



**TESIS - TM185400**

**DESAIN DAN ANALISA ECVT PADA  
KENDARAAN BERTENAGA LISTRIK UNTUK  
PENENTUAN RASIO KECEPATAN**

**HIMMAWAN SABDA MAULANA  
NRP. 021117 500 50001**

Dosen Pembimbing  
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra., M.Sc., Ph.D.

**Program Magister  
Bidang Keahlian Desain Sistem Mekanikal  
Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2020**



**TESIS - TM185400**

**DESAIN DAN ANALISA ECVT PADA  
KENDARAAN BERTENAGA LISTRIK UNTUK  
PENENTUAN RASIO KECEPATAN**

**HIMMAWAN SABDA MAULANA  
NRP. 021117 500 50001**

Dosen Pembimbing  
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra., M.Sc., Ph.D.

**Program Magister  
Bidang Keahlian Desain Sistem Mekanikal  
Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2020**

# LEMBAR PENGESAHAN TESIS

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar

**Magister Teknik (M.T.)**

di

**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

Oleh:

**HIMMAWAN SABDA MAULANA**

**NRP: 02111750050001**

Tanggal Ujian: 02 Maret 2021

Periode Wisuda:

Disetujui oleh:

**Pembimbing:**

1. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D  
NIP. 1951 0605 1978 03 1002

**Penguji:**

1. Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.  
NIP. 19780510 200112 1001
2. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA.  
NIP. 19650810 199102 1001
3. Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.  
NIP. 19700412 199703 2003

Kepala Departemen Teknik Mesin,  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Dr.Ir. Atok Setyawan, M.Eng.Sc.  
NIP. 19660402 198903 1002



*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

# DESAIN DAN ANALISA ECVT PADA KENDARAAN BERTENAGA LISTRIK UNTUK PENENTUAN RASIO KECEPATAN

Nama Mahasiswa : Himmawan Sabda Maulana  
NRP : 02111750050001  
Dosen Pembimbing : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc, Ph.D

## ABSTRAK

ECVT atau Electronics Continuous Variable Transmission merupakan transmisi pintar yang memiliki rasio roda gigi tidak terbatas. Dengan menganalisis tenaga mesin, kecepatan kendaraan, kondisi jalan, dan masukan pengemudi, ECVT memilih rasio roda gigi yang paling efisien. Mode ECVT dapat digunakan dalam dua mode, yaitu mode perpindahan gigi manual dan mode otomatis. Mode ECVT membutuhkan *Planetary Gear Set (PGS)* sebagai pembagi daya. Pada penelitian ini akan menggabungkan mode ECVT dengan kendaraan listrik yang menggunakan sistem PGS dan motor listrik ganda untuk menentukan rasio kecepatan yang diinginkan. Perancangan dan simulasi PGS menggunakan *software CAD* dan divalidasi dengan *software numerik*. Simulasi akan memberikan beberapa variasi masukan untuk mendapatkan rasio kecepatan yang tepat, seperti variasi kecepatan dan arah putaran. Dari hasil perancangan dan simulasi akan diaplikasikan untuk membangun prototipe yang akan dibuat dengan printer 3D. Hasil simulasi, perhitungan dan aplikasi prototipe menunjukkan bahwa ECVT mampu mentransmisikan mode untuk kendaraan listrik dengan baik.

Pada penelitian ini dilakukan pengujian terhadap prototipe dengan konfigurasi gigi penyusun *PGS*, 19 gigi pada roda gigi *Sun*, 38 gigi pada roda gigi *Planet*, dan 95 gigi pada roda gigi *Ring*. Input putaran diberikan pada *Sun gear* dan *Ring gear*, untuk input pada *Ring gear* dihubungkan ke gear dengan rasio reduksi 3: 1. Pada prototipe menggunakan mikrokontroler Arduino dan dua buah motor DC *brushless*. Sedangkan *rotary encoder* membaca kecepatan motor dan kecepatan keluaran ECVT. Hasil perancangan dua tingkat kecepatan hingga enam tingkat kecepatan dapat diaplikasikan pada prototipe, sehingga didapatkan desain desain yang dapat diterapkan pada mode ECVT. ECVT sebagai transmisi dapat menambah mode kendaraan listrik, dari mode motor independen, ke mode ECVT dengan rasio tak terbatas.

Kata kunci: *EV, Planetary Gear Set, ECVT, multi-speed transmission.*

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

**DESAIN DAN ANALISA ECVT PADA KENDARAAN BERTENAGA  
LISTRIK UNTUK PENENTUAN RASIO KECEPATAN**

By : Himmawan Sabda Maulana  
Student Identity Number : 02111750050001  
Supervisor : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc, Ph.D

**ABSTRACT**

ECVT or Electronics Continuous Variable Transmission is a smart transmission which has unlimited gear ratios. By analyzing engine power, vehicle speed, road conditions and driver input, ECVT selects most efficient gear ratio. The ECVT mode can be used in two modes, namely the manual gear shift mode and the automatic mode. ECVT mode requires a Planetary Gear Set (PGS) as a power splitter. This research will combine the ECVT mode with electric vehicles using PGS system and double electric motor to determine the desired speed ratio. PGS design and simulation using CAD software and validated by numerical software. Simulation will provide several variations of input to get the right speed ratio, such as speed variations and rotational direction. From the design and simulation results will be applied to build the prototype that will be made with 3D printer. The results from simulation, calculations and application of the prototype show that the ECVT is capable transmission mode for electric vehicles as well.

In this study, testing was carried out on the prototype with the PGS constituent gear configuration, 19 teeth on the Sun gear, 38 teeth on the Planet gear, and 95 teeth on the ring gear. The rotation input is given to the Sun gear and the ring gear, for the input on the ring gear is connected to a gear with reduction ratio 3: 1. In the prototype using an Arduino microcontroller and two brushless DC motors. While the rotary encoder reads the motor speed and ECVT output speed. The results of the design of two speed levels to six speed levels can be applied to the prototype, so that it is found that the design designs can be applied to the ECVT mode. the ECVT as a transmission can add to the mode of an electric vehicle, from the independent motor mode, to the ECVT mode with an infinite ratio.

Keywords: EV, Planetary Gear Set. ECVT, multi-speed transmission

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*



## KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur penulis panjatkan kehadirat ALLAH SWT yang telah melimpahkan rahmat-Nya, Sehingga penulis dapat menyelesaikan Tesis dengan judul **“DESAIN DAN ANALISA ECVT PADA KENDARAAN BERTENAGA LISTRIK UNTUK PENENTUAN RASIO KECEPATAN”** disusun sebagai persyaratan mendapatkan gelar Magister Teknik pada Program Studi Desain Sistem Mekanikal, Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis menyampaikan ucapan terima kasih kepada semua pihak atas segala bantuan dan dorongan serta dedikasinya yang telah membantu penyusunan Tesis ini hingga selesai. Ucapan terima kasih penulis sampaikan kepada :

1. Bapak Abdul Khalim dan Ibu Rodliyah, selaku orang tua penulis serta saudara penulis Aqil Aqthobirrobbany dan Khildan Ash Kahfi, tak lupa Mbah tercinta yang tiada henti memberikan doa dan dukungan tiada henti.
2. Meylisa Eka Sang Putri, istri penulis dan teman hidup yang selalu mengingatkan, memberikan doa serta dukungan demi kelancaran menyelesaikan tesis ini.
3. Bapak Khasan Bisri dan Ibu Dian Nur Hayati sekeluarga selaku bapak dan ibu mertua penulis yang juga tak lelah untuk memberikan doa dan dukungan.
4. Bapak Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D. selaku dosen pembimbing dan dosen wali yang selalu memberi bimbingan serta arahan bagi penulis dalam menyelesaikan tesis ini.
5. Bapak Dr. Eng Harus Laksana Guntur, ST. M. Eng Sebagai ketua program studi Pasca Sarjana Departemen Teknik Mesin FTI-ITS.
6. Bapak Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc., Bapak Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA. Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T. Selaku dosen penguji tesis yang telah memberikan saran dan nasihat kepada penulis.
7. Seganap Bapak/Ibu pengajar dan Karyawan di jurusan teknik mesin atas bantuan dan bimbingannya selama studi.
8. Teman seperjuangan S-2 Desain Sistem Mekanikal (DSM) angkatan 2017, Taufik Kurniawan atas kebersamaan dan kerjasamanya.

9. Segenap civitas akademik Departemen Teknik Mesin, rekan-rekan Pascasarjana Teknik Mesin ITS 2017, penghuni Lab Desain, Lab MBP terima kasih atas pengetahuan dan pembelajaran yang telah diberikan kepada penulis.
10. Saudaraku dari Alumni Bengkel, Arfaq, Chrisna, Haris, Soleh, serta dosen dan karyawan dari PENS (Pak gatut, Pak Sanggar, Pak Hanafi, Mas Akbar, Mas Komeng dll)
11. Dan Kepada semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu-persatu yang sangat membantu dalam penyelesaian tesis maupun selama perkuliahan, terimakasih banyak.

Dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan penulis, bahwa Tesis ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk menyempurnakan lebih lanjut. Semoga hasil penulisan Tesis ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, 10 Maret 2021



Himmawan Sabda Maulana

## DAFTAR ISI

<b>LEMBAR PENGESAHAN TESIS</b> .....	i
ABSTRAK .....	iii
ABSTRACT .....	v
KATA PENGANTAR .....	vii
DAFTAR ISI .....	ix
DAFTAR GAMBAR .....	xi
DAFTAR TABEL .....	xiii
<b>BAB 1 PENDAHULUAN</b> .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Perumusan Masalah .....	3
1.3 Tujuan .....	3
1.4 Manfaat .....	3
1.5 Batasan Masalah .....	4
<b>BAB 2 KAJIAN PUSTAKA</b> .....	5
2.1 Tinjauan Pustaka .....	5
2.2 Kerangka Ilmiah .....	13
2.3 Dasar Teori .....	14
2.3.1 <i>Power Splitting Planetary Gear Set</i> .....	14
2.3.2 Dinamika Kendaraan .....	17
2.3.3 Transmisi Kendaraan .....	21
2.3.4 Karakteristik Traksi Sistem .....	23
2.3.5 Karakteristik Motor Listrik .....	25
<b>BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN</b> .....	29
3.1 Diagram Alir Penelitian .....	29
3.2 Studi Literatur .....	29
3.3 Rancangan Konsep .....	30
3.3.1 Perancangan <i>Input</i> dan <i>Output</i> .....	30
3.3.2 Perancangan Arah Putaran <i>Input</i> dan <i>Output</i> .....	31
3.4 Spesifikasi Kendaraan .....	34
3.5 Flowchart Perhitungan Gaya Hambat Kendaraan .....	35
3.6 Flowchart Analisa Traksi, Rasio Transmisi dan Tingkat Transmisi .....	36
3.7 Flowchart Konfigurasi Desain .....	37
3.7.1 Simulasi pada <i>Software CAD</i> .....	38

3.7.2 Simulasi pada <i>Software Numerik</i> .....	38
3.8 Perwujudan Model Desain ECVT.....	39
3.4.3 Pengujian Model <i>ECVT</i> .....	39
3.9 Hasil dan Keluaran .....	41
<b>BAB 4 ANALISA DAN HASIL</b> .....	<b>43</b>
4.1 Gaya Dorong Kendaraan .....	43
4.1.1 Perhitungan Gaya Hambat Udara ( $R_a$ ).....	43
4.1.2 Perhitungan Gaya Hambat <i>Rolling</i> ( $R_r$ ).....	44
4.1.3 Perhitungan Gaya Hambat Tanjakan ( $R_g$ ) .....	44
4.1.4 Perhitungan Kebutuhan Daya Kendaraan .....	46
4.2 Pemilihan Motor Listrik .....	47
4.3 Perhitungan Rasio Transmisi.....	48
4.4 Desain Planetary.....	50
4.4.1 Langkah langkah Perancangan (PGS).....	50
4.5 Analisa Moda Operasi .....	52
4.5.1 Analisa Moda Motor Tunggal .....	53
4.5.2 Analisa Moda Kombinasi.....	54
4.5.3 Analisa Moda ECVT 2 Tingkat Kecepatan.....	55
4.5.4 Analisa Moda ECVT 3 Tingkat Kecepatan.....	56
4.5.5 Analisa Moda ECVT 4 Tingkat Kecepatan.....	57
4.5.6 Analisa Moda ECVT 5 Tingkat Kecepatan.....	58
4.5.7 Analisa Moda ECVT 6 Tingkat Kecepatan.....	59
4.5.8 Analisa Moda ECVT 7 dan 8 Tingkat Kecepatan.....	60
4.6 Konfigurasi Desain.....	62
4.7 Perwujudan Model Desain .....	65
4.8 Pengujian Prototipe .....	66
4.9 Hasil Pengujian.....	68
<b>BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN</b> .....	<b>71</b>
5.1 Kesimpulan.....	71
5.2 Saran .....	71
<b>DAFTAR PUSTAKA</b> .....	<b>73</b>
<b>LAMPIRAN</b> .....	<b>77</b>
<b>BIODATA PENULIS</b> .....	<b>79</b>

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	<i>Powertrain</i> Kendaraan Listrik.....	5
Gambar 2.2	Konfigurasi EV .....	6
Gambar 2.3	Konfigurasi <i>Power Splitting</i> dengan Satu Tingkat PGS, Dua M/G, dan Kopling Rem .....	6
Gambar 2.4	Karakteristik Torsi Dan Daya <i>Power Splitting</i> Dengan Satu Tingkat PGS, Dua M/G, Dan Kopling Rem.....	8
Gambar 2.5	Konfigurasi <i>Power Splitting</i> dengan Satu Tingkat PGS, dimana: ICE pada <i>Sun</i> , MG1 pada <i>Ring</i> , MG2 pada <i>Carrier</i> .....	8
Gambar 2.6	konfigurasi <i>Power Splitting</i> dengan dua tingkat PGS, Satu M/G, Satu <i>Engine</i> dan kopling rem. ....	9
Gambar 2.7	Diagram aliran daya Moda ECVT .....	9
Gambar 2.8	Grafik karakteristik traksi Moda ECVT-2. ....	10
Gambar 2.9	Toyota gear E-CVT system.....	11
Gambar 2.10	<i>Ford gear E-CVT</i> system .....	12
Gambar 2.11	<i>GM-Allison E-CVT</i> system .....	12
Gambar 2.12	Kerangka Ilmiah .....	13
Gambar 2.13	Cara kerja <i>Planetary Gear Set</i> (PGS) tipe Variabel Rasio.....	14
Gambar 2.14	Cara kerja <i>Planetary gear</i> tipe Rasio dengan <i>Input</i> pada <i>Sun</i> , <i>Output</i> pada <i>Carrier</i> , dan fix pada <i>Ring</i> .....	15
Gambar 2.15	Cara Cara kerja <i>Planetary gear</i> tipe Rasio dengan <i>Input</i> pada <i>Ring</i> , <i>Output</i> pada <i>Carrier</i> , pada <i>Sun</i> .....	16
Gambar 2.16	Pengaruh Cara kerja <i>Planetary gear</i> tipe Rasio dengan <i>Input</i> pada <i>Sun</i> , <i>Output</i> pada <i>Carrier</i> , pada <i>Ring</i> .....	16
Gambar 2.17	Free Body Diagram Kendaraan.....	18
Gambar 2.18	Pengaruh tekanan ban pada $f_o$ dan $f_s$ .....	20
Gambar 2.19	Skema Aliran Energi Kendaraan Listrik Motor Tak Langsung .....	23
Gambar 2.20	Karakteristik Motor terhadap variasi perubahan kecepatan putaran.....	25
Gambar 2.21	Prinsip kerja komutasi Motor BLDC .....	27
Gambar 3.1	Diagram Alir Penelitian. ....	29
Gambar 3.2	Konfigurasi <i>Power Splitt</i> dengan <i>Output</i> pada bagian <i>Ring Gear</i> . ....	30
Gambar 3.3	Konfigurasi <i>Power Splitt</i> dengan <i>Output</i> pada bagian <i>Sun Gear</i> ... ..	30
Gambar 3.4	Konfigurasi <i>Power Splitt</i> dengan <i>Output</i> pada bagian <i>Carrier</i> .....	31
Gambar 3.5	Model 3D.....	32
Gambar 3.6	Konfigurasi <i>input</i> .....	32
Gambar 3.7	Grafik Hasil Simulasi 3D .....	33
Gambar 3.8	Kendaraan yang akan menggunakan transmisi pada penelitian ini .....	34
Gambar 3.9	Diagram Alir Perhitungan Gaya Hambat Kendaraan.....	35

Gambar 3.10	Diagram Alir Perhitungan Rasio Transmisi .....	36
Gambar 3.11	Diagram Alir Konfigurasi Desain.....	37
Gambar 3.12	Model 3D .....	38
Gambar 3.13	Simulasi Rasio Kecepatan <i>ECVT-PG pada Software Numerik</i> .....	38
Gambar 3.14	Gambar Desain <i>ECVT</i> .....	39
Gambar 3.15	Perancangan Prototip .....	40
Gambar 4.1	Hambatan aerodinamis pada kendaraan dari 0-150 km/h.....	43
Gambar 4.2	Hambatan <i>Rolling</i> pada kendaraan dari 0-150 km/h .....	44
Gambar 4.3	Hambatan <i>Rolling</i> pada kendaraan dari 0-150 km/h .....	45
Gambar 4.4	Hambatan total pada kendaraan.....	45
Gambar 4.5	Daya jalan Kendaraan.....	46
Gambar 4.6	<i>Spesifikasi Motor-1</i> .....	47
Gambar 4.7	<i>Spesifikasi Motor-2</i> .....	47
Gambar 4.8	Grafik Torsi Terhadap Putaran .....	48
Gambar 4.9	Konfigurasi PGS.....	50
Gambar 4.10	Konfigurasi <i>ECVT</i> .....	53
Gambar 4.11	Karakteristik Traksi Moda motor tunggal .....	54
Gambar 4.12	Karakteristik Traksi Moda Kombinasi .....	55
Gambar 4.13	Karakteristik Traksi 2 Tingkat Kecepatan.....	56
Gambar 4.14	Karakteristik Traksi 3 Tingkat Kecepatan.....	57
Gambar 4.15	Karakteristik Traksi 4 Tingkat Kecepatan.....	58
Gambar 4.16	Karakteristik Traksi 5 Tingkat Kecepatan.....	59
Gambar 4.17	Karakteristik Traksi 6 Tingkat Kecepatan.....	60
Gambar 4.18	Karakteristik Traksi 7 Tingkat Kecepatan.....	61
Gambar 4.19	Karakteristik Traksi 8 Tingkat Kecepatan.....	61
Gambar 4.20	Konfigurasi Simulasi <i>Software 3D</i> .....	62
Gambar 4.21	Konfigurasi Simulasi <i>Software Numerik</i> .....	63
Gambar 4.22	Hasil Simulasi <i>Software Numerik</i> .....	64
Gambar 4.23	Hasil Simulasi <i>Software CAD</i> .....	64
Gambar 4.24	Gambar Desain prototipe.....	65
Gambar 4.25	Komponen Penyusun Prototipe .....	65
Gambar 4.26	Hasil Perwujudan Prototipe.....	66
Gambar 4.27	Kalibrasi Sensor.....	66
Gambar 4.28	<i>Software Arduino</i> .....	67
Gambar 4.29	Hasil Percobaan Dua Tingkat Kecepatan. ....	68
Gambar 4.30	Hasil Percobaan Dua Tingkat Kecepatan. ....	68
Gambar 4.31	Hasil Percobaan Empat Tingkat Kecepatan. ....	69
Gambar 4.32	Hasil Percobaan Lima Tingkat Kecepatan. ....	69
Gambar 4.33	Hasil Percobaan Enam Tingkat Kecepatan.....	69

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Parameter Moda <i>Power Splitting</i> dengan Satu Tingkat PGS, Dua M/G, dan Kopling Rem .....	7
Tabel 2.2	Parameter Moda ECVT.....	10
Tabel 2.3	Karakteristik <i>Power Splitting</i> PGS .....	17
Tabel 2.4	Koefisien Hambat Aerodinamis untuk Kendaraan .....	19
Tabel 3.1	Hasil Perancangan PGS rasio reduksi 4.....	31
Tabel 3.2	Hasil Simulasi PGS rasio reduksi 4 .....	32
Tabel 3.3	Data Kendaraan.....	34
Tabel 3.4	Spesifikasi Mikrokontroler .....	40
Tabel 4.1	Perhitungan Tingkat Transmisi.....	49
Tabel 4.2	Parameter Moda 2 Tingkat Kecepatan.....	53
Tabel 4.3	Parameter Moda Kombinasi.....	54
Tabel 4.4	Tabel Hasil Simulasi .....	63
Tabel 4.5	Tabel Hasil Metode Progressi Geometri.....	67

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*



# BAB 1

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Kendaraan listrik (EV) menjadi semakin menarik dalam beberapa tahun terakhir, karena dianggap sebagai solusi yang paling layak untuk membantu melindungi lingkungan dan mencapai efisiensi energi yang tinggi pada moda transportasi, [1]. *Powertrain* pada kendaraan listrik memainkan peran penting dalam mencapai efisiensi energi dan ramah lingkungan. *Powertrain* kendaraan listrik terdiri dari sistem penggerak yakni motor listrik, sistem transmisi mekanik, dan komponen lainnya yang mengubah energi listrik menjadi traksi untuk tenaga penggerak dan menangkap energi kinetik saat pengereman kemudian mengubahnya menjadi energi listrik kembali. Oleh karena itu efisiensi *powertrain* berdampak langsung pada jarak tempuh kendaraan listrik, [2].

