusaran, hambatan tonjolan, dan hambatan aliran dalam. Namun pada kenyataannya gaya hambat angin yang paling berpengaruh besar adalah hambatan bentuk dan hambatan pusar. Secara umum gaya hambat angin (*drag force*) dapat dituliskan sebagai berikut :

$$F_D = \frac{1}{2} \times C_d \times \rho \times {V_a}^2 \times A_f \qquad (2.8)$$

Dimana :

F_D = gaya hambat angin (N)
C_d = koefisien gaya hambat
ρ = massa jenis udara (kg/m3)
V_a = kecepatan relative angin terhadap kendaraan (m/s)
A_f = luas frontal kendaraan (m2)

Tabel 2.3 adalah tabel referensi koefisien hambat aerodinamis beberapa jenis kendaraan secara umum.

Tabel 2.3 Koefisien Hambat Aerodinamis untuk Beberapa Jenis Kendaraan

No	Jenis Kendaraan	Koefisien Hambat
1	Kendaraan penumpang	0,3 – 0,6

2	Kendaraan convertible	0,4 – 0,65
3	Kendaraan balap	0,25 – 0,3
4	Bus	0,6 – 0,7
5	Truck	0,8 – 1,0
6	Tractor – Trailer	0,8 – 1,3
7	Sepeda motor + pengendara	1,8

2.5.2 Gaya Hambatan Rolling (*Rolling Resistance*)

Rolling resistance adalah gaya hambat yang terjadi akibat adanya gesekan ban dengan jalan. Terdapat beberapa factor yang mempengaruhi besarnya *Roliing resistance* pada ban diantaranya yaitu konstruksi dari ban, ketebalan dan sifat karet ban, kondisi permukaan jalan, dan gaya longitudinal pada ban. Secara umum gaya hambat Rolling (*Rolling resistance*) dapat dituliskan sebagai berikut :

$$R_r = f_r \times m \times g \qquad (2.9)$$

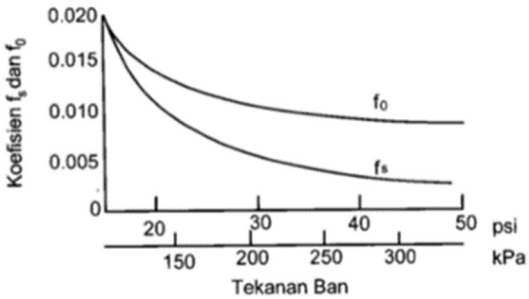
Dimana :
R_r = gaya hambatan rolling
f_r = koefisien hambatan rolling
m = massa kendaraan
g = percepatan gravitasi

Nilai koefisien hambatan rolling (f_r) untuk kendaraan dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan hasil eksperimen dari J.J. Taborek[4] sebagai berikut :

$$f_r = f_0 + f_s \left(\frac{V}{100}\right)^{2,5} \qquad (2.10)$$

Dimana :
f_r = koefisien hambatan rolling

f_0 dan f_s = koefisien yang tergantung pada tekanan ban didapat dari gambar 2.7
V = kecepatan kendaraan (km/jam)



Gambar 2.7 Pengaruh Tekanan Ban pada f_0 dan f_s[4]

Secara umum besar nilai rata-rata koefisien hambatan rolling untuk berbahai jenis ban kendaraan dan berbagai kondisi jalan ditunjukkan pada tabel 2.4 sebagai hasil studi dari J.J. Taborek[4].

Tabel 2.4 Nilai Rata-rata Dari Koefisien Hambatan Rolling Untuk Berbagai Jenis Ban Kendaraan dan Berbagai Kondisi Jalan

Jenis Kendaraan	**Permukaan Jalan**		
	Beton	**Keras/Aspal**	**Pasir**
Kendaraan Penumpang	0,015	0,08	0,3
Truk	0,012	0,06	0,25
Traktor	0,02	0,04	0,2

2.5.3 Gaya Hambat Tanjakan

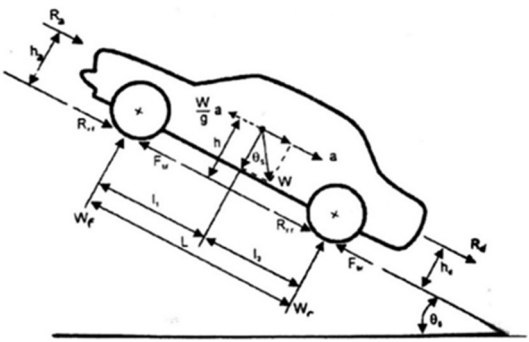
Gaya hambat tanjakan adalah gaya hambat yang terjadi akibat adanya sudut tanjakan pada jalan. Besar gaya hambat tanjakan dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$R_g = W \sin\theta \qquad (2.11)$$

Dimana :
R_g = gaya hambat tanjakan (N)
W = berat kendaraan (N)
θ = sudut tanjakan

Berdasarkan penjelasan mengenai masing-masing gaya hambat yang terjadi pada kendaraan, maka dapat dirumuskan gaya hambatan total pada kendaraan sebagai berikut :

$$F_R = F_D + R_r + R_g \qquad (2.12)$$



Gambar 2.8 Gaya yang Bekerja Pada Kendaraan Saat Tanjakan[4]

Berdasarkan gambar 2.8 dapat dirumuskan gaya hambat total kendaraan saat kondisi jalan tanjakan sebagai berikut :

$$F_R = F_D + R_r + R_g$$

$$F_R = \left(\frac{1}{2} \times C_d \times \rho \times {V_a}^2 \times A_f\right) + (f_r \times m \times g \times \cos\theta) + (m \times g \times \sin\theta) \quad (2.13)$$

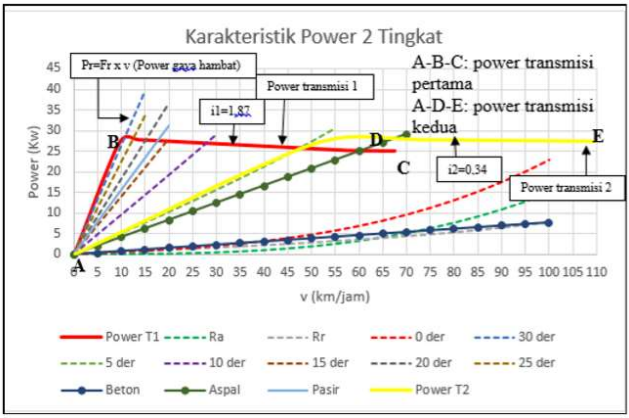
2.6 Penelitian Terdahulu

Beberapa penelitian terdahulu tentang pemodelan kendaraan listrik dapat digunakan sebagai referensi dan pembanding akan latar belakang, tujuan serta metogologi yang digunakan. Berikut adalah beberapa penelitian sebelumnya yang dapat mendukung penelitian ini.

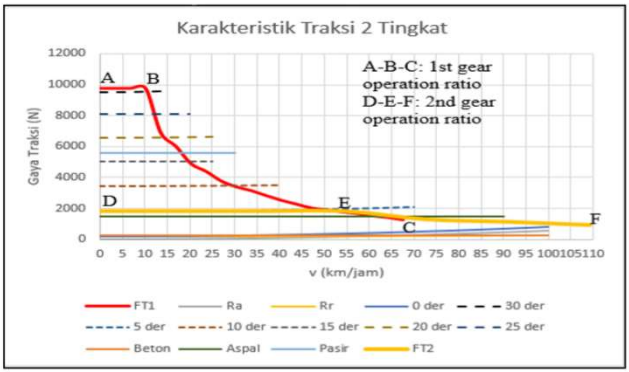
2.6.1 Desain dan Analisa Sistem Tenaga dan Transmisi Pada Mobil Angkutan Multiguna Pedesaan Bertenaga Listrik[6]

Dika Bayu Prasetyo pada tahun 2017 melakukan desain dan analisa sistem tenaga dan transmisi pada mobil angkutan multiguna pedesaan bertenaga listrik. Mobil angkutan multiguna pedesaan adalah mobil yang digunakan untuk untuk menunjang perekonomian di pedesaan seperti mengangkut hasil pekerbunan, peternakan mapun hasil sawah dan bahkan untuk moda transportasi umum. Dalam penelitian ini penulis merancang rasio transmisi sehingga didapatkan karakteristik gaya traksi yang tepat pada kendaraan multiguna pedesaan bertenaga listrik.

Dalam menentukan desain dan analisa sistem tenaga dan transmisi penulis menggunakan beberapa metode, yaitu menentukan konsep rancangan kendaraan seperti spesifikasi, tanjakan maksimum, dan kecepatan maksimum selanjutnya perhitungan yaitu perhitungan gaya hambat yang terjadi pada kendaraan, perhitungan rasio dan tingkat transmisi untuk menentukan karakteristik power dari rancangan rasio transmisi yang diperoleh.



Gambar 2.9 Karakteristik Power 2 Tingkat Transmisi[6]



Gambar 2.10 Karakteristik Traksi Kendaraan Bertenaga Listrik[6]

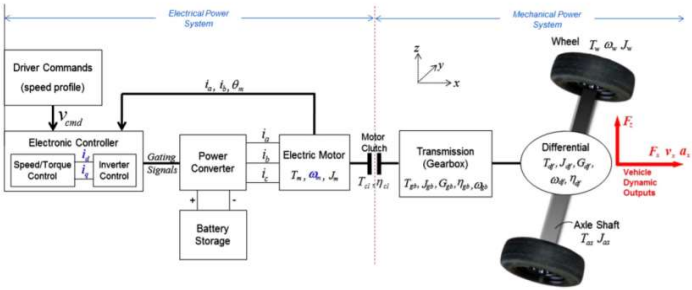
Dari perhitungan diketahui rasio tingkat transmisi yang tepat untuk mobil angkutan multiguna pedesaan bertenaga listrik adalah sebesar 1,87 pada tingkat pertama, 0,35 pada tingkat kedua, dan menggunakan rasio gardan sebesar 4,9.

Dari gambar 2.10 dapat diketahui bahwa power maksimum dari motor listrik dengan 2 tingkat transmisi dapat melewati sudut

tanjakan 30 derajat dengan kecepatan 11 km/jam pada transmisi pertama dan dengan power maksimum dari motor berdasarkan analisa karakteristik power pada transmisi pertama dapat melaju sebesar 60 km/jam pada jalan aspal. Sedangkan pada karakteristik power pada transmisi kedua menunjukkan kemampuan kendaraan berdasarkan power maksimum kendaraan dapat melaju pada jalan aspal sebesar 68 km/jam dan dapat menghasilkan kecepatan maksimum 109,2 km/jam dengan menggunakan power maksimum dari kendaraan.

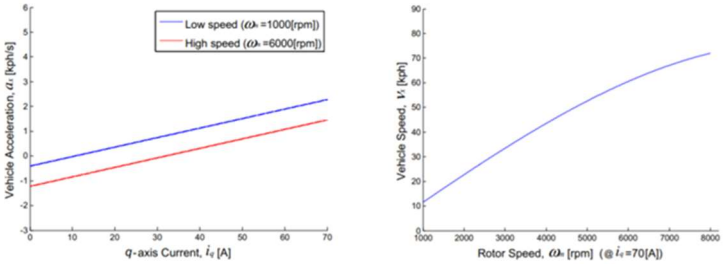
2.6.2 Integrated Modeling and Analysis of Dynamics for Electrical Vehicle Powertrains[8]

Pada tahun 2013 Gwangmin Park [8] melakukan pemodelan dan analisa dinamika dari *powertrain electric vehicle*. *Powertrain* adalah sistem gabungan dari sub-sistem listrik seperti baterai, inverter, dan motor listrik, serta sub-sistem mekanik seperti transmisi, diferensial, dan roda. Pemodelan *powertrain* EV dengan tipe motor listrik *Permanent Magnet Synchronous Motors* (PMSM) ini dilakukan dengan dua metode yaitu metode pertama dengan perhitungan secara teoritis untuk masing-masing sub-sistem yang nantinya akan didapatkan hubungan antara jumlah listrik yang digunakan dengan dinamika kendaraan seperti kecepatan, percepatan, dan gaya pada EV, sedangkan metode kedua dengan mensimulasikan model pada *Software Matlab Simulink* dengan pengujian berdasarkan siklus mengemudi FTP-75. Berikut blok diagram dari *powertrain* EV konvensional yang digunakan dalam penelitian ini.

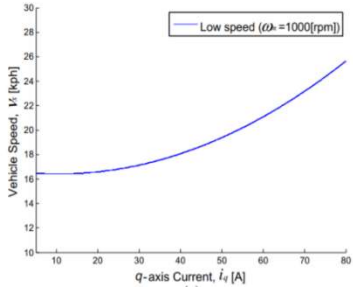


Gambar 2.11 Blok Diagram *Powertrain* Kendaraan Listrik[8]

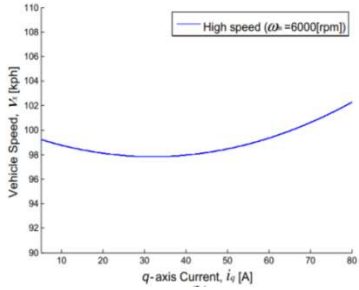
Hasil yang didapatkan dari kedua metode pengujian ini adalah berupa grafik perbandingan antara perhitungan teoritis dan simulasi *Matlab* dengan pengujian siklus mengemudi FTP-75. Terdapat enam grafik dinamika kendaraan berdasarkan waktu yaitu grafik torsi shaft (T_{ax}), gaya traksi kendaraan (F_x), gaya vertikal roda depan (F_{zf}) dan roda belakang (F_{zr}), kecepatan (V_x), dan percepatan kendaraan (a_x). Kedua grafik tersebut menunjukkan hasil yang sama. Selanjutnya model kendaraan listrik dikembangkan untuk mendapatkan hubungan antara *input* listrik yang diberikan dengan *output* pada kendaraan berupa grafik yang dapat dilihat pada gambar 2.12.



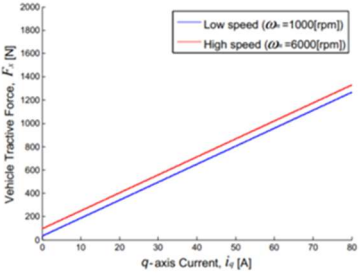
(a) **(b)**


Low speed (ω_m=1000[rpm])
Vehicle Speed, V [kph]
q-axis Current, i_q [A]

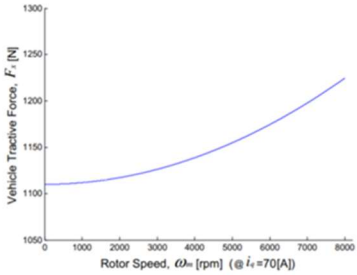
(c)


High speed (ω_m=6000[rpm])
Vehicle Speed, V [kph]
q-axis Current, i_q [A]

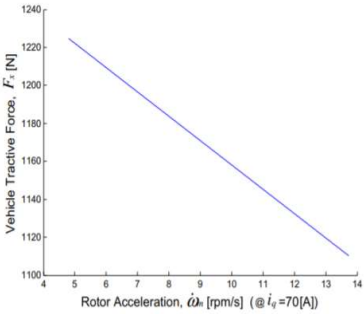
(d)


Low speed (ω_m=1000[rpm])
High speed (ω_m=6000[rpm])
Vehicle Tractive Force, F_x [N]
q-axis Current, i_q [A]

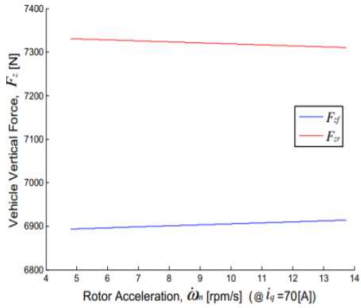
(e)


Vehicle Tractive Force, F_x [N]
Rotor Speed, ω_m [rpm] (@ i_q=70[A])

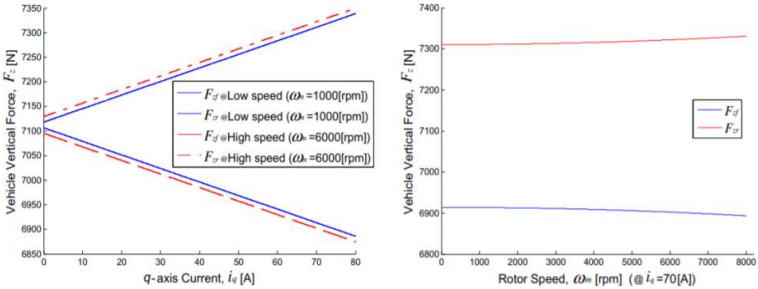
(f)


Vehicle Tractive Force, F_x [N]
Rotor Acceleration, $\dot{\omega}_m$ [rpm/s] (@ i_q=70[A])

(g)


F_{zf}
F_{zr}
Vehicle Vertical Force, F_z [N]
Rotor Acceleration, $\dot{\omega}_m$ [rpm/s] (@ i_q=70[A])

(h)



(i) **(j)**

Gambar 2.12 Grafik Dinamika Kendaraan Listrik [8]

2.6.3 A Survey on Electric Vehicle Powertrain System[9]

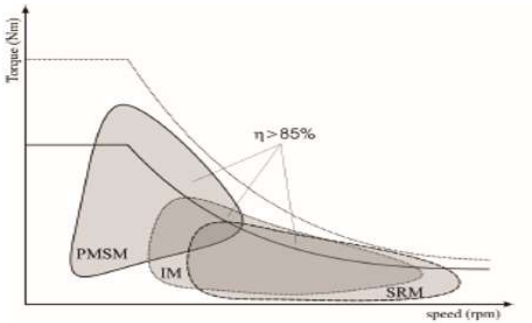
Penelitian yang dilakukan oleh Mustafa Karamuk pada tahun 2011 adalah untuk mengetahui perbandingan *powertrain* pada mobil pembakaran dalam / *internal combustion engine* dengan mobil listrik. Penelitian dilakukan menggunakan *New Doblo model FIAT* dengan dua jenis yaitu konvensional ICE dan mobil listrik. Perbedaan karakteristik dari kedua jenis mesin ini adalah sebagai berikut :

- Mode start-up dan *idle* : pada ICE kecepatan saat mobil mulai dinyalakan sekitar 200-250 rpm dan pada saat bahan bakar mulai diinjeksi kecepatan idle sekitar 800-850 rpm. Sedangkan pada mobil listrik ketika mesin mulai dinyalakan tidak ada mode *idle*.
- NVH (*Noise, vibration, and harshness*) : sumber utama dari *noise* dan getaran dari mobil ICE adalah torsi yang tinggi sehingga untuk meminimalisir hal tersebut ditambahkan *flywheel* antara mesin dengan transmisi. Sedangkan pada mobil listrik tidak memiliki *noise* dan getaran.
- *Gear shifting* : pada mobil ICE membutuhkan transmisi untuk menyesuaikan kecepatan torsi yang dibutuhkan oleh kendaraan, sedangkan pada mobil listrik menggunakan sistem

kontrol tertentu dengan transmisi *single speed* atau *two speed.* Hal ini lah yang membuat mobil listrik tidak ada hentakan saat perpindahan kecepatan.

- Respon mesin : respon pada mobil listrik lebih cepat sekitar 1 – 5 mili sekon tergantung pada penggunaan sedangkan ICE sekitar 1 – 2 sekon.
- Efisiensi dan penggunaan energi : efisiensi pada mobil listrik lebih tinggi dibandingkan ICE. Contohnya pada mobil diesel efisiensi sekitar 32% sedangkan pada mobil listrik yang menggunakan motor IPMSM efisiensi sebesar 95%. Energi yang digunakan pada mobil listrik berasal dari baterai tipe Li-Ion dengan energi spesifik 110-160 Wh/kg akan menghasilkan energi sebesar 20-40 kWh sedangkan pada ICE *gasoline* 38 liter akan menghasilkan energi sebesar 360 kWh.

Sebelum melakukan pemodelan mobil listrik maka perlu mententukan jenis motor listrik yang akan digunakan. Pada penelitian ini dibandingan tiga jenis motor listrik yang biasanya digunakan di industri otomotif yaitu *Interior permanent magnet synchronous machine* (IPMSM), *Induction motor* (IM), dan *Switched reluctance machine* (SRM). Hasil perbandingan efisiensi ketiga jenis motor dapat dilihat pada gambar 2.13 berikut. Sedangkan untuk perbandingan antara IPMSM dengan IM dapat dilihat pada tabel 2.5.

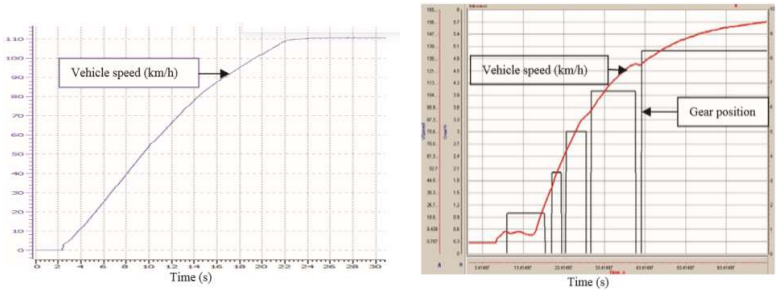


Gambar 2.13 Grafik Efisiensi untuk Masing-masing Jenis Motor Listrik[9]

Tabel 2.1 ***Perbandingan IPMSM dengan IM***

Speed=1500 rpm			
IPMSM	Te=303Nm	Is_rms=141.1A	η_{em} = 91.3%
IM	Te=297Nm	Is_rms=164.8A	η_{em} = 83.1%
Speed=6000rpm			
IPMSM	Te=45.6Nm	Is_rms=31.8A	η_{em} = 96.1%
IM	Te=50.8Nm	Is_rms=47.1A	η_{em} = 95.2%

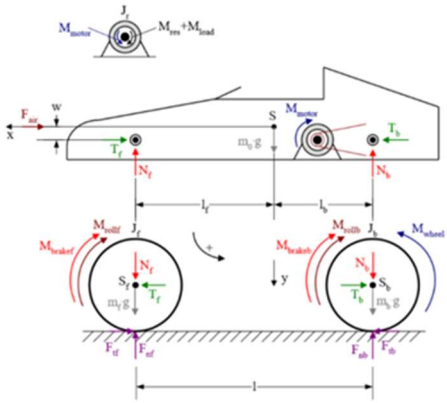
Setelah menentukan spesifikasi mobil listrik maka dilakukan pemodelan menggunakan *Matlab-Simlunik* dengan parameter yang sudah ditentukan. Hasil dari pemodelan ini berupa grafik percepatan pada masing-masing jenis mobil listrik. Pada gambar 2.14 a terlihat bahwa tidak ada perpindahan roda gigi sehingga grafik percepatan menjadi lebih *smooth* dibandingkan mobil ICE pada gambar 2.14 b.



Gambar 2.14 Grafik Kecepatan Terhadap Waktu pada Mobil New Doblo [9] **(a)** Konvensional / ICE **(b)** Listrik / EV

2.6.4 Dynamic Simulation of a Prototype Race Car Driven by Series Wound DC Motor in Matlab-Simulink[10]

Penelitian yang dilakukan oleh Attila Szanto pada tahun 2020 adalah melakukan pemodelan dan simulasi dinamis mobil listrik dengan menggunakan *Matlab-Simulink* untuk mengetahui karakteristik dinamis dari kendaraan. Pemodelan dan simulasi ini menggunakan mobil balap yang dirancang untuk mengikuti kompetisi MVM dengan kategori prototipe dengan memvariasikan nilai rasio roda gigi yang digunakan. Berikut model dinamis dari mobil listrik yang akan disimulasikan ditunjukkan pada gambar 2.15 dan variasi pada tabel 2.6. Sebelum dilakukan simulasi menggunakan *Matlab-Simulink* dibutuhkan persamaan untuk membangun model dari setiap sistem penyusun kendaraan listrik.



Gambar 2.15 Model Dinamis Kendaraan Mobil Balap

Tabel 2.2 Variasi untuk Simulasi

Rasio Roda Gigi	Nilai
i_{12} (1)	2
i_{12} (2)	4.5
i_{12} (3)	8

a. Persamaan roda depan yang terhubung dengan bagian *rotating* kendaraan

$$\sum_i F_{ix} = T_f - F_{tf} = m_f . a_s \rightarrow T_f = m_f . a_s + F_{tf} \qquad (2.14)$$

$$\sum_i F_{iy} = -F_{nf} + N_f + m_f . g = 0 \qquad (2.15)$$

$$\sum_i M_{i(Sf)} = -M_{rollf} + F_{tf} . R - M_{brakef} = J_f . \varepsilon_f \qquad (2.16)$$

b. Persamaan roda belakang yang terhubung dengan bagian *rotating* kendaraan

$$\sum_i F_{ix} = F_{tb} - T_b = m_b . a_s \rightarrow T_b = -m_b . a_s + F_{tb} \quad (2.17)$$

$$\sum_i F_{iy} = -F_{nb} + N_b + m_b . g = 0 \quad (2.18)$$

$$\sum_i M_{i(Sb)} = -M_{rollb} - M_{brakeb} - F_{tb} . R + M_{wheel} = J_b . \varepsilon_b \quad (2.19)$$

c. Persamaan *body* kendaraan

$$\sum_i F_{ix} = T_b - T_f - F_{air} = m_0 . a_s \quad (2.20)$$

$$\sum_i F_{iy} = -N_f - N_b + m_0 . g = 0 \quad (2.21)$$

$$\sum_i M_{i(S)} = -M_{motor} - N_f . I_f + N_b . I_b + T_f . w - T_b . w = 0 \quad (2.22)$$

d. Persamaan motor listrik

$$L_{sr} . I^2 - M_{res} - M_{load} = J_r . \varepsilon_{mot} = J_r . i_{12} . \varepsilon_b \quad (2.23)$$

$$\varepsilon_b = \varepsilon_{mot} . \frac{1}{i_{12}} \quad (2.24)$$

e. Persamaan roda

$$M_{wheel} = -\eta . i_{12} . M_{load} \quad (2.25)$$

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.26)$$

f. Persamaan elektromagnetik untuk motor listrik

$$V_{batt} - (R_s + R_r + R_{batt} + R_{wire}) . I - \left(L_s(I) + L_r(I)\right) . \frac{dI}{dt} - L_{sr} . \omega . I = 0 \quad (2.27)$$

g. Persamaan slip pada roda kendaraan

Kendaraan dengan percepatan :

$$\text{slip} = \frac{\omega . R - V_s}{\omega . R} \times 100\% \quad (2.28)$$

Kendaraan dengan perlambatan :

$$\text{slip} = \frac{\omega \,.\, R - V_s}{V_s} \text{ x } 100\% \qquad (2.29)$$

h. Persamaan koefisien gesek (perbandingan gaya tangensial dan normal pada roda kendaraan)

$$\frac{F_{tb}}{F_{nb}} = \mu = C_1 \sin\left(C_2 \,.\, \text{atan}\left(C_3 \,.\, \text{slip} - C_4 .\, (C_3 \,.\, \text{slip} - \text{atan}(C_3 \,.\, \text{slip}))\right)\right) \qquad (2.30)$$

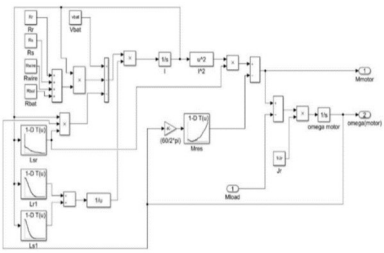
i. Persamaan gaya hambat aerodinamis

$$F_{air} = \frac{1}{2} \,.\, C \,.\, A \,.\, \rho \,.\, {v_s}^2 \qquad (2.31)$$

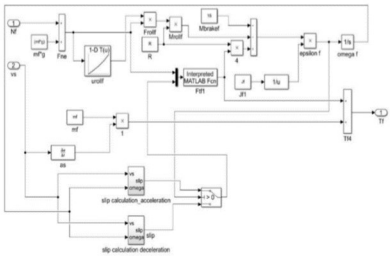
j. Persamaan gaya hambat rolling

$$F_{rollf} = \mu_{rollf} \,.\, F_{nf} \qquad F_{rollb} = \mu_{rollb} \,.\, F_{nb} \qquad (2.32)$$

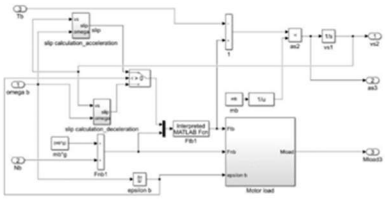
$$M_{rollf} = R \,.\, F_{rollf} \qquad M_{rollf} = R \,.\, F_{rollf} \qquad (2.33)$$



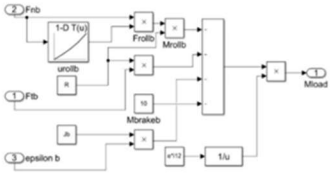
(a)



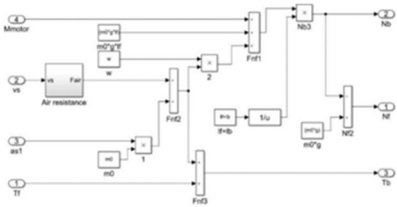
(b)

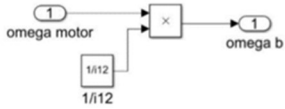


(c)



(d)

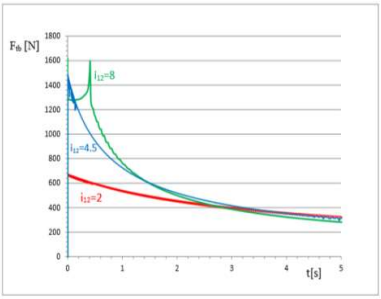


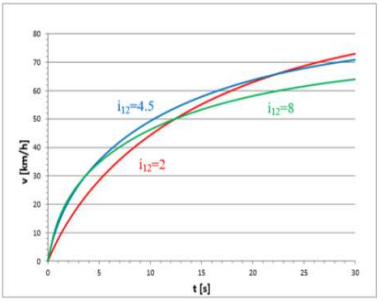


(e) **(f)**

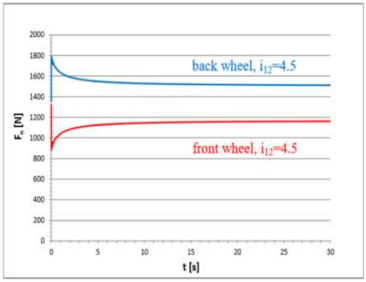
Gambar 2.16 Blok Diagram Kendaraan Listrik

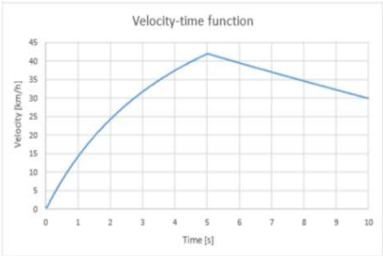
Dari persamaan yang diperoleh langkah selanjutnya adalah membangun model blok diagram untuk masing-masing sistem dari kendaraan yaitu motor listrik, roda depan yang terhubung dengan bagian *rotating* kendaraan, roda belakang yang terhubung dengan bagian *rotating* kendaraan, body kendaraan, dan *powertrain* yang dapat dilihat pada gambar 2.16 (a) – (e). Variasi rasio roda gigi yang digunakan yaitu 2, 4,5, dan 8. Dari variasi tersebut didapatkan hasil simulasi seperti pada gambar 2.17.