Dewasa ini, Kebanyakan kendaraan listrik menggunakan dua bentuk sistem penggerak yakni sistem penggerak independen (*in-wheel drive*) dan sistem penggerak tunggal, [3][4]. Sistem penggerak independen dapat menyederhanakan struktur sistem transmisi, namun sistem ini memiliki persyaratan yang lebih teliti mengenai torsi motor listrik, umur motor listrik, juga tingkat kesulitan kontrol yang tinggi dan keamanan yang buruk, [5]. Disisi lain, sistem penggerak tunggal telah digunakan pada kebanyakan kendaraan listrik modern, namun dirasa masih kurang efisien, selain itu tidak dapat dihindari bahwa sejumlah besar panas dihasilkan motor penggerak tunggal ketika menaiki lereng curam, karena efisiensi energi motor rendah pada kecepatan putaran rendah, [6]. Oleh karena itu diinginkan bagi kendaraan listrik untuk memiliki transmisi multi-kecepatan, [7] [8] [9] [10]. Untuk mengatasi kelemahan diatas, sistem penggerak tunggal dengan sistem *gearbox* dua tingkat kecepatan diusulkan. Pada studi penambahan sistem *gearbox* menunjukkan hasil pengurangan konsumsi energi sekitar 6% dan pengurangan signifikan dalam ukuran motor, [11] [12]. Tetapi sistem diatas masih jarang digunakan dalam praktiknya, sebagian karena biaya dari mekanisme perubahan rasio yang mahal dan kemampuan kontrol dan *drivabilitas* dari perpindahan gigi. Baru – baru ini berbagai

studi penelitian telah menggunakan *continuously variable transmissions* (CVT) untuk meningkatkan efisiensi energi dan kinerja mesin dalam kendaraan, [13][14].

*Planetary Gear Set* (PGS) biasanya digunakan sebagai transmisi kendaraan hibrid dan kendaraan listrik, karena PGS memungkinkan beberapa *input / output* dengan kecepatan rotasi yang secara kinematis saling terkait satu sama lain. Secara fisik PGS terdiri dari tiga komponen (*planet gear, carrier, sun gear, dan ring gear*) dan masing – masing komponen dapat digunakan sebagai *input, output*, atau tetap diam. Dibandingkan dengan pengaturan roda gigi konvensional, PGS memiliki banyak keuntungan, seperti lebih banyak opsi untuk menghasilkan rasio, berat yang lebih ringan, komponen yang lebih praktis, dan efisiensi yang tinggi. *Planetary Gear Set* (PGS) merupakan perangkat *power splitting* untuk *Electrically Continuous Variable Transmission* (ECVT) dalam kendaraan hibrid, sebagai contoh, Toyota Prius dan Ford Escape, [15].

Pada moda *Electrically Continuous Variable Transmission* (ECVT) menggunakan dua motor magnet permanen (MG1 dan MG2), MG1 digunakan sebagai motor penggerak utama, dan juga bertindak sebagai generator selama pengereman. MG2 adalah motor listrik skunder digunakan pada moda awal seperti (*starting engine*) dan menjadi generator ketika *engine* sedang bekerja sehingga memberikan daya tambahan untuk memenuhi kebutuhan daya kendaraan, [16]. Serta menggunakan dua set PGS untuk memberikan lebih banyak fleksibilitas kontrol transmisi dan untuk meningkatkan kinerja kendaraan, [17]. PGS sering digunakan untuk mengembangkan transmisi baru. Pendekatan ini menggunakan kecepatan rotasi relatif dari PGS, [18].

Pada penelitian ini, menitik beratkan pada penyusunan mekanisme *Electrically Continuous Variable Transmission* (ECVT) menggunakan *Planetary Gear Sets* (PGS), pada kendaraan listrik. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis keefektifan dari penggunaan *Electrically Continuous Variable Transmission* (ECVT) sebagai penentu rasio kecepatan dan torsi pada kendaraan listrik.

## 1.2 Perumusan Masalah

Rumusan masalah dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana membuat rancangan dasar ECVT untuk menentukan rasio kecepatan kendaraan listrik.
2. Bagaimana membuat konfigurasi ECVT dengan *Planetary Gear Set*.
3. Bagaimana menganalisa kinerja ECVT pada kendaraan listrik.
4. Bagaimana mendesain *Planetary Gear Set* untuk ECVT pada kendaraan listrik.

## 1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah,

1. Menghasilkan rasio kecepatan pada kendaraan listrik dengan model transmisi ECVT menggunakan *Planetary Gear Sets (PGS)*.
2. Menghasilkan rancangan dasar sistem transmisi kendaraan listrik dengan model transmisi ECVT dan *Planetary Gear Set*.
3. Mendesain prototip *Planetary Gear* untuk ECVT sebagai transmisi kendaraan listrik.
4. Menyimulasikan model transmisi ECVT menggunakan *Planetary Gear Sets (PGS)*.

## 1.4 Manfaat

Berdasarkan tujuan di dalam penelitian ini, maka manfaat yang dapat diambil dari penelitian ini adalah:

1. Menyediakan referensi untuk mendesain transmisi untuk kendaraan listrik yang memiliki efisiensi yang tinggi.
2. Memberikan referensi cara menggunakan formula PGS untuk mendapatkan konfigurasi rasio kecepatan.
3. Menyediakan referensi *Basic Desain* rancangan transmisi *multi-speed* pada kendaraan listrik.
4. Hasil penelitian ini dapat dimanfaatkan sebagai acuan pengembangan transmisi kendaraan listrik berikutnya.

## 1.5 Batasan Masalah

Batasan masalah dari penelitian ini adalah sebagai berikut.

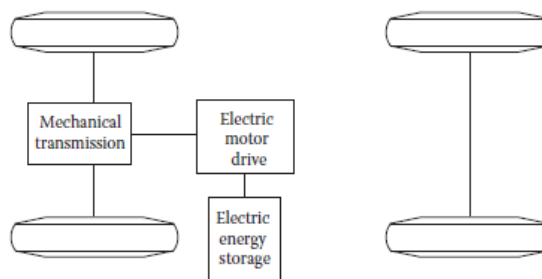
1. Penelitian ini fokus pada proses pengembangan dan pembuatan prototip ECVT pada kendaraan listrik.
2. Untuk moda *regenerative braking* belum dibahas pada penelitian ini.
3. Manajemen energi tidak dibahas pada penelitian ini.
4. Mekanika getaran tidak dibahas pada penelitian ini.
5. Analisa pelumasan tidak dibahas pada penelitian ini.

## BAB 2

### KAJIAN PUSTAKA

#### 2.1 Tinjauan Pustaka

Kendaraan listrik / *Electric vehicle* (EV) sebagian besar dikonversi dari *internal combustion engine vehicle* (ICEV) dengan mengganti ICE dan tangki bahan bakar dengan penggerak motor listrik dan baterai sambil mempertahankan semua komponen lainnya. Secara sederhana EV ditunjukkan pada Gambar 2.1

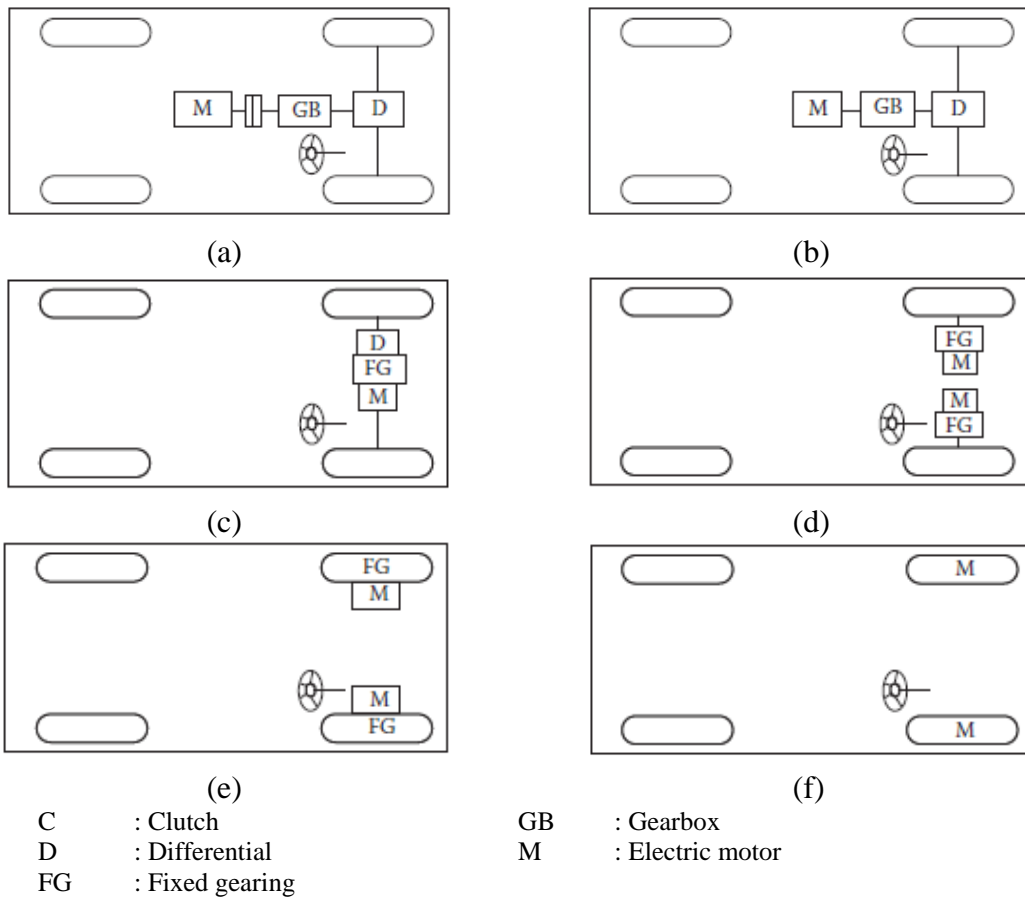


**Gambar 2.1** Powertrain Kendaraan Listrik [19]

Ada berbagai kemungkinan konfigurasi EV berdasarkan karakteristik tenaga pendorong dan sumber energi listrik, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.1, [20]

- Gambar 2.2a menunjukkan konfigurasi pertama, di mana tenaga penggerak listrik menggantikan mesin ICE dari kendaraan konvensional. Konfigurasi ini terdiri dari motor listrik, kopling, *gearbox*, dan diferensial. Kopling dan *gearbox* dapat diganti dengan transmisi otomatis. Kopling digunakan untuk menghubungkan atau memutuskan daya motor listrik dari roda yang digerakkan. *Gearbox* menyediakan satu set rasio roda gigi untuk memodifikasi profil kecepatan-daya (torsi). Diferensial adalah perangkat mekanis yang memungkinkan kedua roda digerakkan pada kecepatan yang berbeda ketika kendaraan berjalan di sepanjang jalur lengkung.
- Pada Gambar 2.2b terjadi pengurangan mekanisme kopling karena perubahan *gearbox* dari *multi-speed gearbox* menjadi *fixed gearbox*. Konfigurasi ini

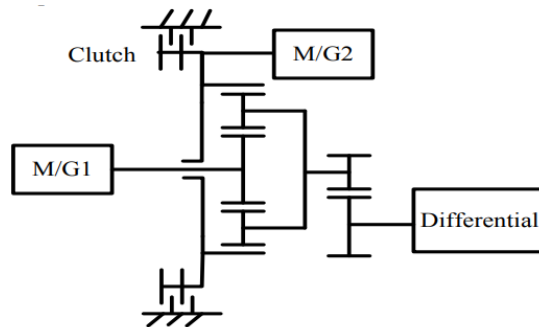
tidak hanya mengurangi ukuran dan berat transmisi, tetapi juga menyederhanakan kontrol karena pemindahan gigi tidak diperlukan.



**Gambar 2.2** Konfigurasi EV

- c. Pada Gambar 2.2c dilakukan penyederhanaan mekanisme penggerak dimana motor listrik, *fixed gearing*, dan diferensial diintegrasikan menjadi satu yang terhubung pada kedua as roda penggerak.
- d. Pada Gambar 2.2d mekanisme diferensial diganti dengan dua motor penggerak yang terhubung pada masing – masing roda penggerak.
- e. Pada Gambar 2.2e motor penggerak ditempatkan di dalam roda (*in wheel drive*) dengan penambahan *planetary gear* untuk mendapatkan penambahan torsi dan pengurangan kecepatan motor.
- f. Pada Gambar 2.2f semua sistem mekanik roda gigi dihilangkan, sehingga diperlukan motor listrik kecepatan rendah dan torsi besar.

Penelitian pada sistem transmisi kendaraan listrik sangat sering dilakukan, seperti penggunaan sistem transmisi bertingkat [7,8,9,10], sistem CVT [13,14], dan sistem transmisi dengan dua motor penggerak [21,22,23]. Penelitian digunakan untuk memperoleh efisiensi yang lebih tinggi. Salah satu sistem transmisi yang memiliki efisiensi tinggi dan bentuk yang ringkas pada kendaraan listrik adalah *power Splitting* menggunakan *Planetary Gear Set* (PGS) sistem yang diadopsi dari kendaraan listrik hibrid. Disamping konfigurasi *power Splitting* menggunakan PGS satu tingkat [16,21,22,23], ada pula konfigurasi *power Splitting* menggunakan PGS dua tingkat. dimana pada konfigurasi PGS dua tingkat yang dilengkapi dengan kopling putar dan kopling rem akan dapat memberikan tambahan moda operasi, [24]. Adapun beberapa konfigurasi dari *power Splitting* menggunakan PGS satu tingkat dan PGS dua tingkat dapat dilihat pada pada Gambar 2.3, 2.5 dan 2.6. Diagram konfigurasi dibutuhkan untuk meng-ilustrasikan prinsip kerja dan peletakan komponen transmisi.



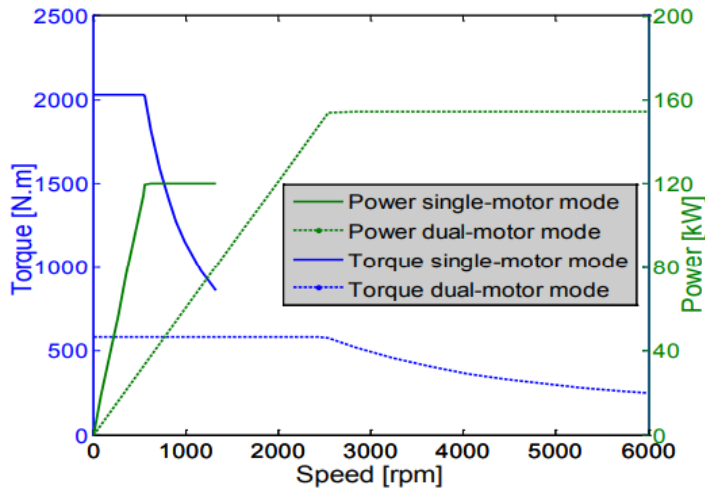
**Gambar 2.3** Konfigurasi *Power Splitting* dengan Satu Tingkat PGS, Dua M/G, dan Kopling Rem [21].

Adapun moda operasi yang dimiliki konfigurasi pada Gambar 2.3 adalah sebagai berikut:

**Tabel 2.1** Parameter Moda *Power Splitting* dengan Satu Tingkat PGS, Dua M/G, dan Kopling Rem [21]

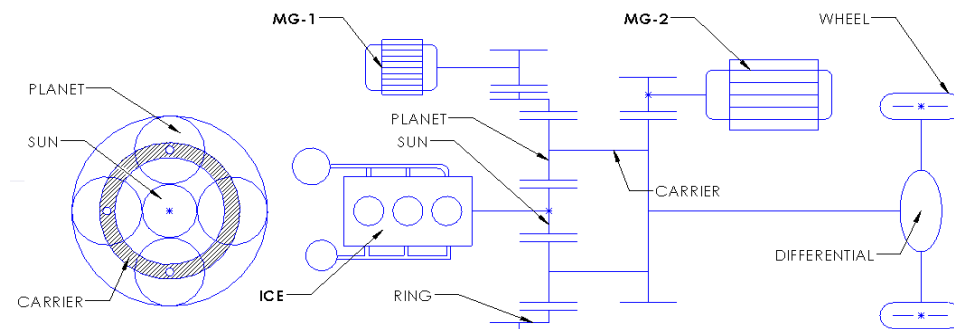
Mode	Parameter		Clutch	Kondisi Kendaraan
	MG-1	MG-2		
Netral	Off	Off	Off	Parkir
Satu Motor	ON	Off	On	Menanjak
Dua Motor	ON	ON	Off	Jalan

Dari Tabel 2.1 menunjukkan terdapat tiga mode yang dapat diterapkan dengan menggunakan konfigurasi seperti pada Gambar 2.3. Hasil penerapan ketiga mode diatas diperoleh kurva karakteristik torsi dan daya seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.4 dibawah,



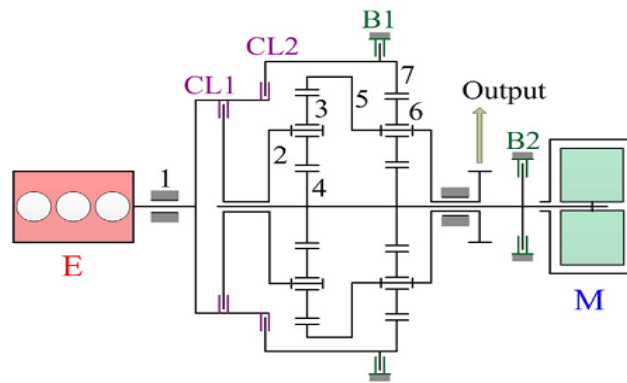
**Gambar 2.4** Karakteristik Torsi Dan Daya *Power Splitting* Dengan Satu Tingkat PGS, Dua M/G, Dan Kopling Rem

Berdasarkan Gambar 2.4 menunjukkan bahwa masing-masing moda dari penggunaan motor tunggal atau ganda memiliki area kerja yang berbeda, dapat diketahui pada moda motor tunggal sistem dapat menyediakan torsi besar dengan kecepatan rendah, sedangkan penggunaan motor ganda dapat meningkatkan kecepatan namun memiliki torsi rendah. Sehingga diperlukan penelitian lebih lanjut untuk mengoptimalkan kinerja dari setiap moda.



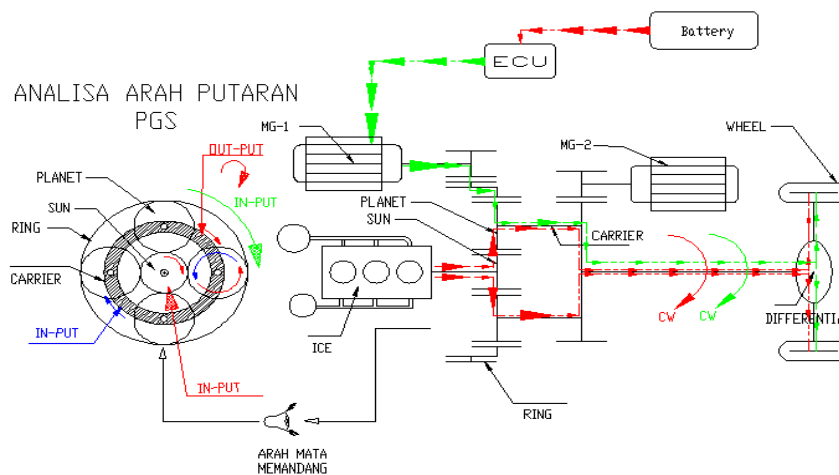
**Gambar 2.5** Konfigurasi *Power Splitting* dengan Satu Tingkat PGS, dimana: ICE pada *Sun*, MG1 pada *Ring*, MG2 pada *Carrier* [16].



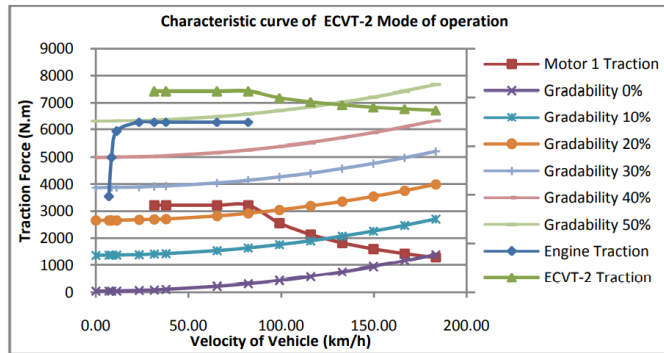


**Gambar 2.6** konfigurasi *Power Splitting* dengan dua tingkat PGS, Satu M/G, Satu *Engine* dan kopling rem [24].

Dalam penelitian sebelumnya dengan menggunakan metode zero steady state yaitu metode kontrol konsumsi energi pada kopling didalam tranmisi Hibrid dengan *PGS*, maka konfigurasi *power Splitting* dengan *PGS* satu tingkat pun dapat memiliki kemampuan yang memadai dibanding konfigurasi *power Splitting* dengan *PGS* multi tingkat [21]. Sedangkan pada penelitian dari M. Jamil mengenai “Desain dan Karakteristik Transmisi Hibrid Elektro Mekanik Untuk Kendaraan Bertenaga Hibrid pada Moda ECVT dan Moda Operasi Lainnya”. Melakukan perancangan moda ECVT menggunakan satu tingkat *Planetary Gear* sebagai *power splitter* pada kendaraan hybrid. Diagram aliran daya moda ECVT ditunjukkan pada Gambar 2.7. sehingga didapat karakteristik gaya traksi pada kendaraan hybrid pada moda ECVT seperti yang ditunjukkan pada serangkaian Gambar 2.8.



**Gambar 2.7** Diagram aliran daya Moda ECVT [16]



**Gambar 2.8** Grafik karakteristik traksi Moda ECVT-2 [16]

Dari konfigurasi moda ECVT pada Gambar 2.7 ditunjukkan bahwa *Input-1* dari *Engine* masuk ke *Sun Gear*, *Input-2* dari *Motor-1* masuk ke *Ring Gear*, sedangkan *Outputnya* keluar melalui *Carrier*. Dari Grafik traksi Moda ECVT-2 menunjukkan bahwa traksi mampu melewati hambatan tanjak ( $R_g$ ) sebesar 50% Dengan kecepatan kendaraan ( $V_K$ ) pada masing-masing moda adalah 100.9 Km/jam, 109 Km/jam, dan 110 Km/jam. Sedangkan kecepatan maksimum yang dapat dicapai pada masing-masing moda ECVT adalah  $(V_K)_{max} = 160$  km/h, 183 km/h, dan 194 km/h.

Grafik karakteristik traksi setiap moda ECVT di atas diperoleh dengan parameter seperti pada Tabel 2.2 di bawah ini.

**Tabel 2.2** Parameter Moda ECVT [16]

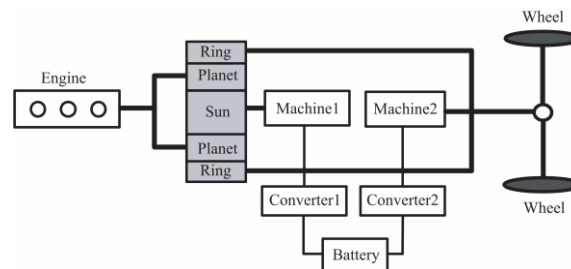
MODA	PARAMETER			
	MOTOR-1		ENGINE	
	Putaran (Rpm)	Arah Putaran	Putaran (Rpm)	Arah Putaran
ECVT	0 - 10000	(CW)	2600	(CW)

ECVT adalah transmisi cerdas yang memiliki rasio roda gigi tak terbatas. Dengan terus-menerus menganalisis kecepatan kendaraan, kondisi jalan, tenaga mesin, dan masukan pengemudi, ECVT memilih rasio roda gigi yang optimal (paling efisien). Tanpa adanya rasio gigi tetap, mesin dapat dioperasikan pada kecepatan paling efisien untuk menggerakkan mobil atau mengisi baterai. Moda ECVT mampu digunakan dengan dua moda, yakni moda pergantian gigi secara manual dan moda otomatis.

Sistem *gear* E-CVT dapat diurutkan menjadi dua kategori, sesuai dengan cara pembagian daya yang dilakukan oleh PGS, [22]. Kategori pertama dapat disebut sebagai *input* power split, yang diadopsi oleh Toyota dan Ford. Dan kategori kedua bisa disebut compound power split, yang diadopsi oleh GM-Allison

a. Toyota E-CVT propulsion system

Gambar 2.9 menunjukkan konfigurasi dasar sistem propulsi Toyota E-CVT, sistem ini terdiri dari PGS, baterai, Mesin 1 (biasanya beroperasi sebagai generator), Konverter 1 (biasanya beroperasi sebagai penyearah terkontrol), Mesin 2 (biasanya beroperasi sebagai motor), dan Konverter 2 (biasanya beroperasi sebagai inverter).



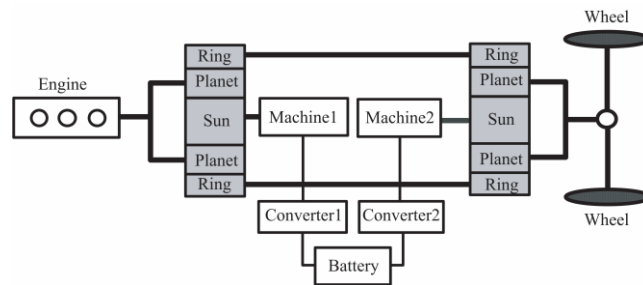
**Gambar 2.9** Toyota gear E-CVT system [23].

Dalam sistem ini, PGS memainkan peran kunci untuk membagi daya *engine* menjadi aliran daya listrik dan aliran daya mekanis. Di satu sisi, tenaga mekanis yang dihasilkan oleh mesin ditransfer ke driveline melalui *ring gear*. Di sisi lain, *sun gear* terpasang pada Mesin 1, yang mengubah sebagian tenaga mesin menjadi tenaga listrik sehingga dapat digunakan Mesin 2 untuk menggerakkan *driveline*. Konverter 1 dan Konverter 2 bekerja dengan paket baterai untuk menyangga daya listrik antara Mesin 1 dan Mesin 2. Jika daya mekanis yang diberikan oleh ring gear kurang dari daya penggerak yang diinginkan, baterai melepaskan daya listrik melalui Konverter 2 dan Mesin 2. Jika tidak, baterai menyimpan daya listrik.

b. Ford E-CVT propulsion system

Seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.10, sistem propulsi *Ford E-CVT* memiliki dua roda gigi planet. Roda gigi planet pertama melekat pada poros mesin, dan bertanggung jawab untuk pemisahan daya. Roda gigi planet kedua bertugas menyambungkan torsi penggerak. Dibandingkan dengan sistem propulsi *Toyota E-*

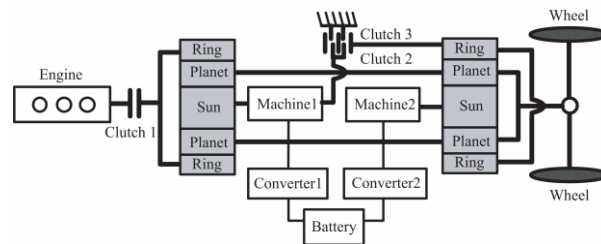
CVT, sistem *Ford E-CVT* dapat mendistribusikan daya lebih fleksibel karena adanya dua PGS.



**Gambar 2.10** *Ford gear E-CVT* system, [23].

c. GM-Allison E-CVT propulsion system

Sistem propulsi *E-CVT GM-Allison* adalah sistem *compound-split* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.11. Sistem *E-CVT* ini terdiri dari tiga kopleng, dua *planetary gear*, dua mesin, dua konverter dan paket baterai. Dengan cara melibatkan atau melepaskan pengaturan kopleng yang berbeda, sistem propulsi *E-CVT* dapat mengubah arsitekturnya sehingga torsi keluaran diatur.



**Gambar 2.11** *GM-Allison E-CVT* system, [23].

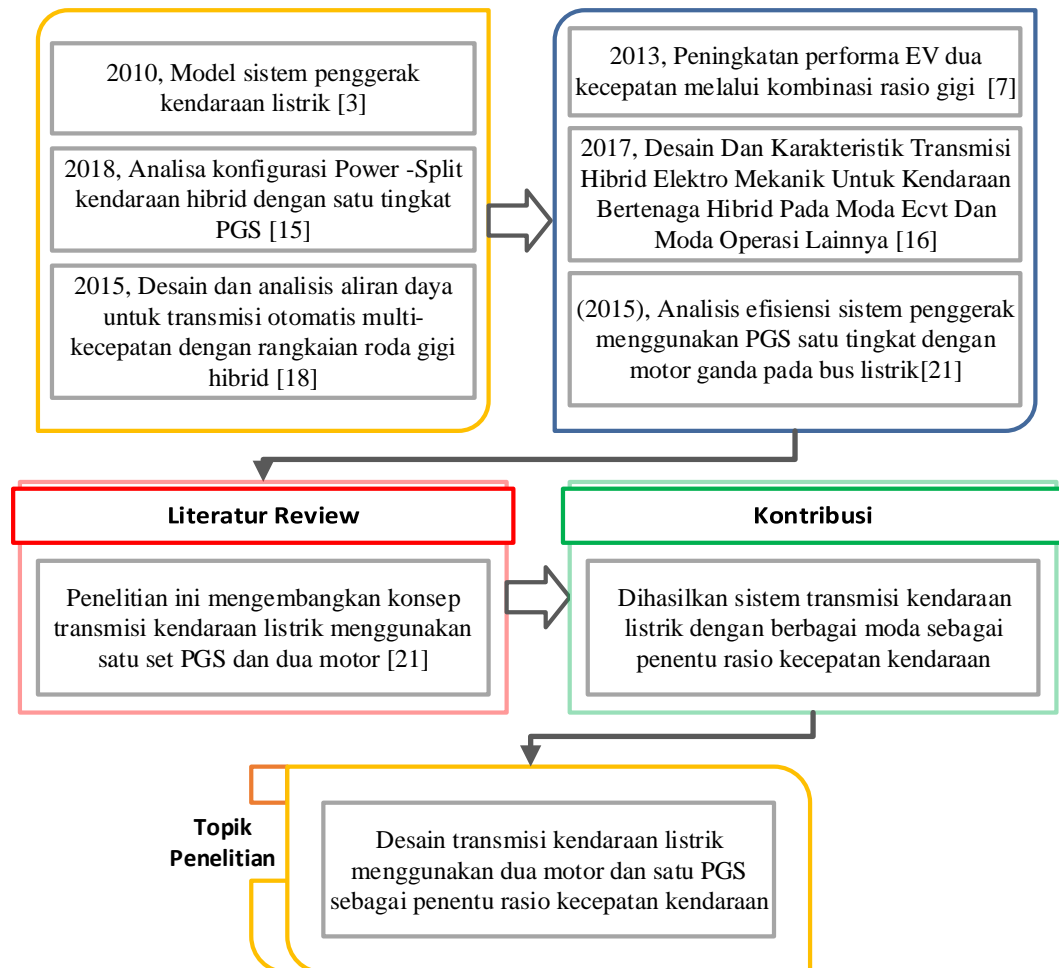
Ketika kendaraan beroperasi pada mode kecepatan rendah, Kopleng 1 dan Kopleng 3 diaktifkan dan Kopleng 2 dilepas. Dengan demikian, PGS yang terpasang pada mesin bertanggung jawab untuk pemisahan daya *input* sedangkan PGS dengan *driveline* bertanggung jawab atas kopleng torsi keluaran. Jika kendaraan beroperasi pada mode kecepatan tinggi, Kopleng 1 dan Kopleng 2 diaktifkan saat Kopleng 3 terlepas. Mode operasi semacam ini disebut *compound split*, di mana roda gigi *input* dan *output* melakukan fungsi *split* daya secara bersamaan.

Dibandingkan dengan sistem propulsi yang diadopsi oleh ICE yang ada, keuntungan berbeda dari sistem propulsi ECVT ini dirangkum sebagai berikut, [23].

1. Karena rasio variabel yang terus-menerus antara kecepatan mesin dan kecepatan roda dapat dicapai, mesin selalu dapat beroperasi di area operasi yang paling hemat energi, sehingga menghasilkan pengurangan konsumsi bahan bakar yang cukup besar.
2. Sistem E-CVT dapat sepenuhnya mengaktifkan fitur idle stop dan fitur peluncuran listrik. Fitur-fitur ini sangat penting untuk meningkatkan efisiensi energi hibrida penuh.

## 2.2 Kerangka Ilmiah

Pada kerangka ilmiah ini berisi penelitian terdahulu yang dijadikan sebagai landasan berfikir untuk mengembangkan kerangka pemikiran baru yang akan dikaji pada penelitian ini.



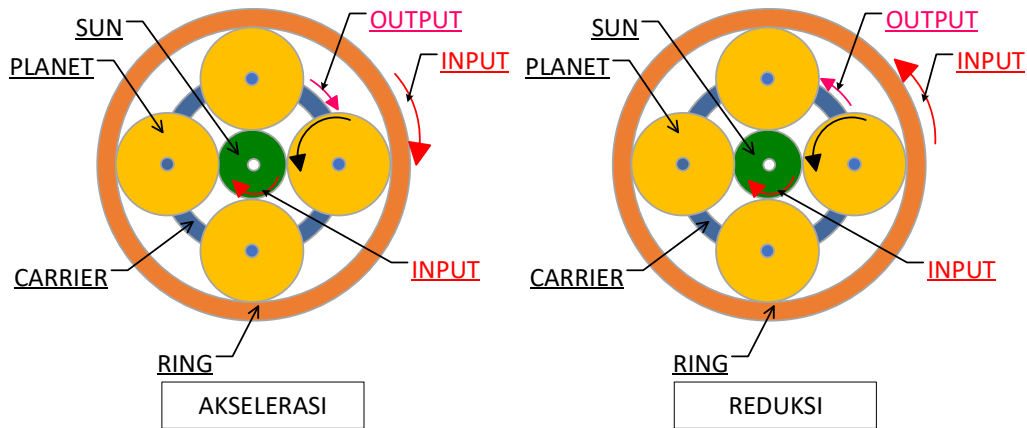
**Gambar 2.12** Kerangka Ilmiah

## 2.3 Dasar Teori

### 2.3.1 Power Splitting Planetary Gear Set

Kemampuan *Power Splitting* menggunakan *Planetary Gear Set* (PGS) dapat di terapkan pada transmisi kendaraan listrik guna mendapatkan manfaat dari beberapa moda yang dapat menambah kemampuan kendaraan listrik.

❖ *Planetary gear* tipe variabel rasio



**Gambar 2.13.** Cara kerja *Planetary Gear Set* (PGS) tipe Variabel Rasio.

Rasio atas dasar jumlah roda gigi.

$$\omega_C(N_S + N_R) = (N_S * \omega_S) + (N_R * \omega_R) \quad (1)$$

$$\omega_C = \frac{N_S}{N_S + N_R} * \omega_S + \frac{N_R}{N_S + N_R} * \omega_R \quad (2)$$

Keterangan rumus

$\omega_C$  = Putaran bodi *Carrier*

$\omega_S$  = Putaran bodi *Sun Gear*.

$\omega_R$  = Putaran bodi *Ring Gear*.

$N_S$  = Jumlah gigi *Sun Gear*.

$N_R$  = Jumlah gigi *Ring Gear*.

$N_P$  = Jumlah gigi *Planet Gear*.

Torsi atas dasar jumlah roda gigi.

$$T_C = \frac{N_S + N_R}{N_S} * T_S + \frac{N_S + N_R}{N_R} * T_R \quad (3)$$

$$T_C = i_{S \rightarrow C} * T_S + i_{R \rightarrow C} * T_R \quad (4)$$

Keterangan rumus

$T_C$  = Putaran bodi *Carrier*

$T_S$  = Torsi bodi *Sun Gear*.

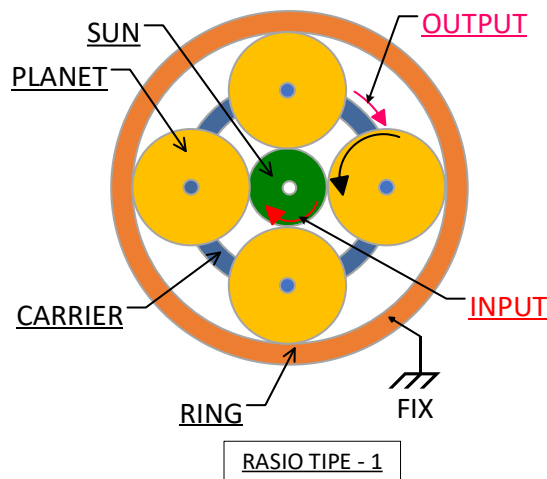
$T_R$  = Torsi yang masuk ke *Ring Gear*.

$i_{t,S \rightarrow C}$  = Rasio transmisi reduksi, *Input* dari *Sun gear* keluar melalui *Carrier*

$i_{t,R \rightarrow C}$  = Rasio transmisi reduksi, *Input* dari *Ring gear* keluar melalui *Carrier*

❖ *Planetary gear* Rasio Reduksi

- Rasio Reduksi Tipe-1



**Gambar 2.14** Cara kerja *Planetary gear* tipe Rasio dengan *Input* pada *Sun*, *Output* pada *Carrier*, dan *fix* pada *Ring*.

Rasio atas dasar jumlah *roda gigi*.

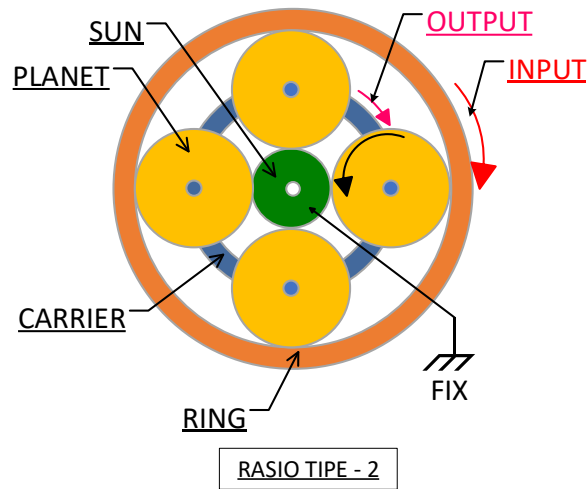
$$\omega_C = \frac{N_S}{N_S + N_R} * \omega_S \quad (5)$$

Torsi atas dasar jumlah *roda gigi*.

$$T_C = \frac{N_S + N_R}{N_S} * T_S \quad (6)$$

$$T_C = i_{S \rightarrow C} * T_S \quad (7)$$

- Rasio Reduksi Tipe-2



**Gambar 2.15** Cara kerja *Planetary gear* tipe Rasio dengan *Input* pada Ring, *Output* pada Carrier, pada Sun.

Rasio atas dasar jumlah *roda gigi*.

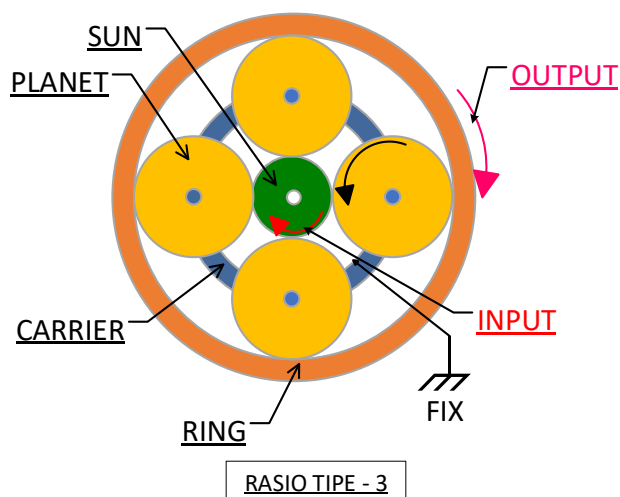
$$\omega_C = \frac{N_S}{N_S + N_R} * \omega_R \quad (8)$$

Torsi atas dasar jumlah *roda gigi*.

$$T_C = \frac{N_S + N_R}{N_R} * T_R \quad (9)$$

$$T_C = i_{R \rightarrow C} * T_R \quad (10)$$

- Rasio Reduksi Tipe-3



**Gambar 2.16** Cara kerja *Planetary gear* tipe Rasio dengan *Input* pada Sun, *Output* pada Carrier, pada Ring.



Rasio atas dasar jumlah *roda gigi*.

$$\omega_C(N_S + N_R) = (N_S * \omega_S) + (N_R * \omega_R) \quad (11)$$

$$\omega_R = \frac{-(N_S * \omega_S)}{N_R} \quad (12)$$

Torsi atas dasar jumlah *roda gigi*.

$$T_R = \frac{-(N_R * \omega_S)}{N_S} \quad (13)$$

$$T_R = i_{S \rightarrow R} * T_S \quad (14)$$

Dari analisa karakteristik planetary *gear* diatas dapat disimpulkan bahwa terdapat dua jenis rasio pada *Planetary Gear Set* antara lain: variabel rasio dan rasio agar lebih memper jelas tentang jenis rasio PGS maka ditunjukkan pada Tabel 2.3.

**Tabel 2.3** Karakteristik *Power Splitting* PGS

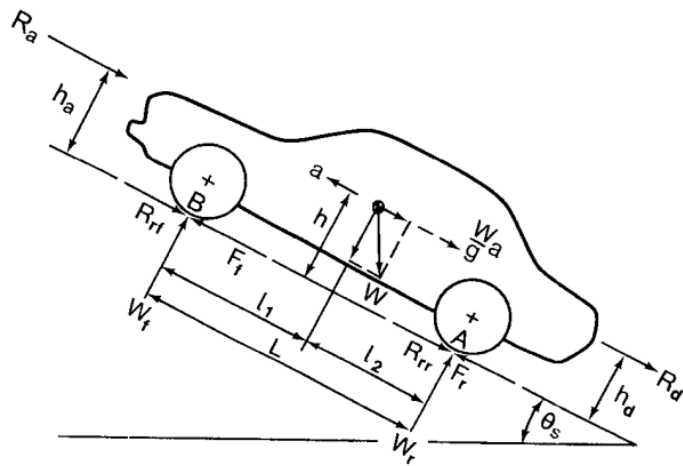
<i>INPUT</i>	<i>FIX</i>	<i>OUTPUT</i>	<i>TIPE SPLITING</i>
<i>SUN</i>	<i>RING</i>	<i>CARRIER</i>	REDUKSI
<i>RING</i>	<i>SUN</i>	<i>CARRIER</i>	REDUKSI
<i>RING</i>	<i>CARRIER</i>	<i>SUN</i>	AKSELERASI
<i>SUN-RING</i>	-	<i>CARRIER</i>	VARIABEL RASIO

### 2.3.2 Dinamika Kendaraan

Dinamika kendaraan merupakan penggambaran perilaku gerak kendaraan, perilaku arah dan stabilitas arah kendaraan, kenyamanan dan keamanan kedaraan yang sangat terkait dengan kecelakaan kendaraan saat jalan.

#### a) *Gaya Hambat Kendaraan*

Kendaraan untuk dapat bergerak harus memiliki gaya dorong yang lebih besar dari semua hambatan yang terjadi pada kendaraan. Gambar 2.17 merupakan gaya-gaya yang terjadi apabila sebuah kendaraan melaju pada suatu jalan yang memiliki sudut tanjakan tertentu



**Gambar 2.17** Free Body Diagram Kendaraan [25]

Dari gambar diatas didapatkan gaya dorong ( $F_t$ ) dibagi menjadi dua yaitu  $F_f$  (gaya dorong pada roda depan) dan  $F_r$  (gaya dorong pada roda belakang). Sedangkan gaya dorong pada kendaraan yang sedang berjalan akan menerima beberapa hambatan, diantaranya *drag force*, *rolling resistance* serta gaya hambat kendaraan akibat sudut menanjak.