(a) **(b)**





(c) **(d)**

Gambar 2.17 Grafik Hasil Simulasi

Berdasarkan hasil simulasi dan analisa pada kendaraan listrik dengan penggunaan variasi rasio roda gigi didapatkan grafik karakteristik seperti pada gambar. Pada gambar 2.17 (a) apabila penggunaan nilai rasio roda gigi yang berbeda akan menghasilkan grafik gaya traksi pada roda belakang kendaraan yang berbeda pula. Pada rasio roda gigi i_{12} = 8 terdapat puncak tajam yang muncul pada grafik saat t = 1 s. Hal ini terjadi ketika mobil mulai bergerak maka roda akan berputar sehingga kecepatan akan meningkat seperti yang terlihat pada grafik. Sedangkan pada rasio roda gigi i_{12} = 4.5 puncak tajam muncul saat t = 0 s atau saat mobil mulai dinyalakan.

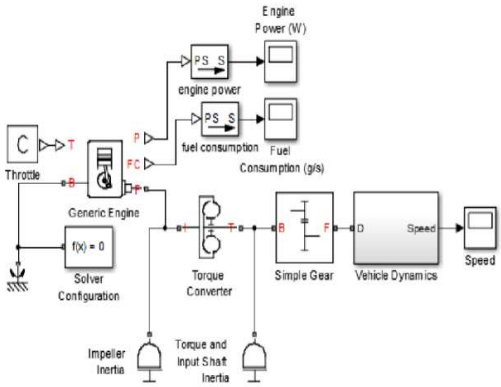
Pada Gambar 2.17 (b) menunjukkan grafik kecepatan dari masing-masing variasi nilai rasio roda gigi terhadap waktu. Kecepatan bertambah seiring dengan bertambahnya waktu. Kecepatan paling tinggi pada kendaraan yang menggunakan rasio roda gigi i_{12} = 4.5. Sedangkan gambar 2.17 (c) adalah grafik dari gaya pada roda depan dan belakang kendaraan terhadap waktu dengan rasio roda gigi i_{12} = 4.5.

Untuk Gambar 2.17 (d) merupakan grafik kecepatan terhadap waktu saat kendaraan mengalami percepatan dan perlambatan. *Trendline* kecepatan kendaraan saat percepatan selama 5s

menunjukkan kenaikan berdasarkan fungsi parabolik. Sedangkan *trendline* saat perlambatan selama 5s menunjukkan penurunan kecepatan secara linier.

2.6.5 Performance Evaluation of Conventional and Electric Powertrain[11]

Penelitian yang dilakukan oleh Monika Verma dkk pada tahun 2018 adalah membandingkan kinerja kendaraan konvensional dengan kendaraan listrik. Analisa dilakukan pada kendaraan konvensional untuk mendapatkan parameter komponen penyusun kendaraan listrik yang sesuai dengan yang ada di pasaran saat ini. Motor listrik yang digunakan dalam penelitian ini adalah tipe *permanent magnet synchronous motor* (PMSM). Pemilihan motor tipe ini dikarenakan memiliki beberapa kelebihan dibandingkan tipe lainnya yaitu respon yang cepat, *losses* cukup rendah, faktor daya yang lebih baik, kepadatan daya tinggi, dan efisiensi yang tinggi. Berikut model dinamis dari kendaraan konvensional yang disimulasikan menggunakan *Matlab-Simulink* ditunjukkan pada gambar 2.18, parameter kendaraan uji pada tabel 2.7, dan parameter mesin kendaraan uji pada tabel 2.8.



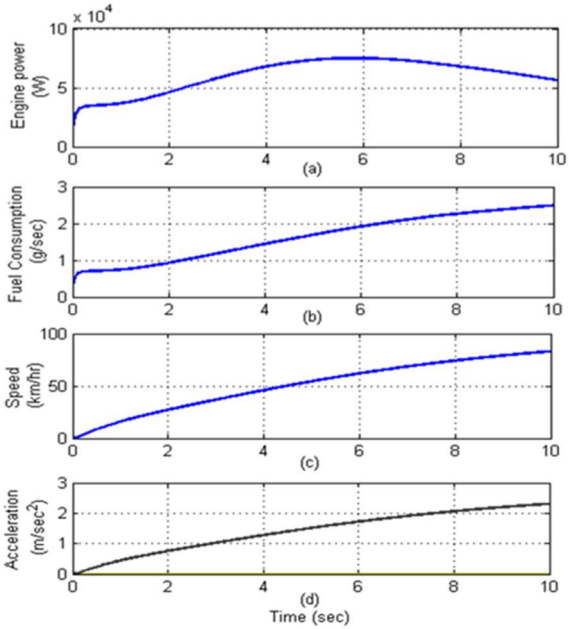
Gambar 2.18 Blok Diagram Kendaraan Konvensional

Tabel 2.3 Paramater Kendaraan Uji

Parameter	Nilai
Mass	1200 Kg
Frontal area	3 m^2
Drag coefficient	0.4
Rolling radius	0.3 m
Wheel velocity threshold	0.1 m/s
Vertical load on wheels	3000 N
Peak longitudinal force	3500 N
Slip at peak load	10
Carrier to driveshaft teeth ratio	4
Follower to base teeth ratio	2

Tabel 2.4 Parameter Mesin Kendaraan Uji

Parameter	Nilai
Type	Spark-ignition
Maximum power	150 kW
Speed at maximum power	4500 Rpm
Maximum speed	6000 Rpm
Stall speed	500 Rpm
Inertia	0.2 $Kg.m^2$
Speed threshold	100 Rpm
Fuel consumption per revolution	25 mg/rev



Gambar 2.19 Hasil Simulasi Kendaraan Konvensional

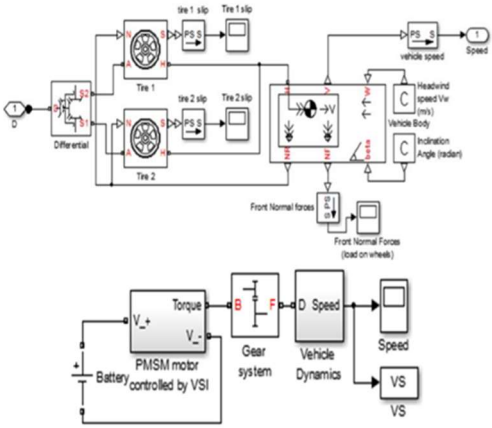
Hasil simulasi menunjukkan saat kendaraan mulai dinyalakan saat t = 0 s dibutuhkan daya dari mesin yang lebih banyak untuk memberikan torsi awal pada *throttle*. Saat kendaraan mulai melaju daya akan berkurang namun konsumsi bahan bakar akan meningkat. Pada gambar 2.19 (a) dan 2.19 (b) menunjukkan grafik hasil simulasi daya mesin dan konsumsi bahan bakar pada kendaraan konvensional berdasarkan waktu. Daya maksimum dari mesin yang digunakan adalah 75 kW. Semakin bertambahnya kecepatan kendaraan maka konsumsi bahan bakar akan meningkat sebesar 2.5 g/sec. Untuk grafik kecepatan dan percepatan dapat dilihat pada gambar 2.19 (c) dan gambar 2.19 (d). Percepatan kendaraan mencapai nilai 2.227 m/s^2. Dari hasil simulasi tersebut

didapatkan batas atas untuk parameter powertrain kendaraan listrik sebagai berikut :

Tabel 2.5 Batas Atas Parameter Powertrain Kendaraan Listrik

Parameter	**Nilai**
Torsi	Tergantung pada beban kendaraan
Kecepatan	90 Km/jam
Percepatan	3 m/s

Untuk memenuhi spesifikasi parameter powertrain yang telah ditentukan pada tabel diatas maka kendaraan listrik dirancang menggunakan motor listrik tipe PMSM yang dihubungkan secara langsung pada *gearbox*. VSI tiga fasa digunakan untuk mengendalikan motor dan kontrol *switch* pada inverter menggunakan SVPWM dengan frekuensi *switch* 50 kHz. Berikut model dinamis dari kendaraan listrik yang disimulasikan menggunakan *Matlab-Simulink* ditunjukkan pada gambar 2.20 dan parameter motor listrik PMSM pada tabel 2.10.

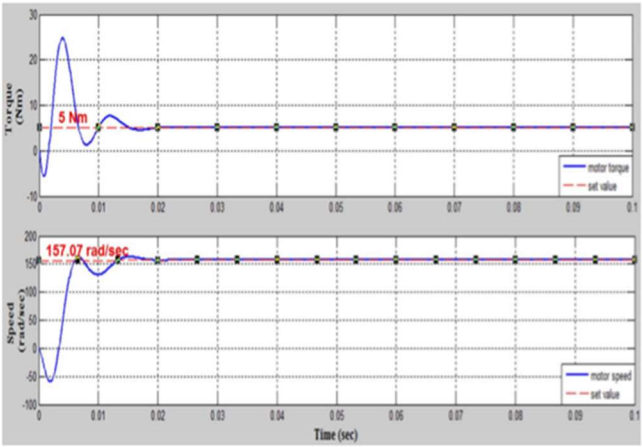


Gambar 2.20 Blok Diagram Kendaraan Listrik

Tabel 2.6 Parameter Motor Listrik PMSM

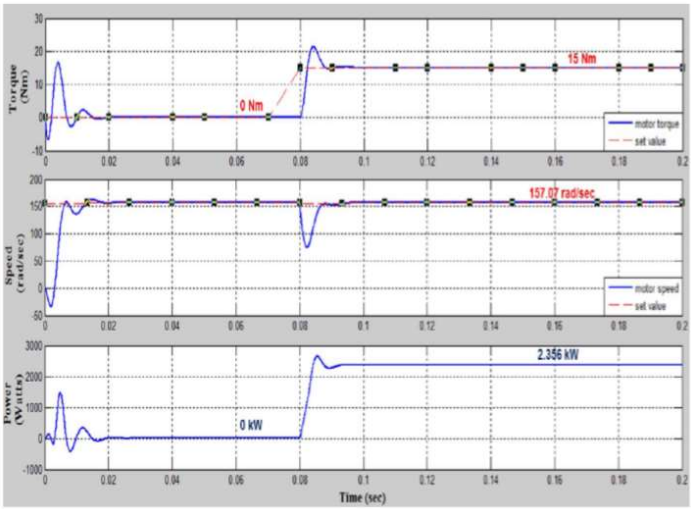
Parameter	**Nilai**
Rated Power	9 kW
Rated Torque	60 Nm
Rated Voltage	300 V
Poles	4
Phases	3
Stator Resistance	0.5 ohm
Armature Inductance	0.9 mH
Magnetic Flux	0.1 V-sec
Moment of Inertia	5.0×10^{-4} kg-m^2
Field Intensity	4.0×10^{-4} Nm-sec

Simulasi dilakukan dengan memberikan tegangan 3 fasa sebesar 100 V pada frekuensi 50 Hz pada motor. Saat kendaraan mulai dinyalakan terdapat torsi beban awal sebesar 5 Nm dengan kecepatan kendaraan 1500 rpm. Hasil respon dinamis torsi dan kecepatan ditunjukkan pada gambar 2.21 (a) dan (b).

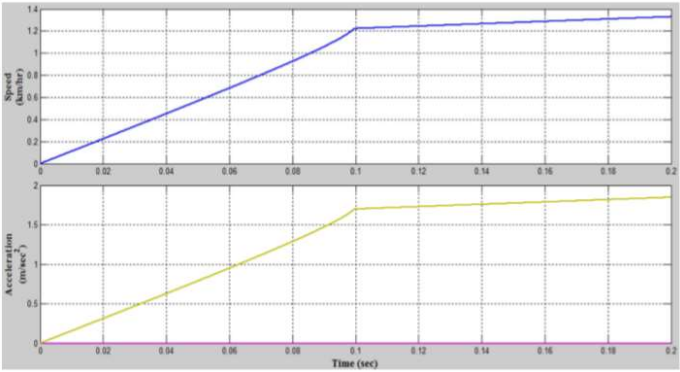


Gambar 2.21 Respon Dinamis Kecepatan dan Torsi Kendaraan Listrik

Analisa selanjutnya yaitu respon kendaraan apabila diberikan beban bervariasi. Powertrain kendaraan menggunakan 9 kW, 300V, dan 4 *poles* PMSM. Pada gambar 2.22 menunjukkan respon dinamis torsi, kecepatan, dan daya yang dikonsumsi berdasarkan waktu. Pada t = 0,08 s diberikan torsi beban sebesar 15 Nm pada diferensial sehingga menyebabkan perubahan profil kecpatan dan percepatan kendaraan seperti ditunjukkan pada gambar 2.23. Kendaraan mengalami percepatan hingga 3,33 m/s^2, hal ini menunjukkan penggunaan PMSM pada powertrain kendaraan listrik dapat memperoleh kecepatan yang relatif lebih cepat sebesar 1,103 m/s^2 dibandingkan kendaraan konvensional.



Gambar 2.22 Respom Dinamis Kendaraan dengan Beban yang Bervariasi



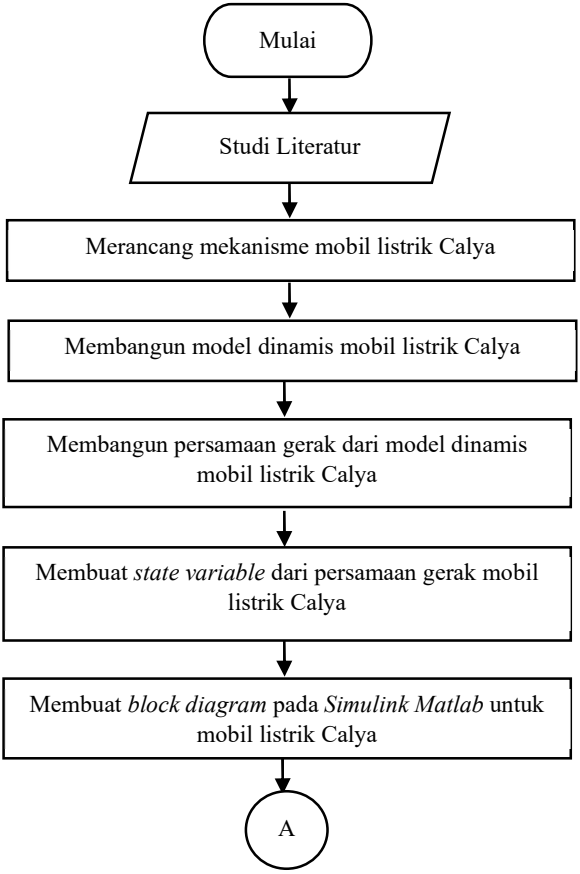
Gambar 2.23 Profil Kecepatan dan Percepatan Kendaraan

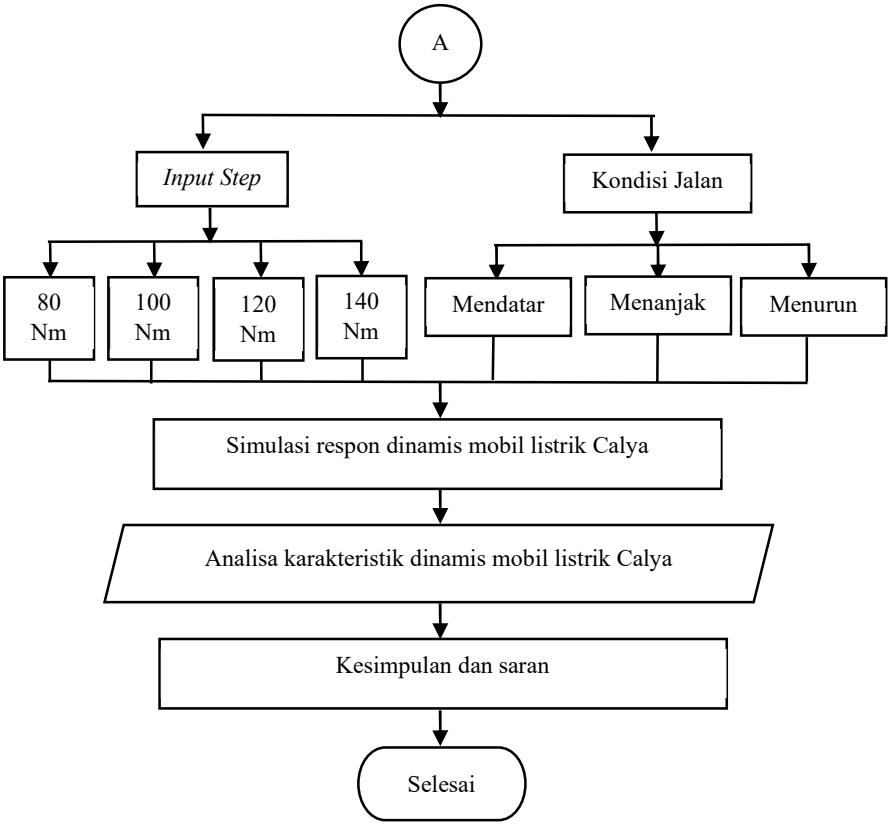
(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III
METODOLOGI PENELITIAN

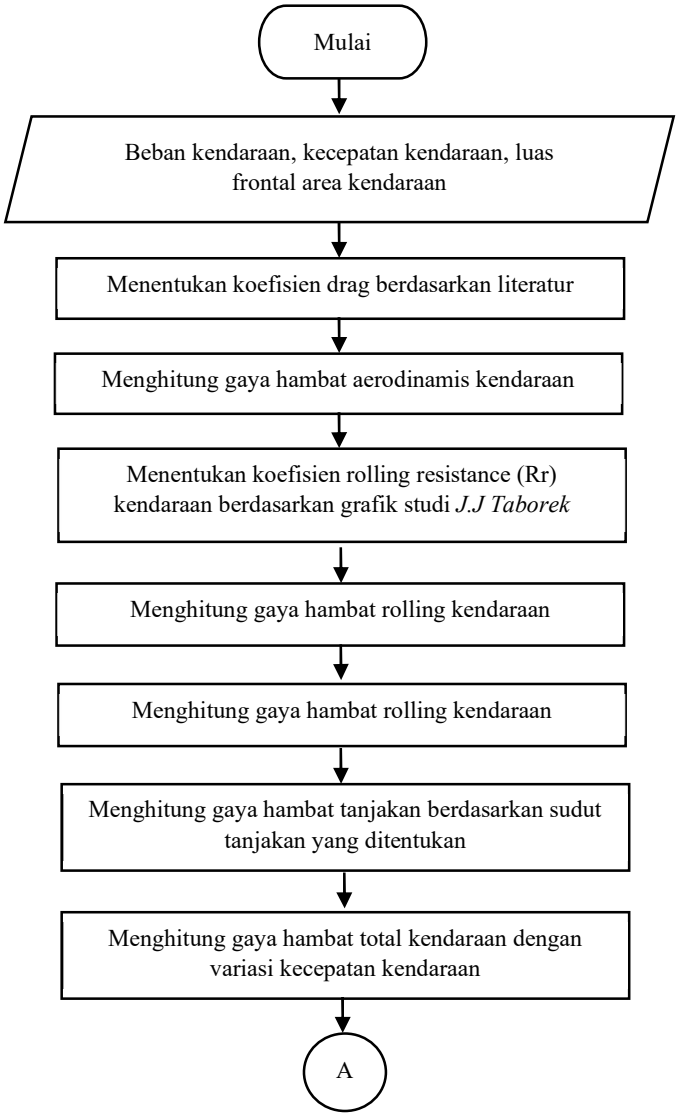
3.1 Flowchart Penelitian

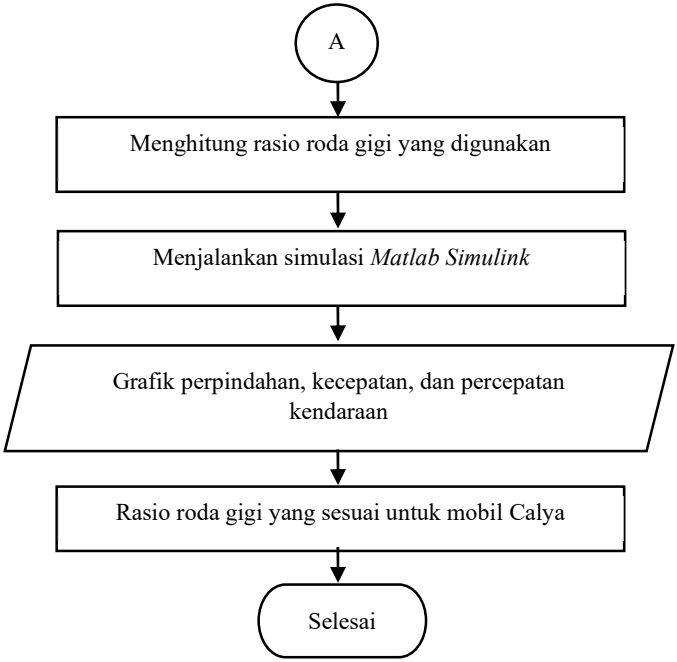
Pada penelitian tugas akhir ini dilakukan untuk mengetahui karakteristik dinamis kendaraan berupa respon kecepatan, percepatan, torsi, dan power pada mobil listrik Calya. Untuk proses analisa dilakukan beberapa langkah yang ditunjukkan oleh diagram alir pada gambar berikut.



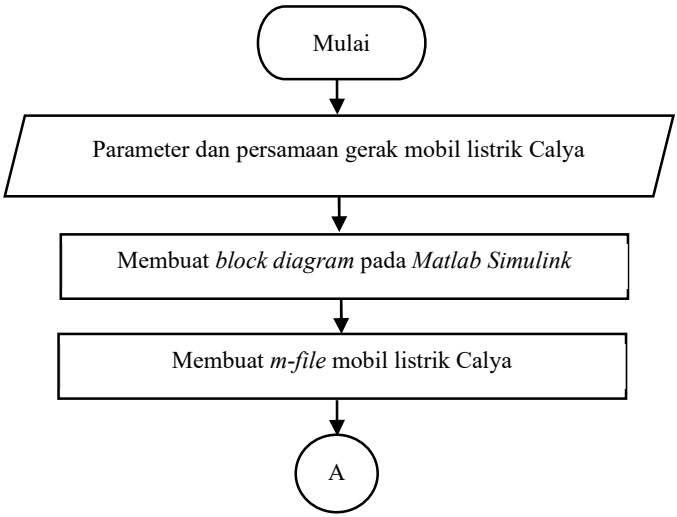


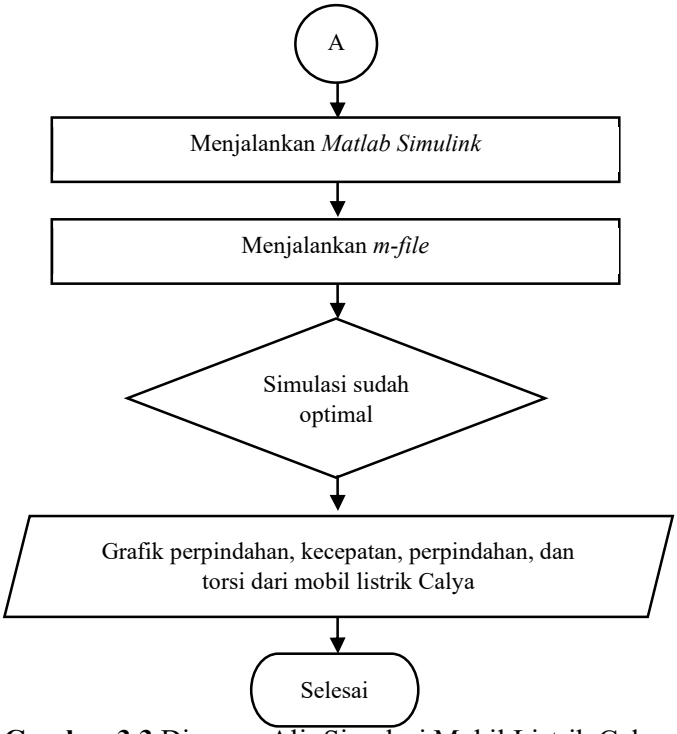
Gambar 3.1 Diagram Alir Tugas Akhir


Mulai
Beban kendaraan, kecepatan kendaraan, luas frontal area kendaraan
Menentukan koefisien drag berdasarkan literatur
Menghitung gaya hambat aerodinamis kendaraan
Menentukan koefisien rolling resistance (Rr) kendaraan berdasarkan grafik studi J.J Taborek
Menghitung gaya hambat rolling kendaraan
Menghitung gaya hambat rolling kendaraan
Menghitung gaya hambat tanjakan berdasarkan sudut tanjakan yang ditentukan
Menghitung gaya hambat total kendaraan dengan variasi kecepatan kendaraan
A



Gambar 3.2 Diagram Alir Penentuan Rasio Roda Gigi





Gambar 3.3 Diagram Alir Simulasi Mobil Listrik Calya

Metode penelitian tugas akhir secara umum dapat dilihat pada gambar 3.1, gambar 3.2, dan gambar 3.3 yang dimulai dengan studi literatur mengenai mobil listik. Setelah itu membuat pemodelan dinamis mengenai sistem kendaraan mobil listrik yaitu pemodelan *time response* dengan *state variable*. Setelah membuat pemodelan dinamis, penulis mensimulasikan pemodelan dinamis di *Software Simulink Matlab* untuk mendapatkan karakteristik dinamis kendaraan berupa respon kecepatan, percepatan, tosi, dan power dari mobil listrik Calya. *Input step* digunakan untuk mengetahui respon terhadap gangguan yang muncul secara tiba-tiba dan melihat kemampuan sistem kontrol dalam memposisikan respon.

Dari simulasi tersebut didapatkan grafik respon dinamis dari keseluruhan konversi mobil konvensional Calya menjadi mobil listrik.

3.2 Metode Penelitian

Metode penelitian dalam tugas akhir ini secara umum ditunjukkan pada gambar 3.1 yang terdiri dari beberapa tahap pengerjaan. Namun untuk memperoleh hasil yang diinginkan, maka perlu dilakukan pemahaman mengenai metode-metode yang dilakukan tersebut.