**b) Gaya Hambat Aerodinamiks (Drag Force)**

Salah satu gaya hambat drag force pada kendaraan saat bergerak dengan kecepatan tertentu adalah bentuk bodi, dimana jika bentuk bodi kendaraan semakin aerodinamis maka gaya hambat aerodinamis pada kendaraan semakin kecil sehingga ini juga berpengaruh pada performa kendaraan saat bergerak dengan kecepatan tertentu. Pengertian aerodinamis disini adalah ilmu yang mempelajari tentang sifat dan karakteristik udara serta gas lainnya dalam keadaan bergerak (angin). Besarnya gaya ini ditentukan dengan:

$$R_a = \frac{1}{2} \cdot \rho_{udara} \cdot C_d \cdot A_f \cdot V_a^2 \quad (15)$$

Dimana:

$\rho_{udara}$  = masa jenis udara ( $\text{kg} \cdot \text{m}^3$ )

$A_f$  = luasan frontal area ( $\text{m}^2$ )

$C_d$  = koefisien hambat

$V_a$  = kecepatan kendaraan ( $\text{m/s}$ )

Tabel 2.4 adalah tabel umum referensi untuk koefisien hambatan tentang bentuk bodi kendaraan yang mempengaruhi gaya hambatan aerodinamis.

**Tabel 2.4** Koefisien Hambatan Aerodinamis untuk Kendaraan [26]

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
6	Tractor – Trailer	0,8 – 1,3
7	Sepeda Motor + Pengendara	1,8

**c) Gaya Hambatan Rolling (*Rolling Resistance*)**

Rolling resistance adalah gaya hambatan yang timbul akibat terjadinya gesekan pada ban yang berputar dengan jalan. Ada beberapa faktor yang mempengaruhi *Rolling resistance*, diantaranya konstruksi ban, kondisi permukaan jalan, diameter dari ban dan juga gaya traksi itu sendiri. Besarnya gaya hambatan ini ditentukan dengan:

$$R_r = f_r \cdot W \tag{16}$$

Dimana:

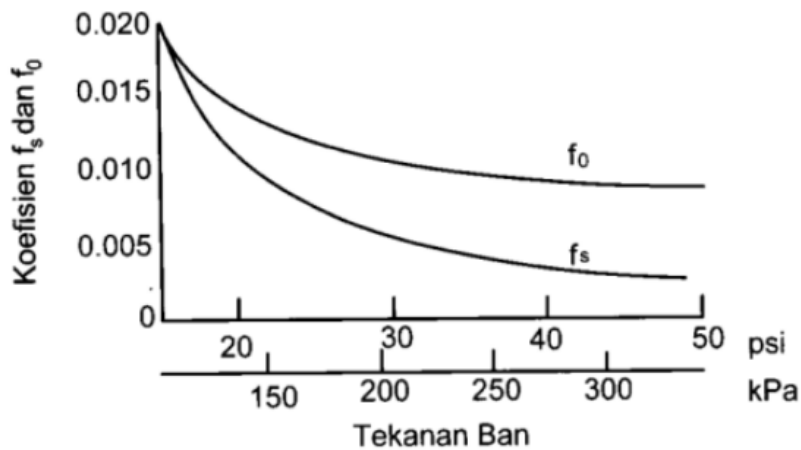
$f_r$  = *rolling resistance* (N)

$W$  = berat kendaraan (N)

Rumusan koefisien hambatan rolling ( $f_r$ ) untuk kendaraan dapat ditentukan berdasarkan koefisien  $f_o$  dan  $f_s$  yang bergantung pada tekanan ban adalah sebagai berikut :

$$f_r = f_o + f_s \cdot \left(\frac{v}{100}\right)^{2,5} \tag{17}$$

Dimana nilai  $f_o$  dan  $f_s$  didapat dari Gambar 2.18 :



**Gambar 2.18** Pengaruh tekanan ban pada  $f_0$  dan  $f_s$  [26]

**d) Gaya Hambat Tanjakan**

Gaya hambat ini terjadi karena adanya sudut tanjakan pada jalan. Dengan adanya gaya hambatan tanjakan maka beban kendaraan akan bertambah akibat pengaruh gaya gravitasi bumi. Besar gaya hambat akibat sudut tanjak dapat dihitung dengan rumus berikut:

$$R_g = W \sin \theta \quad (18)$$

Dimana:

$R_g$  = gaya hambat tanjakan dalam (N)

$W$  = berat kendaraan (N)

$\theta$  = sudut tanjakan

Ketika kendaraan dalam posisi menanjak, digunakan satuan *gradeability* sebagai acuan. *Gradeability* adalah kemampuan suatu kendaraan untuk mendaki suatu tanjakan. Jika kendaraan didesain dengan gradient 30% misalnya, maka kemampuan kendaraan tersebut harus mampu menanjak dengan gradient sebesar 30%. Jika kendaraan tersebut belum mampu menempuh tanjakan tersebut, maka kendaraan tersebut dikatakan tidak memenuhi kriteria *gradeability* yang disyaratkan.

Perhitungan gradient tanjakan (G) dapat dilakukan dengan rumus berikut,

$$G = \tan \theta \quad (19)$$

Sehingga:

$$F_r = R_a + R_r + R_g \quad (20)$$

$$F_r = \left( \frac{1}{2} \cdot \rho_{udara} \cdot C_d \cdot A_f \cdot V_a^2 \right) + (f_r \cdot W \cos \theta) + W \cos \theta \quad (21)$$

Setelah mengetahui gaya hambat pada kendaraan maka selanjutnya adalah menghitung besar daya dan torsi pada roda penggerak yang dibutuhkan kendaraan berdasarkan kecepatan yang diinginkan saat melalui jalan dengan sudut tanjakan maksimum, seperti pada persamaan dibawah ini.

$$Rlp = F_r \times V_k \quad (22)$$

$$Tp = F_r \times R \quad (23)$$

Dimana:

$Rlp$  = Tenaga pada roda penggerak

$Tp$  = Torsi pada roda penggerak

### 2.3.3 Transmisi Kendaraan

Sistem transmisi adalah suatu sistem yang berfungsi untuk mengkonversikan torsi dan kecepatan dari motor menjadi torsi dan kecepatan yang berbeda-beda dan selanjutnya diteruskan ke penggerak akhir. Dalam suatu kendaraan sistem transmisi adalah bagian dari sistem pemindah tenaga.

Sedangkan sistem pemindah tenaga dalam suatu kendaraan terdiri dari kopling, transmisi dan penggerak akhir. Dengan adanya sistem transmisi maka putaran mesin dengan putaran poros yang dihubungkan dengan penggerak akhir dapat dikontrol. Fungsi dari kontrol sendiri supaya tenaga yang dihasilkan oleh mesin sesuai dengan kebutuhan kendaraan. Sedangkan penggerak akhir atau final drive mempunyai fungsi untuk meneruskan tenaga yang dihasilkan mesin ke roda penggerak.

Dalam sistem transmisi menentukan besar dari rasio transmisi perlu diperhatikan beberapa hal antara lain kemampuan *output* gaya traksi kendaraan dan yang kedua adalah menentukan ukuran dari komponen transmisi supaya dimensi dari transmisi terlihat ideal dengan kendaraan. Maka yang pertama harus diperhitungkan adalah rasio transmisi pada tingkat gigi pertama. Hal ini karena pada tingkat pertama dibutuhkan torsi maksimum supaya kendaraan bergerak, serta

dengan diperhitungkannya torsi maksimum dapat diketahui seberapa besar sudut tanjakan jalan yang dapat dicapai dengan menggunakan rasio transmisi pertama. Dibawah ini merupakan rumus untuk menentukan besar rasio transmisi pertama,

$$i_1 = \frac{F_t \cdot r}{T_m \cdot I_d \cdot \eta_t} = \frac{(W \sin \theta_{max} + f_r \cdot W + R_a) \cdot r}{T_m \cdot I_d \cdot \eta_t} \quad (24)$$

Dimana:

$F_t$  = gaya torsi kendaraan

$T_m$  = torsi mesin

$\eta_t$  = efisiensi transmisi

$f_r$  = koefisien rolling ban

$I_d$  = perbandingan gigi diferensial

$R_a$  = hambatan angin

$W$  = berat kendaraan

Pada perumusan di atas gaya hambat drag dapat diabaikan ketika kendaraan menanjak pada sudut tersebut, karena kecepatan kendaraan saat menanjak umumnya terjadi pada kecepatan rendah. Setelah menentukan rasio 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 dapat mencukupi daya untuk mengatasi gaya hambat yang ada seperti *rolling resistance* dan gaya hambat aerodinamis yang terjadi pada kendaraan. Berdasarkan hal tersebut perumusan rasio transmisi pada tingkat gigi akhir adalah seperti dibawah ini,

$$i_m = \frac{F_t \cdot r}{T_m \cdot I_d \cdot \eta_t} = \frac{(f_r \cdot W + \frac{1}{2} \cdot \rho_{udara} \cdot C_d \cdot A_f \cdot V_a) \cdot r}{T_m \cdot I_d \cdot \eta_t} \quad (25)$$

Setelah menentukan rasio transmisi pertama dan terakhir, untuk mencari perbandingan gigi antara tingkat transmisi terendah dan tertinggi adalah dengan cara progresi geometris. Cara ini umumnya dipakai sebagai langkah iterasi awal. Batas kecepatan operasi dari mesin terendah ( $ne1$ ) dan tertinggi ( $ne2$ ) harus

ditetapkan terlebih dahulu. Penetapan ini berdasarkan karakteristik torsi dari motor listrik.

$$\frac{i_2}{i_1} = \frac{i_3}{i_2} = \frac{i_4}{i_3} = \frac{ne_2}{ne_1} = Kg \quad (26)$$

Sehingga

$$Kg = \left(\frac{im}{i_1}\right)^{\frac{1}{n-1}} \quad (27)$$

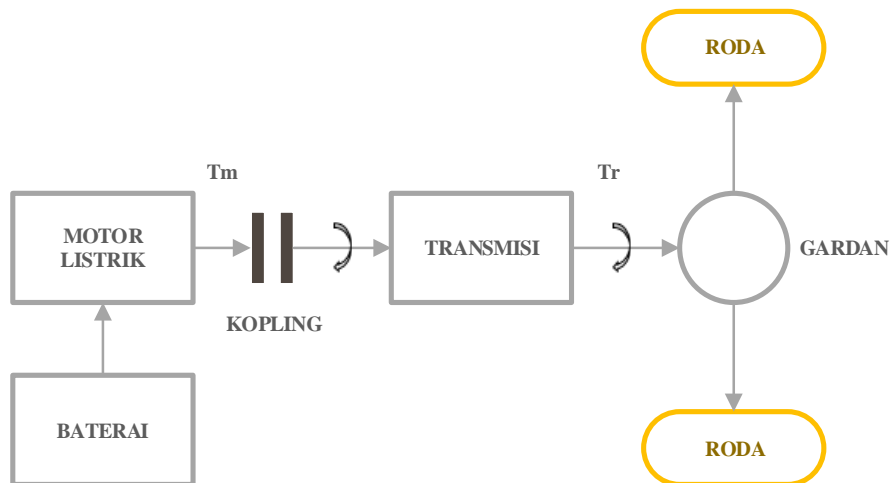
dimana,

$i_1, i_2, i_3, i_4$  = perbandingan gigi pada tingkat transmisi I, II, III, IV

$Kg$  = konstanta perbandingan

### 2.3.4 Karakteristik Traksi Sistem

Skema aliran energi dari kendaraan listrik dengan motor tak langsung, transmisi dan gardan dapat dilihat pada Gambar 2.19.



**Gambar 2.19** Skema Aliran Energi Kendaraan Listrik Motor Tak Langsung [27]

Berdasar gambar diatas, dapat diketahui bahwa motor listrik adalah pengganti mesin pada kendaraan biasa yang berfungsi sebagai sumber tenaga, baterai adalah sebagai tangki bahan bakar yang berfungsi sebagai penyimpan energi. Sedangkan *drive train* terdiri dari transmisi dan garden. Sehingga dapat dinotasikan sebagai berikut, rasio transmisi ( $I_t$ ), rasio garden ( $I_g$ ), dan putaran motor ( $N_m$ ), maka torsi poros ( $T_p$ ) dan putaran poros ( $N_p$ ) dapat dirumuskan menjadi.

$$T_p = I_t \cdot I_g \cdot T_m \cdot \eta_t \quad (28)$$

$$N_p = \frac{N_m}{I_t \cdot I_g} \quad (29)$$

$$F_t = \frac{I_t \cdot I_g \cdot T_m}{r} \eta_t \quad (30)$$

Dimana:

$\eta_t$  = efisiensi transmisi

$r$  = jari-jari roda

$$I_t = \frac{N_e}{N_t}, \quad I_g = \frac{N_t}{N_p}$$

Dalam menentukan karakteristik traksi kendaraan terlebih dahulu harus mencari kecepatan dasar untuk setiap tingkat transmisi ( $V_{bn}$ ), gaya traksi untuk setiap tingkat transmisi ( $F_{tn}$ ), hambatan rolling kendaraan ( $R_r$ ), hambatan angin yang terjadi ( $R_a$ ) dan hambatan tanjakan yang dilalui kendaraan ( $R_g$ ). Setelah mengetahui data-data diatas maka karakteristik traksi kendaraan dapat diketahui dan fungsi dari karakteristik traksi kendaraan adalah sebagai penggambaran besar gaya traksi yang dapat dihasilkan kendaraan pada setiap kecepatan, serta dapat mengetahui kecepatan, percepatan dan sudut tanjakan maksimum yang dapat dilalui kendaraan. Untuk mengetahui besar dari kecepatan dasar ( $V_{bn}$ ) dan kecepatan maksimum ( $V_{nmax}$ ) kendaraan dengan tingkat transmisi n ( $V_{bn}$ ) dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut,

$$V_{bn} = \frac{\pi \cdot r \cdot N_b}{30 \cdot I_{tn} \cdot I_g} \quad (31)$$

$$V_{nmax} = \frac{\pi \cdot r \cdot N_{nmax}}{30 \cdot I_{tn} \cdot I_g} \quad (32)$$

Dimana:

$N_b$  = putaran dasar motor listrik

$N_{nmax}$  = putaran maksimum motor listrik

$I_{tn}$  = rasio transmisi ke “n”

Setelah mengetahui kecepatan dasar dan kecepatan maksimum pada tiap tingkat transmisi selanjutnya adalah menentukan gaya traksi maksimum dan minimum yang dapat dihasilkan pada tingkat transmisi. Gaya traksi maksimum yang dihasilkan motor terjadi ketika putaran 0 sampai pada putaran dasar, hal ini karena torsi yang terjadi adalah konstan sesuai dengan grafik sedangkan setelah kecepatan konstan maka torsi motor akan turun begitu juga dengan gaya traksi kendaraan. Konsep ini sangat sesuai dengan kebutuhan kendaraan, dimana



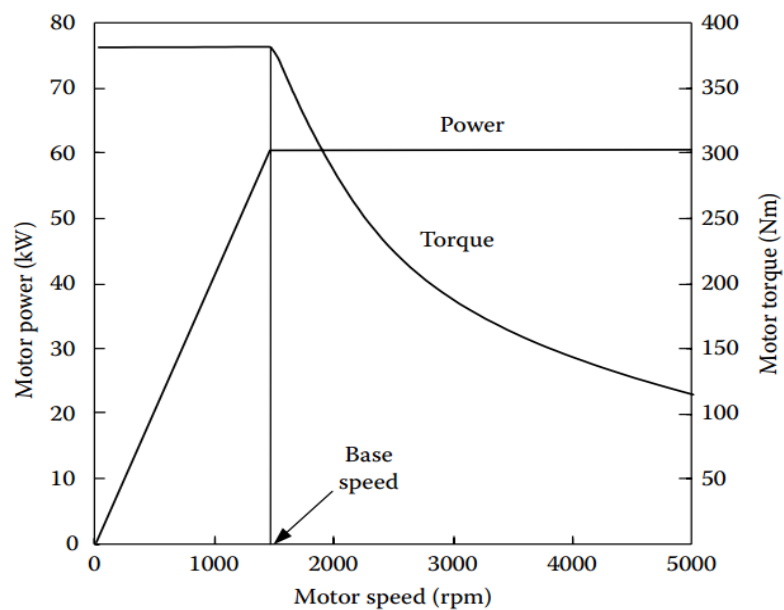
kebutuhan traksi sangat diperlukan saat kecepatan awal, sedangkan untuk kecepatan yang terus bertambah kebutuhan traksi kendaraan akan berkurang. Dibawah ini merupakan perumusan untuk mencari besar gaya traksi maksimum dan minimum yang dapat dihasilkan pada tingkat transmisi “n”,

$$Ft_{max} = \frac{I_{tn} \cdot I_g \cdot Tm_{max}}{r} \eta_t \quad (33)$$

$$Ft_{min} = \frac{I_{tn} \cdot I_g \cdot Tm_{min}}{r} \eta_t \quad (34)$$

### 2.3.5 Karakteristik Motor Listrik

Motor listrik adalah alat pengubah daya listrik menjadi daya mekanik yang berupa putaran dan torsi. Kendaraan listrik (*EV*) dengan Motor listrik sebagai penggerak utamanya memiliki banyak manfaat dibanding kendaraan *Engine (ICEV)*, seperti halnya *tanpa* emisi, efisiensi tinggi, tidak tergantung pada BBM, tidak bising. Keunggulan yang dimiliki kendaraan listrik juga didukung oleh keunggulan yang dimiliki oleh motor listriknya antara lain: Pada motor listrik BLDC mampu memberikan torsi maksimum mulai dari awal berputar hingga putaran optimalnya [24]. Adapun karakteristik motor listrik dengan beberapa kelebihanannya ditunjukkan pada Gambar 2.20.

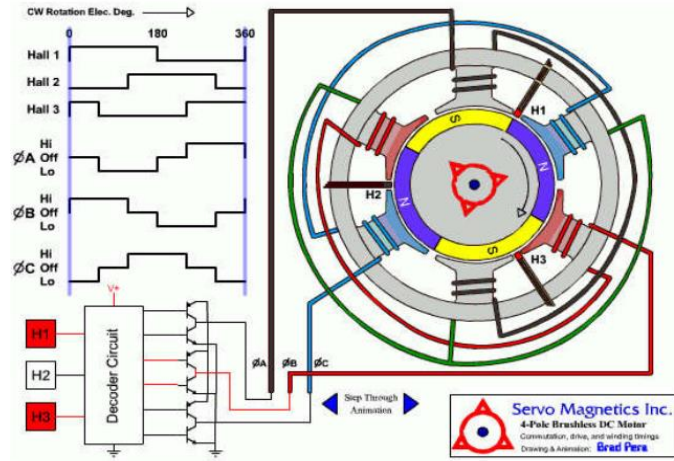


**Gambar 2.20** Karakteristik Motor terhadap variasi perubahan kecepatan putaran [24].

Berdasarkan karakteristik pada Gambar 2.20 dapat diketahui bahwa power atau tenaga dari motor listrik akan terus bertambah secara linier sampai mencapai tenaga maksimum yang tepat berada pada kecepatan base (base speed). Kemudian dari kecepatan dasar sampai dengan kecepatan maksimum, power yang dihasilkan motor listrik akan konstan. Sedangkan torsi yang dihasilkan oleh motor listrik berdasarkan karakteristik diatas dapat diketahui bahwa torsi akan tetap pada kecepatan dibawah kecepatan dasar, yaitu sebesar torsi maksimum yang dapat dihasilkan motor listrik. Setelah kecepatan dasar tercapai, torsi dari motor listrik akan menurun secara hiperbolik, hal ini karena pada kecepatan rendah dibawah kecepatan dasar, tegangan listrik masuk ke motor meningkat dengan meningkatnya putaran yang diatur melalui converter elektronik, sedangkan flux dijaga konstan. Pada saat motor sudah mencapai kecepatan dasar, tegangan pada motor mencapai tegangan dari sumber pemasuk energi. Setelah melewati kecepatan dasar, tegangan pada motor dijaga tetap sedangkan kekuatan flux melemah secara hiperbolik dengan bertambahnya kecepatan.

Kurva karakteristik dari motor listrik seperti di atas ditentukan oleh besarnya kecepatan dasar ( $V_b$ ) 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.

*Brush Less Direct Current Motor (BLDC)* adalah salah satu jenis motor listrik DC yang sangat cocok untuk peralata dengan keandalan tinggi terutama untuk diaplikasikan pada kendaraan listrik. untuk mengoperasikan motor ini diperlukan sistem kontrol untuk menjalankan prinsip komutasi/ pergeseran posisi induksi. adapun prinsip komutasi ditunjukkan pada Gambar 2.21.