3.2.1 Studi Literatur

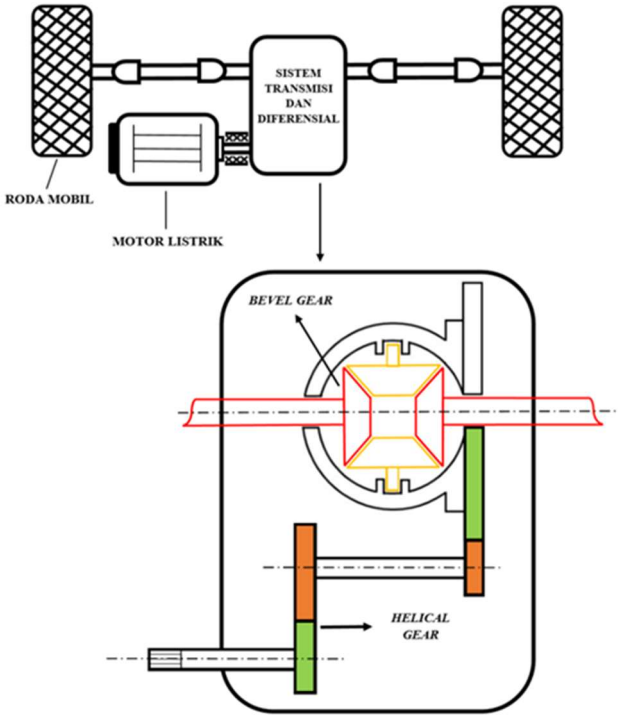
Penulisan tugas akhir ini diperlukan beberapa referensi untuk menunjang proses analisis dari konversi mobil konvensional Calya menjadi mobil listrik. Oleh karena itu, untuk menambah pengetahuan, wawasan, serta landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas maka pada proses awal diperlukan tahap studi literatur. Referensi studi literatur didapatkan dari buku, jurnal ilmiah, dan penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan. Nilai parameter yang digunakan untuk simulasi meliputi dimensi kendaraan dan parameter simulasi *powertrain* didapatkan dari jurnal yang berkaitan.

3.2.2 Identifikasi Masalah

Pada tugas akhir ini, masalah yang diidentifikasi dibagi menjadi dua yaitu *input* dan *output*. *Input* merupakan suatu masukan yang diberikan pada simulasi dengan beberapa variasi yang telah ditentukan. Sedangkan *output* merupakan hasil yang didapatkan dalam simulasi ini yaitu berupa grafik karakteristrik kecepatan, percepatan, torsi, dan power dari mobil listrik Calya.

3.2.3 Perancangan Mekanisme

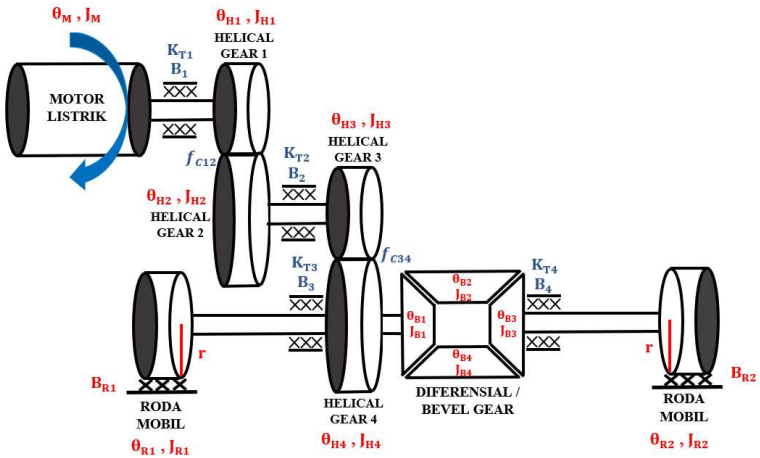
Berikut merupakan gambar 2D dari mobil listrik Calya ditunjukkan pada gambar 3.4.



Gambar 3.4 Mobil Listrik Calya

3.2.4 Pemodelan Sistem Dinamis

Pemodelan dinamis dari sistem utama dilakukan untuk memudahkan dalam penentuan *Free Body Diagram*. Pemodelan dinamis mobil listrik Calya ditunjukkan pada gambar 3.5 sebagai berikut :

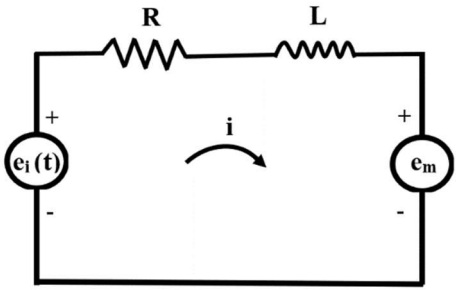


Gambar 3.5 Model Dinamis Mobil Calya

3.2.5 Penurunan Persamaan Gerak

Setelah mengetahui pemodelan sistem dinamis dari kendaraan listrik Calya maka dapat diketahui *free body diagram* dari sistem utama. Penentuan FBD bertujuan untuk memudahkan dalam menentukan persamaan gerak. Berikut merupakan persamaan gerak dari kendaraan listrik Calya.

a. Persamaan Motor Listrik



Gambar 3.6 Skema RL *Circuit* untuk Motor Listrik

Keterangan :

e_m = Tegangan (Volt)
$e_{i\,(t)}$ = Tegangan (Volt)
i = Arus (Ampere)
R = Resistansi (Ohm)
L = Induktansi (Henries)
B = Induksi magnetic (Tesla)
l = Panjang kumparan (m)
N = Jumlah lilitan
a = Radius kumparan (m)

Dari gambar 3.6 nilai induktansi diasumsikan sangat kecil ataumendekati nol, sehingga didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$e_{i\,(t)} = i\,R - L\frac{di}{dt} - e_m$$

$$e_{i\,(t)} = i\,R + e_m$$

$$i = \frac{e_{i\,(t)} - e_m}{R}$$

Dimana

$$e_m = \alpha \times \dot{\theta}_M$$

$$\alpha = 2 \times N \times B \times l \times a$$

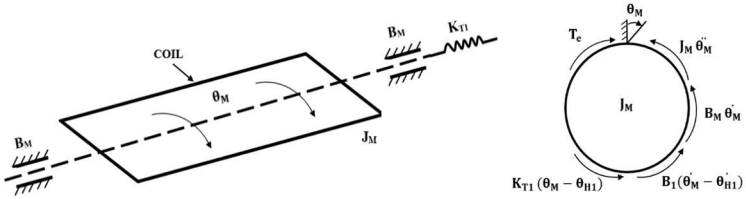
Sehingga persamaan menjadi

$$i = \frac{e_{i\,(t)} - \alpha\,\dot{\theta}_M}{R} \qquad (3.1)$$

State Variable

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{L}[e_i(t) - \alpha\omega_1 - i\,R] \qquad (3.2)$$

b. Persamaan Motor Listrik (*Mechanical*)



(a) **(b)**

Gambar 3.7 (a) Model Dinamis Motor Listrik
(b) Free Body Diagram Motor Listrik

Keterangan :
J_M = Momen inersia motor listrik (Kg.m^2)
B_M = Koefisien redaman bearing pada motor listrik (N.s/m)
B_1 = Koefisien redaman bearing (N.s/m)
K_{T1} = Koefisien kekakuan *shaft* (N/m)
θ_M = *Angular displacement electric motor* (rad)
θ_{H1} = *Angular displacement helical gear* 1 (rad)
ω_M = *Angular velocity electric motor* (rad/s)
ω_{H1} = *Angular velocity helical gear* 1 (rad/s)
T_e = Torsi elektrik (N.m)

Berdasarkan FBD pada gambar 3.7 didapatkan persamaan dinamis sebagai berikut :

$$\sum M = 0$$
$$T_e - J_M\ddot{\theta}_M - B_M\dot{\theta}_M - B_1(\dot{\theta}_M - \dot{\theta}_{H1}) - K_{T1}(\theta_M - \theta_{H1}) = 0$$
$$J_M\ddot{\theta}_M + B_M\dot{\theta}_M + B_1\dot{\theta}_M - B_1\dot{\theta}_{H1} + K_{T1}\theta_M - K_{T1}\theta_{H1} = T_e$$

Dimana
$T_e = \alpha \times i$

$$i = \frac{e_{i\,(t)} - \alpha\,\dot{\theta}}{R}$$

Sehingga persamaan menjadi

$$J_M\ddot{\theta}_M + B_M\dot{\theta}_M + B_1\dot{\theta}_M - B_1\dot{\theta}_{H1} + K_{T1}\theta_M - K_{T1}\theta_{H1} = \alpha \times i$$

$$J_M\ddot{\theta}_M + B_M\dot{\theta}_M + B_1\dot{\theta}_M - B_1\dot{\theta}_{H1} + K_{T1}\theta_M - K_{T1}\theta_{H1} = \alpha \times \left(\frac{e_{i\,(t)} - \alpha\,\dot{\theta}}{R}\right)$$

$$J_M\ddot{\theta}_M + B_M\dot{\theta}_M + B_1\dot{\theta}_M - B_1\dot{\theta}_{H1} + K_{T1}\theta_M - K_{T1}\theta_{H1} = \frac{\alpha e_{i\,(t)}}{R} - \frac{\alpha^2\dot{\theta}_M}{R}$$

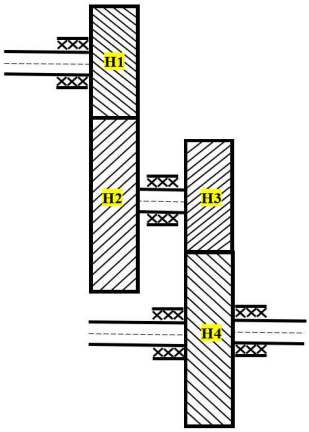
$$J_M\ddot{\theta}_M + \left(B_M + B_1 + \frac{\alpha^2}{R}\right)\dot{\theta}_M - B_1\dot{\theta}_{H1} + K_{T1}\theta_M - K_{T1}\theta_{H1} = \frac{\alpha e_{i\,(t)}}{R} \qquad (3.3)$$

State Variable

$$\dot{\theta}_M = \omega_M$$

$$\dot{\omega}_M = \frac{1}{J_M}\left[-\left(B_M + B_1 + \frac{\alpha^2}{R}\right)\omega_M + B_1\omega_{H1} - K_{T1}\theta_M + K_{T1}\theta_{H1} + \frac{\alpha e_{i\,(t)}}{R}\right] \qquad (3.4)$$

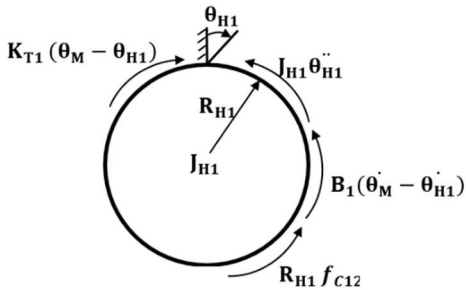
c. Persamaan Transmisi



Gambar 3.8 Transmisi pada Mobil Listrik

Pada rancangan mobil listrik Calya akan digunakan sistem transmisi *single speed gear reduction gearbox* yang terdiri dari dua pasang *helical gear*. Gearbox dihubungan pada roda depan mobil melalui dua *driveshaft*. Dari gambar 3.8 akan diperoleh pemodelan sistem dinamis dan *free body diagram* dari sistem transmisi sebagai berikut :

***Helical Gear* (1)**



Gambar 3.9 *Free Body Diagram Helical Gear* (1)Keterangan :

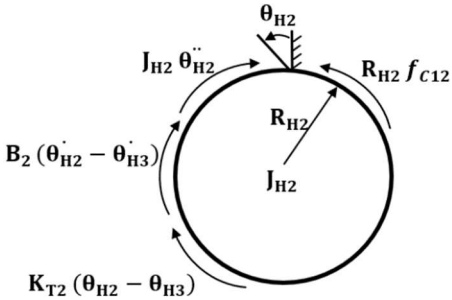
J_{H1} = Momen inersia *helical gear* 1 (Kg.m^2)
B_1 = Koefisien redaman bearing (N.s/m)
K_{T1} = Koefisien kekakuan *shaft* (N/m)
θ_M = *Angular displacement electric motor* (rad)
θ_{H1} = *Angular displacement helical gear* 1 (rad)
ω_M = *Angular velocity electric motor* (rad/s)
ω_{H1} = *Angular velocity helical gear* 1 (rad/s)
R_{H1} = Jari-jari *helical gear* 1 (m)
f_{C12} = Gaya kontak *helical gear* 1 dengan *helical gear* 2

Berdasarkan FBD pada gambar 3.9 didapatkan persamaan dinamis sebagai berikut :

$$\sum M = 0$$
$$K_{T1}(\theta_M - \theta_{H1}) - J_{H1}\ddot{\theta}_{H1} - B_1(\dot{\theta}_M - \dot{\theta}_{H1}) - R_{H1}f_{C12} = 0$$
$$R_{H1}f_{C12} = -J_{H1}\ddot{\theta}_{H1} + B_1\dot{\theta}_{H1} - B_1\dot{\theta}_M - K_{T1}\theta_{H1} + K_{T1}\theta_M$$

$$f_{C12} = \frac{1}{R_{H1}}(-J_{H1}\ddot{\theta}_{H1} + B_1\dot{\theta}_{H1} - B_1\dot{\theta}_M - K_{T1}\theta_{H1} + K_{T1}\theta_M \tag{3.5}$$

***Helical Gear* (2)**



Gambar 3.10 *Free Body Diagram Helical Gear* (2)

Keterangan :
J_{H2} = Momen inersia *helical gear* 2 (Kg.m^2)
B_2 = Koefisien redaman bearing (N.s/m)
K_{T2} = Koefisien kekakuan *shaft* (N/m)
θ_{H2} = *Angular displacement helical gear* 2 (rad)
θ_{H3} = *Angular displacement helical gear* 3 (rad)
ω_{H2} = *Angular velocity helical gear* 2 (rad/s)
ω_{H3} = *Angular velocity helical gear* 3 (rad/s)
R_{H2} = Jari-jari *helical gear* 2 (m)
f_{C12} = Gaya kontak *helical gear* 1 dengan *helical gear* 2
N_1 = Rasio roda gigi *helical gear* 1 dengan *helical gear* 2
N_2 = Rasio roda gigi *helical gear* 3 dengan *helical gear* 4

$$\theta_{H1} = \frac{R_{H2}}{R_{H1}}\theta_{H2} = N_1\theta_{H2}$$

$$\theta_{H3} = \frac{R_{H4}}{R_{H3}}\theta_{H4} = N_2\theta_{H4}$$

Berdasarkan FBD pada gambar 3.10 didapatkan persamaan dinamis sebagai berikut :

$$\sum M = 0$$

$$R_{H2} f_{C12} - J_{H2}\ddot{\theta}_{H2} - B_2(\dot{\theta}_{H2} - \dot{\theta}_{H3}) - K_{T2}(\theta_{H2} - \theta_{H3}) = 0$$

$$R_{H2} f_{c12} = J_{H2}\ddot{\theta}_{H2} + B_2\dot{\theta}_{H2} - B_2\dot{\theta}_{H3} + K_{T2}\theta_{H2} - K_{T2}\theta_{H3}$$

$$f_{C12} = \frac{1}{R_{H2}}(J_{H2}\ddot{\theta}_{H2} + B_2\dot{\theta}_{H2} - B_2\dot{\theta}_{H3} + K_{T2}\theta_{H2} - K_{T2}\theta_{H3})$$

$$f_{C12} = \frac{1}{R_{H2}}(J_{H2}\ddot{\theta}_{H2} + B_2\dot{\theta}_{H2} - B_2 N_2\dot{\theta}_{H4} + K_{T2}\theta_{H2} - K_{T2} N_2\theta_{H4}) \qquad (3.6)$$

Subtitusi persamaan (3.5) ke persamaan (3.6)

$$R_{H1}\theta_{H1} = R_{H2}\theta_{H2}$$

$$\theta_{H1} = \frac{R_{H2}}{R_{H3}}\theta_{H2} = N_1\theta_{H2}$$

$$\omega_{H1} = N_1\omega_{H2}$$

Dimana

$$N_1 = \frac{R_{H2}}{R_{H1}}$$

Sehingga persamaan menjadi

$$\left(\frac{-J_{H1}\ddot{\theta}_{H1} + B_1\dot{\theta}_{H1} - B_1\dot{\theta}_M - K_{T1}\theta_{H1} + K_{T1}\theta_M}{R_{H1}}\right) = \left(\frac{J_{H2}\ddot{\theta}_{H2} + B_2\dot{\theta}_{H2} - B_2 N_2\dot{\theta}_{H4} + K_{T2}\theta_{H2} - K_{T2} N_2\theta_{H4}}{R_{H2}}\right)$$

$$N_1\left(-J_{H1}\ddot{\theta}_{H1} + B_1\dot{\theta}_{H1} - B_1\dot{\theta}_M - K_{T1}\theta_{H1} + K_{T1}\theta_M\right) = J_{H2}\ddot{\theta}_{H2} + B_2\dot{\theta}_{H2} - B_2 N_2\dot{\theta}_{H4} + K_{T2}\theta_{H2} - K_{T2} N_2\theta_{H4}$$

$$-J_{H1}N_1^2\ddot{\theta}_{H2} + B_1 N_1^2\dot{\theta}_{H2} - B_1 N_1\dot{\theta}_M - K_{T1}N_1^2\theta_{H2} + K_{T1}N_1\theta_M = J_{H2}\ddot{\theta}_{H2} + B_2\dot{\theta}_{H2} - B_2 N_2\dot{\theta}_{H4} + K_{T2}\theta_{H2} - K_{T2} N_2\theta_{H4}$$

$$J_{H2}\ddot{\theta}_{H2} + J_{H1}N_1^2\ddot{\theta}_{H2} + B_2\dot{\theta}_{H2} - B_1 N_1^2\dot{\theta}_{H2} + B_1 N_1\dot{\theta}_M - B_2 N_2\dot{\theta}_{H4} + K_{T2}\theta_{H2} + K_{T1}N_1^2\theta_{H2} - K_{T2} N_2\theta_{H4} - K_{T1}N_1\theta_M = 0$$

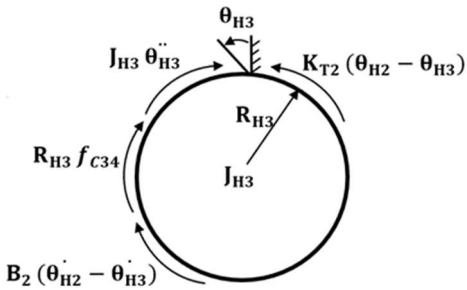
$$(J_{H2} + J_{H1}N_1^2)\ddot{\theta}_{H2} + (B_2 - B_1 N_1^2)\dot{\theta}_{H2} + B_1 N_1\dot{\theta}_M - B_2 N_2\dot{\theta}_{H4} + (K_{T2} + K_{T1}N_1^2)\,\theta_{H2} - K_{T2} N_2\theta_{H4} + K_{T1}N_1\theta_M = 0 \qquad (3.7)$$

State Variable

$$\dot{\theta}_{H2} = \omega_{H2}$$

$$\dot{\omega}_{H2} = \frac{1}{J_{H2}++J_{H1}N_1^2}[-B_2\omega_{H2} + B_1N_1^2\omega_{H2} - B_1N_1\omega_M + B_2N_2\omega_{H4} - K_{T2}\theta_{H2} - K_{T1}N_1^2\theta_{H2} + K_{T2}N_2\theta_{H4} + K_{T1}N_1\theta_M] \quad (3.8)$$

***Helical Gear* (3)**



Gambar 3.11 *Free Body Diagram Helical Gear* (3)

Keterangan :

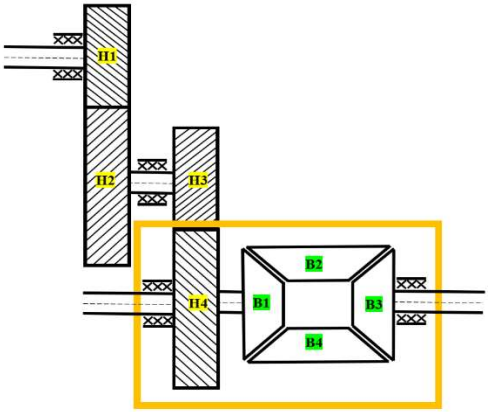
J_{H3} = Momen inersia *helical gear* 3 (Kg.m^2)
B_2 = Koefisien redaman bearing (N.s/m)
K_{T2} = Koefisien kekakuan *shaft* (N/m)
θ_{H2} = *Angular displacement helical gear* 2 (rad)
θ_{H3} = *Angular displacement helical gear* 3 (rad)
ω_{H2} = *Angular velocity helical gear* 2 (rad/s)
ω_{H3} = *Angular velocity helical gear* 3 (rad/s)
R_{H3} = Jari-jari *helical gear* 3 (m)
f_{C34} = Gaya kontak *helical gear* 3 dengan *helical gear* 4
N_1 = Rasio roda gigi *helical gear* 1 dengan *helical gear* 2
N_2 = Rasio roda gigi *helical gear* 3 dengan *helical gear* 4

Berdasarkan FBD pada gambar 3.11 didapatkan persamaan dinamis sebagai berikut :

$$\sum M = 0$$

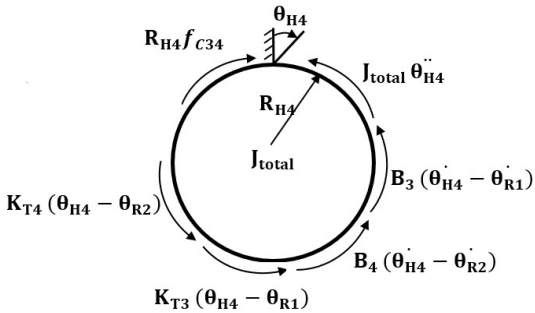
$$-J_{H3}\ddot{\theta}_{H3} - B_2(\dot{\theta}_{H2} - \dot{\theta}_{H3}) - R_{H3}f_{C34} + K_{T2}(\theta_{H2} - \theta_{H3}) = 0$$
$$R_{H3}f_{C34} = -J_{H3}\ddot{\theta}_{H3} - B_2\dot{\theta}_{H2} + B_2\dot{\theta}_{H3} + K_{T2}\theta_{H2} - K_{T2}\theta_{H3}$$
$$f_{c34} = \frac{1}{R_{H3}}\left(-J_{H3}\ddot{\theta}_{H3} - B_2\dot{\theta}_{H2} + B_2\dot{\theta}_{H3} + K_{T2}\theta_{H2} - K_{T2}\theta_{H3}\right) \quad (3.9)$$

d. Persamaan Transmisi Menuju Diferensial



Gambar 3.12 Transmisi Mobil Listrik Menuju Diferensial

Diferensial yang digunakan dalam rancangan mobil listrik Calya ini didesain dengan menghubungkan langsung rumah diferensial ke *final drive gear.* Ketika mobil berjalan lurus maka diferensial atau *bevel gear* akan berputar searah dengan putaran dari output transmisi mobil atau putaran *helical gear* (4). Untuk mempermudah dalam analisa maka *helical gear* (4) dan diferensial dianggap menjadi satu kesatuan. Dari gambar 3.12 akan diperoleh pemodelan sistem dinamis dan *free body diagram* berikut :



Gambar 3.13 *Free Body Diagram Helical Gear* (4) dan Diferensial

Keterangan :

J_{Total} = Momen inersia total *helical gear* 4 dan diferensial (Kg.m^2)
J_{H4} = Momen inersia *helical gear* 4 (Kg.m^2)
J_{B1} = Momen inersia *bevel gear* 1 (Kg.m^2)
J_{B2} = Momen inersia *bevel gear* 2 (Kg.m^2)
J_{B3} = Momen inersia *bevel gear* 3 (Kg.m^2)
J_{B4} = Momen inersia *bevel gear* 4 (Kg.m^2)
B_3 = Koefisien redaman bearing (N.s/m)
B_4 = Koefisien redaman bearing (N.s/m)
K_{T3} = Koefisien kekakuan *shaft* (N/m)
K_{T4} = Koefisien kekakuan *shaft* (N/m)
θ_{H4} = *Angular displacement helical gear* 4 (rad)
θ_{B1} = *Angular displacement bevel gear* 1 (rad)
θ_{B2} = *Angular displacement bevel gear* 2 (rad)
θ_{B3} = *Angular displacement bevel gear* 3 (rad)
θ_{B4} = *Angular displacement bevel gear* 4 (rad)
θ_{R1} = *Angular displacement* roda kiri kendaraan (rad)
θ_{R2} = *Angular displacement* roda kanan kendaraan (rad)
f_{C34} = Gaya kontak *helical gear* 3 dengan *helical gear* 4
R_{H4} = Jari-jari *helical gear* 4 (m)
N_2 = Rasio roda gigi *helical gear* 3 dengan *helical gear* 4

$$\theta_{H3} = \frac{R_{H4}}{R_{H3}}\theta_{H4} = N_2\theta_{H4}$$

$J_{B1} = J_{B2} = J_{B3} = J_{B4}$

$J_{Total} = J_{H4} + J_{B1} + J_{B2} + J_{B3} + J_{B4}$
$\theta_{H4} = \theta_{B1} = \theta_{B2} = \theta_{B3} = \theta_{B4}$

Berdasarkan FBD pada gambar 3.13 didapatkan persamaan dinamis sebagai berikut :

$\sum M = 0$

$R_{H4} f_{C34} - J_{Total}\,\ddot{\theta}_{H4} - B_3(\dot{\theta}_{H4} - \dot{\theta}_{R1}) - B_4(\dot{\theta}_{H4} - \dot{\theta}_{R2}) - K_{T3}(\theta_{H4} - \theta_{R1}) - K_{T4}(\theta_{H4} - \theta_{R2}) = 0$

$R_{H4} f_{C34} = J_{Total}\,\ddot{\theta}_{H4} + B_3(\dot{\theta}_{H4} - \dot{\theta}_{R1}) + B_4(\dot{\theta}_{H4} - \dot{\theta}_{R2}) + K_{T3}(\theta_{H4} - \theta_{R1}) + K_{T4}(\theta_{H4} - \theta_{R2})$

$f_{C34} = \frac{1}{R_{H4}}(J_{Total}\,\ddot{\theta}_{H4} + B_3\dot{\theta}_{H4} + B_4\dot{\theta}_{H4} - B_3\dot{\theta}_{R1} - B_4\dot{\theta}_{R2} + K_{T3}\theta_{H4} + K_{T4}\theta_{H4} - K_{T3}\theta_{R1} - K_{T4}\theta_{R2})$ (3.10)

Subtitusi persamaan (3.9) ke persamaan (3.10)

$R_{H3}\theta_{H3} = R_{H4}\theta_{H4}$

$\theta_{H3} = \frac{R_{H4}}{R_{H3}}\theta_{H4} = N_2\theta_{H4}$

$\omega_{H3} = N_2\omega_{H4}$

Dimana

$$N_2 = \frac{R_{H4}}{R_{H3}}$$

Sehingga persamaan menjadi

$\left(\frac{-J_{H3}\ddot{\theta}_{H3} - B_2\dot{\theta}_{H2} + B_2\dot{\theta}_{H3} + K_{T2}\theta_{H2} - K_{T2}\theta_{H3}}{R_{H3}}\right) = \left(\frac{J_{Total}\,\ddot{\theta}_{H4} + B_3\dot{\theta}_{H4} + B_4\dot{\theta}_{H4} - B_3\dot{\theta}_{R1} - B_4\dot{\theta}_{R2} + K_{T3}\theta_{H4} + K_{T4}\theta_{H4} - K_{T3}\theta_{R1} - K_{T4}\theta_{R2}}{R_{H4}}\right)$

$N_2(-J_{H3}\ddot{\theta}_{H3} - B_2\dot{\theta}_{H2} + B_2\dot{\theta}_{H3} + K_{T2}\theta_{H2} - K_{T2}\theta_{H3}) = J_{Total}\,\ddot{\theta}_{H4} + B_3\dot{\theta}_{H4} + B_4\dot{\theta}_{H4} - B_3\dot{\theta}_{R1} - B_4\dot{\theta}_{R2} + K_{T3}\theta_{H4} + K_{T4}\theta_{H4} - K_{T3}\theta_{R1} - K_{T4}\theta_{R2}$

$-J_{H3}N_2^2\ddot{\theta}_{H4} - B_2N_2\dot{\theta}_{H2} + B_2N_2^2\dot{\theta}_{H4} + K_{T2}N_2\theta_{H2} - K_{T2}N_2^2\theta_{H4} = J_{Total}\,\ddot{\theta}_{H4} + B_3\dot{\theta}_{H4} + B_4\dot{\theta}_{H4} - B_3\dot{\theta}_{R1} - B_4\dot{\theta}_{R2} + K_{T3}\theta_{H4} + K_{T4}\theta_{H4} - K_{T3}\theta_{R1} - K_{T4}\theta_{R2}$

$$J_{Total}\,\ddot{\theta}_{H4} + J_{H3}N_2^2\ddot{\theta}_{H4} + B_3\dot{\theta}_{H4} + B_4\dot{\theta}_{H4} - B_2N_2^2\dot{\theta}_{H4} + B_2N_2\dot{\theta}_{H2} - B_3\dot{\theta}_{R1} - B_4\dot{\theta}_{R2} + K_{T3}\theta_{H4} + K_{T4}\theta_{H4} + K_{T2}N_2^2\theta_{H4} - K_{T2}N_2\theta_{H2} - K_{T3}\theta_{R1} - K_{T4}\theta_{R2}$$