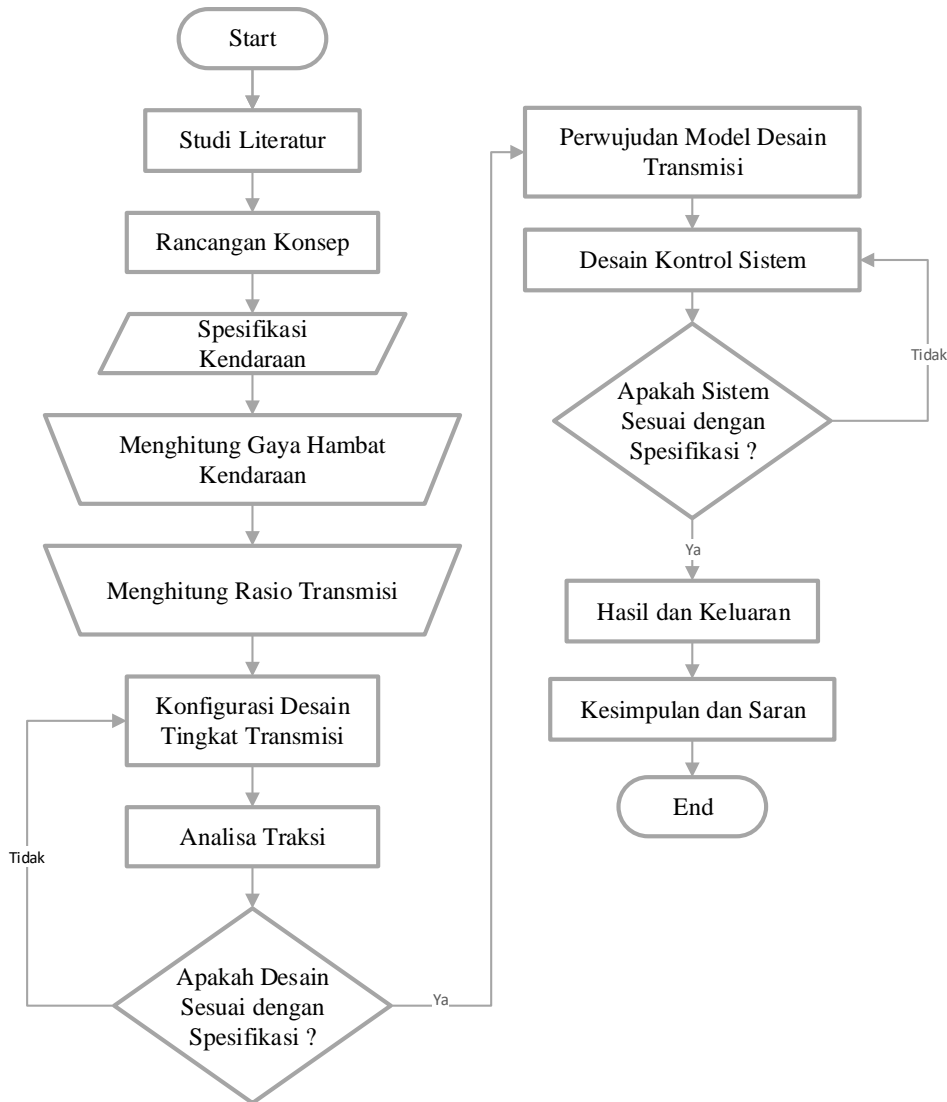
**Gambar 2.21** Prinsip kerja komutasi Motor BLDC [24].

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Diagram Alir Penelitian

Diagram alir penelitian dibuat untuk mengetahui langkah-langkah yang harus dilakukan pada proses penelitian mulai dari tahap awal sampai tahap akhir.



**Gambar 3.1** Diagram Alir Penelitian.

### 3.2 Studi Literatur

Pada tahap ini dilakukan untuk memperkaya wawasan, pengetahuan, dan landasan tentang materi yang akan dibahas dalam penelitian ini. Sumber yang diambil berasal dari beragam karya ilmiah seperti buku, jurnal ilmiah baik nasional

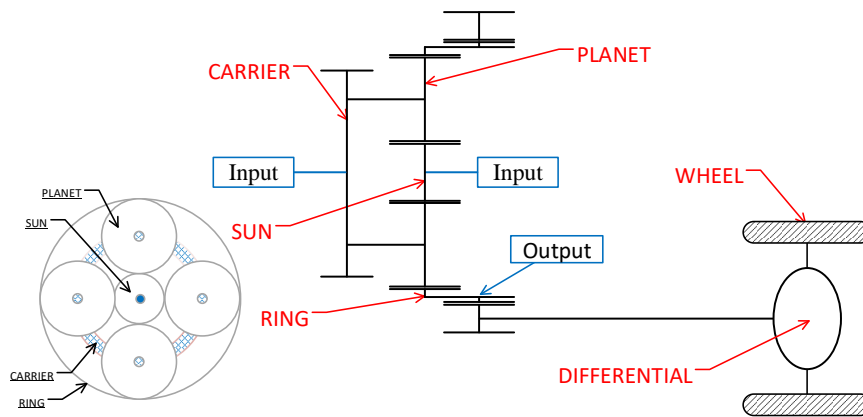
maupun internasional, tugas akhir maupun tesis terdahulu. Tema yang akan dititik beratkan adalah perancangang sistem transmisi *ECVT* pada kendaraan listrik.

### 3.3 Rancangan Konsep

Rancangan konsep diperoleh dari *literature review* yang telah dilakukan pada penelitian sebelumnya terutama pada penelitian yang dilakukan oleh M. Jamil. Dari hasil penelitiannya diketahui bahwa moda *ECVT* bekerja dengan menggunakan dua atau tiga penggerak. [16].

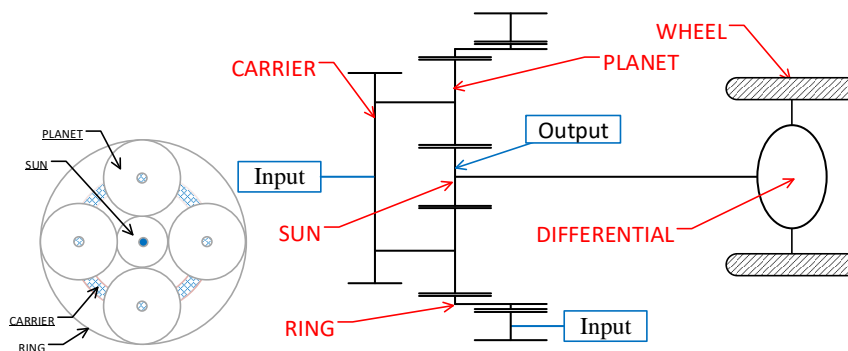
#### 3.3.1 Perancangan *Input* dan *Output*

Perancangan ke 1 menggunakan PGS tunggal dengan dua *input* dan satu *output*. PGS berfungsi sebagai *power splitting* menjadikan beberapa fariasi pada input dan output, Gambar 3.2 menunjukkan konfigurasi *power splitting* dengan dua *Input* pada *Carrier* dan *Sun* kemudian satu *Output* pada *Ring*.



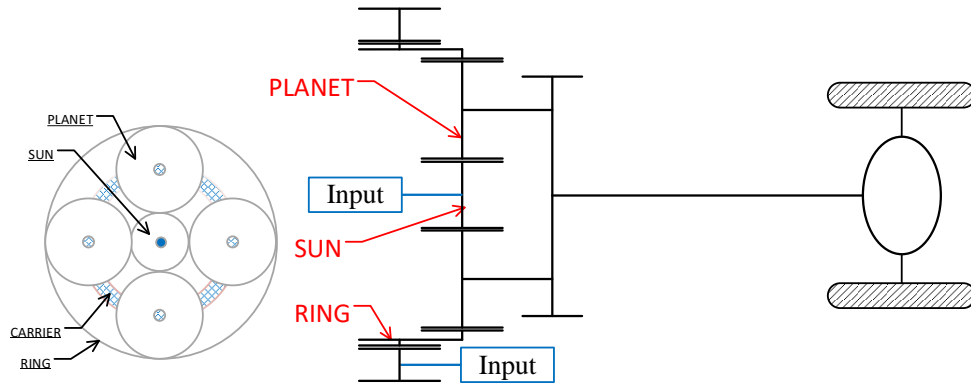
**Gambar 3.2** Konfigurasi *Power Splitt* dengan *Output* pada bagian *Ring Gear*.

Perancangan ke 2 menggunakan PGS tunggal dengan dua *Input* pada *Carrier* dan *Ring* kemudian satu *Output* pada *Sun*. Konfigurasi perancangan ke 2 dapat dilihat pada Gambar 3.3.



**Gambar 3.3** Konfigurasi *Power Splitt* dengan *Output* pada bagian *Sun Gear*.

Perancangan ke 3 menggunakan PGS tunggal dengan dua *Input* pada *Sun* dan *Ring* kemudian satu *Output* pada *Carrier*. Konfigurasi perancangan ke 3 dapat dilihat pada Gambar 3.4.



**Gambar 3.4** Konfigurasi *Power Splitt* dengan *Output* pada bagian *Carrier*.

Perancangan ke 3 merupakan konfigurasi yang akan digunakan pada penelitian ini dikarenakan memiliki rasio reduksi terbesar. Selanjutnya dilakukan perancangan terhadap arah putaran pada *input* dan *output*.

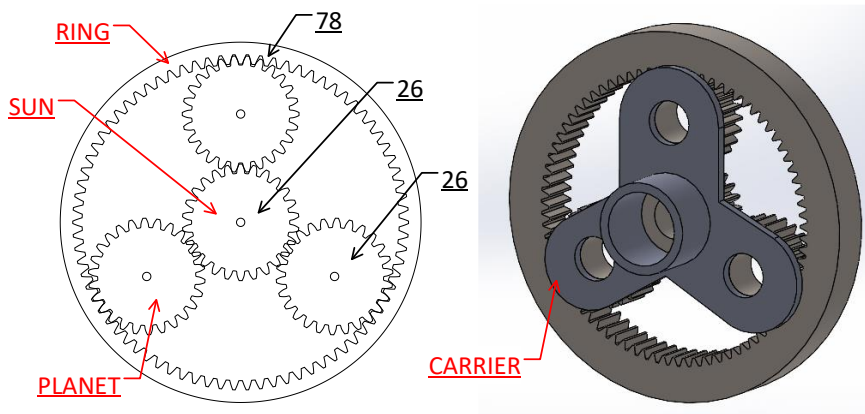
### 3.3.2 Perancangan Arah Putaran *Input* dan *Output*

Perancangan selanjutnya menitik beratkan pada arah putaran input, dengan konfigurasi ke 3 seperti pada Gambar 3.4. Dalam perancangan arah putaran *input* dan *output* peneliti menggunakan hasil rancangan yang digunakan M. Jamil pada penelitiannya. [16]. Penelitian sebelumnya menggunakan PGS satu tingkat dengan rasio reduksi sebesar 4 kali. Hasil perancangan dapat dilihat pada Tabel 3.1.

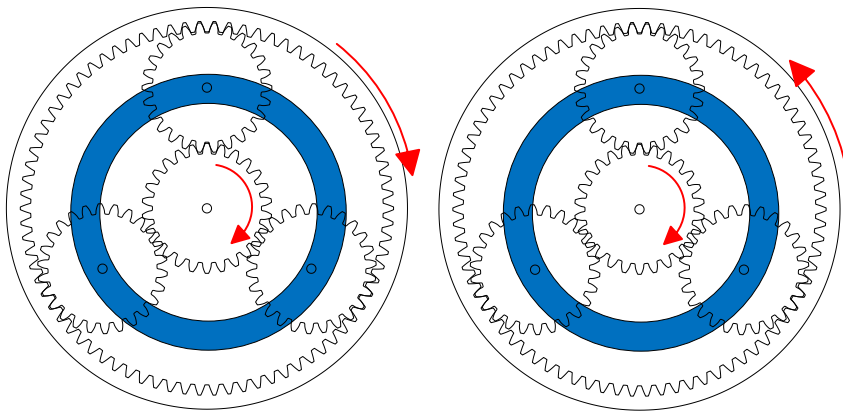
**Tabel 3.1** Hasil Perancangan PGS rasio reduksi 4

	<i>SUN GEAR</i>	<i>RING GEAR</i>	<i>PLANET GEAR</i>
JUMLAH GIGI	26	78	26

Perancangan arah putaran *input* dan *output* menggunakan permodelan 3D dan perhitungan secara matematis sesuai dengan persamaan 1. Hasil permodelan 3D dari PGS dengan rasio reduksi 4 dapat dilihat pada Gambar 3.5. Selanjutnya arah putaran *input* pada *Sun* dan *Ring gear* diberikan searah dan berlawanan arah, untuk konfigurasi *input* dapat dilihat pada Gambar 3.6. Hasil yang diperoleh dari percobaan ini dapat dilihat pada Tabel 3.2.



**Gambar 3.5 Model 3D**



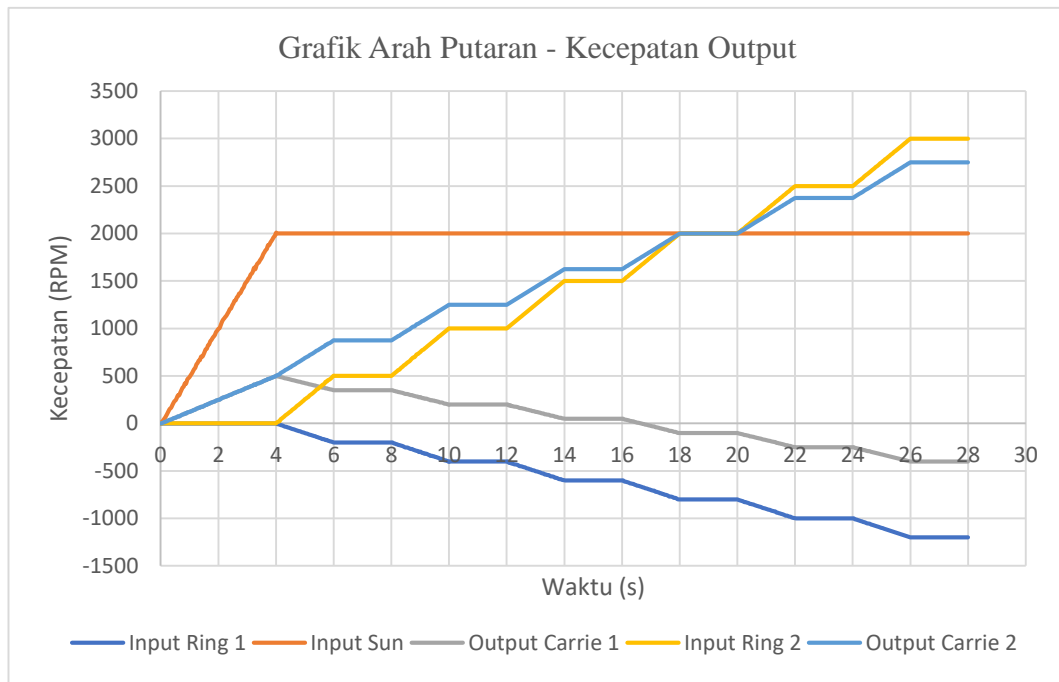
**Gambar 3.6 Konfigurasi input**

**Tabel 3.2 Hasil Simulasi PGS rasio reduksi 4**

Input SUN (RPM)	Input RING (RPM)	Output (RPM)
2000	3500	3125
2000	3000	2750
2000	2500	2375
2000	2000	2000
2000	1500	1625
2000	1000	1250
2000	500	875
2000	0	500
2000	-200	350
2000	-400	200
2000	-600	50
2000	-800	-100
2000	-1000	-250
2000	-1200	-400



Hasil yang diperoleh dari perhitungan menggunakan persamaan 1 menunjukkan bahwa arah putaran *input* sangat mempengaruhi *output* yang dihasilkan, selanjutnya peneliti melakukan simulasi 3D pada *software CAD* sebagai perbandingan hasil, sehingga diperoleh data yang lebih akurat. Hasil dari simulasi 3D dapat dilihat pada Gambar 3.7



**Gambar 3.7** Grafik Hasil Simulasi 3D

*Input Ring 1* pada Gambar 3.7 merupakan *input* dengan putaran berlawanan arah dengan putaran pada *Input Sun*, sehingga diperoleh *Output Carrier 1*. Sedangkan *Input Ring 2* memiliki putaran searah dengan *Input Sun* dan diperoleh *Output Carrier 2*. Diketahui dari hasil perancangan menggunakan rasio reduksi 4, bahwa arah putaran *input* yang searah akan menghasilkan penambahan kecepatan yang signifikan, sedangkan arah putaran *input* yang berlawanan arah akan mereduksi kecepatan dan mengakibatkan perbedaan arah putar *input* dan *output*. Sehingga dapat ditarik kesimpulan bahwa penggunaan PGS sebagai penentu rasio kecepatan dapat dicapai dengan penentuan arah putaran *input* yang menyesuaikan dengan kebutuhan kendaraan. Sehingga penggunaan dua *input* dapat menambah rasio reduksi dengan arah putaran yang berlawanan dan menambah akselerasi dengan putaran yang searah.

### 3.4 Spesifikasi Kendaraan

Kendaraan yang digunakan dalam penelitian ini adalah mobil Fiat jenis sedan seperti ditunjukkan pada Gambar 3.8 dengan spesifikasi kendaraan yang ditunjukkan pada Tabel 3.3.

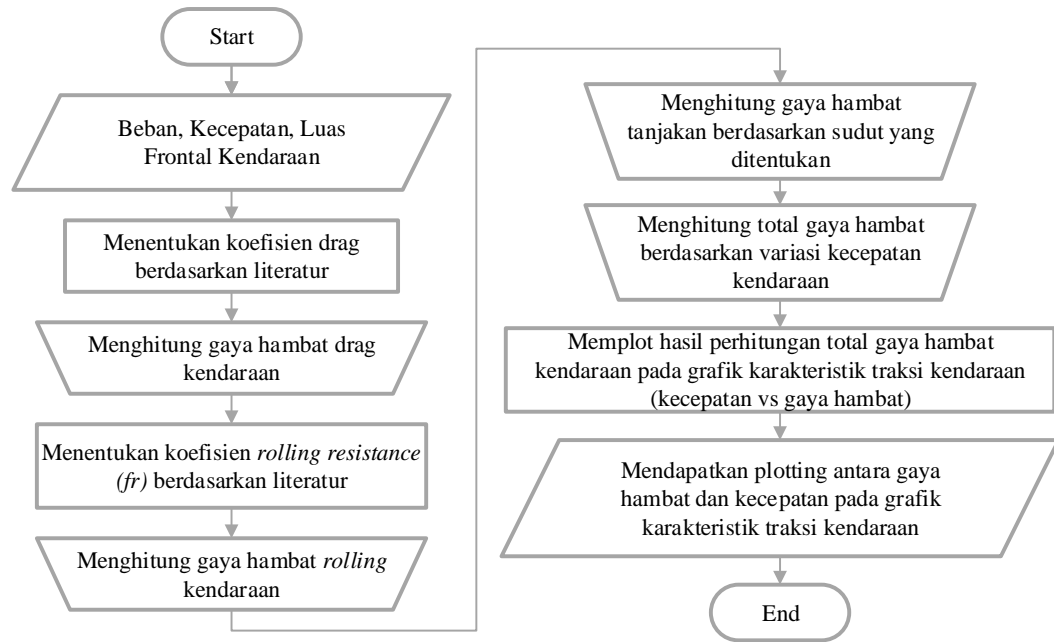


**Gambar 3.8.** Kendaraan yang akan menggunakan transmisi pada penelitian ini.

**Tabel 3.3.** Data Kendaraan.

Notasi	Nilai	Satuan	Keterangan
m	1355	Kg	Berat kendaraan kosong
	1355	Kg	Berat kendaraan & penumpang
A	2.4	$m^2$	Frontal Area
Cd	0.311		Coefficient Drag
rho	1.205	$\frac{Kg}{m^3}$	masa jenis udara
fr	0.005		<i>Rolling Coefficient</i>
g	9.81	m/s <sup>2</sup>	Gravitasi
R <sub>roda</sub>	0.292	m	Radius Dinamis Roda
$\pi$	3.1415		

### 3.5 Flowchart Perhitungan Gaya Hambat Kendaraan

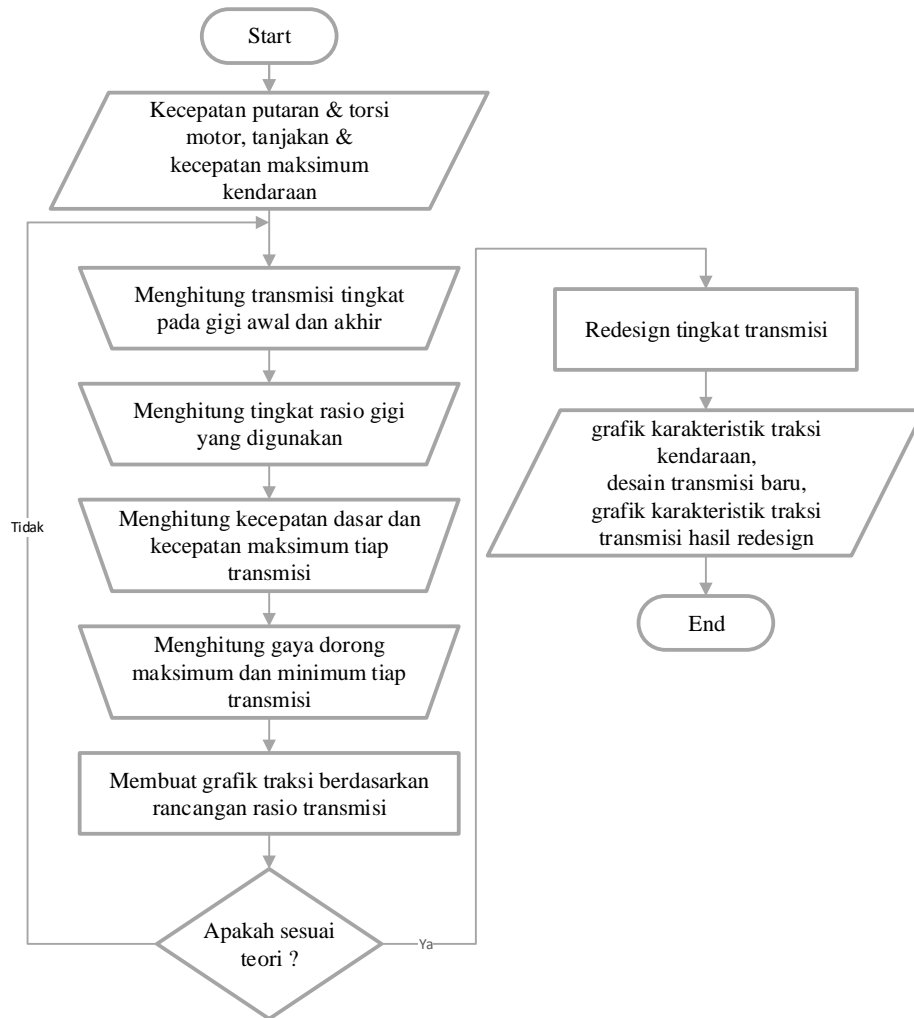


**Gambar 3.9** Diagram Alir Perhitungan Gaya Hambat Kendaraan

Langkah-langkah menentukan rasio transmisi kendaraan adalah sebagai berikut,

1. Menentukan variasi kecepatan kendaraan dan menghitung luas frontal kendaraan.
2. Menentukan koefisien drag yang sesuai berdasarkan literatur.
3. Menghitung gaya hambat *aerodinamis* kendaraan berdasarkan rumus (persamaan 15)
4. Menentukan koefisien *rolling resistance* ban berdasarkan tekanan ban kendaraan berdasarkan persamaan 17.
5. Menghitung gaya hambat rolling kendaraan berdasarkan variasi sudut yang ditentukan berdasarkan persamaan 16.
6. Menghitung gaya hambat tanjakan kendaraan berdasarkan variasi sudut yang ditentukan berdasarkan persamaan 18.
7. Menghitung gaya hambat total yang terjadi pada kendaraan berdasarkan persamaan 21.