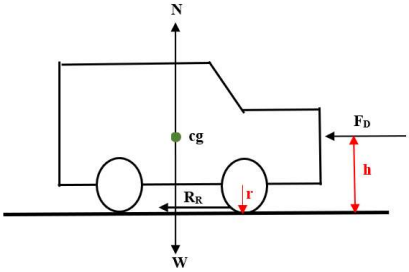
$$(J_{Total} + J_{H3}N_2^2)\ddot{\theta}_{H4} + (B_3 + B_4 - B_2N_2^2)\dot{\theta}_{H4} + B_2N_2\dot{\theta}_{H2} - B_3\dot{\theta}_{R1} - B_4\dot{\theta}_{R2} + (K_{T3} + K_{T4} + +K_{T2}N_2^2)\theta_{H4} - K_{T2}N_2\theta_{H2} - K_{T3}\theta_{R1} - K_{T4}\theta_{R2} = 0 \qquad (3.11)$$

State Variable

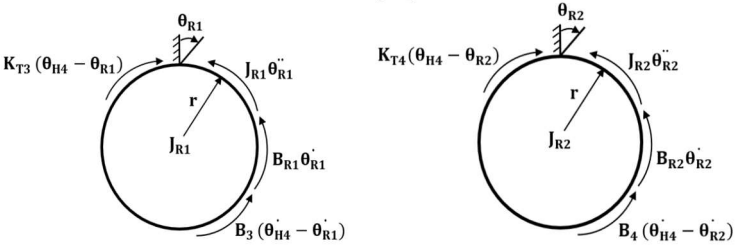
$$\dot{\theta}_{H4} = \omega_{H4}$$

$$\dot{\omega}_{H4} = \frac{1}{J_{Total} + J_{H3}N_2^2}[-B_3\omega_{H4} - B_4\omega_{H4} + B_2N_2^2\omega_{H4} - B_2N_2\omega_{H2} + B_3\omega_R + B_4\omega_R - K_{T3}\theta_{H4} - K_{T4}\theta_{H4} - K_{T2}N_2^2\theta_{H4} + K_{T2}N_2\theta_{H2} + K_{T3}\theta_{R1} + K_{T4}\theta_{R2}] \qquad (3.12)$$

e. Persamaan Roda dan *Body* Mobil Pada Jalan Datar



Gambar 3.14 Gaya yang Bekerja pada Mobil di Jalan Datar



(a) **(b)**

Gambar 3.15 (a) *Free Body Diagram* Roda Kiri Mobil
(b) *Free Body Diagram* Roda Kanan Mobil

Keterangan :
J_{R1} = Momen inersia roda kendaraan (Kg.m^2)
J_{R2} = Momen inersia roda kendaraan (Kg.m^2)
B_3 = Koefisien redaman bearing (N.s/m)
B_4 = Koefisien redaman bearing (N.s/m)
B_{R1} = Koefisien redaman roda kendaraan (N.s/m)
B_{R2} = Koefisien redaman roda kendaraan (N.s/m)
K_{T3} = Koefisien kekakuan *shaft* (N/m)
K_{T4} = Koefisien kekakuan *shaft* (N/m)
θ_{H4} = *Angular displacement helical gear* 4 (rad)
θ_{R1} = *Angular displacement* roda kiri kendaraan (rad)
θ_{R2} = *Angular displacement* roda kanan kendaraan (rad)
F_D = Gaya hambat *aerodinamis* kendaraan
R_R = Gaya hambat *rolling resistance* roda kendaraan
r = Jari-jari roda (m)
h = Jarak antara *center of gravity* dengan roda kendaraan (m)
$J_{R1} = J_{R2} = J_R$
$\theta_{R1} = \theta_{R2} = \theta_R$
$\ddot{\theta}_{R1} = \ddot{\theta}_{R2} = \ddot{\theta}_R$
$\dot{\theta}_{R1} = \dot{\theta}_{R2} = \dot{\theta}_R$
$B_{R1} = B_{R2} = B_R$

Berdasarkan FBD pada gambar 3.15 (a) didapatkan persamaan dinamis untuk roda kendaraan sebagai berikut :

$$\sum M = 0$$
$$K_{T3}(\theta_{H4} - \theta_{R1}) - J_{R1}\ddot{\theta}_{R1} - B_{R1}\dot{\theta}_{R1} - B_3(\dot{\theta}_{H4} - \dot{\theta}_{R1}) = 0$$
$$J_{R1}\ddot{\theta}_{R1} + B_{R1}\dot{\theta}_{R1} - B_3\dot{\theta}_{R1} + B_3\dot{\theta}_{H4} + K_{T3}\theta_{R1} - K_{T3}\theta_{H4} = 0 \quad (3.13)$$

Sedangkan berdasarkan FBD dari gambar 3.14 (b) didapatkan persamaan sebagai berikut :

$$\sum M = 0$$
$$K_{T4}(\theta_{H4} - \theta_{R2}) - J_{R2}\ddot{\theta}_{R2} - B_{R2}\dot{\theta}_{R2} - B_4(\dot{\theta}_{H4} - \dot{\theta}_{R2}) = 0$$
$$J_{R2}\ddot{\theta}_{R2} + B_{R2}\dot{\theta}_{R2} - B_4\dot{\theta}_{R2} + B_4\dot{\theta}_{H4} + K_{T4}\theta_{R2} - K_{T4}\theta_{H4} = 0 \quad (3.14)$$

Dari kedua persamaan diatas dengan memperhatikan gaya hambat pada kendaraan, maka didapatkan persamaan untuk roda dan *body* kendaraan pada jalan datar sebagai berikut :

$$J_{R1}\ddot{\theta}_{R1} + J_{R2}\ddot{\theta}_{R2} + B_{R1}\dot{\theta}_{R1} - B_3\dot{\theta}_{R1} + B_{R2}\dot{\theta}_{R2} - B_4\dot{\theta}_{R2} + B_3\dot{\theta}_{H4} + B_4\dot{\theta}_{H4} + K_{T3}\theta_{R1} + K_{T4}\theta_{R2} - K_{T3}\theta_{H4} - K_{T4}\theta_{H4} + R_R r + F_D h = 0$$

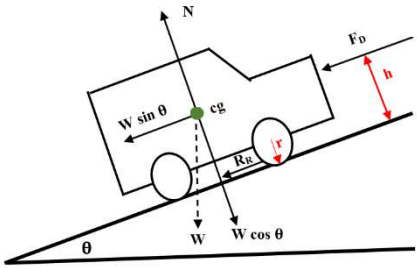
$$2J_R\ddot{\theta}_R + (2B_R - B_3 - B_4)\dot{\theta}_R + (B_3 + B_4)\dot{\theta}_{H4} + (K_{T3} + K_{T4})\theta_R + (-K_{T3} - K_{T4})\theta_{H4} + R_R r + F_D h = 0 \quad (3.15)$$

State Variable

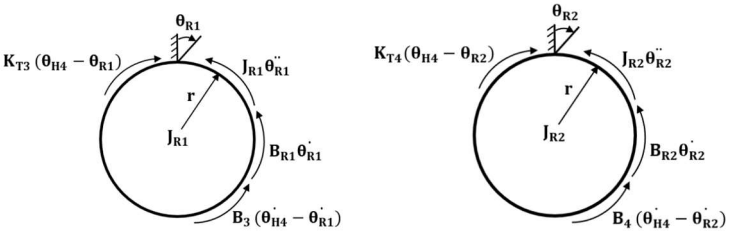
$$\dot{\theta}_R = \omega_R$$

$$\dot{\omega}_R = \frac{1}{2J_R}[-2B_R\omega_R + B_3\omega_R + B_4\omega_R - B_3\omega_{H4} - B_4\omega_{H4} - K_{T3}\theta_R - K_{T3}\theta_R + K_{T3}\theta_{H4} + K_{T4}\theta_{H4} - R_R r - F_D h] \quad (3.16)$$

f. Persamaan Roda dan *Body* Mobil Pada Jalan Menanjak



Gambar 3.16 Gaya yang Bekerja pada Mobil di Jalan Menanjak



(a) **(b)**

Gambar 3.17 (a) *Free Body Diagram* Roda Kiri Mobil
(b) *Free Body Diagram* Roda Kanan Mobil

Keterangan :

J_{R1} = Momen inersia roda kendaraan (Kg.m^2)
J_{R2} = Momen inersia roda kendaraan (Kg.m^2)
B_3 = Koefisien redaman bearing (N.s/m)
B_4 = Koefisien redaman bearing (N.s/m)
B_{R1} = Koefisien redaman roda kendaraan (N.s/m)
B_{R2} = Koefisien redaman roda kendaraan (N.s/m)
K_{T3} = Koefisien kekakuan *shaft* (N/m)
K_{T4} = Koefisien kekakuan *shaft* (N/m)
θ_{H4} = *Angular displacement helical gear* 4 (rad)
θ_{R1} = *Angular displacement* roda kiri kendaraan (rad)
θ_{R2} = *Angular displacement* roda kanan kendaraan (rad)
F_D = Gaya hambat *aerodinamis* kendaraan
R_R = Gaya hambat *rolling resistance* roda kendaraan
r = Jari-jari roda (m)
h = Jarak antara *center of gravity* dengan roda kendaraan (m)
θ = sudut jalanan yang dilalui (derajat)

$J_{R1} = J_{R2} = J_R$

$$\theta_{R1} = \theta_{R2} = \theta_R$$
$$\ddot{\theta}_{R1} = \ddot{\theta}_{R2} = \ddot{\theta}_R$$
$$\dot{\theta}_{R1} = \dot{\theta}_{R2} = \dot{\theta}_R$$
$$B_{R1} = B_{R2} = B_R$$

Berdasarkan FBD pada gambar 3.17 (a) didapatkan persamaan dinamis untuk roda kendaraan sebagai berikut :

$$\sum M = 0$$
$$K_{T3}(\theta_{H4} - \theta_{R1}) - J_{R1}\ddot{\theta}_{R1} - B_{R1}\dot{\theta}_{R1} - B_3(\dot{\theta}_{H4} - \dot{\theta}_{R1}) = 0$$
$$J_{R1}\ddot{\theta}_{R1} + B_{R1}\dot{\theta}_{R1} - B_3\dot{\theta}_{R1} + B_3\dot{\theta}_{H4} + K_{T3}\theta_{R1} - K_{T3}\theta_{H4} = 0 \quad (3.17)$$

Sedangkan berdasarkan FBD dari gambar 3.17 (b) didapatkan persamaan sebagai berikut :

$$\sum M = 0$$
$$K_{T4}(\theta_{H4} - \theta_{R2}) - J_{R2}\ddot{\theta}_{R2} - B_{R2}\dot{\theta}_{R2} - B_4(\dot{\theta}_{H4} - \dot{\theta}_{R2}) = 0$$
$$J_{R2}\ddot{\theta}_{R2} + B_{R2}\dot{\theta}_{R2} - B_4\dot{\theta}_{R2} + B_4\dot{\theta}_{H4} + K_{T4}\theta_{R2} - K_{T4}\theta_{H4} = 0 \quad (3.18)$$

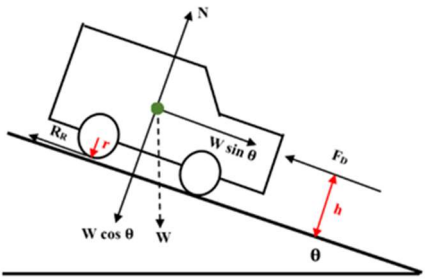
Dari kedua persamaan diatas dengan memperhatikan gaya hambat pada kendaraan, maka didapatkan persamaan untuk roda dan *body* kendaraan pada jalan menanjak sebagai berikut :

$$J_{R1}\ddot{\theta}_{R1} + J_{R2}\ddot{\theta}_{R2} + B_{R1}\dot{\theta}_{R1} - B_3\dot{\theta}_{R1} + B_{R2}\dot{\theta}_{R2} - B_4\dot{\theta}_{R2} + B_3\dot{\theta}_{H4} + B_4\dot{\theta}_{H4} + K_{T3}\theta_{R1} + K_{T4}\theta_{R2} - K_{T3}\theta_{H4} - K_{T4}\theta_{H4} + R_R r + F_D h + m\,g\sin\theta\,h = 0$$
$$2J_R\ddot{\theta}_R + (2B_R - B_3 - B_4)\dot{\theta}_R + (B_3 + B_4)\dot{\theta}_{H4} + (K_{T3} + K_{T4})\theta_R + (-K_{T3} - K_{T4})\theta_{H4} + R_R r + F_D h + m\,g\sin\theta\,h = 0 \quad (3.19)$$

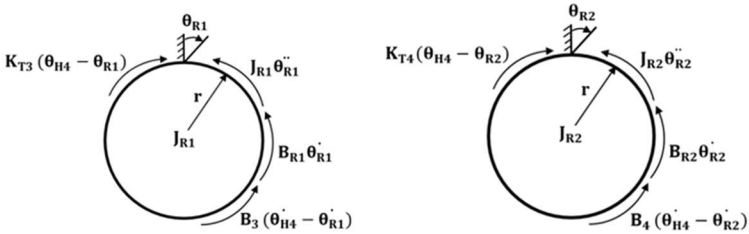
State Variable

$$\dot{\theta}_R = \omega_R$$
$$\dot{\omega}_R = \frac{1}{2J_R}[-2B_R\omega_R + B_3\omega_R + B_4\omega_R - B_3\omega_{H4} - B_4\omega_{H4} - K_{T3}\theta_R - K_{T3}\theta_R + K_{T3}\theta_{H4} + K_{T4}\theta_{H4} - R_R r - F_D h - m\,g\sin\theta\,h] \quad (3.20)$$

g. Persamaan Roda dan *Body* Mobil Pada Jalan Menurun



Gambar 3.18 Gaya yang Bekerja pada Mobil di Jalan Menurun



(a) **(b)**

Gambar 3.19 (a) *Free Body Diagram* Roda Kiri Mobil
(b) *Free Body Diagram* Roda Kanan Mobil

Keterangan :

J_{R1} = Momen inersia roda kendaraan (Kg.m^2)
J_{R2} = Momen inersia roda kendaraan (Kg.m^2)
B_3 = Koefisien redaman bearing (N.s/m)
B_4 = Koefisien redaman bearing (N.s/m)
B_{R1} = Koefisien redaman roda kendaraan (N.s/m)
B_{R2} = Koefisien redaman roda kendaraan (N.s/m)
K_{T3} = Koefisien kekakuan *shaft* (N/m)
K_{T4} = Koefisien kekakuan *shaft* (N/m)
θ_{H4} = *Angular displacement helical gear* 4 (rad)
θ_{R1} = *Angular displacement* roda kiri kendaraan (rad)
θ_{R2} = *Angular displacement* roda kanan kendaraan (rad)
F_D = Gaya hambat *aerodinamis* kendaraan
R_R = Gaya hambat *rolling resistance* roda kendaraan
r = Jari-jari roda (m)
h = Jarak antara *center of gravity* dengan roda kendaraan (m)
θ = sudut jalanan yang dilalui (derajat)

$J_{R1} = J_{R2} = J_R$
$\theta_{R1} = \theta_{R2} = \theta_R$
$\ddot{\theta}_{R1} = \ddot{\theta}_{R2} = \ddot{\theta}_R$
$\dot{\theta}_{R1} = \dot{\theta}_{R2} = \dot{\theta}_R$
$B_{R1} = B_{R2} = B_R$

Berdasarkan FBD pada gambar 3.19 (a) didapatkan persamaan dinamis untuk roda kendaraan sebagai berikut :

$$\sum M = 0$$
$$K_{T3}(\theta_{H4} - \theta_{R1}) - J_{R1}\ddot{\theta}_{R1} - B_{R1}\dot{\theta}_{R1} - B_3(\dot{\theta}_{H4} - \dot{\theta}_{R1}) = 0$$
$$J_{R1}\ddot{\theta}_{R1} + B_{R1}\dot{\theta}_{R1} - B_3\dot{\theta}_{R1} + B_3\dot{\theta}_{H4} + K_{T3}\theta_{R1} - K_{T3}\theta_{H4} = 0 \quad (3.21)$$

Sedangkan berdasarkan FBD dari gambar 3.19 (b) didapatkan persamaan sebagai berikut :

$$\sum M = 0$$
$$K_{T4}(\theta_{H4} - \theta_{R2}) - J_{R2}\ddot{\theta}_{R2} - B_{R2}\dot{\theta}_{R2} - B_4(\dot{\theta}_{H4} - \dot{\theta}_{R2}) = 0$$
$$J_{R2}\ddot{\theta}_{R2} + B_{R2}\dot{\theta}_{R2} - B_4\dot{\theta}_{R2} + B_4\dot{\theta}_{H4} + K_{T4}\theta_{R2} - K_{T4}\theta_{H4} = 0 \quad (3.22)$$

Dari kedua persamaan diatas dengan memperhatikan gaya hambat pada kendaraan, maka didapatkan persamaan untuk roda dan *body* kendaraan pada jalan menurun sebagai berikut :

$$J_{R1}\ddot{\theta}_{R1} + J_{R2}\ddot{\theta}_{R2} + B_{R1}\dot{\theta}_{R1} - B_3\dot{\theta}_{R1} + B_{R2}\dot{\theta}_{R2} - B_4\dot{\theta}_{R2} + B_3\dot{\theta}_{H4} + B_4\dot{\theta}_{H4} + K_{T3}\theta_{R1} + K_{T4}\theta_{R2} - K_{T3}\theta_{H4} - K_{T4}\theta_{H4} + R_R r + F_D h - m\,g\sin\theta\,h = 0$$
$$2J_R\ddot{\theta}_R + (2B_R - B_3 - B_4)\dot{\theta}_R + (B_3 + B_4)\dot{\theta}_{H4} + (K_{T3} + K_{T4})\theta_R + (-K_{T3} - K_{T4})\theta_{H4} + R_R r + F_D h - m\,g\sin\theta\,h = 0 \quad (3.23)$$

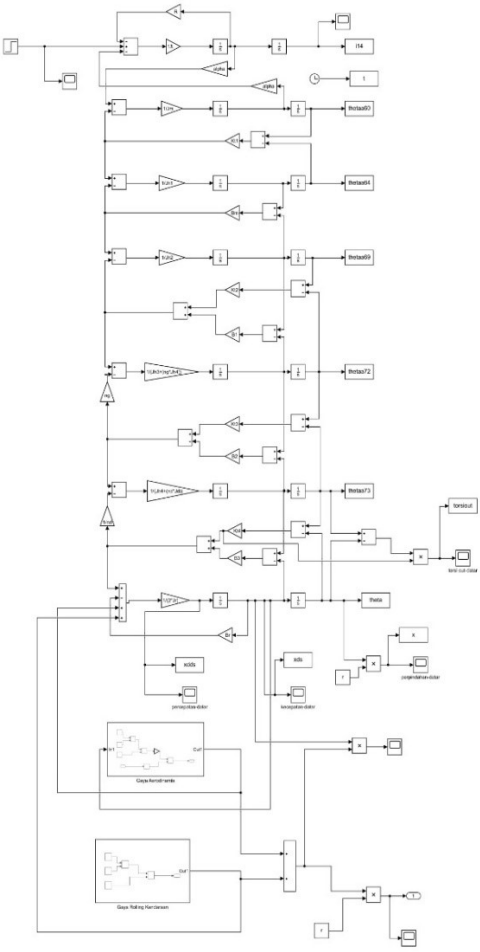
State Variable

$$\dot{\theta}_R = \omega_R$$
$$\dot{\omega}_R = \frac{1}{2J_R}[-2B_R\omega_R + B_3\omega_R + B_4\omega_R - B_3\omega_{H4} - B_4\omega_{H4} - K_{T3}\theta_R - K_{T3}\theta_R + K_{T3}\theta_{H4} + K_{T4}\theta_{H4} - R_R r - F_D h + m\,g\sin\theta\,h] \quad (3.24)$$

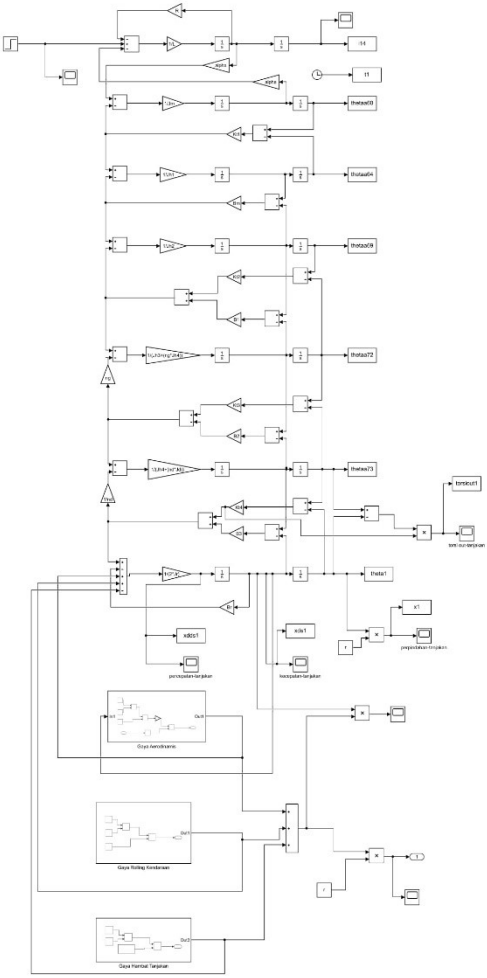
3.2.6 Pemodelan Simulasi *Simulink Matlab*

Hasil persamaan *state variable* dari pemodelan dinamis kemudian diubah ke dalam bentuk *block diagram* simulasi dengan menggunakan *software MATLAB Simulink*. Simulasi ini dilakukan

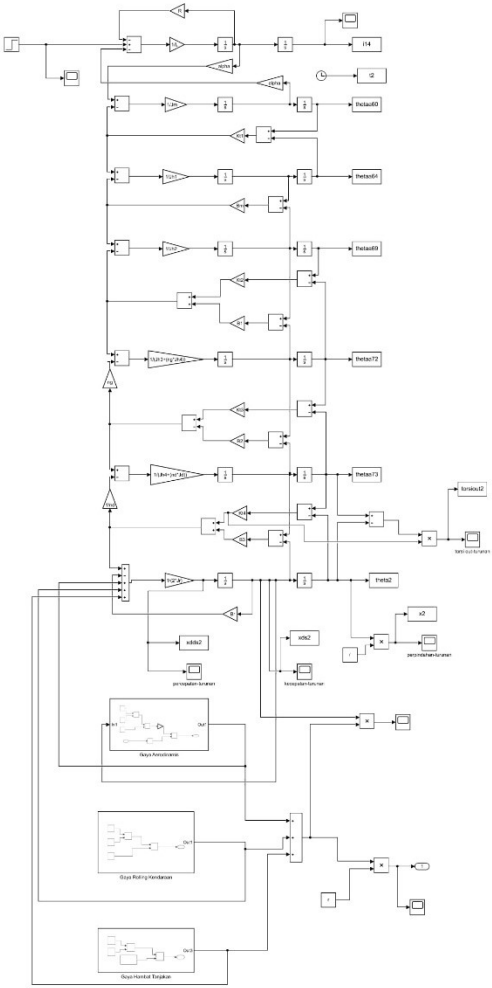
untuk mendapatkan penyelesaian persamaan matematis dari pemodelan kendaraan listrik Calya. *Block diagram* pada *Simulink* berupa *block diagram* kendaraan listrik dengan *input sinusoidal* dan *input step* yang dapat dilihat pada gambar dibawah untuk masing-masing jalan datar, jalan menanjak, dan jalan menurun.



Gambar 3.20 *Block Diagram* Mobil Calya pada Jalan Datar



Gambar 3.21 *Block Diagram* Mobil Calya pada Jalan Menanjak



Gambar 3.22 *Block Diagram* Mobil Calya pada Jalan Menurun

3.2.7 Simulasi

Pada pemodelan kendaraan listrik Calya ini proses simulasi dimulai dengan variasi yang diharapkan mendapatkan karakteristik dinamis kendaraan berupa respon kecepatan, percepatan, torsi dan power dari konversi kendaraan konvensional menjadi kendaraan listrik. *Input* yang digunakan pada simulasi tugas akhir ini berupa *input step* dan *input sinusoidal.* Parameter yang digunakan pada tugas akhir ini didapatkan dari jurnal-jurnal yang berkaitan.

Gambar 3.23 Dimensi Mobil Toyota Calya

Tabel 3.1 Parameter Kendaraan Uji

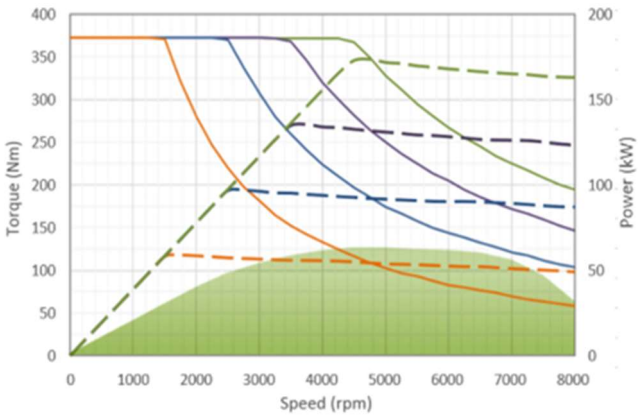
Parameter	Units	Value
Type	Low Multi-Purpose Vehicle	
Configuration Drive Train	Front Wheel Drive	
Dimension	mm	4070 X 1655 X 1600
Weight	Kg	975
Wheelbase	mm	2525
Ground Clearance	mm	180
Wheel	-	Radial (P 175/65 R17)
Wheel Radius	m	0.30
Frontal Area	m^2	2.24
Drag Coefficient (Cd)	-	0.31
Air Density	Kg/m^3	1.204
Rolling Resistance Coefficient	-	0.015

CG Height Above Ground	m	0.5
Distance From CG to Front Axle	m	1.4
Distance From CG to Rear Axle	m	1.6
Wheel Damping (B_R)	N.s/m	8000
Shaft Damping (B_1)	N.s/m	0.01
Shaft Damping (B_2)	N.s/m	0.01
Shaft Damping (B_3)	N.s/m	50
Shaft Stiffness (K_{T1})	N/m	520
Shaft Stiffness (K_{T2})	N/m	100
Shaft Stiffness (K_{T3})	N/m	850

Gambar 3.24 BLDC Motor Yasa P400

Tabel 3.2 Spesifikasi BLDC Motor Yasa P400

Peak Torque @450 A_{RMS}	370 Nm
Continuous Torque	Up tp 200 Nm
Peak Power @700 V_{DC}	160 kW
Continuous Power	20 kW to 100 kW
Speed	0 – 8000 rpm
Peak Eficiency	96 %
Dry Mass	From 24 kg



Gambar 3.25 Karakteristik Motor Listrik BLDC Motor Yasa P400

Tabel 3.3 Parameter Motor Listrik

Parameter	Units	Value
Type	Brushless DC Motor	
Motor Power	kW	35
Moment of Inertia (J_M)	$Kg.m^2$	0.06
Damping Coefficient (B_m)	N.s/m	0.6633
Inductance (R)	H	0.0083
DC Resistance (L)	Ω	0.0017
Alpha	-	0.5

Gambar 3.26 Transmisi Kendaraan Uji

Gambar 3.27 Diferensial Kendaraan Uji

Tabel 3.4 Parameter Transmisi

Parameter	Units	Value
Type	Single Speed Transmission	
Helical Gear 1 Inertia (J_2)	$Kg.m^2$	0.15
Helical Gear 2 Inertia (J_3)	$Kg.m^2$	0.15
Helical Gear 3 Inertia (J_4)	$Kg.m^2$	0.15
Helical Gear 4 + Differential Gear Inertia (Jtotal)	$Kg.m^2$	0.15

Gear Ratio (ng1)	-	1.95
Gear Ratio (ng2)	-	2.06
Gear Ratio (ng3)	-	2.16
Differential Ratio (nd)	-	4.839

3.2.8 Analisa Hasil

Grafik hasil simulasi yang didapatkan kemudian dilakukan analisa data dan pembahasan sesuai dengan dasar teori yang ada sebelumnya. Sehingga dapat diketahui karakteristik dinamis berupa respon kecepatan, percepatan, dan torsi kendaraan listrik. Hasil grafik tersebut dapat digunakan sebagai acuan penelitian serupa.

3.2.9 Kesimpulan dan Saran

Dari hasil analisa yang telah dilakukan, dapat ditarik kesimpulan dan saran. Kesimpulan yang didapatkan yaitu berkaitan dengan poin-poin pembahasan dari hasil simulasi yang telah dilakukan serta menjawab dari rumusan masalah yang ada. Saran yang dibuat merupakan saran yang bersifat membangun agar penelitian ini berjalan dengan baik.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV
ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

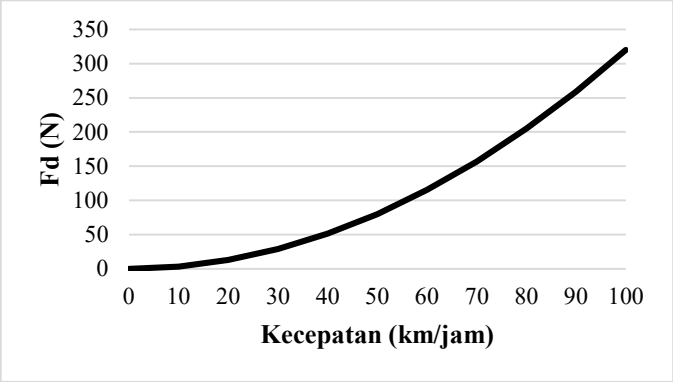
Dalam pemodelan ini didapatkan respon dinamis dari kendaraan listrik Toyota Calya. Respon dinamis yang dibahas dalam bab ini adalah respon dinamis perpindahan, kecepatan, dan percepatan yang dihasilkan oleh kendaraan listrik terhadap waktu.

Langkah pertama dalam melakukan simulasi pada kendaraan listrik adalah pemilihan parameter yang sesuai seperti tercantum pada Tabel 3.1 – Tabel 3.4. Selanjutnya dilakukan penentuan rasio roda gigi kendaraan dengan melakukan perhitungan gaya hambat yang terjadi pada kendaraan meliputi gaya hambat angin, gaya hambat *rolling,* dan gaya hambat tanjakan. Setelah didapatkan nilai rasio roda gigi yang sesuai untuk calya, kemudian langkah selanjutnya yaitu melakukan simulasi kendaraan listrik menggunakan *Input Step* dengan variasi torsi motor listrik yaitu 80 Nm, 100 Nm, 120 Nm, dan 140 Nm. Dari simulasi tersebut didapatkan beberapa grafik respon dinamis yang kemudian akan dilakukan analisa karakteristik dinamis kendaraan listrik.

4.1 Penentuan Rasio Roda Gigi

Dalam menentukan rasio roda gigi kendaraan, terlebih dahulu dilakukan perhitungan gaya hambat yang terjadi pada kendaraan baik saat kondisi jalan lurus maupun saat jalan menanjak. Gaya hambat meliputi gaya hambat angin, gaya hambat rolling, dan gaya hambat akibat tanjakan. Sehingga setelah mengetahui gaya hambat yang terjadi maka dapat ditentukan rasio roda gigi yang dibutuhkan oleh kendaraan berdasarkan sumber tenaga yang digunakan.

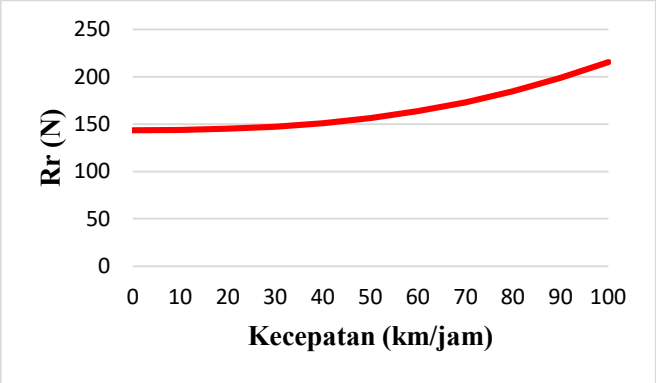
4.1.1 Perhitungan Gaya Hambat Angin (F_D)



Gambar 4.1 Gaya Hambat Angin Kendaraan

Hasil perhitungan gaya hambat kendaraan didapatkan menggunakan persamaan 2.8. Berdasarkan spesifikasi kendaraan yang telah ditentukan dengan nilai ρ (massa jenis udara) 1.204 kg/m^3, C_d (koefisien gaya hambat kendaraan) 0.31, A_f (luas frontal kendaraan) 2.24 m^2, serta v (kecepatan) dari 0 – 100 km/jam dapat dihasilkan gaya hambat angin seperti pada gambar 4.1. Peningkatan gaya hambat angin berbanding lurus dengan peningkatan kecepatan kendaraan. Gaya hambat angin paling kecil terjadi pada kecepatan 0 km/jam yaitu 0 N, sedangkan gaya hambat paling besar adalah 320.16 N pada kecepatan 100 km/jam.

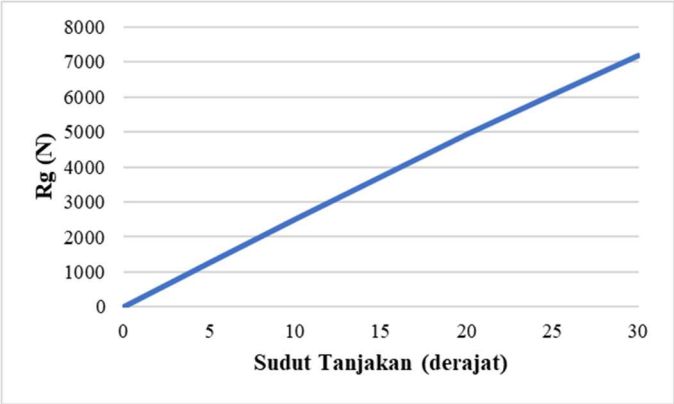
4.1.2 Perhitungan Gaya Hambat *Rolling* (Rr)



Gambar 4.2 Gaya Hambat *Rolling*

Grafik pada gambar 4.2 menunjukkan hasil perhitungan dari gaya hambat *rolling* kendaraan dengan menggunakan persamaan 2.9. Pada perhitungan gaya hambat rolling untuk menentukan koefisien hambatan (fr) yaitu menggunakan persamaan 2.10 terlebih dahulu untuk mencari nilai nilai f_0 dan f_s melalui grafik gambar 2.7, besarnya ini tergantung pada jenis dan tekanan dari ban, tekanan ban yang digunakan mobil Calya adalah sebesar 35 psi. Peningkatan gaya hambat *rolling* berbanding lurus dengan peningkatan kecepatan kendaraan. Gaya hambat *rolling* paling kecil terjadi pada kecepatan 0 km/jam yaitu 143.72 N, sedangkan gaya hambat paling besar adalah 215.57 N pada kecepatan 100 km/jam.

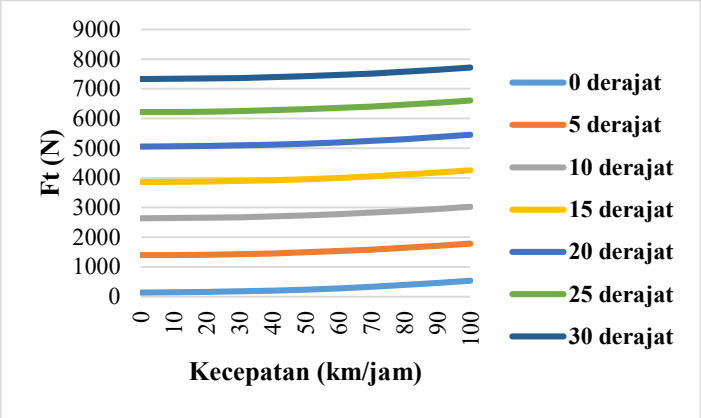
4.1.3 Perhitungan Gaya Hambat Tanjakan (Rg)



Gambar 4.3 Gaya Hambat Tanjakan

Gaya hambat tanjakan merupakan gaya hambat yang terjadi karena kendaraan melewati medan jalan yang memiliki sudut tanjakan tertentu, sehingga berat dari kendaraan akan bertambah karena adanya pengaruh dari gravitasi bumi. Gaya hambat tanjakan dapat dihitung menggunakan persamaan 2.11. Gambar 4.3 menunjukan hasil perhitungan gaya hambat tanjakan, dimanxcda peningkatan gaya hambat berbanding lurus dengan peningkatan sudut tanjakan jalan yang dilalui kenadaraan. Nilai gaya hambat terbesar pada sudut 30 derajat sebesar 7185.83 N dan untuk 0 derajat besar gaya hambat tanjakan adalah 0 N karena kendaraan tidak mengalami pertambahan berat akibat sudut tanjakan.

4.1.4 Perhitungan Gaya Hambat Total



Gambar 4.4 Gaya Hambat Kendaraan Total

Gaya hambat total yang terjadi pada kendaraan saat melewati jalan tanjakan merupakan hasil penjumlahan dari tiga gaya hambat meliputi gaya hambat angin, gaya hambat *rolling*, dan gaya hambat tanjakan. Dapat terlihat pada grafik gambar 4.4 bahwa semakin besar sudut tanjakan yang dilalui oleh kendaraan maka gaya hambat total yang terjadi juga akan semakin besar, sedangkan gaya hambat total paling kecil terjadi pada kendaraan yang melewati jalan mendatar.

4.1.5 Perhitungan Rasio Transmisi

Setelah melakukan perhitungan gaya hambat yang terjadi pada kendaraan maka dapat dilanjutkan dengan perhitungan rasio transmisi. Jumlah tingkat transmisi kendaraan disesuaikan dengan kebutuhan. Rasio roda gigi dihitung berdasarkan gaya dorong terbesar untuk melawan gaya hambat total yang terjadi pada kendaraan saat melewati jalan tanjakan dan torsi maksimum dari motor listrik dengan menggunakan persamaan 2.6.

Rasio roda gigi :

$$i_g = \frac{Ft \times r}{Tm \times Id \times \eta t} = \frac{(W \sin \theta_{max} + f_r .W + F_D)r}{Tm \times Id \times \eta t}$$

Dimana :

M_{total} = 975 kg + 490 kg = 1465 kg
W = 1465 x 9.81= 14371.65 N
$\sin \theta_{max}$ = Sin (30) = 0.5
f_r = 0.015
r = 0.30 m
F_D = 115.28 N
Id = 4.839
ηt = 0.9

a. Dengan torsi maksimum motor listrik Tm = 390 Nm

$$i_g = \frac{Ft \times r}{Tm \times Id \times \eta t} = \frac{(W \sin \theta_{max} + f_r .W + F_D)r}{Tm \times Id \times \eta t}$$

$$i_g = \frac{(14371.65 \times 0.5 + 0.015 \times 14371.65 + 115.28) \times 0.30}{390 \times 4.839 \times 0.9}$$

$$i_g = 1.95$$

b. Dengan torsi maksimum motor listrik Tm = 370 Nm

$$i_g = \frac{Ft \times r}{Tm \times Id \times \eta t} = \frac{(W \sin \theta_{max} + f_r .W + F_D)r}{Tm \times Id \times \eta t}$$

$$i_g = \frac{(14371.65 \times 0.5 + 0.015 \times 14371.65 + \quad .28) \times 0.30}{370 \times 4.839 \times 0.9}$$

$$i_g = 2.06$$

c. Dengan torsi maksimum motor listrik Tm = 350 Nm

$$i_g = \frac{Ft \times r}{Tm \times Id \times \eta t} = \frac{(W \sin \theta_{max} + f_r .W + F_D)r}{Tm \times Id \times \eta t}$$

$$i_g = \frac{(14371.65 \times 0.5 + 0.015 \times 14371.65 + 115.28) \times 0.30}{350 \times 4.839 \times 0.9}$$

$$i_g = 2.18$$

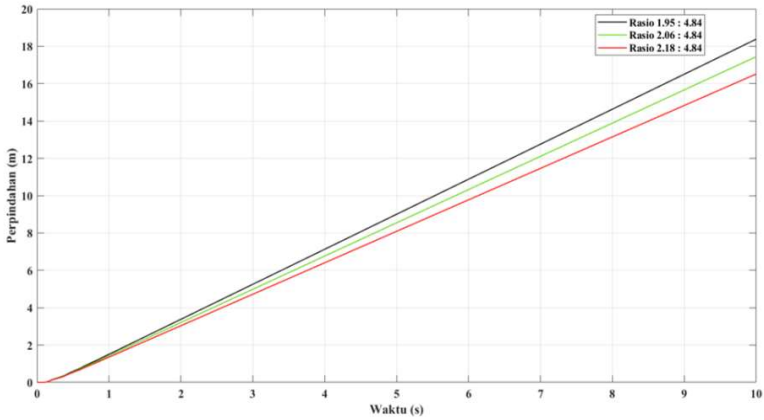
Setelah dilakukan perhitungan didapatkan tiga nilai variasi rasio roda gigi kendaraan sebesar 1.95, 2.06, dan 2.

4.2 Respon Dinamis Kendaraan dengan Variasi Rasio Roda Gigi Kendaraan

Simulasi respon dinamis dengan variasi rasio roda gigi kendaraan dilakukan untuk mendapatkan nilai rasio roda gigi yang sesuai dengan kebutuhan ketika kendaraan melaju melewati jalan datar, tanjakan, maupun turunan. Simulasi ini menggunakan *input step* dengan torsi sebesar 107 Nm dengan rentang waktu simulasi 10 detik. Parameter *stiffness* dan *damping* shaft kendaraan didapatkan dari jurnal. Hasil simulasi respon dinamis berupa perpindahan, kecepatan, dan percepatan pada masing-masing profil jalan dapat dilihat pada pembahasan berikut.

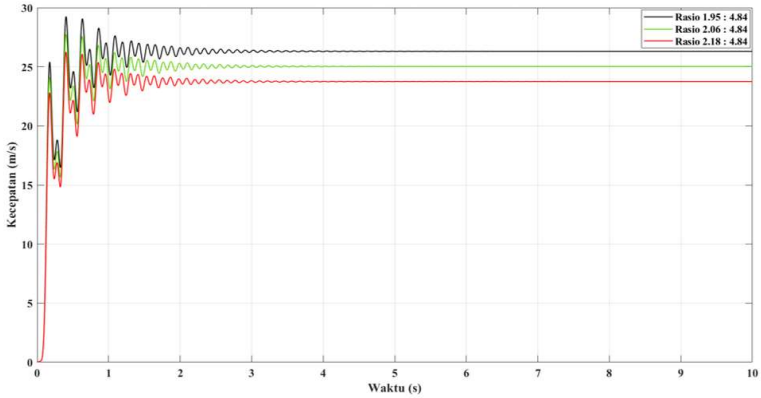
4.2.1 Respon Dinamis Kendaraan dengan Variasi Roda Gigi pada Profil Jalan Datar

Simulasi ini menggunakan *input step* dengan torsi 107 Nm dan variasi rasio roda gigi $i_g = 1.95$, $i_g = 2.06$, dan $i_g = 2.17$ dengan rasio diferensial $i_d = 4.84$ pada profil jalan datar. Dari simulasi *input step* didapatkan grafik perpindahan, kecepatan, dan percepatan dari kedaraan listrik.



Gambar 4.5 Grafik Respon Perpindahan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Jalan Datar

Pada gambar 4.5 merupakan grafik respon perpindahan dari kendaraan listrik pada profil jalan datar dengan masing-masing nilai rasio roda gigi yang telah ditentukan sebelumnya. Pada gambar terlihat bahwa grafik perpindahan memiliki *trendline* meningkat secara linear seiring dengan bertambahnya waktu tempuh dari kendaraan. Nilai perpindahan maksimum untuk rasio roda gigi i_g = 1.95 adalah sebesar 18.38 m, 17.45 m untuk i_g = 2.06, dan 16.52 m untuk i_g = 2.18. Sehingga diketahui bahwa perpindahan terbesar terjadi pada kendaraan yang menggunakan nilai rasio roda gigi sebesar i_g = 1.95.

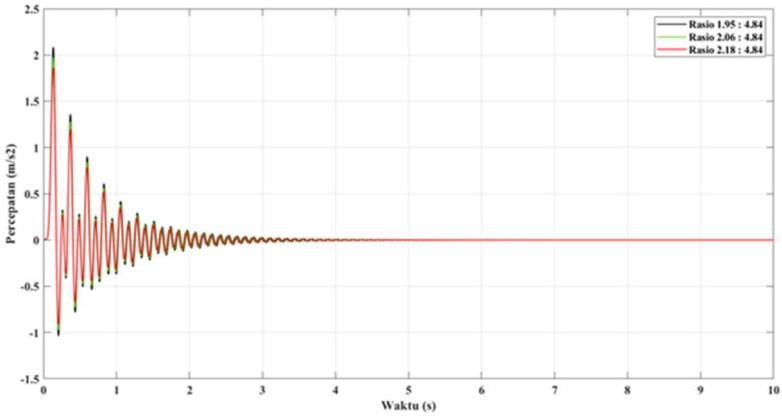


Gambar 4.6 Grafik Respon Kecepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Jalan Datar

Pada gambar 4.6 merupakan grafik respon kecepatan dari kendaraan listrik pada profil jalan datar dengan masing-masing nilai rasio roda gigi. Dari gambar diatas diketahui bahwa ketiga grafik memiliki *trendline* yang sama, dimana pada setiap grafik pada waktu 0 hingga 4 detik kecepatan mengalami naik dan turun kemudian bernilai konstan. Respon kecepatan pada kendaraan yang menggunakan rasio roda gigi i_g = 1.95 memiliki *peak* sebesar 25.40 m/s pada *peak time* 0.30 detik. Respon mencapai keadaan

steady state setelah 3.92 detik dengan kecepatan maksimum 26.31 m/s. Untuk respon kecepatan pada rasio roda gigi i_g = 2.06 memiliki *peak* sebesar 24.10 m/s pada *peak time* 0.30 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 3.92 detik dengan kecepatan maksimum 25.03 m/s. Selanjutnya respon kecepatan pada rasio roda gigi i_g = 2.18 memiliki *peak* sebesar 22.81 m/s pada *peak time* 0.30 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 3.92 detik dengan kecepatan maksimum 23.75 m/s.

Pengaruh dari besar rasio roda gigi yang digunakan pada kendaraan adalah apabila rasio roda gigi bernilai besar maka kecepatan kendaraan akan direduksi atau menurun, tetapi momen yang dihasilkan bernilai besar. Sedangkan apabila rasio roda gigi lebih kecil maka kecepatan kendaraan akan meningkat namun momen akan menurun. Grafik diatas sudah sesuai dimana kendaraan yang menggunakan rasio roda gigi paling kecil i_g = 1.95 menghasilkan kecepatan paling besar dibandingkan dua rasio lainnya.

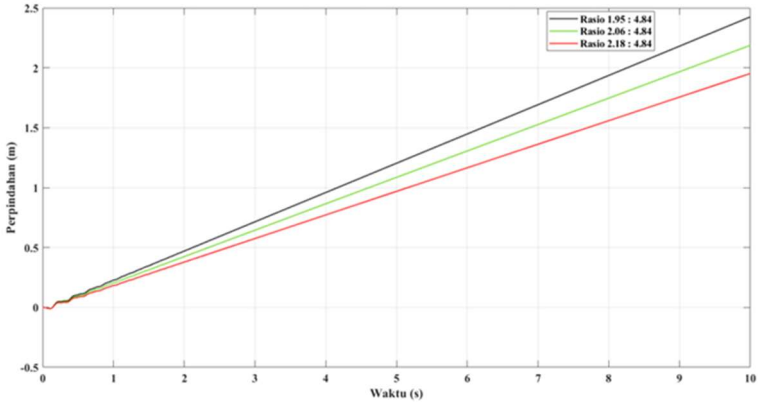


Gambar 4.7 Grafik Respon Percepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Jalan Datar

Pada gambar 4.7 merupakan grafik respon percepatan dari kendaraan listrik pada profil jalan datar dengan masing-masing nilai rasio roda gigi. Terlihat grafik mengalami kenaikan dan penurunan yang tajam kemudian menurun hingga mencapai percepatan 0 m/s^2. Respon percepatan pada rasio roda gigi i_g = 1.95 memiliki *peak* atau percepatan maksimum sebesar 2.08 m/s^2 pada *peak time* 0.26 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 4.3 detik. Untuk respon kecepatan pada rasio roda gigi i_g = 2.06 memiliki *peak* atau percepatan maksimum sebesar 1.97 m/s^2 pada *peak time* 0.26 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 4.3 detik. Selanjutnya respon kecepatan pada rasio roda gigi i_g = 2.18 memiliki *peak* atau percepatan maksimum sebesar 1.86 m/s^2 pada *peak time* 0.26 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 4.3 detik. Apabila rasio roda gigi bernilai besar maka percepatan maksimum yang dicapai kendaraan akan bernilai kecil, begitu pula sebaliknya ketika nilai rasio roda gigi kecil maka percepatan maksimum bernilai besar. Sehingga diketahui bahwa percepatan terbesar terjadi pada kendaraan yang menggunakan nilai rasio roda gigi sebesar i_g = 1.95.

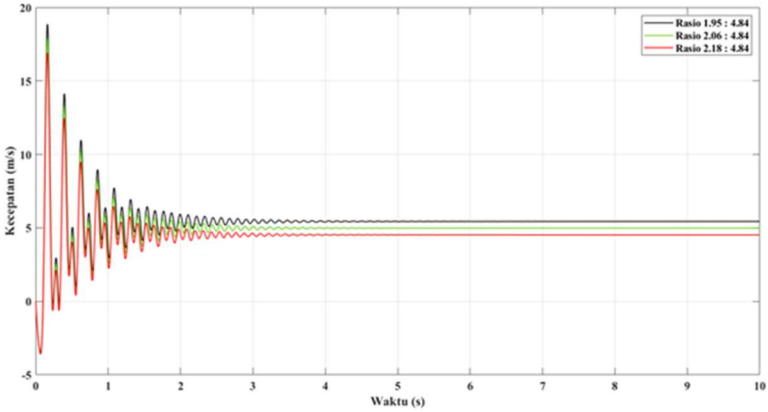
4.2.2 Respon Dinamis Kendaraan dengan Variasi Roda Gigi pada Profil Jalan Tanjakan

Simulasi ini menggunakan *input step* dengan torsi 107 Nm dan variasi rasio roda gigi i_g = 1.95, i_g = 2.06, dan i_g = 2.17 dengan rasio diferensial i_d = 4.84 pada profil jalan tanjakan. Dari simulasi *input step* didapatkan grafik perpindahan, kecepatan, dan percepatan dari kedaraan listrik.



Gambar 4.8 Grafik Respon Perpindahan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Profil Jalan Tanjakan

Pada gambar 4.8 merupakan grafik respon perpindahan dari kendaraan listrik pada profil jalan tanjakan dengan masing-masing nilai rasio roda gigi yang telah ditentukan sebelumnya. Pada gambar terlihat bahwa grafik perpindahan memiliki *trendline* meningkat secara linear seiring dengan bertambahnya waktu tempuh dari kendaraan. Nilai perpindahan maksimum untuk rasio roda gigi i_g = 1.95 adalah sebesar 2.4 m, 2.188 m untuk i_g = 2.06, dan 1.95 m untuk i_g = 2.18. Sehingga diketahui bahwa perpindahan terbesar terjadi pada kendaraan yang menggunakan nilai rasio roda gigi sebesar i_g = 1.95. Perpindahan pada profil jalan tanjakan lebih kecil dibandingkan jalan datar dikarenakan adanya pengaruh gaya hambat yang lebih besar dibandingkan gaya dorong kendaraan.

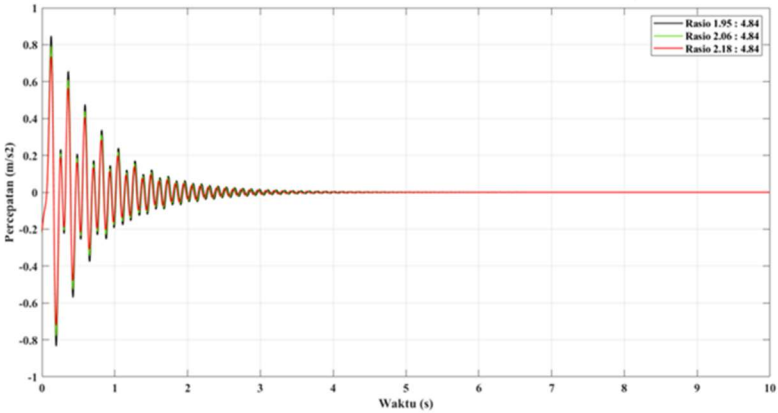


Gambar 4.9 Grafik Respon Kecepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Jalan Tanjakan

Pada gambar 4.9 merupakan grafik respon kecepatan dari kendaraan listrik pada profil jalan tanjakan dengan masing-masing nilai rasio roda gigi. Dari gambar diatas diketahui bahwa ketiga grafik memiliki *trendline* yang sama, dimana pada setiap grafik pada waktu 0 hingga 4 detik kecepatan mengalami naik dan turun kemudian bernilai konstan. Respon kecepatan pada kendaraan yang menggunakan rasio roda gigi i_g = 1.95 memiliki *peak* sebesar 26.88 m/s pada *peak time* 0.28 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 4.20 detik dengan kecepatan maksimum 5.43 m/s. Untuk respon kecepatan pada rasio roda gigi i_g = 2.06 memiliki *peak* sebesar 17.88 m/s pada *peak time* 0.28 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 4.20 detik dengan kecepatan maksimum 4.98 m/s. Selanjutnya respon kecepatan pada rasio roda gigi i_g = 2.18 memiliki *peak* sebesar 16.91 m/s pada *peak time* 0.28 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 4.20 detik dengan kecepatan maksimum 4.52 m/s.

Pengaruh dari besar rasio roda gigi yang digunakan pada kendaraan adalah apabila rasio roda gigi bernilai besar maka kecepatan kendaraan akan direduksi atau menurun, tetapi momen

yang dihasilkan bernilai besar. Sedangkan apabila rasio roda gigi lebih kecil maka kecepatan kendaraan akan meningkat namun momen akan menurun. Grafik diatas sudah sesuai dimana kendaraan yang menggunakan rasio roda gigi paling kecil $i_g = 1.95$ menghasilkan kecepatan paling besar dibandingkan dua rasio lainnya.



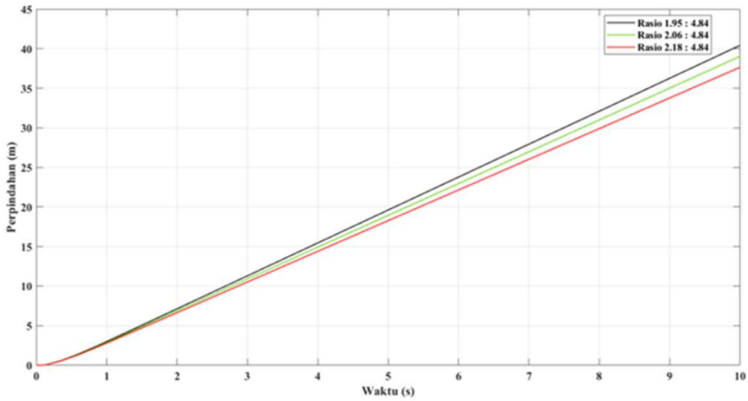
Gambar 4.10 Grafik Respon Percepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Jalan Tanjakan

Pada gambar 4.10 merupakan grafik respon percepatan dari kendaraan listrik pada profil jalan datar dengan masing-masing nilai rasio roda gigi. Terlihat grafik mengalami kenaikan dan penurunan yang tajam kemudian menurun hingga mencapai percepatan 0 m/s^2. Respon percepatan pada rasio roda gigi $i_g = 1.95$ memiliki *peak* atau percepatan maksimum sebesar 0.84 m/s^2 pada *peak time* 0.24 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 3.95 detik. Untuk respon kecepatan pada rasio roda gigi $i_g = 2.06$ memiliki *peak* atau percepatan maksimum sebesar 0.79 m/s^2 pada *peak time* 0.24 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 3.95 detik. Selanjutnya respon kecepatan pada rasio roda gigi $i_g = 2.18$ memiliki *peak* atau percepatan maksimum sebesar

0.73 m/s^2 pada *peak time* 0.24 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 3.95 detik. Apabila rasio roda gigi bernilai besar maka percepatan maksimum yang dicapai kendaraan akan bernilai kecil, begitu pula sebaliknya ketika nilai rasio roda gigi kecil maka percepatan maksimum bernilai besar. Sehingga diketahui bahwa percepatan terbesar terjadi pada kendaraan yang menggunakan nilai rasio roda gigi sebesar i_g = 1.95.

4.2.3 Respon Dinamis Kendaraan dengan Variasi Roda Gigi pada Profil Jalan Turunan

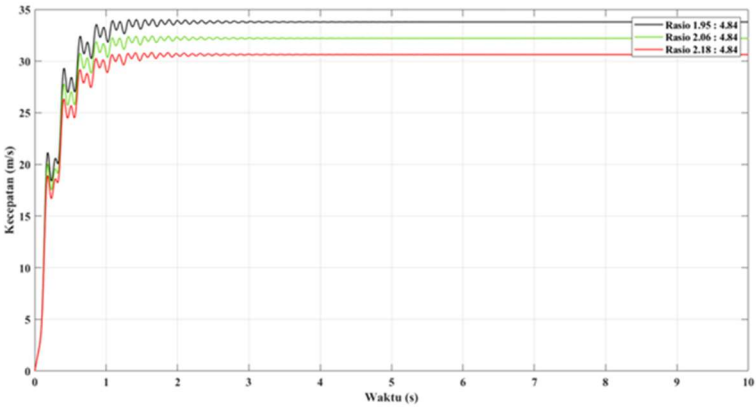
Simulasi ini menggunakan *input step* dengan torsi 107 Nm dan variasi rasio roda gigi i_g = 1.95, i_g = 2.06, dan i_g = 2.17 dengan rasio diferensial i_d = 4.84 pada profil jalan turunan. Dari simulasi *input step* didapatkan grafik perpindahan, kecepatan, dan percepatan dari kedaraan listrik.