### 3.6 Flowchart Analisa Traksi, Rasio Transmisi dan Tingkat Transmisi



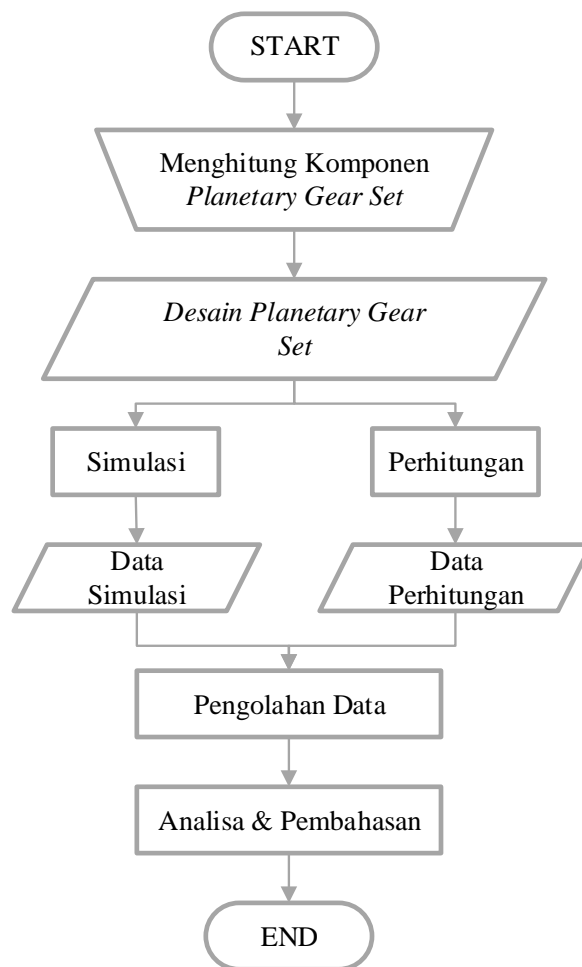
**Gambar 3.10** Diagram Alir Perhitungan Rasio Transmisi

Langkah-langkah menentukan rasio transmisi kendaraan adalah sebagai berikut,

1. Mendapatkan data kecepatan putaran motor, kecepatan maksimum dari kendaraan dan sudut tanjakan maksimum yang dapat dilalui kendaraan.
2. Menghitung rasio transmisi awal, dimana perhitungan harus dapat melalui sudut tanjakan maksimum dari kendaraan. (persamaan 26)
3. Menghitung rasio transmisi akhir, dimana perhitungan harus dapat melalui kecepatan maksimum yang ditentukan. (persamaan 27)
4. Menghitung kecepatan base dan maksimum yang dihasilkan tiap transmisi.

5. Menghitung gaya dorong maksimum dan minimum yang dihasilkan oleh transmisi.
6. Membuat grafik traksi dari perhitungan gaya dorong diatas.
7. Menganalisa kesesuaian grafik traksi dengan teori yang ada.
8. *Redesign* tingkat transmisi
9. Mendapatkan nilai rasio transmisi, kecepatan base dan maksimum tiap transmisi, gaya dorong maksimum dan minimum tiap transmisi.

### 3.7 Flowchart Konfigurasi Desain

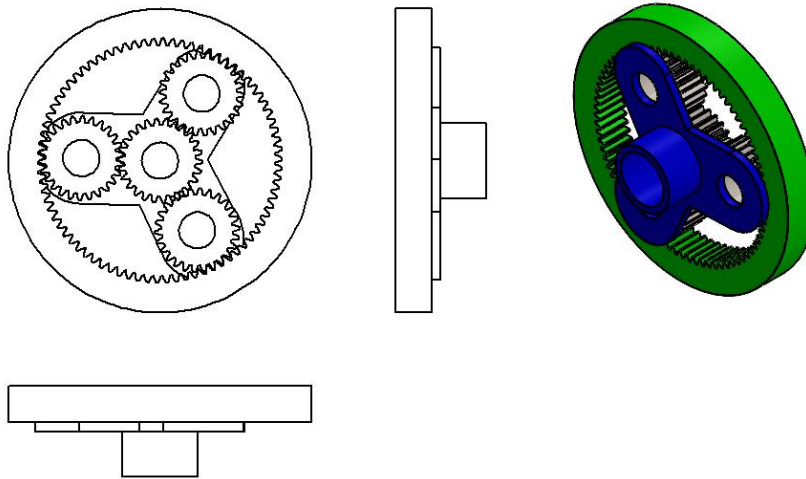


**Gambar 3.11** Diagram Alir Konfigurasi Desain

Untuk mendapatkan konfigurasi yang tepat dalam perancangan sistem transmisi ini peneliti menggunakan dua variabel percobaan untuk melakukan validasi data yang di peroleh.

### 3.7.1 Simulasi pada *Software CAD*

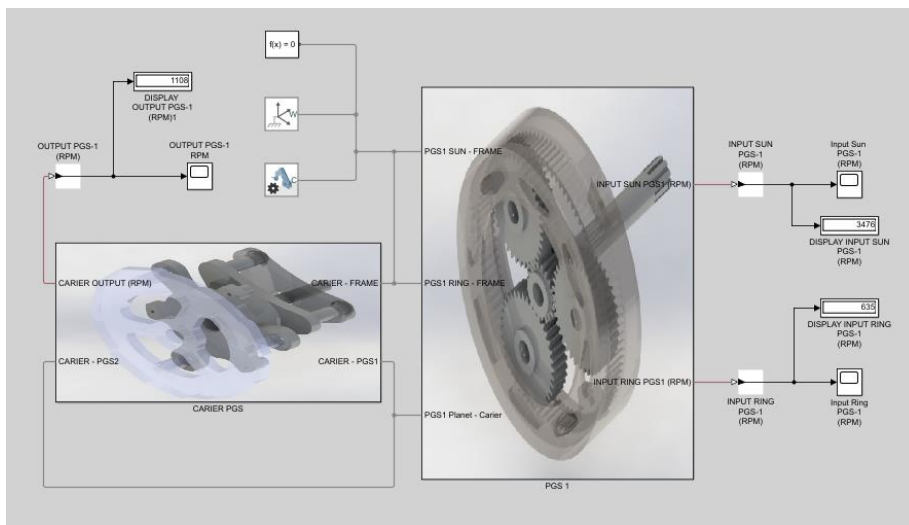
Simulasi pada *software CAD* digunakan untuk mengetahui karakteristik prototip sebelum dilakukan pembuatan prototip. Pada simulasi ini penyederhanaan mekanik sangat diperlukan untuk mempercepat simulasi. Hasil permodelan 3D yang disederhanakan dapat dilihat pada Gambar 3.12.



Gambar 3.12 Model 3D

### 3.7.2 Simulasi pada *Software Numerik*

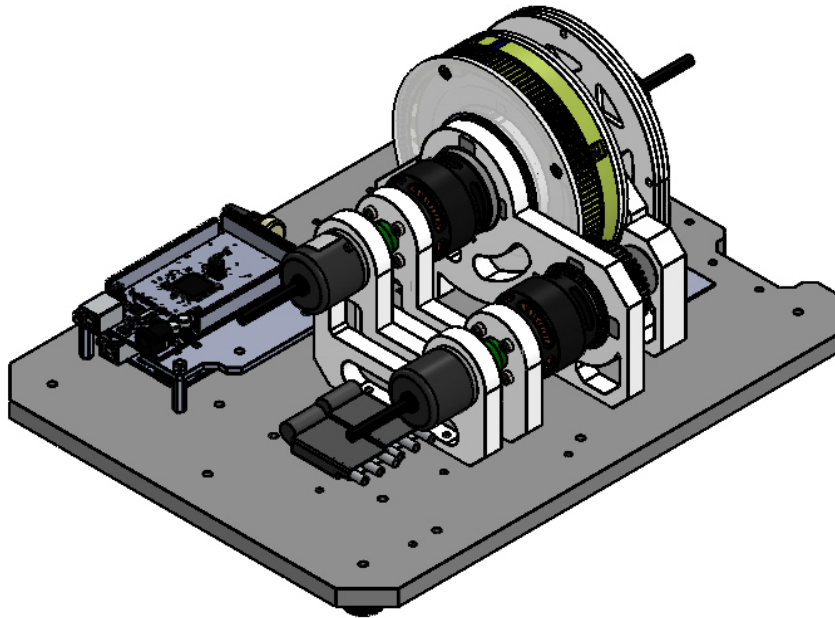
Pada Simulasi menggunakan *software numerik* akan menggunakan pendekatan *simmechanics* untuk mengetahui rasio kecepatan yang dihasilkan oleh desain 3D. Untuk model simulasi *simmechanics* dapat dilihat pada Gambar 3.13.



Gambar 3.13 Simulasi Rasio Kecepatan *ECVT-PG* pada *Software Numerik*

### 3.8 Perwujudan Model Desain ECVT

Gambar 3.14 Menunjukkan desain *Planetary Gear Set* (PGS) yang akan di modelkan dan disimulasikan pada penelitian ini. Pada prototip yang akan dibuat menggunakan *3D Printing*. Desain ini menggunakan *gear* tipe *spur gear*.



**Gambar 3.14** Gambar Desain ECVT

Desain prototip diatas akan menggunakan 2 buah *BLDC* Motor, *BLDC-1* sebagai penggerak utama pada sistem ini dan *BLDC-2* sebagai penggerak pembantu saat transmisi digunakan untuk akselerasi. *BLDC-1* terhubung dengan *Sun Gear* sedangkan *BLDC-2* terhubung dengan *Ring Gear*. Dari prototip ini akan dilakukan beberapa mode transmisi. Yakni perubahan arah putaran dan kecepatan dari kedua motor penggerak sehingga dari percobaan ini akan diperoleh beberapa tingkat rasio kecepatan dan torsi.

#### 3.4.3 Pengujian Model ECVT

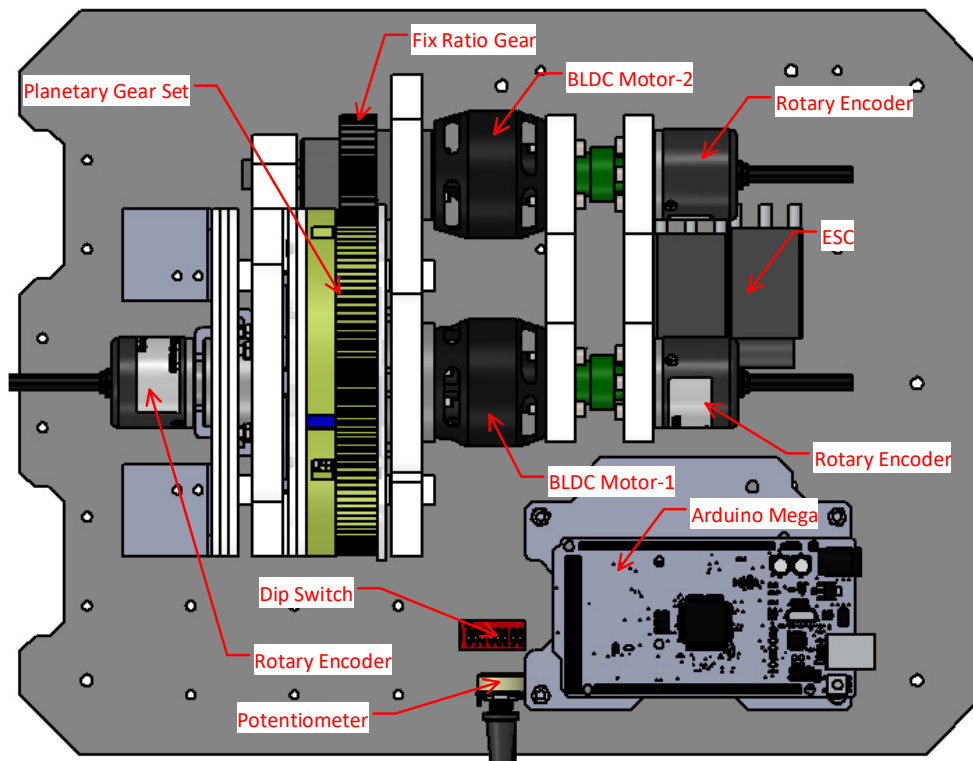
Simulasi prototip *ECVT* akan menggunakan mikrokontroler *Arduino Mega* dengan penambahan sensor *Rotary Encoder*. Adapun spesifikasi mikrokontroler dapat dilihat pada Tabel 3.3.

*Arduino Mega* dipilih karena memiliki *clock* yang lebih tinggi dari *Arduino Uno* sehingga akan mempercepat proses perintah yang diberikan. Pada Gambar 3.8 dapat dilihat bahwa penambahan sensor *Rotary Encoder* dipasang pada input motor

dan output untuk mengetahui kecepatan putaran masukan dan keluaran. Sehingga dari percobaan ini akan diperoleh data untuk memvalidasi hasil simulasi pada *software CAD* dan *software numerik*.

**Tabel 3.4** Spesifikasi Mikrokontroler

Microcontroller	<a href="#">ATmega2560</a>
Operating Voltage	5V
Input Voltage (recommended)	7-12V
Input Voltage (limit)	6-20V
Digital I/O Pins	54 (of which 15 provide PWM output)
Analog Input Pins	16
DC Current per I/O Pin	20 mA
DC Current for 3.3V Pin	50 mA
Flash Memory	256 KB of which 8 KB used by bootloader
SRAM	8 KB
EEPROM	4 KB
Clock Speed	16 MHz
LED_BUILTIN	13
Length	101.52 mm
Width	53.3 mm
Weight	37 g



**Gambar 3.15.** Perancangan Prototip



### **3.9 Hasil dan Keluaran**

Terdapat dua Hasil dan keluaran dari penelitian ini antara lain berupa:

#### **1. Grafik Analisa Traksi di Setiap Moda Operasi.**

Hasil analisa traksi disetiap moda operasi disajikan dalam bentuk grafik yang akan dijelaskan di Bab 4.

#### **2. Basic desain gambar 3D Transmisi ECV-T dengan dua Motor.**

Pada penelitian ini akan dihasilkan model desain lengkap Transmisi ECVT dengan didukung gambar Detail *Engineering Drawing* sebagai pendukung proses pembuatan seluruh *spare part* yang ada pada transmisi yang diusulkan ini. Transmisi ini drancang sedemikian rupa agar lebih mudah melakukan modifikasi dan untuk mengganti transmisi konvensional yang sudah ada pada kendaraan sekarang ini.

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## BAB 4

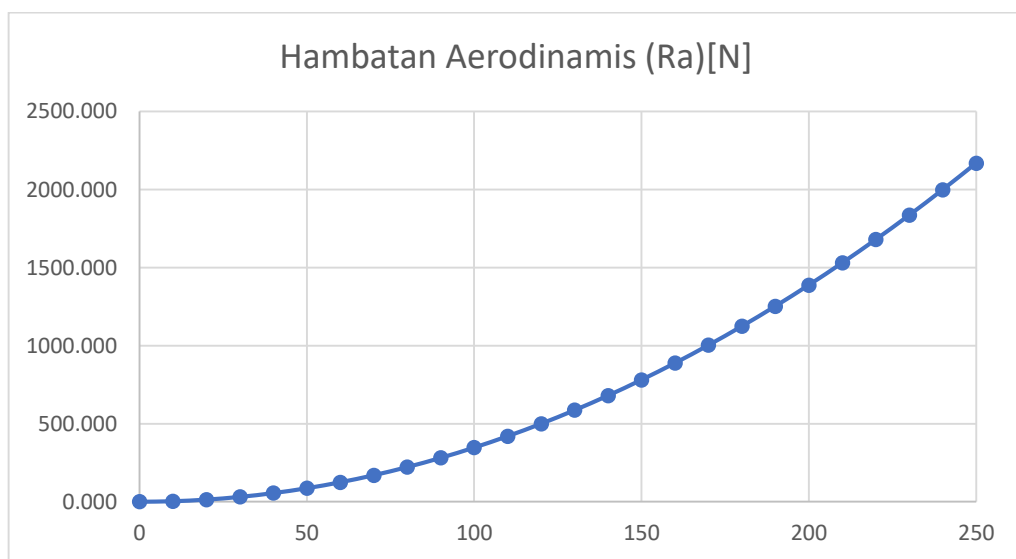
### ANALISA DAN HASIL

#### 4.1 Gaya Dorong Kendaraan

Untuk kebutuhan gaya dorong (Ft) kendaraan, terlebih dahulu dianalisa besar dari gaya hambat yang terjadi pada kendaraan. Gaya hambat yang dimaksud meliputi gaya hambat angin, gaya hambat *rolling* serta gaya hambat akibat tanjakan. Sehingga setelah mengetahui gaya hambat yang terjadi maka dapat ditentukan gaya dorong dan rasio transmisi yang dibutuhkan oleh kendaraan berdasarkan sumber tenaga yang digunakan.

##### 4.1.1 Perhitungan Gaya Hambat Udara (Ra)

Traksi kendaraan didesain agar semua hambatan pada kendaraan dapat dilalui dengan baik. Untuk itu langkah pertama yang dilakukan yaitu menghitung hambatan udara (aerodinamis) dengan Persamaan 15, maka hasilnya dapat dilihat pada gambar 4.1 dan Tabel 4.1. Dalam perhitungan tersebut hasil hambatan aerodinamis sangat kecil karena hambatan aerodinamis akan menjadi besar seiring dengan kecepatan yang meningkat. Biasanya hambatan aerodinamis pada mobil akan terasa besar jika kecepatan telah melewati kecepatan 100 km/h. Jika kecepatan tertinggi kendaraan dibawah kecepatan 100 km/h maka dipastikan hambatannya akan tetap kecil.

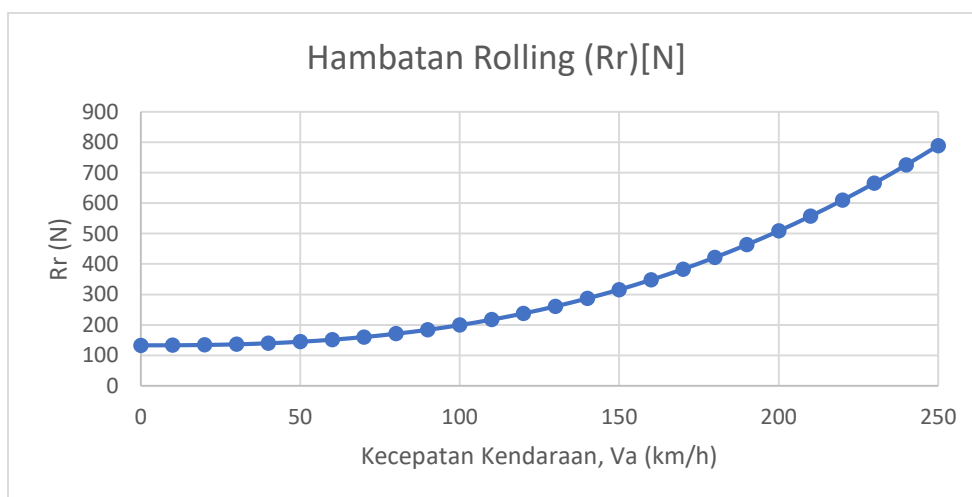


**Gambar 4.1** Hambatan aerodinamis pada kendaraan dari 0-250 km/h

Pada Gambar 4.1 dilihat bahwa variasi kecepatan dapat mempengaruhi hambatan yang terjadi, dapat dilihat ketika kendaraan melaju dengan kecepatan 100 km/h hambatannya bernilai 346,996 N. Ketika kecepatan kendaraan semakin tinggi maka akan berbanding lurus dengan hambatan aerodinamis yang terjadi.

#### 4.1.2 Perhitungan Gaya Hambat *Rolling* ( $R_r$ )

Hambatan lain yang terjadi pada kendaraan yaitu salah satunya hambatan *rolling* yang terjadi pada ban kendaraan. Untuk menghitung besaran nilai hambatan ini diperlukan Persamaan 16, tetapi untuk menyelesaikan persoalan tersebut harus ditentukan dahulu nilai  $f_r$  yang terjadi, dengan Persamaan 17. Nilai  $f_r$  yang ditentukan oleh kondisi jalan dan tekanan ban. Gambar 4.2 menunjukkan hasil perhitungan gaya hambat *rolling* kendaraan saat melaju pada kecepatan tertentu. Gaya hambat *rolling* didapat dari input data variabel bebas kendaraan berupa koefisien *rolling* yang berbeda pada tiap tingkat kecepatan. Berdasarkan grafik, terlihat bahwa semakin besar kecepatan kendaraan maka semakin besar pula hambatan *rolling* yang muncul.