Gambar 4.11 Grafik Respon Perpindahan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Profil Jalan Turunan

Pada gambar 4.11 merupakan grafik respon perpindahan dari kendaraan listrik pada profil jalan turunan dengan masing-masing nilai rasio roda gigi yang telah ditentukan sebelumnya. Pada

gambar terlihat bahwa grafik perpindahan memiliki *trendline* meningkat secara linear seiring dengan bertambahnya waktu tempuh dari kendaraan. Nilai perpindahan maksimum untuk rasio roda gigi i_g = 1.95 adalah sebesar 40.42 m, 39.03 m untuk i_g = 2.06, dan 37.65 m untuk i_g = 2.18. Sehingga diketahui bahwa perpindahan terbesar terjadi pada kendaraan yang menggunakan nilai rasio roda gigi sebesar i_g = 1.95. Perpindahan pada jalan turunan memiliki nilai paling besar dibandingkan jalan datar dan jalan tanjakan, hal ini dikarenakan adanya penambahan gaya dorong yang lebih besar untuk melawan gaya hambat yang terjadi pada kendaraan.

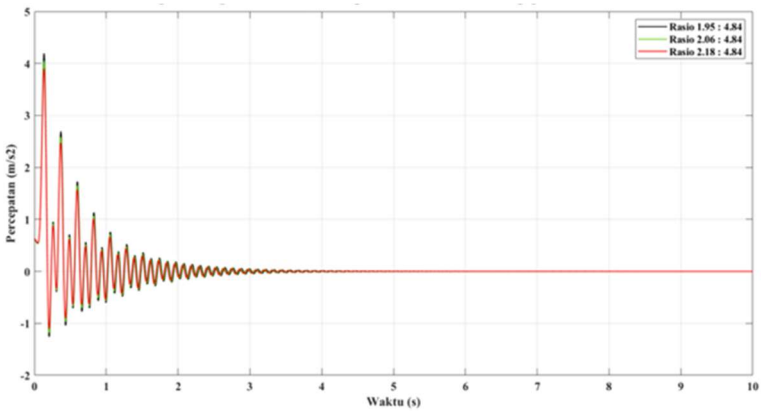


Gambar 4.12 Grafik Respon Percepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Jalan Turunan

Pada gambar 4.12 merupakan grafik respon kecepatan dari kendaraan listrik pada profil jalan turunan dengan masing-masing nilai rasio roda gigi. Dari gambar diatas diketahui bahwa ketiga grafik memiliki *trendline* yang sama, dimana pada setiap grafik pada waktu 0 hingga 4 detik kecepatan mengalami naik dan turun kemudian bernilai konstan. Respon kecepatan pada kendaraan yang menggunakan rasio roda gigi i_g = 1.95 memiliki *peak* sebesar

21.16 m/s pada *peak time* 0.31 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 4.54 detik dengan kecepatan maksimum 33.78 m/s. Untuk respon kecepatan pada rasio roda gigi i_g = 2.06 memiliki *peak* sebesar 20.01 m/s pada *peak time* 0.31 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 4.54 detik dengan kecepatan maksimum 32.20 m/s. Selanjutnya respon kecepatan pada rasio roda gigi i_g = 2.18 memiliki *peak* sebesar 18.93 m/s pada *peak time* 0.31 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 4.54 detik dengan kecepatan maksimum 30.62 m/s.

Pengaruh dari besar rasio roda gigi yang digunakan pada kendaraan adalah apabila rasio roda gigi bernilai besar maka kecepatan kendaraan akan direduksi atau menurun, tetapi momen yang dihasilkan bernilai besar. Sedangkan apabila rasio roda gigi lebih kecil maka kecepatan kendaraan akan meningkat namun momen akan menurun. Grafik diatas sudah sesuai dimana kendaraan yang menggunakan rasio roda gigi paling kecil i_g = 1.95 menghasilkan kecepatan paling besar dibandingkan dua rasio lainnya.



Gambar 4.13 Grafik Respon Percepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Jalan Turunan

Pada gambar 4.13 merupakan grafik respon percepatan dari kendaraan listrik pada profil jalan datar dengan masing-masing nilai rasio roda gigi. Terlihat grafik mengalami kenaikan dan penurunan yang tajam kemudian menurun hingga mencapai percepatan 0 m/s^2. Respon percepatan pada rasio roda gigi i_g = 1.95 memiliki *peak* atau percepatan maksimum sebesar 4.86 m/s^2 pada *peak time* 0.26 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 3.86 detik. Untuk respon kecepatan pada rasio roda gigi i_g = 2.06 memiliki *peak* atau percepatan maksimum sebesar 4.05 m/s^2 pada *peak time* 0.26 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 3.86 detik. Selanjutnya respon kecepatan pada rasio roda gigi i_g = 2.18 memiliki *peak* atau percepatan maksimum sebesar 3.91 m/s^2 pada *peak time* 0.26 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 3.86 detik. Apabila rasio roda gigi bernilai besar maka percepatan maksimum yang dicapai kendaraan akan bernilai kecil, begitu pula sebaliknya ketika nilai rasio roda gigi kecil maka percepatan maksimum bernilai besar. Sehingga diketahui bahwa percepatan terbesar terjadi pada kendaraan yang menggunakan nilai rasio roda gigi sebesar i_g = 1.95.

Tabel 4.1 Nilai Perpindahan, Kecepatan, dan Percepatan pada Kendaraan Listrik dengan Variasi Rasio Roda Gigi

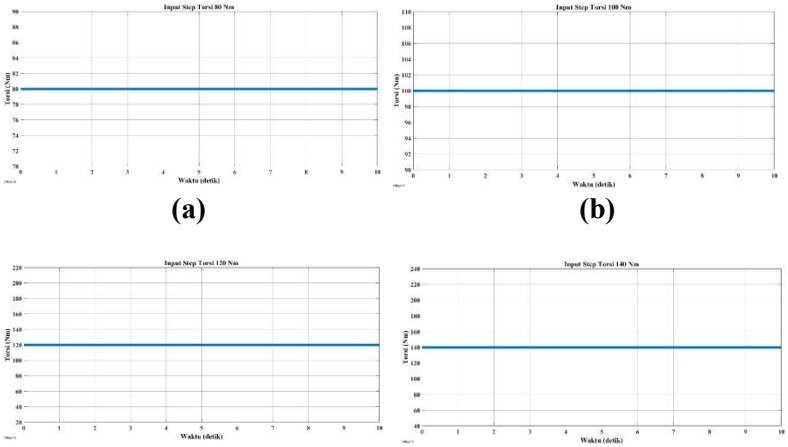
Variasi Simulasi		**Perpindahan maksimum (m)**	**Kecepatan maksimum (m/s)**	**Percepatan (m/s^2)**
Jalan Datar	I_g = 1.95	18.38	26.31	2.08
	I_g = 2.06	17.45	25.03	1.97
	I_g = 2.18	16.25	23.75	1.86
Jalan Tanjakan	I_g = 1.95	2.40	5.43	0.84
	I_g = 2.06	2.19	4.98	0.79

	I_g = 2.18	1.95	4.52	0.73
Jalan Turunan	I_g = 1.95	40.42	33.78	4.86
	I_g = 2.06	39.03	32.20	4.05
	I_g = 2.18	37.65	30.62	3.91

Tabel 4.1 berisi nilai perpindahan maksimum, kecepatan maksimum, dan percepatan maksimum pada kendaraan listrik dengan variasi rasio roda gigi bernilai i_g = 1.95, i_g = 2.06, dan i_g = 2.18. Dari masing-masing nilai rasio roda gigi tersebut disimulasikan pada kendaraan yang melewati tiga profil jalan yaitu jalan datar, jalan tanjakan, dan jalan turunan. Pengaruh dari besar rasio roda gigi yang digunakan pada kendaraan adalah pada kecepatan kendaraan. Apabila rasio roda gigi bernilai besar maka kecepatan kendaraan akan direduksi atau menurun, tetapi momen yang dihasilkan bernilai besar. Sedangkan apabila rasio roda gigi lebih kecil maka kecepatan kendaraan akan meningkat namun momen akan menurun. Dari tabel diatas dapat diketahui bahwa kendaraan yang menggunakan rasio roda gigi paling kecil i_g = 1.95 menghasilkan kecepatan paling besar dibandingkan dua rasio lainnya.

4.3 Respon Dinamis Kendaraan dengan Variasi Input Torsi

Setelah didapatkan nilai rasio roda gigi yang sesuai untuk kendaraan, maka simulasi selanjutnya adalah dengan memvariasikan besar dari input torsi yang diberikan oleh motor listrik. Nilai rasio roda gigi yang digunakan i_g = 1.95 dengan rasio diferensial i_d = 4.84. Input step yang digunakan dalam simulasi ini adalah torsi dari motor listrik dengan besar yang bervariasi yaitu 80 Nm, 100 Nm, 120 Nm, dan 140 Nm. Input tersebut disimulasikan dalam rentang waktu 10 detik. Berikut merupakan gambar dari input step yang dapat dilihat pada gambar 4.14.

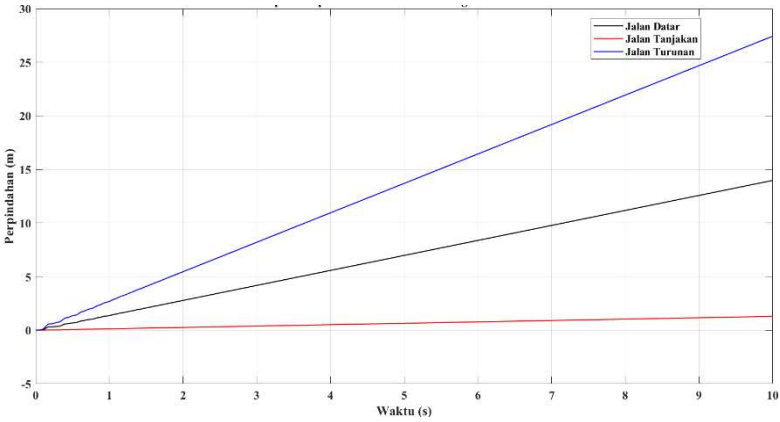


Gambar 4.14 (a) *Input Step* torsi 80 Nm **(b)** *Input Step* torsi 100 Nm **(c)** *Input step* torsi 120 Nm **(d)** *Input Step torsi* 140 Nm

Simulasi ini dilakukan dengan menggunakan parameter kendaraan listrik pada Tabel 3.1, parameter motor listrik pada Tabel 3.3, dan parameter transmisi pada Tabel 3.4. Respon dinamis dengan *input step* pada masing-masing profil jalan dengan variasi torsi motor listrik dapat dilihat pada pembahasan berikut.

4.3.1 *Input Step* dengan Torsi 80 Nm

Simulasi ini menggunakan *input step* dengan torsi 80 Nm. Dari simulasi *input step* ini didapatkan nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum dari mobil listrik.

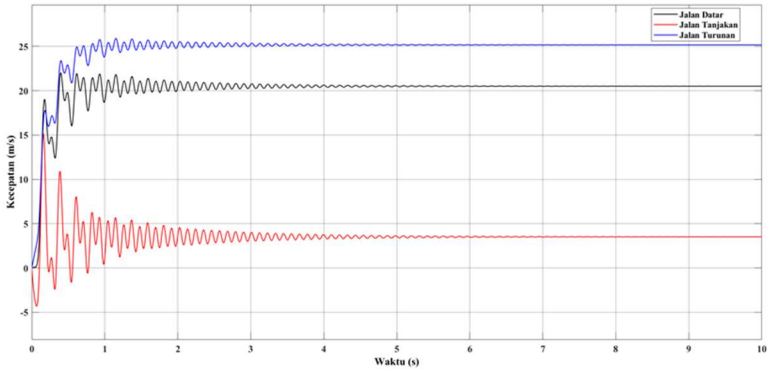


Gambar 4.15 Grafik Respon Perpindahan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan *Input Step* dengan Torsi 80 Nm

Pada gambar 4.15 merupakan grafik respon perpindahan dari kendaraan listrik pada masing-masing profil jalan dengan *input* torsi 80 Nm. Pada grafik terlihat bahwa grafik perpindahan memiliki *trendline* naik seiring dengan bertambahnya waktu tempuh dari kendaraan. Dari perbandingan ketiga grafik diatas, dapat diketahui bahwa perpindahan terbesar terjadi pada kendaraan yang bergerak melewati jalan turunan hal ini dikarenakan adanya penambahan gaya dorong pada kendaraan sehingga perpindahan bernilai lebih besar dibandingkan dengan kendaraan yang bergerak melewati jalan datar, sedangkan nilai terkecil terjadi ketika kendaraan melewati jalan tanjakan karena adanya penambahan gaya hambat tanjakan. Penambahan gaya dorong dan gaya hambat tanjakan pada kendaraan tergantung pada besar dari sudut jalan yang dilalui. Pada simulasi ini penulis menggunakan sudut jalan tanjakan sebesar 30 derajat.

Pada grafik perpindahan didapatkan nilai perpindahan maksimum dengan waktu 10 detik sebesar 13.97 m pada jalan datar, 1.29 m pada jalan tanjakan, dan 27.42 m pada jalan turunan. Dari hasil grafik yang didapatkan, grafik sesuai dengan teori bahwa perpindahan kendaraan akan naik secara linear dikarenakan

kendaraan mendapatkan laju konstan akibat torsi yang dihasilkan oleh motor listrik.



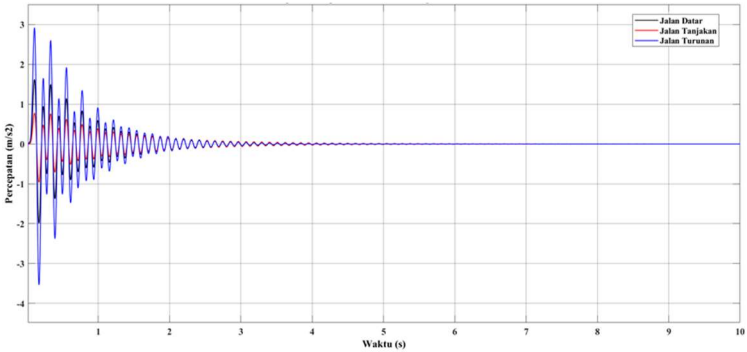
Gambar 4.16 Grafik Respon Kecepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan *Input Step* dengan Torsi 80 Nm

Pada gambar 4.16 merupakan grafik respon kecepatan dari kendaraan listrik pada masing-masing profil jalan dengan torsi sebesar 80 Nm. Dari ketiga grafik diatas diketahui memiliki *trendline* yang sama, dimana pada setiap grafik pada waktu 0 hingga 4 detik kecepatan mengalami naik dan turun kemudian kecepatan kendaraan bernilai konstan. Respon kecepatan pada jalan turunan memiliki *peak* sebesar 17.74 m/s pada *peak time* 0.18 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 6.8 detik dengan kecepatan maksimum 25.16 m/s. Untuk respon kecepatan pada jalan datar memiliki *peak* sebesar 18.92 m/s pada *peak time* 0.17 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 6.4 detik dengan kecepatan maksimum 20.50 m/s. Selanjutnya respon kecepatan pada jalan tanjakan memiliki *peak* sebesar 15.04 m/s pada *peak time* 0.16 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 7.4 detik dengan kecepatan maksimum 3.51 m/s.

Kecepatan kendaraan paling besar terjadi pada kendaraan yang melewati jalan turunan hal ini dikarenakan adanya penambahan gaya dorong yang lebih besar untuk melawan gaya hambat rolling

dan aerodinamis sehingga kendaraan dapat melaju lebih cepat. Selain itu pengaruh dari beban kendaraan ketika penumpang terisi penuh akan membuat kendaraan dapat meluncur lebih cepat, namun hal ini terjadi sebaliknya saat kendaraan melewati jalan tanjakan. Sedangkan saat melewati jalan tanjakan kecepatan akan bernilai kecil, hal ini disebabkan oleh adanya pengaruh gravitasi dimana semua gaya yang terjadi pada kendaraan meliputi gaya aerodinamis, gaya rolling, dan gaya hambat tanjakan akan berlawanan dengan arah gerak dari kendaraan. Besar dari sudut jalan yang dilalui juga berpengaruh terhadap kecepatan. Semakin besar sudut jalan tanjakan maka semakin kecil kecepatan yang dapat dicapai oleh kendaraan. Pada simulasi ini penulis menggunakan sudut jalan tanjakan sebesar 30 derajat.

Grafik yang didapat sesuai dengan teori, pada awal kendaraan bergerak melaju kendaraan akan mengalami kecepatan naik turun selama beberapa detik dikarenakan pada awal kendaraan melaju terdapat respon waktu terhadap besar torsi yang diberikan motor listrik menuju penggerak untuk melawan hambatan pada powertrain, sehingga kendaraan dapat melaju hingga kecepatan stabil. Hambatan powertrain ini berupa adanya *stiffness* dan *damping* yang menjadi parameter pada simulasi. Hal tersebut mengakibatkan ketika kendaraan mulai bergerak dari keadaan diam, daya input akan menggerakkan motor hingga berputar dan mendapatkan hambatan dari powertrain sehingga terjadi penurunan kecepatan. Selanjutnya motor kembali berputar hingga mendapat kecepatan stabil.



Gambar 4.17 Grafik Respon Percepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan *Input Step* dengan Torsi 80 Nm

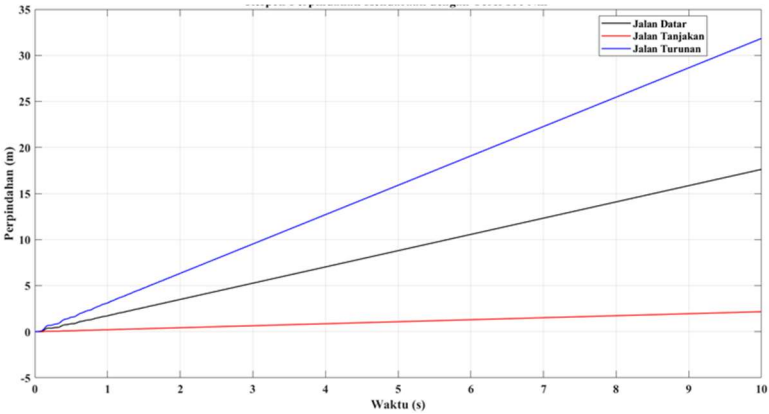
Pada gambar 4.17 merupakan grafik respon percepatan dari kendaraan listrik pada masing-masing profil jalan dengan *input* torsi 80 Nm. Terlihat grafik mengalami kenaikan dan penurunan yang tajam kemudian menurun hingga mencapai percepatan 0 m/s^2. Respon percepatan pada jalan turunan memiliki *peak* atau percepatan maksimum sebesar 2.92 m/s^2 pada *peak time* 0.18 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 5.3 detik. Untuk respon kecepatan pada jalan datar memiliki *peak* atau percepatan maksimum sebesar 1.62 m/s^2 pada *peak time* 0.18 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 5.3 detik. Selanjutnya respon kecepatan pada jalan tanjakan memiliki *peak* atau percepatan maksimum sebesar 0.77 m/s^2 pada *peak time* 0.18 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 5.3 detik.

Percepatan kendaraan paling besar terjadi ketika melewati jalan turunan dan paling kecil ketika melewati jalan tanjakan. Perbedaan besar pecepatan ini disebabkan adanya pengaruh dari gaya dorong dan gaya hambat yang terjadi pada kendaraan, selain itu dipengaruhi oleh besar sudut jalan yang dilalui. Semakin besar sudut jalan tanjakan yang dilalui maka semakin kecil percepatan kendaraan. Pada simulasi ini penulis menggunakan sudut jalan tanjakan sebesar 30 derajat. Grafik yang didapatkan sesuai dengan teori, dimana percepatan ketika kendaraan mulai melaju dari

keadaan diam sehingga percepatan akan berkurang menuju kecepatan konstan dan menyebabkan tidak adanya percepatan.

4.3.2 *Input Step* dengan Torsi 100 Nm

Pada simulasi ini digunakan *input step* dengan torsi 100 Nm. Dari simulasi *input step* ini didapatkan nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum dari mobil listrik.

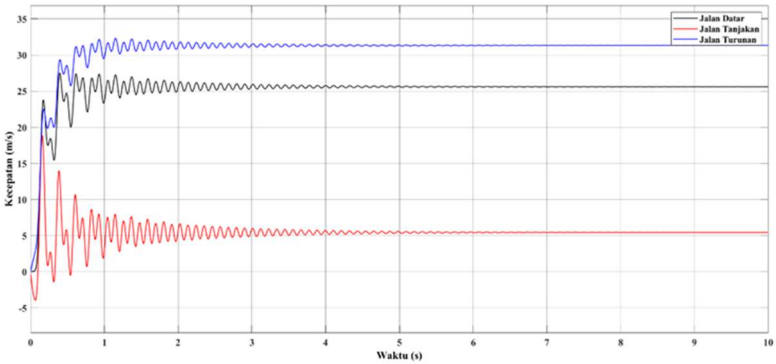


Gambar 4.18 Grafik Respon Perpindahan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan *Input Step* dengan Torsi 100 Nm

Pada gambar 4.18 merupakan grafik respon perpindahan dari kendaraan listrik pada masing-masing profil jalan dengan *input* torsi 100 Nm. Pada grafik terlihat bahwa grafik perpindahan memiliki *trendline* naik seiring dengan bertambahnya waktu tempuh dari kendaraan. Dari perbandingan ketiga grafik diatas, dapat diketahui bahwa perpindahan terbesar terjadi pada kendaraan yang bergerak melewati jalan turunan hal ini dikarenakan adanya penambahan gaya dorong pada kendaraan sehingga perpindahan bernilai lebih besar dibandingkan dengan kendaraan yang bergerak melewati jalan datar, sedangkan nilai terkecil terjadi ketika kendaraan melewati jalan tanjakan karena adanya penambahan gaya hambat tanjakan. Penambahan gaya dorong dan gaya hambat

tanjakan pada kendaraan tergantung pada besar dari sudut jalan yang dilalui. Pada simulasi ini penulis menggunakan sudut jalan tanjakan sebesar 30 derajat.

Pada grafik perpindahan didapatkan nilai perpindahan maksimum dengan waktu 10 detik sebesar 17.81 m pada jalan datar, 2.17 m pada jalan tanjakan, dan 31.84 m pada jalan turunan. Dari hasil grafik yang didapatkan, grafik sesuai dengan teori bahwa perpindahan kendaraan akan naik secara linear dikarenakan kendaraan mendapatkan laju konstan akibat torsi yang dihasilkan oleh motor listrik.



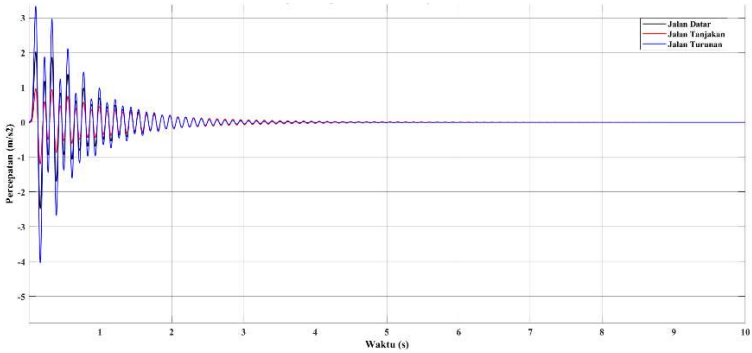
Gambar 4.19 Grafik Respon Kecepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan *Input Step* dengan Torsi 100 Nm

Pada gambar 4.19 merupakan grafik respon kecepatan dari kendaraan listrik pada masing-masing profil jalan dengan torsi sebesar 100 Nm. Respon kecepatan pada jalan turunan memiliki *peak* sebesar 22.46 m/s pada *peak time* 0.18 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 6.4 detik dengan kecepatan maksimum 31.30 m/s. Untuk respon kecepatan pada jalan datar memiliki *peak* sebesar 23.64 m/s pada *peak time* 0.17 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 6.7 detik dengan kecepatan maksimum 25.59 m/s. Selanjutnya respon kecepatan pada jalan tanjakan memiliki *peak* sebesar 18.76 m/s pada *peak time* 0.16

detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 7.7 detik dengan kecepatan maksimum 5.44 m/s.

Kecepatan kendaraan paling besar terjadi pada kendaraan yang melewati jalan turunan hal ini dikarenakan adanya penambahan gaya dorong yang lebih besar untuk melawan gaya hambat rolling dan aerodinamis sehingga kendaraan dapat melaju lebih cepat. Selain itu pengaruh dari beban kendaraan ketika penumpang terisi penuh akan membuat kendaraan dapat meluncur lebih cepat, namun hal ini terjadi sebaliknya saat kendaraan melewati jalan tanjakan. Sedangkan saat melewati jalan tanjakan kecepatan akan bernilai kecil, hal ini disebabkan oleh adanya pengaruh gravitasi dimana semua gaya yang terjadi pada kendaraan meliputi gaya aerodinamis, gaya rolling, dan gaya hambat tanjakan akan berlawanan dengan arah gerak dari kendaraan. Besar dari sudut jalan yang dilalui juga berpengaruh terhadap kecepatan. Semakin besar sudut jalan tanjakan maka semakin kecil kecepatan yang dapat dicapai oleh kendaraan. Pada simulasi ini penulis menggunakan sudut jalan tanjakan sebesar 30 derajat.

Grafik yang didapat sesuai dengan teori, pada awal kendaraan bergerak melaju kendaraan akan mengalami kecepatan naik turun selama beberapa detik dikarenakan pada awal kendaraan melaju terdapat respon waktu terhadap besar torsi yang diberikan motor listrik menuju penggerak untuk melawan hambatan pada powertrain, sehingga kendaraan dapat melaju hingga kecepatan stabil. Hambatan powertrain ini berupa adanya *stiffness* dan *damping* yang menjadi parameter pada simulasi. Hal tersebut mengakibatkan ketika kendaraan mulai bergerak dari keadaan diam, daya input akan menggerakkan motor hingga berputar dan mendapatkan hambatan dari powertrain sehingga terjadi penurunan kecepatan. Selanjutnya motor kembali berputar hingga mendapat kecepatan stabil.



Gambar 4.20 Grafik Respon Percepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan *Input Step* dengan Torsi 100 Nm

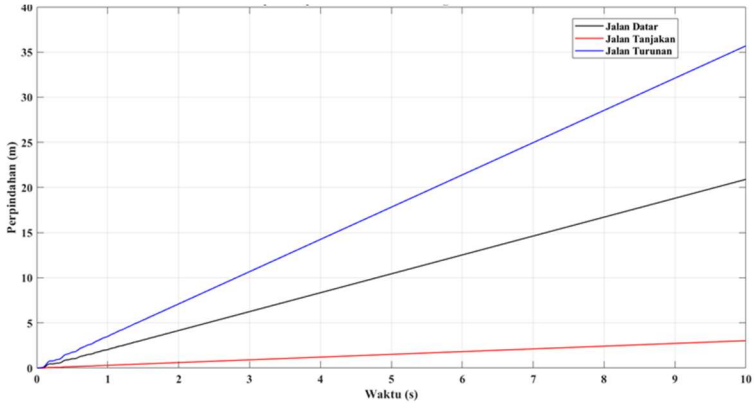
Pada gambar 4.20 merupakan grafik respon percepatan dari kendaraan listrik pada masing-masing profil jalan dengan *input* torsi 100 Nm. Terlihat grafik mengalami kenaikan dan penurunan yang tajam kemudian menurun hingga mencapai percepatan 0 m/s^2. Respon percepatan pada jalan turunan memiliki *peak* atau percepatan maksimum sebesar 3.34 m/s^2 pada *peak time* 0.19 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 4.54 detik. Untuk respon kecepatan pada jalan datar memiliki *peak* atau percepatan maksimum sebesar 2.03 m/s^2 pada *peak time* 0.19 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 4.54 detik. Selanjutnya respon kecepatan pada jalan tanjakan memiliki *peak* atau percepatan maksimum sebesar 0.97 m/s^2 pada *peak time* 0.19 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 4.54 detik.

Percepatan kendaraan paling besar terjadi ketika melewati jalan turunan dan paling kecil ketika melewati jalan tanjakan. Perbedaan besar pecepatan ini disebabkan adanya pengaruh dari gaya dorong dan gaya hambat yang terjadi pada kendaraan, selain itu dipengaruhi oleh besar sudut jalan yang dilalui. Semakin besar sudut jalan tanjakan yang dilalui maka semakin kecil percepatan kendaraan. Pada simulasi ini penulis menggunakan sudut jalan tanjakan sebesar 30 derajat. Grafik yang didapatkan sesuai dengan

teori, dimana percepatan ketika kendaraan mulai melaju dari keadaan diam sehingga percepatan akan berkurang menuju kecepatan konstan dan menyebabkan tidak adanya percepatan.

4.3.3 *Input Step* dengan Torsi 120 Nm

Pada simulasi ini digunakan *input step* dengan torsi 120 Nm. Dari simulasi *input step* ini didapatkan nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum dari mobil listrik.

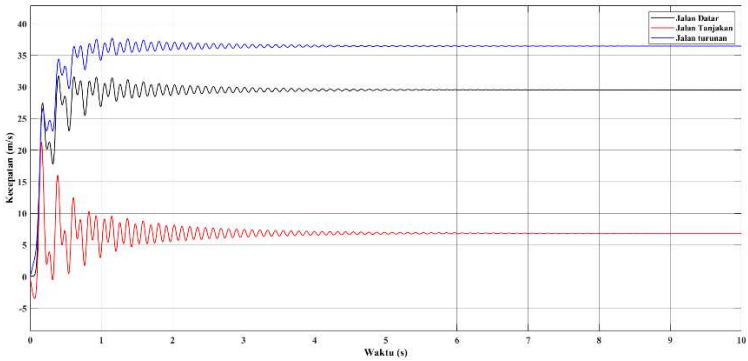


Gambar 4.21 Grafik Respon Perpindahan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan *Input Step* dengan Torsi 120 Nm

Pada gambar 4.21 merupakan grafik respon perpindahan dari kendaraan listrik pada masing-masing profil jalan dengan *input* torsi 120 Nm. Pada grafik terlihat bahwa grafik perpindahan memiliki *trendline* naik seiring dengan bertambahnya waktu tempuh dari kendaraan. Dari perbandingan ketiga grafik diatas, dapat diketahui bahwa perpindahan terbesar terjadi pada kendaraan yang bergerak melewati jalan turunan hal ini dikarenakan adanya penambahan gaya dorong pada kendaraan sehingga perpindahan bernilai lebih besar dibandingkan dengan kendaraan yang bergerak melewati jalan datar, sedangkan nilai terkecil terjadi ketika kendaraan melewati jalan tanjakan karena adanya penambahan

gaya hambat tanjakan. Penambahan gaya dorong dan gaya hambat tanjakan pada kendaraan tergantung pada besar dari sudut jalan yang dilalui. Pada simulasi ini penulis menggunakan sudut jalan tanjakan sebesar 30 derajat.

Pada grafik perpindahan didapatkan nilai perpindahan maksimum dengan waktu 10 detik sebesar 20.90 m pada jalan datar, 3.02 m pada jalan tanjakan, dan 35.69 m pada jalan turunan. Dari hasil grafik yang didapatkan, grafik sesuai dengan teori bahwa perpindahan kendaraan akan naik secara linear dikarenakan kendaraan mendapatkan laju konstan akibat torsi yang dihasilkan oleh motor listrik.



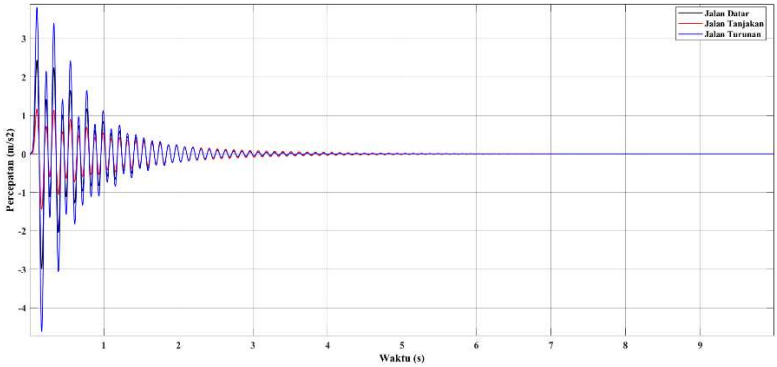
Gambar 4.22 Grafik Respon Kecepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan *Input Step* dengan Torsi 120 Nm

Pada gambar 4.22 merupakan grafik respon kecepatan dari kendaraan listrik pada masing-masing profil jalan dengan torsi sebesar 120 Nm. Respon kecepatan pada jalan turunan memiliki *peak* sebesar 26.50 m/s pada *peak time* 0.18 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 6.7 detik dengan kecepatan maksimum 36.44 m/s. Untuk respon kecepatan pada jalan datar memiliki *peak* sebesar 27.30 m/s pada *peak time* 0.17 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 6.7 detik dengan kecepatan maksimum 29.51 m/s. Selanjutnya respon kecepatan pada jalan

tanjakan memiliki *peak* sebesar 21.14 m/s pada *peak time* 0.16 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 5.08 detik dengan kecepatan maksimum 6.84 m/s.

Kecepatan kendaraan paling besar terjadi pada kendaraan yang melewati jalan turunan hal ini dikarenakan adanya penambahan gaya dorong yang lebih besar untuk melawan gaya hambat rolling dan aerodinamis sehingga kendaraan dapat melaju lebih cepat. Selain itu pengaruh dari beban kendaraan ketika penumpang terisi penuh akan membuat kendaraan dapat meluncur lebih cepat, namun hal ini terjadi sebaliknya saat kendaraan melewati jalan tanjakan. Sedangkan saat melewati jalan tanjakan kecepatan akan bernilai kecil, hal ini disebabkan oleh adanya pengaruh gravitasi dimana semua gaya yang terjadi pada kendaraan meliputi gaya aerodinamis, gaya rolling, dan gaya hambat tanjakan akan berlawanan dengan arah gerak dari kendaraan. Besar dari sudut jalan yang dilalui juga berpengaruh terhadap kecepatan. Semakin besar sudut jalan tanjakan maka semakin kecil kecepatan yang dapat dicapai oleh kendaraan. Pada simulasi ini penulis menggunakan sudut jalan tanjakan sebesar 30 derajat.

Grafik yang didapat sesuai dengan teori, pada awal kendaraan bergerak melaju kendaraan akan mengalami kecepatan naik turun selama beberapa detik dikarenakan pada awal kendaraan melaju terdapat respon waktu terhadap besar torsi yang diberikan motor listrik menuju penggerak untuk melawan hambatan pada powertrain, sehingga kendaraan dapat melaju hingga kecepatan stabil. Hambatan powertrain ini berupa adanya *stiffness* dan *damping* yang menjadi parameter pada simulasi. Hal tersebut mengakibatkan ketika kendaraan mulai bergerak dari keadaan diam, daya input akan menggerakkan motor hingga berputar dan mendapatkan hambatan dari powertrain sehingga terjadi penurunan kecepatan. Selanjutnya motor kembali berputar hingga mendapat kecepatan stabil.



Gambar 4.23 Grafik Respon Percepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan *Input Step* dengan Torsi 120 Nm

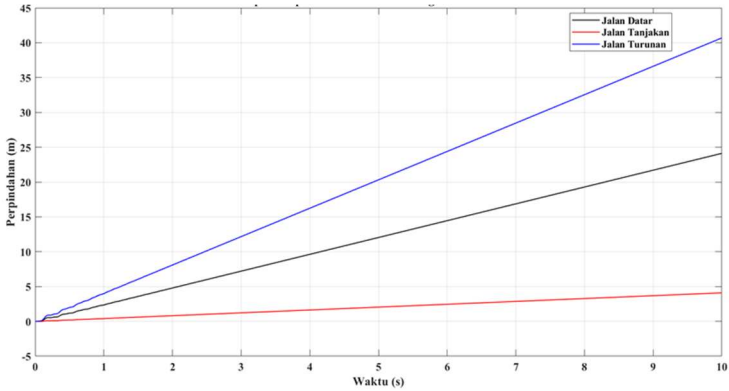
Pada gambar 4.23 merupakan grafik respon percepatan dari kendaraan listrik pada masing-masing profil jalan dengan *input* torsi 120 Nm. Terlihat grafik mengalami kenaikan dan penurunan yang tajam kemudian menurun hingga mencapai percepatan 0 m/s^2. Respon percepatan pada jalan turunan memiliki *peak* atau percepatan maksimum sebesar 3.81 m/s^2 pada *peak time* 0.19 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 5.24 detik. Untuk respon kecepatan pada jalan datar memiliki *peak* atau percepatan maksimum sebesar 2.43 m/s^2 pada *peak time* 0.19 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 5.24 detik. Selanjutnya respon kecepatan pada jalan tanjakan memiliki *peak* atau percepatan maksimum sebesar 1.16 m/s^2 pada *peak time* 0.19 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 5.24 detik.

Percepatan kendaraan paling besar terjadi ketika melewati jalan turunan dan paling kecil ketika melewati jalan tanjakan. Perbedaan besar pecepatan ini disebabkan adanya pengaruh dari gaya dorong dan gaya hambat yang terjadi pada kendaraan, selain itu dipengaruhi oleh besar sudut jalan yang dilalui. Semakin besar sudut jalan tanjakan yang dilalui maka semakin kecil percepatan kendaraan. Pada simulasi ini penulis menggunakan sudut jalan tanjakan sebesar 30 derajat. Grafik yang didapatkan sesuai dengan

teori, dimana percepatan ketika kendaraan mulai melaju dari keadaan diam sehingga percepatan akan berkurang menuju kecepatan konstan dan menyebabkan tidak adanya percepatan.

4.3.4 Input Step dengan Torsi 140 Nm

Pada simulasi ini digunakan *input step* dengan torsi 140 Nm. Dari simulasi *input step* ini didapatkan nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum dari mobil listrik.

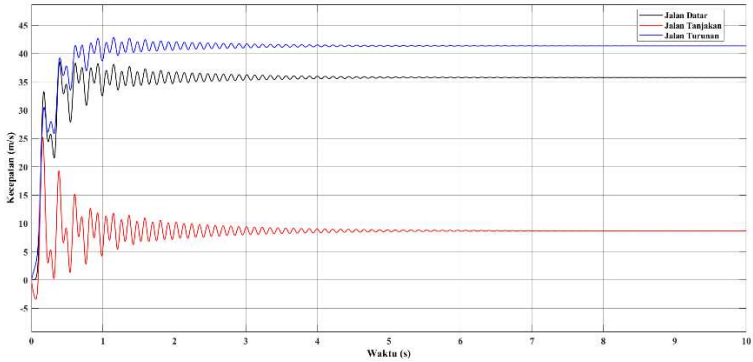


Gambar 4.24 Grafik Respon Perpindahan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan *Input Step* dengan Torsi 140 Nm

Pada gambar 4.24 merupakan grafik respon perpindahan dari kendaraan listrik pada masing-masing profil jalan dengan *input* torsi 140 Nm. Pada grafik terlihat bahwa grafik perpindahan memiliki *trendline* naik seiring dengan bertambahnya waktu tempuh dari kendaraan. Dari perbandingan ketiga grafik diatas, dapat diketahui bahwa perpindahan terbesar terjadi pada kendaraan yang bergerak melewati jalan turunan hal ini dikarenakan adanya penambahan gaya dorong pada kendaraan sehingga perpindahan bernilai lebih besar dibandingkan dengan kendaraan yang bergerak melewati jalan datar, sedangkan nilai terkecil terjadi ketika kendaraan melewati jalan tanjakan karena adanya penambahan gaya hambat tanjakan. Penambahan gaya dorong dan gaya hambat

tanjakan pada kendaraan tergantung pada besar dari sudut jalan yang dilalui. Pada simulasi ini penulis menggunakan sudut jalan tanjakan sebesar 30 derajat.

Pada grafik perpindahan didapatkan nilai perpindahan maksimum dengan waktu 10 detik sebesar 24.12 m pada jalan datar, 4.098 m pada jalan tanjakan, dan 40.69 m pada jalan turunan. Dari hasil grafik yang didapatkan, grafik sesuai dengan teori bahwa perpindahan kendaraan akan naik secara linear dikarenakan kendaraan mendapatkan laju konstan akibat torsi yang dihasilkan oleh motor listrik.



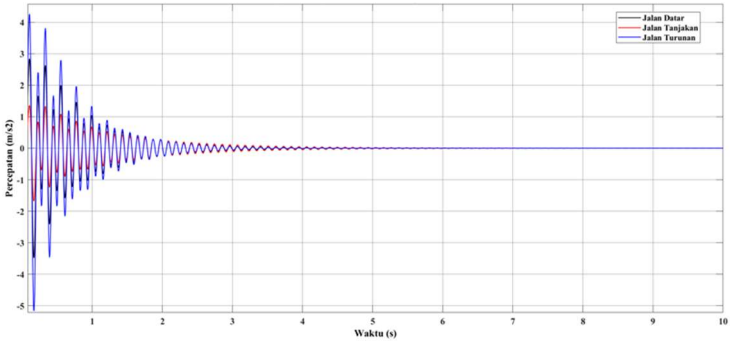
Gambar 4.25 Grafik Respon Kecepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan *Input Step* dengan Torsi 140 Nm

Pada gambar 4.25 merupakan grafik respon kecepatan dari kendaraan listrik pada masing-masing profil jalan dengan torsi sebesar 140 Nm. Respon kecepatan pada jalan turunan memiliki *peak* sebesar 30.39 m/s pada *peak time* 0.18 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 6.7 detik dengan kecepatan maksimum 41.36 m/s. Untuk respon kecepatan pada jalan datar memiliki *peak* sebesar 33.10 m/s pada *peak time* 0.17 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 6.4 detik dengan kecepatan maksimum 35.76 m/s. Selanjutnya respon kecepatan pada jalan tanjakan memiliki *peak* sebesar 25.05 m/s pada *peak time* 0.15

detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 7.5 detik dengan kecepatan maksimum 8.67 m/s.

Kecepatan kendaraan paling besar terjadi pada kendaraan yang melewati jalan turunan hal ini dikarenakan adanya penambahan gaya dorong yang lebih besar untuk melawan gaya hambat rolling dan aerodinamis sehingga kendaraan dapat melaju lebih cepat. Selain itu pengaruh dari beban kendaraan ketika penumpang terisi penuh akan membuat kendaraan dapat meluncur lebih cepat, namun hal ini terjadi sebaliknya saat kendaraan melewati jalan tanjakan. Sedangkan saat melewati jalan tanjakan kecepatan akan bernilai kecil, hal ini disebabkan oleh adanya pengaruh gravitasi dimana semua gaya yang terjadi pada kendaraan meliputi gaya aerodinamis, gaya rolling, dan gaya hambat tanjakan akan berlawanan dengan arah gerak dari kendaraan. Besar dari sudut jalan yang dilalui juga berpengaruh terhadap kecepatan. Semakin besar sudut jalan tanjakan maka semakin kecil kecepatan yang dapat dicapai oleh kendaraan. Pada simulasi ini penulis menggunakan sudut jalan tanjakan sebesar 30 derajat.

Grafik yang didapat sesuai dengan teori, pada awal kendaraan bergerak melaju kendaraan akan mengalami kecepatan naik turun selama beberapa detik dikarenakan pada awal kendaraan melaju terdapat respon waktu terhadap besar torsi yang diberikan motor listrik menuju penggerak untuk melawan hambatan pada powertrain, sehingga kendaraan dapat melaju hingga kecepatan stabil. Hambatan powertrain ini berupa adanya *stiffness* dan *damping* yang menjadi parameter pada simulasi. Hal tersebut mengakibatkan ketika kendaraan mulai bergerak dari keadaan diam, daya input akan menggerakkan motor hingga berputar dan mendapatkan hambatan dari powertrain sehingga terjadi penurunan kecepatan. Selanjutnya motor kembali berputar hingga mendapat kecepatan stabil.



Gambar 4.26 Grafik Respon Percepatan terhadap Waktu Kendaraan Listrik dengan *Input Step* dengan Torsi 140 Nm

Pada gambar 4.26 merupakan grafik respon percepatan dari kendaraan listrik pada masing-masing profil jalan dengan *input* torsi 140 Nm. Terlihat grafik mengalami kenaikan dan penurunan yang tajam kemudian menurun hingga mencapai percepatan 0 m/s^2. Respon percepatan pada jalan turunan memiliki *peak* atau percepatan maksimum sebesar 4.26 m/s^2 pada *peak time* 0.15 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 5.24 detik. Untuk respon kecepatan pada jalan datar memiliki *peak* atau percepatan maksimum sebesar 2.84 m/s^2 pada *peak time* 0.15 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 5.24 detik. Selanjutnya respon kecepatan pada jalan tanjakan memiliki *peak* atau percepatan maksimum sebesar 1.36 m/s^2 pada *peak time* 0.15 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 5.24 detik.

Percepatan kendaraan paling besar terjadi ketika melewati jalan turunan dan paling kecil ketika melewati jalan tanjakan. Perbedaan besar pecepatan ini disebabkan adanya pengaruh dari gaya dorong dan gaya hambat yang terjadi pada kendaraan, selain itu dipengaruhi oleh besar sudut jalan yang dilalui. Semakin besar sudut jalan tanjakan yang dilalui maka semakin kecil percepatan kendaraan. Pada simulasi ini penulis menggunakan sudut jalan tanjakan sebesar 30 derajat. Grafik yang didapatkan sesuai dengan teori, dimana percepatan ketika kendaraan mulai melaju dari

keadaan diam sehingga percepatan akan berkurang menuju kecepatan konstan dan menyebabkan tidak adanya percepatan.

Tabel 4.2 Nilai Perpindahan, Kecepatan, Percepatan, Torsi, dan Efisiensi pada Kendaraan Listrik dengan Variasi Input Torsi Motor Listrik

Variasi Simulasi		Perpindahan maksimum (m)	Kecepatan maksimum (m/s)	Percepatan maksimum (m/s^2)	Torsi Output (Nm)	Efisiensi Transmisi (torsi output / torsi input x 100%)
80 Nm	Datar	13.97	20.50	1.62	37.40	46.75 %
	Tanjakan	1.29	3.51	0.77		
	Turunan	27.42	25.16	2.92		
100 Nm	Datar	17.81	25.59	2.03	58.45	58.45 %
	Tanjakan	2.17	5.44	0.97		
	Turunan	31.84	31.30	3.34		
120 Nm	Datar	20.90	29.51	2.43	84.17	70.14 %
	Tanjakan	3.02	6.84	1.16		
	Turunan	35.69	36.44	3.81		
140 Nm	Datar	24.12	35.76	2.84	114.58	81.84 %
	Tanjakan	4.098	8.67	1.36		
	Turunan	40.69	41.36	4.26		

Tabel 4.2 berisi nilai perpindahan maksimum, kecepatan maksimum, percepatan maksimum, torsi output, dan efisiensi transmisi pada kendaraan listrik dengan variasi input torsi motor listrik sebesar 80 Nm, 100 Nm, 120 Nm, dan 140 Nm. Dari masing-masing input torsi tersebut divariasikan kembali berdasarkan 3 profil jalan yaitu jalan datar, tanjakan, dan turunan. Dari tabel diatas dapat diketahui bahwa nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan pada profil jalan yang sama akan meningkat sering dengan bertambahnya input torsi motor listrik.

Torsi output dari transmisi dapat dihitung dengan mengalikan torsi input dari motor listrik dengan nilai rasio gear yang digunakan. Sehingga diketahui jika penggunaan rasio roda gigi dan

diferensial yang sama pada kendaraan dapat dihasilkan torsi output yang semakin meningkat seiring dengan bertambahnya input torsi motor listrik yang diberikan. Untuk efisiensi transmisi dapat dihitung dengan membandingkan besar torsi outpout dengan torsi input. Efisiensi terbesar dimiliki oleh kendaraan yang diberikan input torsi sebesar 140 Nm dengan besar torsi output 114.58 Nm dan efisiensi 81.84 %.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V
KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisa respon dinamis pada kendaraan listrik Calya didapatkan kesimpulan sebagai berikut :

1. Rasio roda gigi yang tepat untuk mobil listrik Calya adalah sebesar i_g = 1.95 dan rasio differensial sebesar i_d = 4.84.
2. Respon dinamis meliputi perpindahan, kecepatan, percepatan, dan torsi output pada kendaraan yang melewati profil jalan yang sama akan meningkat seiring dengan bertambahnya *input* torsi pada motor listrik.
3. Respon dinamis kendaraan dengan besar *input* torsi yang sama nilai paling besar dihasilkan oleh kendaraan yang melewati jalan turunan dikarenakan adanya penambahan gaya dorong yang lebih besar untuk melawan gaya hambat yang terjadi. Sedangkan nilai paling kecil dihasilkan oleh kendaraan pada jalan tanjakan karena adanya pengaruh gravitasi dimana semua gaya hambat kendaraan berlawanan dengan arah gerak dari kendaraan.
4. Berdasarkan hasil simulasi besar input torsi yang sesuai untuk mobil listrik Calya adalah 140 Nm dengan efisiensi sebesar 81.84 %.

5.2 Saran

Berdasarkan penilitian yang telah dilakukan, saran untuk pengembangan dalam penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut :

1. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk melakukan pengujian secara langsung pada kendaraan listrik yang sudah dimodelkan sehingga dapat membandingkan hasil simulasi dengan hasil pengujian.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

[1] *Domestic Auto Production.* **Brosur GAIKINDO (Gabungan Industri Kendaraan Bermotor Indonesia)**, Jakarta, 2019.

[2] Konsumsi BBM Nasional. 2020. Artikel BPH MIGAS, Jakarta, diakses dari https://www.bphmigas.go.id/konsumsi-bbm-nasional/, pada 14 Maret 2020.

[3] International Energy Agency. 2019. ***Global EV Outlook 2019 Scaling-up The Transition To Electric Mobility***. EOCD/IEA.

[4] Sutantra, I. N., & Sampurno, B. (2010). **Teknologi Otomotif**. edisi kedua, ITS, Surabaya.

[5] Ehsani, M., Gao, Y., Longo, S., & Ebrahimi, K. (2018). ***Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles***. CRC press.

[6] Prasetyo, D. B. (2017). **Desain dan Analisa Sistem Tenaga dan Transmisi pada Mobil Angkutan Multiguna Pedesaan Bertenaga Listrik**. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

[7] Close, Charles M., Frederick, Dean K., Newell, Jonathan C., 2002. ***Modeling and Analysis of Dynamic Systems Third Edition.*** New York: John Wiley & Sons, Ltd.

[8] Park, G., Lee, S., Jin, S., & Kwak, S. (2014). ***Integrated modeling and analysis of dynamics for electric vehicle powertrains***. *Expert Systems with Applications*, *41*(5), 2595-2607.

[9] Karamuk, M. (2011, September). ***A survey on electric vehicle powertrain systems.*** In *International Aegean Conference on Electrical Machines and Power Electronics and Electromotion, Joint Conference* (pp. 315-324). IEEE.

[10] Szántó, A., Hajdu, S., & Sziki, G. Á. (2020). ***Dynamic Simulation of a Prototype Race Car Driven by Series Wound DC Motor in Matlab-Simulink.*** *Acta Polytechnica Hungarica*, *17*(4).

[11] Verma, M., Sreejeth, M., & Singh, M. (2018, December). ***Performance Evaluation of Conventional and Electric powertrain.*** In *2018 8th IEEE India International Conference on Power Electronics (IICPE)* (pp. 1-6). IEEE.

[12] Guzzomi, A. L., Sharman, A., & Stone, B. J. (2010). ***Some torsional stiffness and damping characteristics of a small pneumatic tyre and the implications for powertrain dynamics.*** *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, *224*(2), 229-244.

[13] Yasa P400 Product Sheet. 2018. United Kingdom, diakses dari https://www.yasa.com/yasa-p400/, pada 23 Maret 2020.

LAMPIRAN A : M-file dan Block Diagram Matlab Simulink

I. *M-file* Simulasi Kendaraan Listrik dengan Variasi Rasio Roda Gigi

```
clear all
clc

% Data Fix TA
% Mobil Listrik Toyota Calya

% Parameter kendaraan uji
m = 1465; % Kg (massa total kendaraan)
g = 9.81; % m/s^2 (percepatan gravitasi)
r = 0.30; % m (radius roda kendaraan)
cx = 0.31; % (koefisien gaya hambat)
Af = 2.24; % m^2 (luas frontal kendaraan)
rho = 1.204; % kg/m^3 (massa jenis udara)
fr = 0.015; % (koefisien hambatan rolling)
teta = 30; % derajat (sudut tanjakan)
L = 2.525; % m (jarak antar roda kendaraan)
l1 = 1.3; % m (jarak cg ke roda depan kendaraan)
h = 0.5; % m (jarak cg ke jalan)
ng1 = 1.95; % (Rasio roda gigi 1 ig = 1.95)
ng2 = 2.06; % (Rasio roda gigi 2 ig = 2.06)
ng3 = 2.18; % (Rasio roda gigi 3 ig = 2.18)
nd = 4.839; % (Rasio differensial)

% Parameter motor listrik
L = 0.0017; % ohm (Induktansi)
R = 0.0083; % H (Resistansi)
alpha = 0.5; % (Koefisien motor listrik)

% Nilai K dan C
Kt1 = 520; % N/m (Konstanta kekakuan shaft 1)
Kt2 = 100; % N/m (Konstanta kekakuan shaft 2)
Kt3 = 850; % N/m (Konstanta kekakuan shaft 3)
Kt4 = 23500; % N/m (Konstanta kekakuan shaft 4)
Bm = 0.6633; % Ns/m (Konstanta peredam motor listrik)
B1 = 0.01; % Ns/m (Konstanta peredam 1)
B2 = 0.01; % Ns/m (Konstanta peredam 2)
B3 = 50; % Ns/m (Konstanta peredam 3)
Br = 8000; % Ns/m (Konstanta peredam roda)

% Parameter momen inersia
Jm = 0.06; % Kg.m^2 (Momen inersia motor listrik)
Jh1 = 0.15; % Kg.m^2 (Momen inersia helical gear 1)
Jh2 = 0.15; % Kg.m^2 (Momen inersia helical gear 2)
Jh3 = 0.15; % Kg.m^2 (Momen inersia helical gear 3)
Jtotal = 0.15; % Kg.m^2 (Momen inersia total helical gear 4 dan diferensial)
Jr = 0.65; % Kg.m^2 (Momen inersia roda kendaraan)

sim('calyaTorsi')
% simulasi

figure (1)
plot (t,x,'black'); hold on;
plot (t1,x1,'green'); hold on;
plot (t2,x2,'red'); hold on;
title ('Respon Perpindahan Kendaraan dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Jalan
```

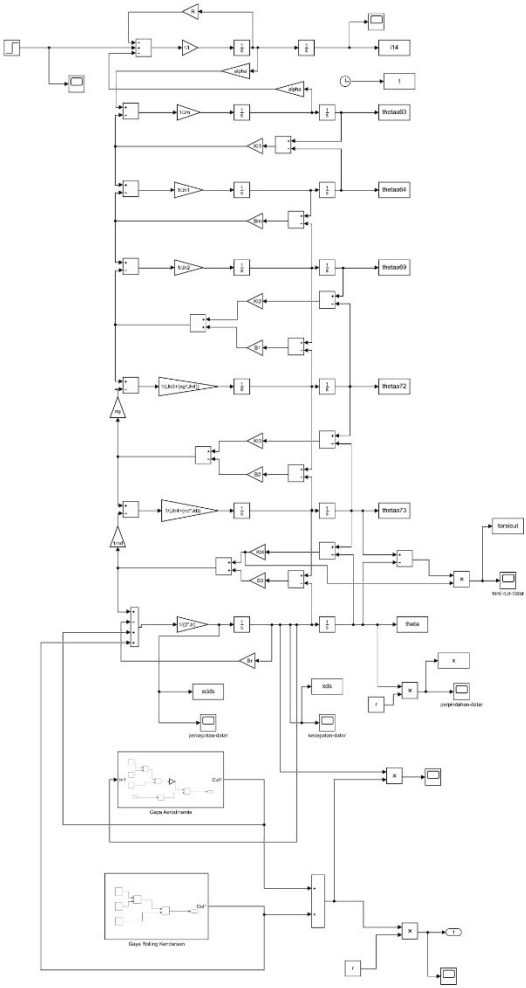
```
Datar','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman')
xlabel ('Waktu (s)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');
ylabel ('Perpindahan (m)','Fontsize',12,'Fontname','Times New Roman');
legend ('Rasio 1.95 : 4.84','Rasio 2.06 : 4.84','Rasio 2.16 : 4.84');
grid on;

figure (2)
plot (t,xds,'black'); hold on;
plot (t1,xds1,'green'); hold on;
plot (t2,xds2,'red'); hold on;
title ('Respon Kecepatan Kendaraan dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Jalan
Datar','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman')
xlabel ('Waktu (s)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');
ylabel ('Kecepatan (m/s)','Fontsize',12,'Fontname','Times New Roman');
legend ('Rasio 1.95 : 4.84','Rasio 2.06 : 4.84','Rasio 2.16 : 4.84');
grid on;

figure (3)
plot (t,xdds,'black'); hold on;
plot (t1,xdds1,'green'); hold on;
plot (t2,xdds2,'red'); hold on;
title ('Respon Percepatan Kendaraan dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Jalan
Datar','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman')
xlabel ('Waktu (s)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');
ylabel ('Percepatan (m/s2)','Fontsize',12,'Fontname','Times New Roman');
legend ('Rasio 1.95 : 4.84','Rasio 2.06 : 4.84','Rasio 2.16 : 4.84');
grid on;
```