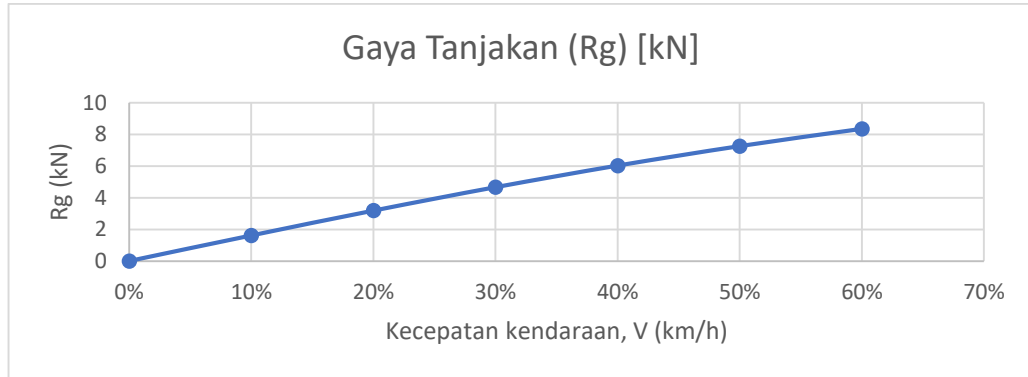


**Gambar 4.2** Hambatan *Rolling* pada kendaraan dari 0-150 km/h

#### 4.1.3 Perhitungan Gaya Hambat Tanjakan ( $R_g$ )

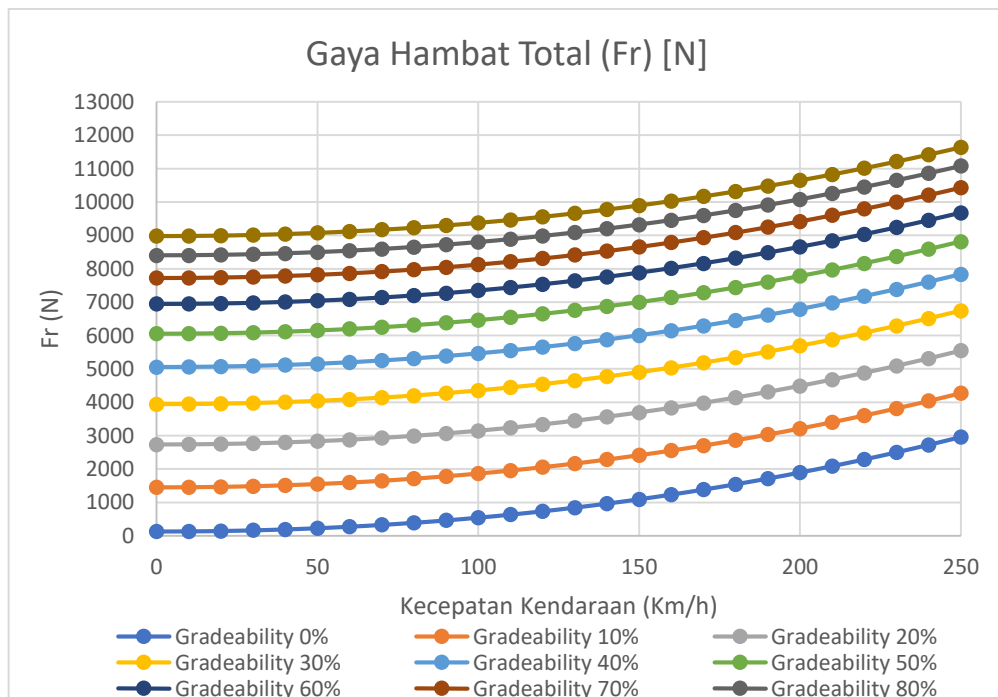
Gaya hambat ketika mobil menanjak merupakan akumulasi dari gaya hambat total saat melaju pada tanjakan dengan nilai *gradeability* tertentu. Perhitungan *gradeability* dilakukan pada 0-60% kemiringan. Gaya tanjak sendiri nilainya berbanding lurus dengan sinus dari sudut tanjakan. Besarnya gaya tanjak

merupakan hasil perkalian antara berat kendaraan dengan sinus sudut tanjak yang dilalui kendaraan (Persamaan 18). Gambar 4.3 menampilkan hasil perhitungan gaya hambat tanjak mobil pada masing-masing kemiringan.



**Gambar 4.3** Hambatan *Rolling* pada kendaraan dari 0-150 km/h

Besarnya gaya hambat tanjak pada setiap kemiringan bernilai konstan. Setelah mendapatkan gaya tanjak, maka selanjutnya pada masing-masing kemiringan nilai gaya tanjak diakumulasikan dengan gaya hambat angin dan *rolling resistance* menjadi gaya hambat total tanjakan. Gambar 4.4 memperlihatkan gaya hambat total ( $F_t$ ) saat kendaraan melaju pada tanjakan untuk masing-masing *gradeability*.

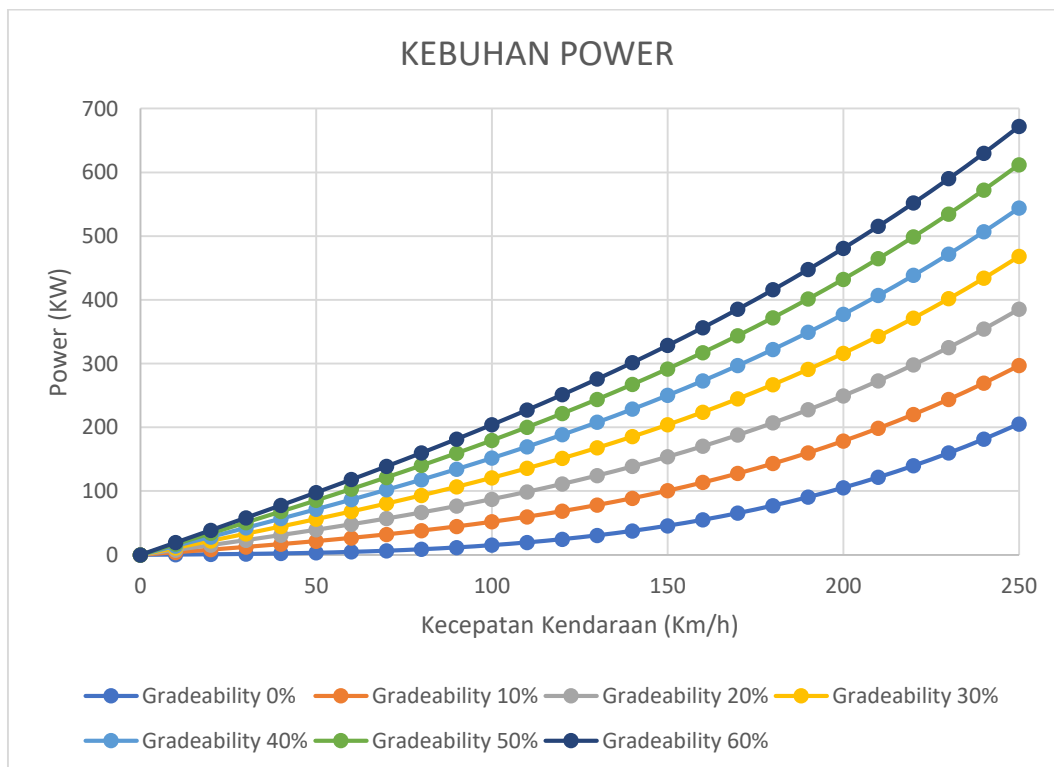


**Gambar 4.4** Hambatan total pada kendaraan

Terlihat berdasarkan grafik diatas bahwa semakin besar sudut tanjakan yang dilalui oleh kendaraan maka gaya hambat yang terjadi juga akan semakin besar. Begitu juga dengan kebalikannya apabila kendaraan melalui jalan mendatar maka akan mengalami gaya hambat yang paling kecil.

#### 4.1.4 Perhitungan Kebutuhan Daya Kendaraan

Menentukan nilai daya dan torsi pada roda penggerak menggunakan Persamaan 22 dan 23, melalui perhitungan tersebut didapatkan nilai yang ditunjukkan pada Tabel 4.4. Tabel 4.4 juga menjelaskan bahwa kebutuhan gaya dorong kendaraan merupakan hasil dari penjumlahan gaya hambat total yaitu antara gaya hambat *aerodinamis*, gaya hambat *rolling resistance* dan gaya hambat beban akibat tanjakan. Daya (Rlp) yang dibutuhkan merupakan perkalian gaya dorong dan kecepatan kendaraan. Gaya dorong yang digunakan adalah nilai gaya dorong terbesar untuk melawan gaya hambat total pada tanjakan 30 derajat. Hasil perhitungan kebutuhan daya motor untuk menggerakkan kendaraan digunakan sebagai dasar untuk menentukan spesifikasi motor listrik.



Gambar 4.5 Daya jalan Kendaraan

Berdasarkan grafik pada gambar diatas, dapat dijelaskan bahwa dengan power atau daya sebesar 23 kw, kendaraan dapat melaju pada tanjakan 30 derajat dengan kecepatan kurang lebih 10 km/jam. Jadi dengan power sebesar 23 kw kendaraan dapat mencapai kecepatan lebih dari 100 km/jam pada jalan mendatar.

#### 4.2 Pemilihan Motor Listrik

Setelah mengetahui gaya hambat yang terjadi serta kebutuhan daya untuk jalan kendaraan, penulis melakukan survey mengenai motor listrik yang sesuai. Berdasarkan beberapa jenis motor yang tersedia maka penulis memilih menggunakan motor HMP-20000 sebagai motor-1. Spesifikasi motor-1 dapat dilihat pada Gambar 4.6.



<b>Peak Power</b>	50 kW
<b>Continuous power</b>	20 kW
<b>Torsi</b>	138 Nm
<b>Putaran</b>	0-3200 rpm
<b>Berat</b>	39 Kg
<b>Dimensi</b>	30 x 30 x 25 cm
<b>Effisiensi</b>	90 %

Gambar 4.6 Spesifikasi Motor-1

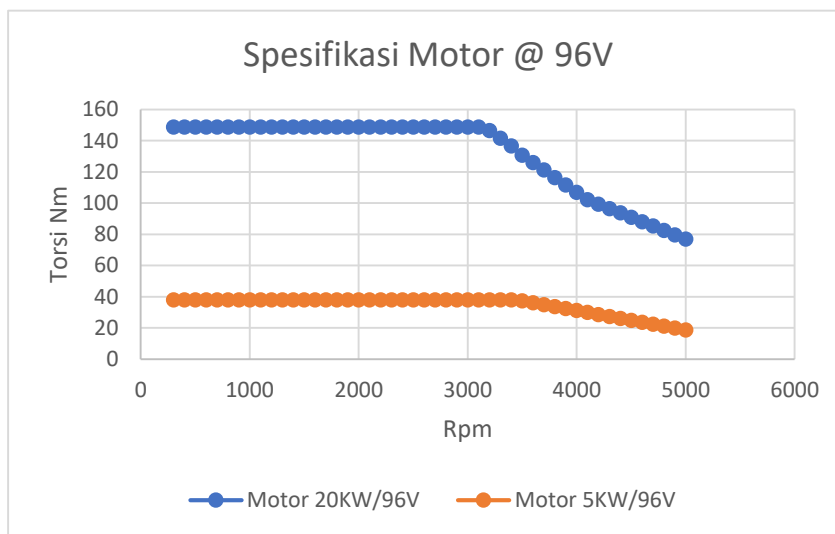
Setelah mengetahui spesifikasi Motor 1, penulis memilih motor HMP-5000 sebagai motor-2, dikarenakan motor-2 digunakan sebagai motor pembantu untuk menambah akselerasi dari motor-2, dan membutuhkan kecepatan putaran yang lebih tinggi dari motor-1. Spesifikasi motor-2 dapat dilihat pada Gambar 4.7.



<b>Peak Power</b>	10 kW
<b>Continuous power</b>	5 kW
<b>Torsi</b>	42 Nm
<b>Putaran</b>	0-5000 rpm
<b>Berat</b>	11 Kg
<b>Dimensi</b>	20 x 20 x 13 cm
<b>Effisiensi</b>	90 %

Gambar 4.7 Spesifikasi Motor 2

Pada Gambar 4.8 menunjukkan grafik torsi terhadap rpm pada spesifikasi motor listrik, nilai torsi maksimum motor-1 sebesar 160 Nm terjadi pada putaran *base speed* sebesar 1500 rpm dan dapat mencapai putaran maksimum pada 3200 rpm. Sedangkan nilai torsi maksimum motor-2 sebesar 42 Nm terjadi pada putaran *base speed* sebesar 4400 rpm dan dapat mencapai putaran maksimum pada 8000 rpm. Secara ideal grafik torsi listrik akan bermula dari torsi yang tinggi di awal kecepatan atau pada base speed dan kemudian mengalami penurunan torsi secara halus sampai kecepatan tertinggi.



**Gambar 4.8** Grafik Torsi Terhadap Putaran

### 4.3 Perhitungan Rasio Transmisi

Perhitungan Rasio Transmisi pada kendaraan yaitu dengan menentukan nilai gigi awal dan gigi akhir yang disesuaikan dengan kebutuhan dari kendaraan. Gigi awal berdasarkan gaya dorong terbesar saat melawan gaya hambat total saat tanjakan, dan torsi terbesar dari motor listrik yaitu melalui perhitungan menggunakan Persamaan 24. Sehingga dengan torsi motor listrik 145 Nm pada efisiensi maksimal dapat diketahui hasilnya sebagai berikut.

$$I_1 = \frac{F_t \cdot r}{I_g \cdot T_m \cdot \eta_t} = \frac{(W \sin \theta_{max} + f_r W + \frac{1}{2} \cdot \rho_{udara} \cdot C_d \cdot A_f \cdot V_a^2) r}{T_{max} \cdot I_g \cdot \eta_t}$$

$$I_1 = \frac{(8344,61 \text{ N} + 163,64 \text{ N} + 13,880 \text{ N}) 0,292}{(107,5 \cdot 3,5 \cdot 0,9)}$$

$$I_1 = 6,02$$



Selanjutnya penulis menghitung rasio transmisi untuk kecepatan akhir, yaitu 150 km/jam. Rasio transmisi akhir merupakan tingkat transmisi yang digunakan kendaraan untuk dapat menghasilkan kecepatan maksimal yang diinginkan. Gigi akhir ditentukan dengan menggunakan Persamaan 25 dengan torsi konstan motor listrik 49,5 Nm. penulis telah menghitung dan hasilnya adalah sebagai berikut. Sedangkan jumlah tingkat gigi transmisi disesuaikan dengan kebutuhan dari kendaraan.

$$I_m = \frac{F_t \cdot r}{I_g \cdot T_m \cdot \eta_t} = \frac{(W \sin \theta_{max} + f_r W)r}{T_{min} \cdot I_g \cdot \eta_t}$$

$$I_m = \frac{(315,75 \text{ N} + 780,741 \text{ N}) 0,292}{(44 \cdot 3,5 \cdot 0,9)}$$

$$I_m = 2,31$$

Setelah menghitung rasio gigi awal dan akhir, didapatkan rasio transmisi yang digunakan untuk merancang *Planetary Gear Set*. Dalam penelitian ini penulis merancang tingkat rasio gigi dari 2 tingkat kecepatan sampai 8 tingkat kecepatan. Hasil perhitungan tingkat rasio gigi dengan Persamaan 27 adalah sebagai berikut.

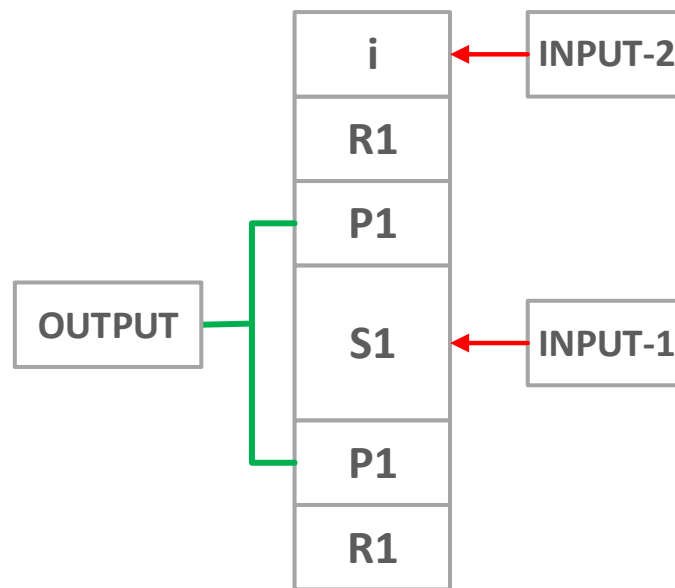
**Tabel 4.1** Perhitungan Tingkat Transmisi

<b>3 tingkat</b>	<b>4 tingkat</b>	<b>5 tingkat</b>
$Kg = 0,620$ Sehingga: $i1 = 6,02$ $i2 = 3,73$ $i3 = 2,31$	$Kg = 0,727$ Sehingga: $i1 = 6,02$ $i2 = 4,38$ $i3 = 3,18$ $i4 = 2,31$	$Kg = 0,787$ Sehingga: $i1 = 6,02$ $i2 = 4,74$ $i3 = 3,73$ $i4 = 2,94$ $i5 = 2,31$
<b>6 tingkat</b>	<b>7 tingkat</b>	<b>8 tingkat</b>
$Kg = 0,826$ Sehingga: $i1 = 6,02$ $i2 = 4,97$ $i3 = 4,11$ $i4 = 3,39$ $i5 = 2,80$ $i6 = 2,31$	$Kg = 0,852$ Sehingga: $i1 = 6,02$ $i2 = 5,14$ $i3 = 4,38$ $i4 = 3,73$ $i5 = 3,18$ $i6 = 2,71$ $i7 = 2,31$	$Kg = 0,872$ Sehingga: $i1 = 6,02$ $i2 = 5,25$ $i3 = 4,58$ $i4 = 3,99$ $i5 = 3,48$ $i6 = 3,04$ $i7 = 2,65$ $i8 = 2,31$

#### 4.4 Desain Planetary

Perancangan Rasio *Planetary Gear* didasarkan atas beberapa aspek berikut:

1. Rasio yang digunakan adalah 1:6
2. Jenis transmisi (Reduksi atau Variabel Rasio)
3. Kecepatan maksimal kendaraan dan kebutuhan traksi maksimal.
4. Batasan diameter terbesar yang diijinkan pada *Ring Gear* adalah 120 mm sedangkan diameter *Ring gear* yang digunakan adalah 95 mm.
5. Konfigurasi PGS dapat dilihat pada Gambar 4.9



**Gambar 4.9** Konfigurasi PGS

6. Input-2 memiliki *gear* rasio tetap (*i*) untuk menambah torsi yang diperlukan ketika beroperasi. *Gear* rasio tetap akan bersinggungan dengan *gear* bagian luar dari *ring gear*. Sehingga ditetapkan *gear* bagian luar dari *ring gear* adalah 114 dan *gear* rasio tetap 38, sehingga memiliki rasio reduksi sebesar 3 kali.

##### 4.4.1 Langkah langkah Perancangan (PGS)

1. Rasio *Gear* Reduksi Tipe-1

Rasio prioritas adalah pada moda *Engine* dimana *Input* pada *sun*, *Output* pada *Carrier* dan pada *ring*. Pada moda *Engine* diinginkan terjadi rasio reduksi sebesar 6 kali.

$\frac{\text{input pada Sun}}{\text{output pada Carrier}} = \frac{\omega_S}{\omega_C} = \frac{6}{1}$ ,  $\Rightarrow$  sehingga berlakulah persamaan PGS tipe reduksi sebagai berikut :

$$\omega_C = \frac{N_S}{N_S + N_R} * \omega_S \quad (5)$$

$$1 = \frac{N_S}{N_S + N_R} * 6$$

- Dengan konstrain no.1 dimana diameter *Ring* terbesar adalah kurang dari 120 mm, maka dipilihlah Diametral Pitch Circle pada *Ring* sebesar 95 mm. adapun hubungan Diametral Pitch Circle Pada *Ring* dengan jumlah gigi pada *ring* adalah sebagai berikut:

$$D_R = M * N_R \quad (36)$$

$$95 = 1 * N_R$$

$$\text{Jumlah gigi ring} = N_R = 95$$

$$D_R = \text{Diametral Circle Ring Gear}$$

$$M = \text{Modul gigi yang digunakan (M = 1)}$$

$$N_R = \text{Jumlah gigi Ring}$$

didapatkan jumlah gigi *Ring gear* adalah 95. selanjutnya dengan memasukkan  $N_R = 95$  ke dalam persamaan (5), maka didapatkan jumlah gigi *Sun* sebagai berikut:

$$1 = \frac{N_S}{N_S + 95} * 6$$

$N_S = 19$ , untuk mencari diametral *gear Sun* maka dicari dengan menggunakan persamaan (37)

$$D_S = M * N_S \quad (37)$$

$$D_S = 1 * 19 = 19$$

Didapatkan diametral *Sun* adalah  $D_S = 19$

setelah diketahui  $N_S = 19$ , selanjutnya mencari jumlah gigi Planet dengan cara sebagai berikut :

$$D_P = \frac{D_R - D_S}{2}$$

$$D_P = \frac{95 - 19}{2}$$

$$D_P = 38.$$

$D_p$  = Diametral Circle Planet Gear

$D_R$  = Diametral Circle Ring Gear

Didapatkan  $D_p = 38$ , selanjutnya digunakan untuk menghitung jumlah gigi pada gear planet dengan cara sebagai berikut:

$$D_p = M * N_p$$

$$38 = 1 * N_p$$

Jumlah gigi Planet  $N_p = 38$ .