II. *M-file* Simulasi Kendaraan Listrik dengan Variasi Torsi

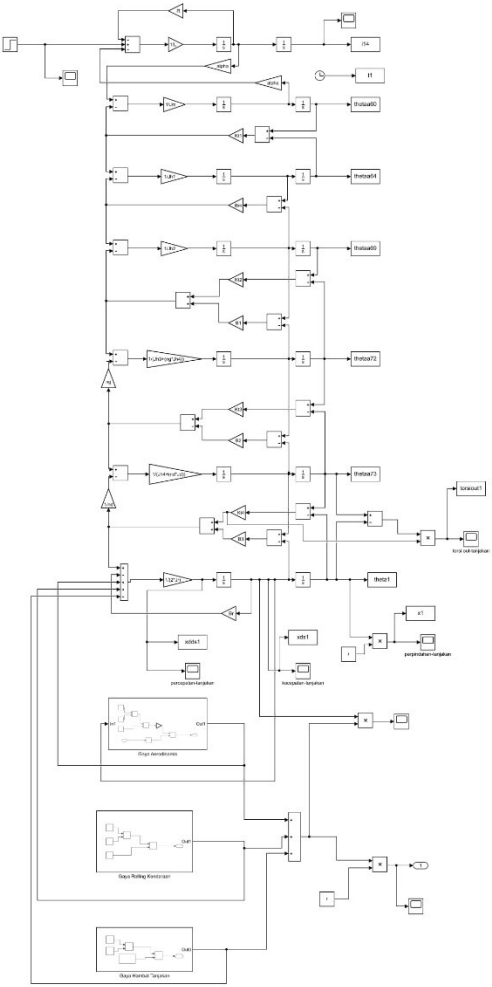
```
clear all
clc

% Data Fix TA
% Mobil Listrik Toyota Calya

% Parameter kendaraan uji
m = 1465; % Kg (massa total kendaraan)
g = 9.81; % m/s^2 (percepatan gravitasi)
r = 0.30; % m (radius roda kendaraan)
cx = 0.31; % (koefisien gaya hambat)
Af = 2.24; % m^2 (luas frontal kendaraan)
rho = 1.204; % kg/m^3 (massa jenis udara)
fr = 0.015; % (koefisien hambatan rolling)
teta = 30; % derajat (sudut tanjakan)
L = 2.525; % m (jarak antar roda kendaraan)
l1 = 1.3; % m (jarak cg ke roda depan kendaraan)
h = 0.5; % m (jarak cg ke jalan)
ng = 1.95; % (Rasio roda gigi)
nd = 4.839; % (Rasio differensial)

% Parameter motor listrik
L = 0.0017; % ohm (Induktansi)
R = 0.0083; % H (Resistansi)
alpha = 0.5; % (Koefisien motor listrik)

% Nilai K dan C
Kt1 = 520; % N/m (Konstanta kekakuan shaft 1)
Kt2 = 100; % N/m (Konstanta kekakuan shaft 2)
Kt3 = 850; % N/m (Konstanta kekakuan shaft 3)
Kt4 = 23500; % N/m (Konstanta kekakuan shaft 4)
Bm = 0.6633; % Ns/m (Konstanta peredam motor listrik)
B1 = 0.01; % Ns/m (Konstanta peredam 1)
B2 = 0.01; % Ns/m (Konstanta peredam 2)
B3 = 50; % Ns/m (Konstanta peredam 3)
Br = 8000; % Ns/m (Konstanta peredam roda)

% Parameter momen inersia
Jm = 0.06; % Kg.m^2 (Momen inersia motor listrik)
Jh1 = 0.15; % Kg.m^2 (Momen inersia helical gear 1)
Jh2 = 0.15; % Kg.m^2 (Momen inersia helical gear 2)
Jh3 = 0.15; % Kg.m^2 (Momen inersia helical gear 3)
Jtotal = 0.15; % Kg.m^2 (Momen inersia total helical gear 4 dan diferensial)
Jr = 0.65; % Kg.m^2 (Momen inersia roda kendaraan)

sim('calyaTorsi')
% simulasi

figure (1)
plot (t,x,'black'); hold on;
plot (t1,x1,'green'); hold on;
plot (t2,x2,'red'); hold on;
title ('Respon Perpindahan Kendaraan dengan Torsi 80 Nm pada Jalan↙
Datar','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman')
xlabel ('Waktu (s)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');
```

```
ylabel ('Perpindahan (m)','Fontsize',12,'Fontname','Times New Roman');
legend ('Rasio 1.95 : 4.84','Rasio 2.06 : 4.84','Rasio 2.16 : 4.84');
grid on;

figure (2)
plot (t,xds,'black'); hold on;
plot (t1,xds1,'green'); hold on;
plot (t2,xds2,'red'); hold on;
title ('Respon Kecepatan Kendaraan dengan Torsi 80 Nm pada Jalan Datar','FontSize',↙
12,'Fontname','Times New Roman')
xlabel ('Waktu (s)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');
ylabel ('Kecepatan (m/s)','Fontsize',12,'Fontname','Times New Roman');
legend ('Rasio 1.95 : 4.84','Rasio 2.06 : 4.84','Rasio 2.16 : 4.84');
grid on;

figure (3)
plot (t,xdds,'black'); hold on;
plot (t1,xdds1,'green'); hold on;
plot (t2,xdds2,'red'); hold on;
title ('Respon Percepatan Kendaraan dengan Torsi 80 Nm pada Jalan Datar','FontSize',↙
12,'Fontname','Times New Roman')
xlabel ('Waktu (s)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');
ylabel ('Percepatan (m/s2)','Fontsize',12,'Fontname','Times New Roman');
legend ('Rasio 1.95 : 4.84','Rasio 2.06 : 4.84','Rasio 2.16 : 4.84');
grid on;
```

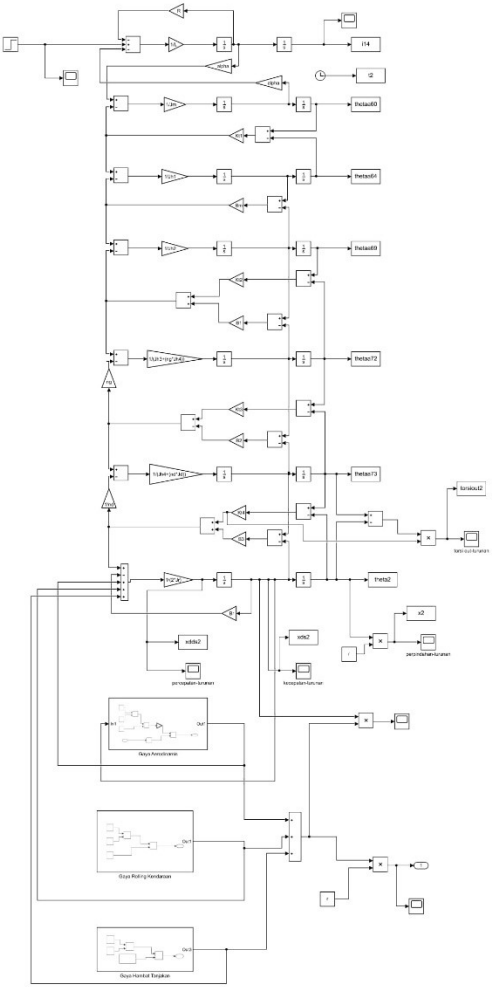
III. *Block Diagram* Kendaraan Listrik pada Jalan Datar



IV. *Block Diagram* Kendaraan Listrik pada Jalan Tanjakan

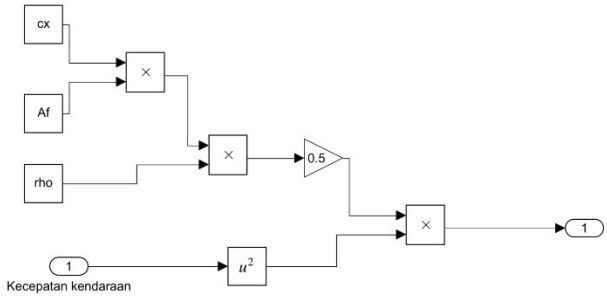


V. *Block Diagram* Kendaraan Listrik pada Jalan Turunan

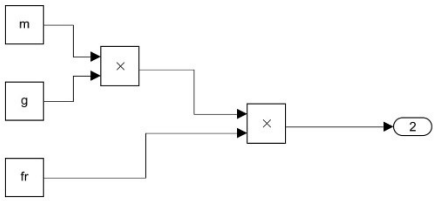


VI. *Block Diagram* Gaya Hambat pada Kendaraan

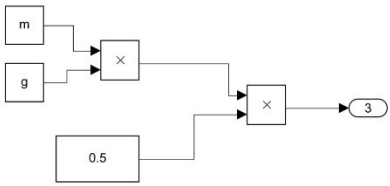
Gaya Aerodinamis



Gaya Rolling Kendaraan

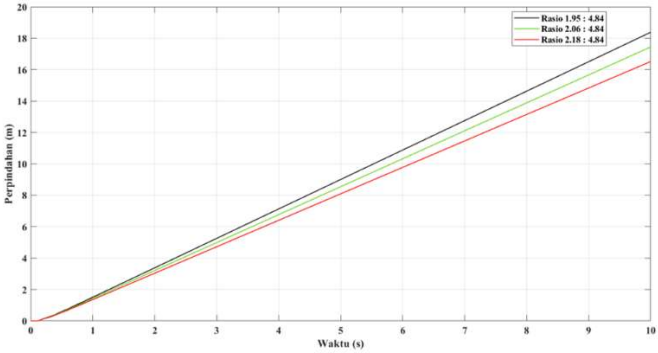


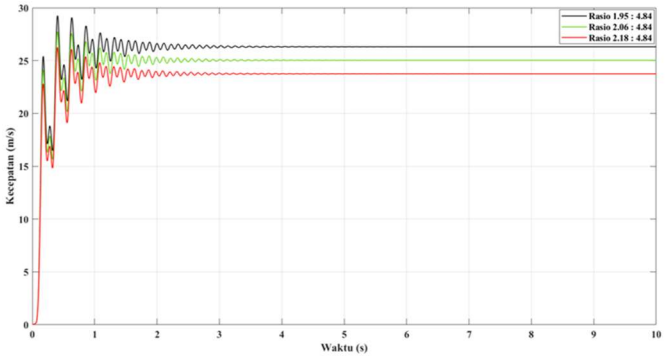
Gaya Hambat Tanjakan

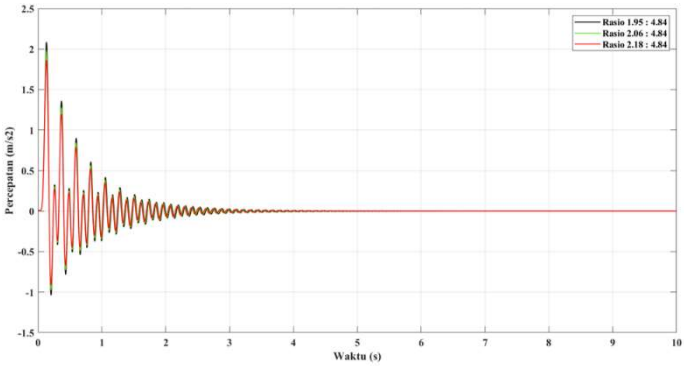


LAMPIRAN B : Grafik Hasil Simulasi *Simulink*

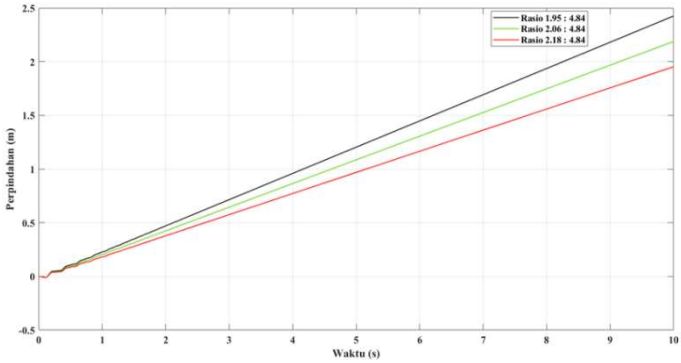
I. Hasil Simulasi *Input Step* dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Jalan Datar

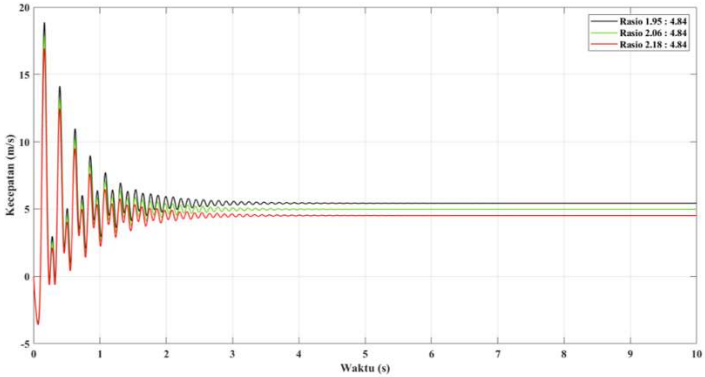


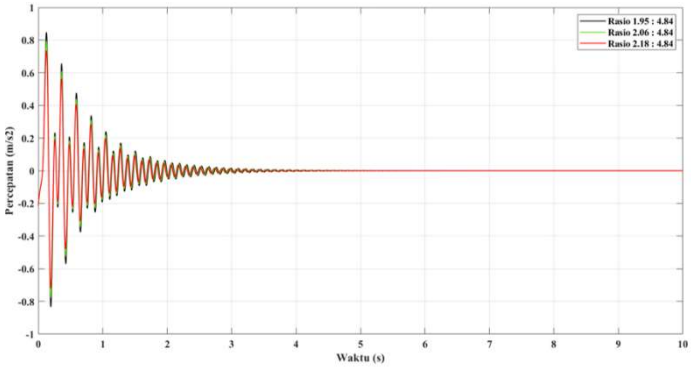




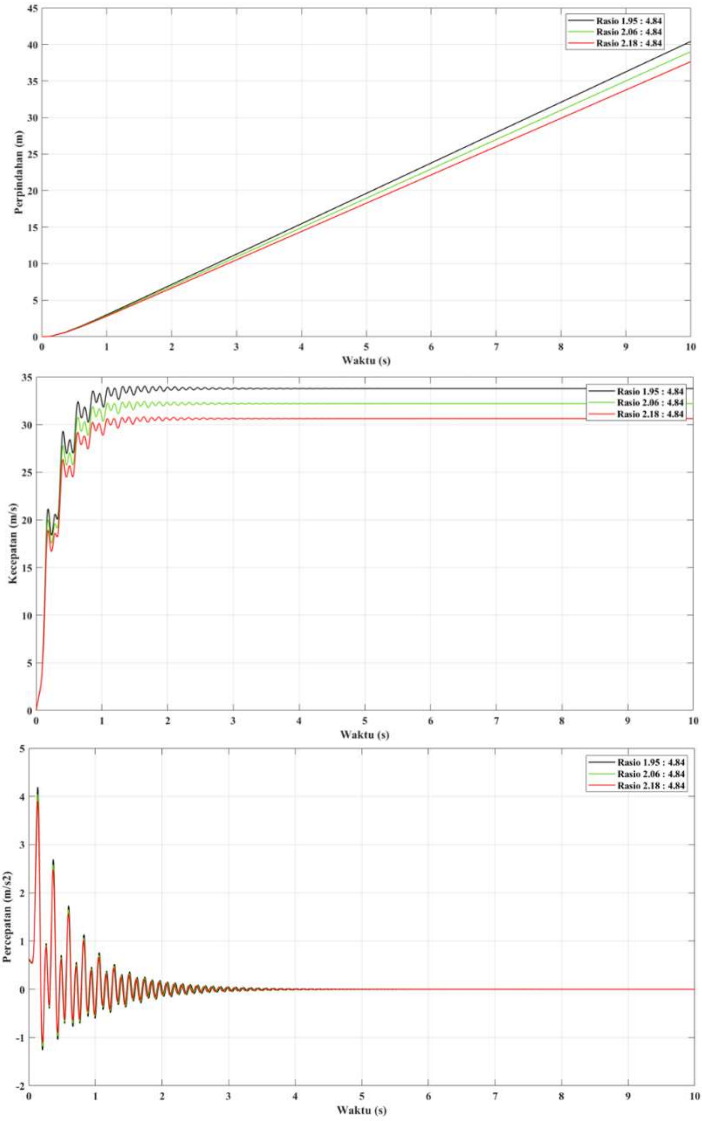
II. Hasil Simulasi *Input Step* dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Jalan Tanjakan



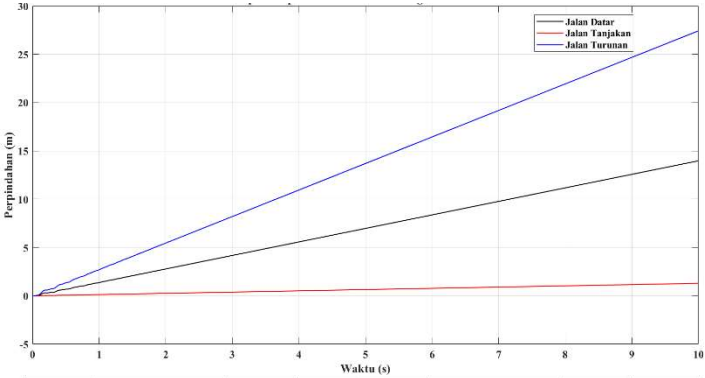


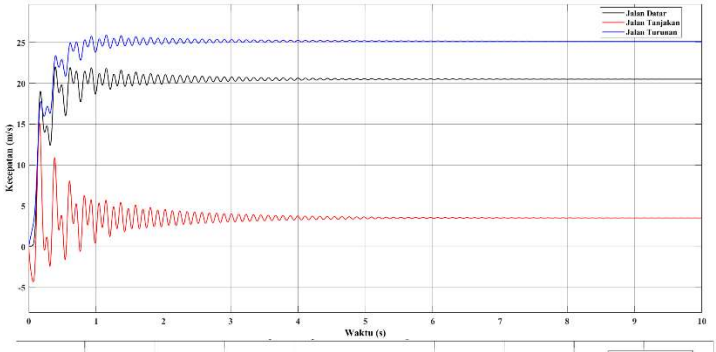


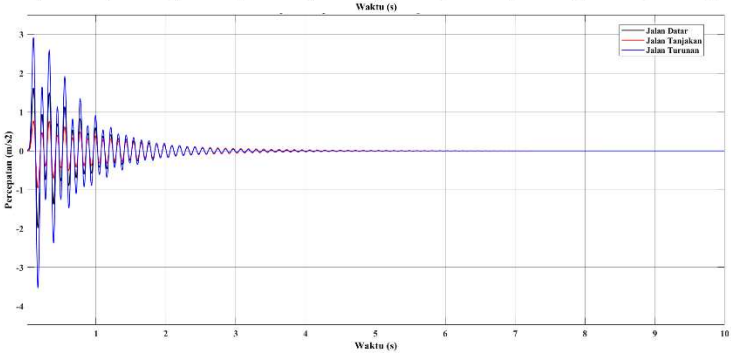
III. Hasil Simulasi *Input Step* dengan Variasi Rasio Roda Gigi pada Jalan Turunan



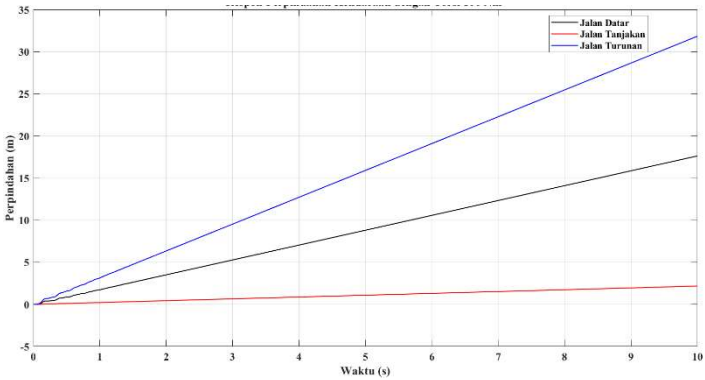
IV. Hasil Simulasi *Input Step* pada Profil Jalan dengan Torsi 80 Nm

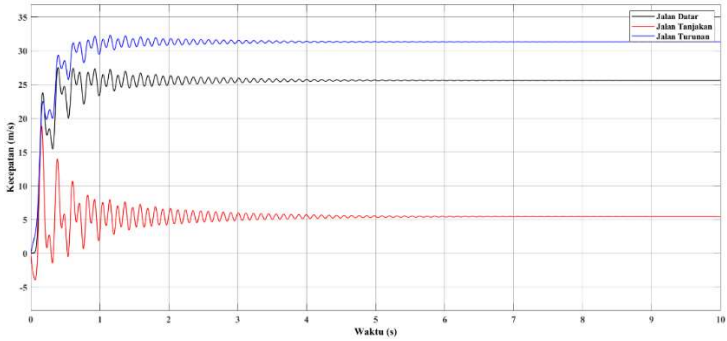


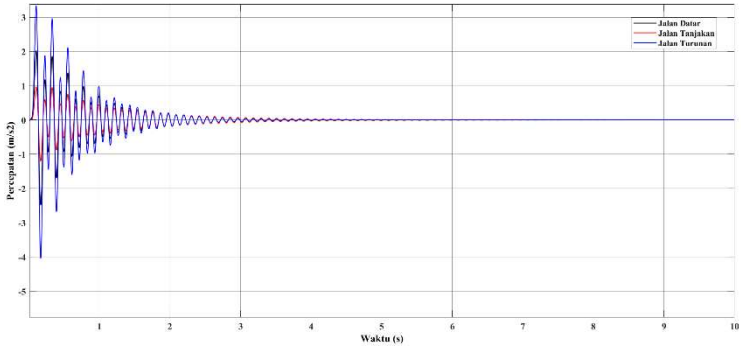




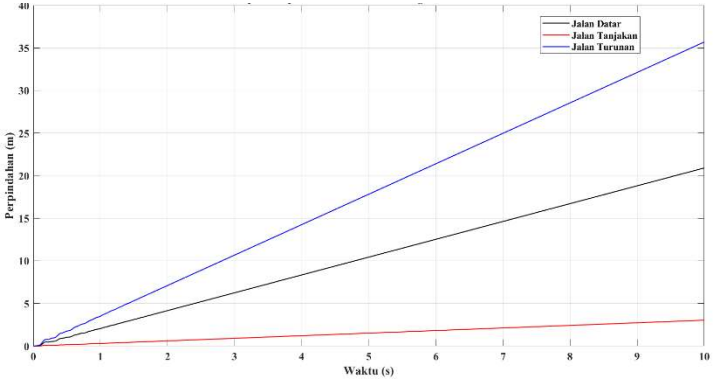
V. Hasil Simulasi *Input Step* pada Profil Jalan dengan Torsi 100 Nm

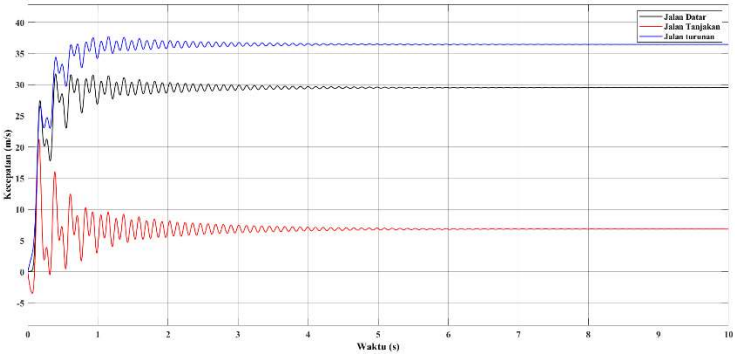


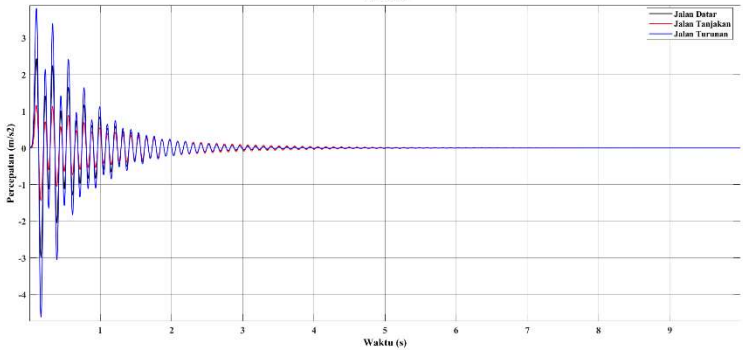




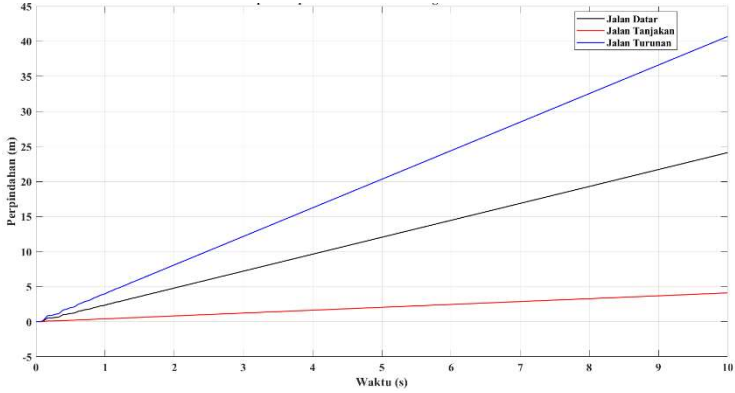
VI. Hasil Simulasi *Input Step* pada Profil Jalan dengan Torsi 120 Nm

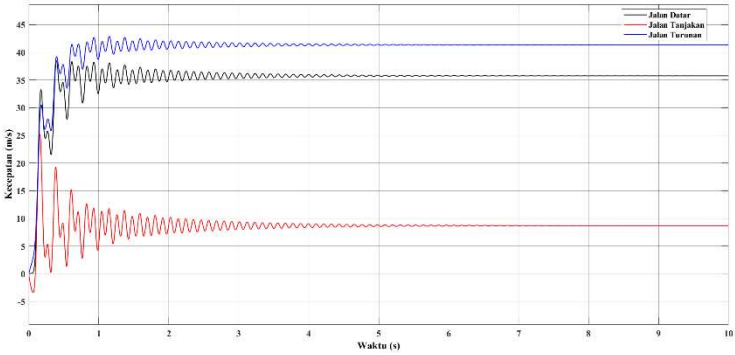


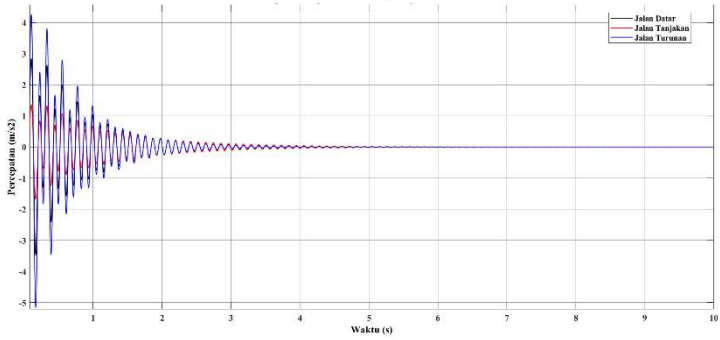




VII. Hasil Simulasi *Input Step* pada Profil Jalan dengan Torsi 140 Nm







(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BIODATA PENULIS

Ririn Dwiyanti dilahirkan di Pasuruan pada tanggal 14 Oktober 1998 dari orang tua bernama Bapak Moch. Nursalim dan Ibu Rukmiati, serta memiliki kakak perempuan bernama Siti Ayu Kurnia. Riwayat pendidikan penulis diawali di RA Anabawiyah pada tahun 2002-2004. Selanjutnya, penulis melanjutkan jenjang pendidikan di SDN Pecalukan V pada tahun 2004-2010. Penulis melanjutkan pendidikan di SMPN 2 Pandaan pada tahun 2010-2013. Kemudian melanjutkan pendidikan di SMAN 1 Pandaan pada tahun 2013-2016. Penulis melanjutkan pendidikan jenjang Sarjana di Departemen Teknik Mesin ITS melalui jalur SNMPTN pada tahun 2016. Selama perkuliahan penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun non akademik. Penulis mengambil bidang Desain. Penulis pernah menjadi anggota Himpunan Mahasiswa Mesin dalam satu periode kepengurusan 2017/2018 sebagai staff departemen kesejahteraan mahasiswa. Penulis juga pernah menjadi staff divisi eksternal dalam DIMENSI pada periode kepengurusan 2017/2018. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email ririndwiyantii@gmail.com. Penulis sangat terbuka dalam segala hal terkait penelitian ini, maupun hal lainnya.