## 2. Rasio Reduksi PGS tipe-2

Untuk mengetahui rasio reduksi dari *Input* pada *Ring* dan *Output* pada *Carrier* adalah dengan menggunakan persamaan (8).

$$\omega_C = \frac{N_S}{N_S + N_R} * \omega_R \quad (8)$$

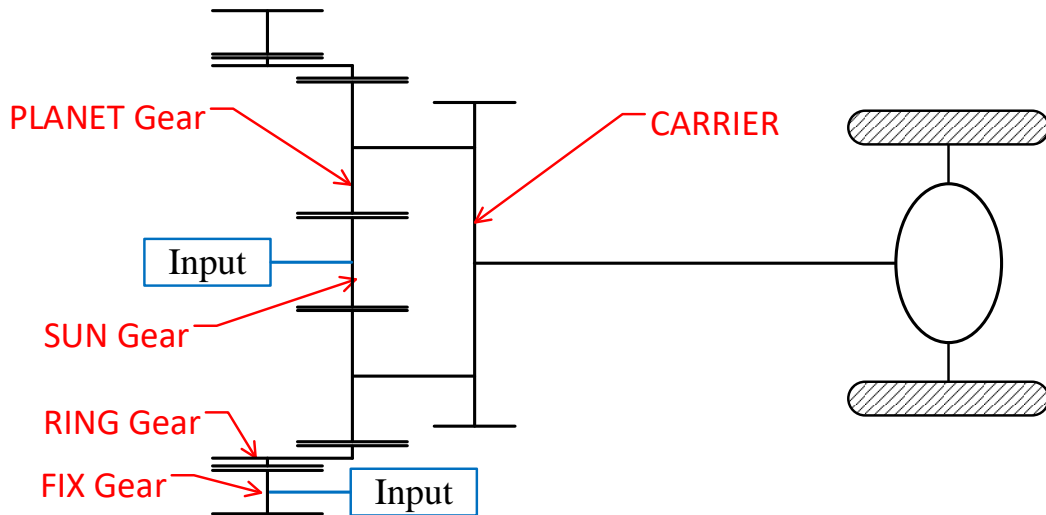
$$1 = \frac{95}{19 + 95} * \omega_S$$

$$\omega_S = 1.2$$

maka didapatkan rasio reduksi dari *Ring* ke *Carrier* adalah sebesar  $\omega_S = 1.2$ . Jadi dari perancangan PGS didapatkan  $N_p = 38$ ,  $N_S = 19$ , dan  $N_R = 95$ ,

## 4.5 Analisa Moda Operasi

Motor-1 sebagai penggerak utama dan Motor-2 digunakan sebagai pemberi kontra torsi untuk memberikan variasi kecepatan *Output*. Konfigurasi *power splitting* pada moda ini adalah: Daya Motor-1 masuk pada *Sun*, keluaran pada *Carrier*, sedangkan pada *Ring* diberikan kontra torsi untuk melawan torsi inersia *Ring*. Diagram konfigurasi Moda ECVT ditunjukkan pada Gambar 4.10.



**Gambar 4.10** Konfigurasi ECVT

Dikarenakan arah putaran motor-2 sangat mempengaruhi output, dan adanya rasio gear fix pada motor-2 yang terhubung pada Ring gear, oleh karena itu berlaku persamaan ECVT sebagai berikut:

Persamaan (2) sebagai *Output* moda ECVT menjadi:

$$(1 + k)\omega_C = \omega_S + \frac{k}{i} * \omega_R$$

Dimana:

$$k = N_R/N_S$$

$$i = \text{Rasio Fix gear terhadap Ring gear}$$

Arah putaran *Sun* dan *Ring* searah = Putaran akselerasi dan torsi berkurang

Arah putaran *Sun* dan *Ring* berbeda = Putaran reduksi dan torsi bertambah

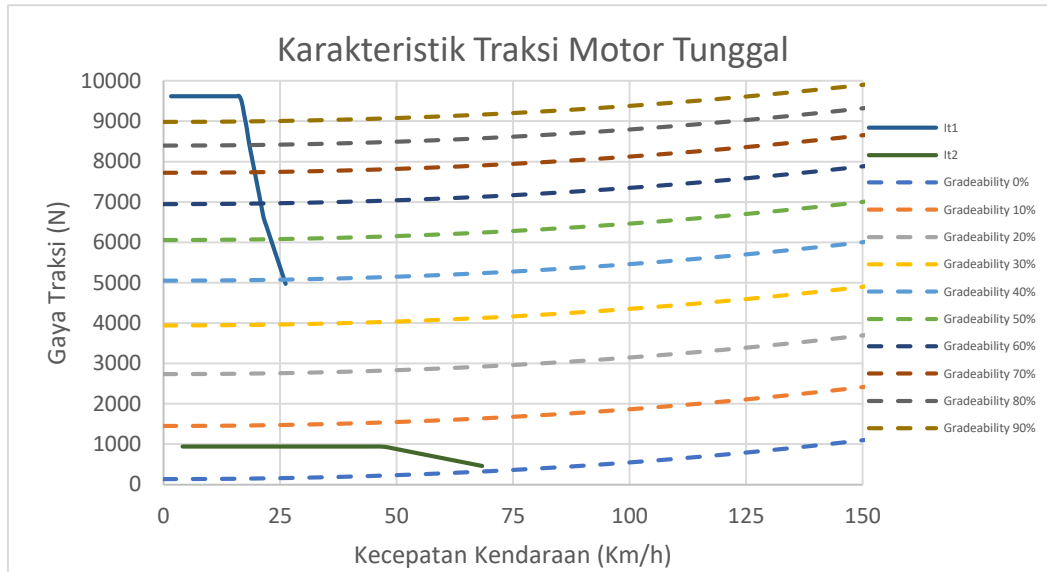
#### 4.5.1 Analisa Moda Motor Tunggal

Konfigurasi dari moda 2 tingkat kecepatan ditunjukkan pada Tabel 4.2

**Tabel 4.2** Parameter Moda 2 Tingkat Kecepatan

Mode	Parameter		Kondisi Kendaraan
	MG-1	MG-2	
Netral	Off	Off	Parkir
Motor -1	ON	Off	Menanjak
Motor -2	Off	ON	Jalan

Moda motor tunggal tidak menggunakan ECVT sebagai dasar dari sistem transmisi. Dalam moda ini kecepatan motor-1 berfungsi ketika kendaraan membutuhkan traksi yang besar untuk melewati tanjakan. Sedangkan motor-2 digunakan ketika kendaraan berada di area perkotaan. Analisa traksi didasarkan atas tabel kondisi kerja diatas maka didapatkan grafik karakteristik traksi seperti ditunjukkan pada Gambar 4.11.



**Gambar 4.11.** Karakteristik Traksi Moda motor tunggal

Dari Grafik traksi Moda motor tunggal menunjukkan bahwa traksi motor-1 mampu melewati hambatan tanjak ( $R_g$ ) sebesar 90% Dengan kecepatan ( $V_K$ )= 16.8 Km/jam. Sedangkan kecepatan maksimum yang dapat dicapai pada moda ini adalah  $(V_K)_{max} = 68$  km/h.

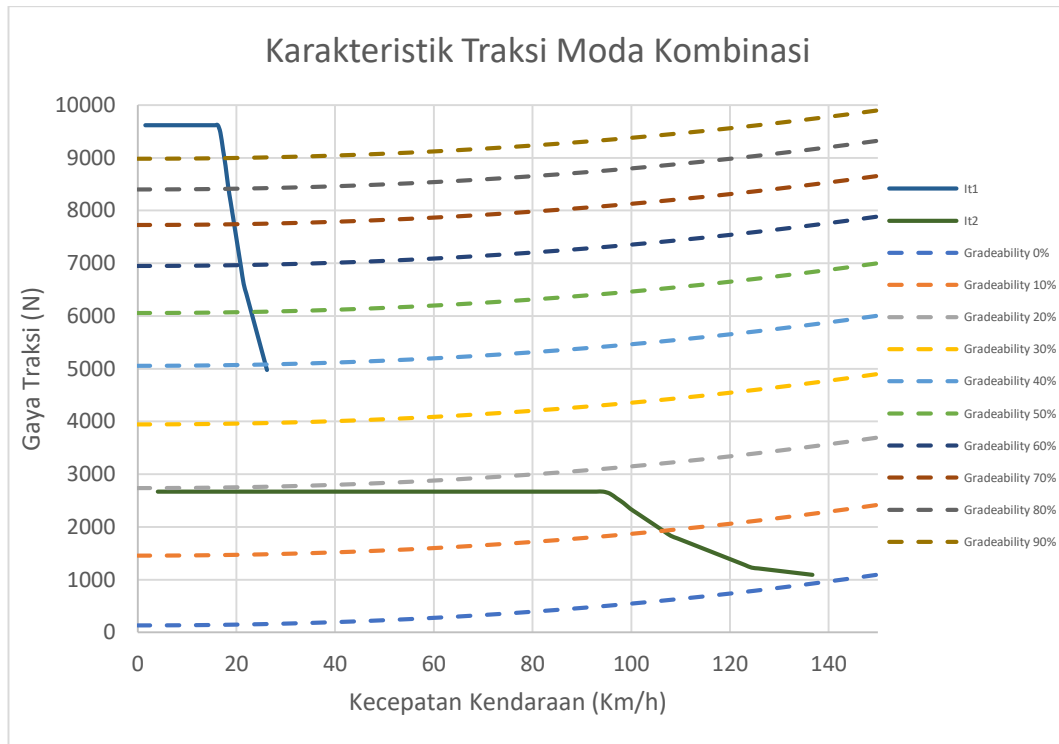
#### 4.5.2 Analisa Moda Kombinasi

Untuk memberikan gambaran kondisi kerja Motor-1 dan Motor-2 pada Moda kombinasi ditunjukkan pada Tabel 4.3.

**Tabel 4.3** Parameter Moda Kombinasi

Mode	Parameter		Kondisi Kendaraan
	MG-1	MG-2	
Netral	Off	Off	Parkir
Satu Motor	ON	Off	Menanjak
Dua Motor	ON	ON	Jalan

Moda kombinasi menggunakan ECVT ketika kendaraan melakukan akselerasi. Dalam moda ini kecepatan motor-1 berfungsi ketika kendaraan membutuhkan traksi yang besar untuk melewati tanjakan. Sedangkan moda ECVT digunakan ketika kendaraan melakukan akselerasi di jalan datar. Analisa traksi didasarkan atas tabel kondisi kerja diatas maka didapatkan grafik karakteristik traksi seperti ditunjukkan pada Gambar 4.12.



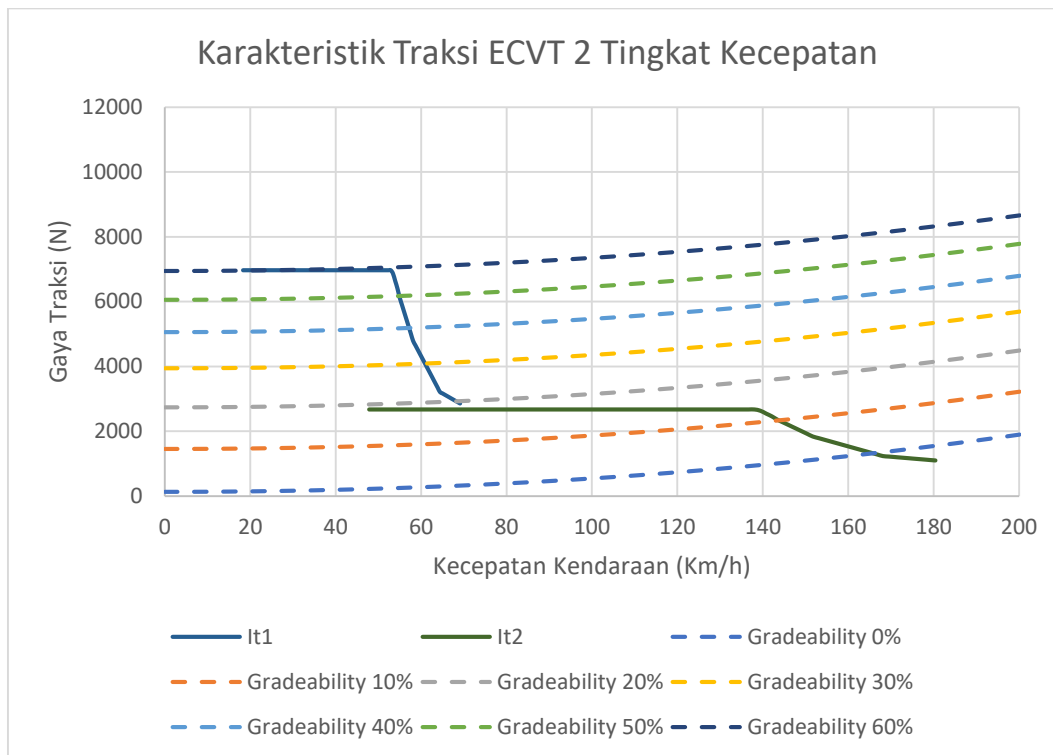
**Gambar 4.12.** Karakteristik Traksi Moda Kombinasi

Dari Grafik traksi Moda kombinasi menunjukkan bahwa traksi motor-1 mampu melewati hambatan tanjak ( $R_g$ ) sebesar 90% Dengan kecepatan ( $V_K$ )= 16.2 Km/jam. Sedangkan kecepatan maksimum yang dapat dicapai pada moda ini adalah  $(V_K)_{max} = 136$  km/h.

### 4.5.3 Analisa Moda ECVT 2 Tingkat Kecepatan

Moda ECVT 2 tingkat kecepatan menggunakan ECVT sebagai penentu rasio kecepatan yang dibutuhkan kendaraan. Moda ini memiliki traksi yang lebih kecil dari mode sebelumnya, hal ini dikarenakan adanya kontra torsi yang dibeikan motor-2 melalui *ring gear*, sehingga berefek menambah kecepatan kendaraan

namun mengurangi traksi kendaraan. Grafik traksi ECVT 2 tingkat kecepatan dapat dilihat pada Gambar 4.13.



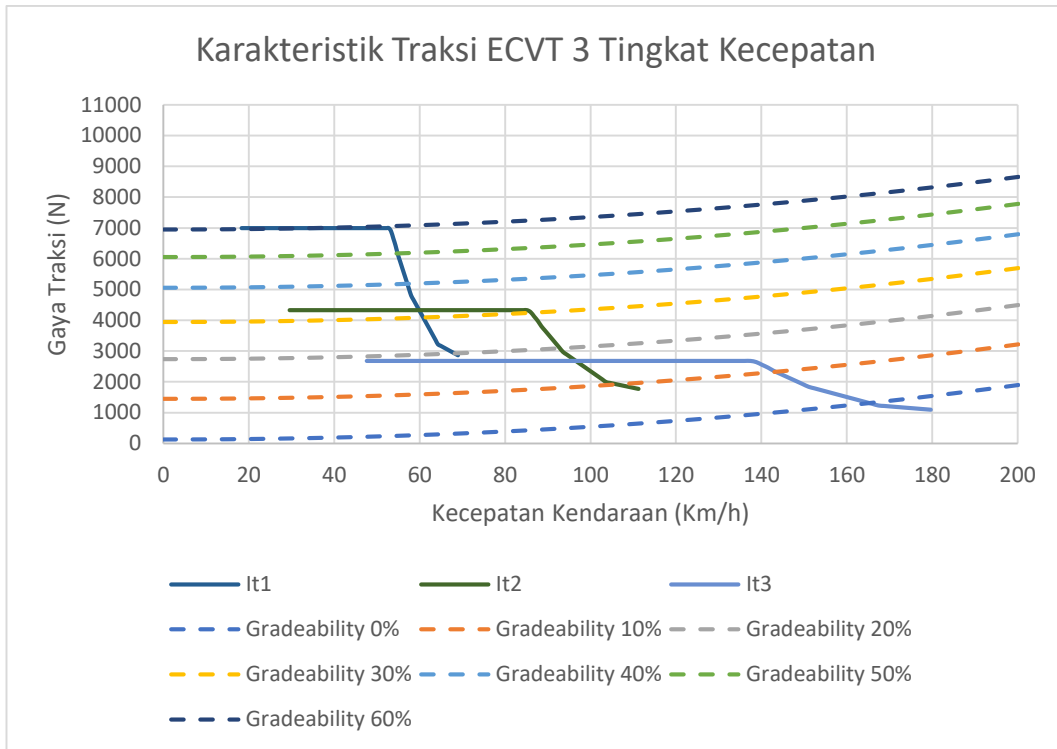
**Gambar 4.13.** Karakteristik Traksi ECVT 2 Tingkat Kecepatan

Dari Grafik traksi Moda ECVT 2 tingkat kecepatan menunjukkan bahwa kendaraan mampu melewati hambatan tanjak ( $R_g$ ) sebesar 60% dengan kecepatan ( $V_K$ )= 52 Km/jam. Sedangkan kecepatan maksimum yang dapat dicapai pada moda ini adalah  $(V_K)_{max} = 180$  km/h. Untuk gaya traksi maksimum pada rasio pertama adalah 6966 N, dan pada rasio kedua adalah 2670 N.

#### 4.5.4 Analisa Moda ECVT 3 Tingkat Kecepatan

Moda 3 tingkat kecepatan menggunakan ECVT sebagai penentu rasio transmisi. Dalam moda ini kecepatan motor-1 dan motor-2 digunakan menambah akselerasi yang dibutuhkan kendaraan. Moda ini memiliki traksi yang lebih kecil dari mode motor tunggal, hal ini dikarenakan adanya kontra torsi yang dibeikan motor-2 melalui *ring gear*, sehingga berefek menambah kecepatan kendaraan namun mengurangi traksi kendaraan. Grafik traksi 3 tingkat kecepatan dapat dilihat pada Gambar 4.14.



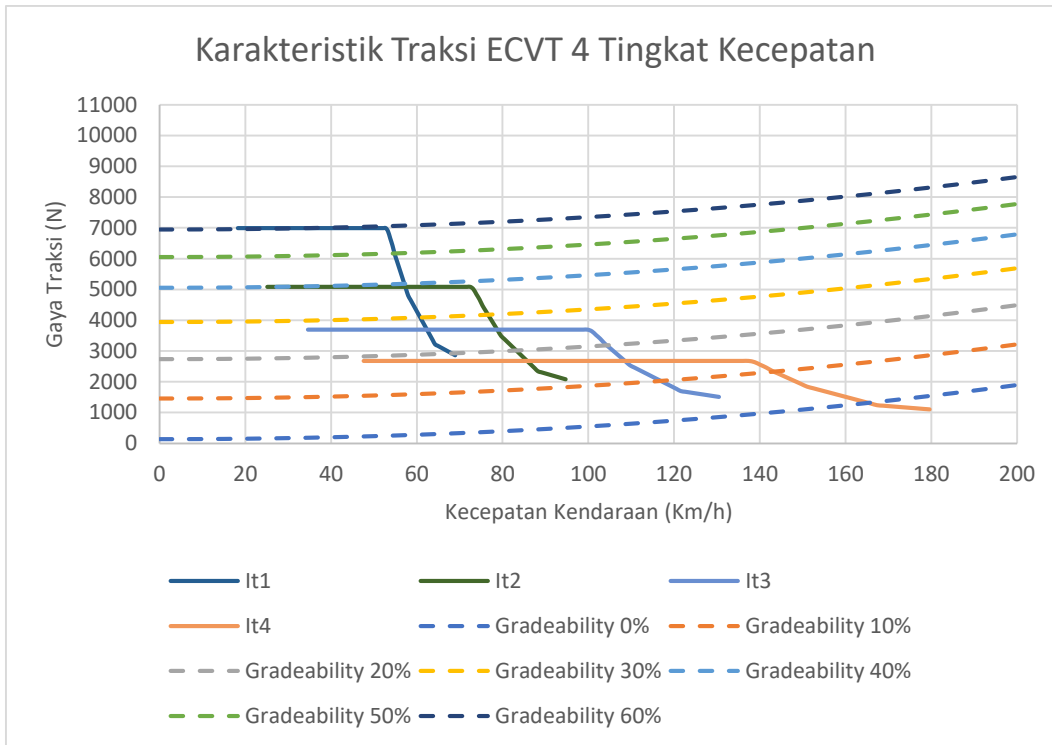


**Gambar 4.14.** Karakteristik Traksi ECVT 3 Tingkat Kecepatan

Dari Grafik traksi Moda ECVT 3 tingkat kecepatan menunjukkan bahwa kendaraan mampu melewati hambatan tanjak ( $R_g$ ) sebesar 60% Dengan kecepatan ( $V_K$ )= 52 Km/jam. Sedangkan kecepatan maksimum yang dapat dicapai pada moda ini adalah  $(V_K)_{max} = 180$  km/h. Untuk gaya traksi maksimum pada rasio pertama adalah 6966 N, pada rasio kedua adalah 4331 N, dan rasio ketiga memiliki gaya traksi sebesar 2682 N.

#### 4.5.5 Analisa Moda ECVT 4 Tingkat Kecepatan

Moda 4 kecepatan menjadikan ECVT sebagai penentu rasio dengan 4 tingkat kecepatan. Dalam moda ini kecepatan motor-1 dan motor-2 digunakan menambah akselerasi yang dibutuhkan kendaraan. Moda ini memiliki traksi yang lebih kecil dari mode sebelumnya, hal ini dikarenakan adanya kontra torsi yang dibeikan motor-2 melalui *ring gear*, sehingga berefek menambah kecepatan kendaraan namun mengurangi traksi kendaraan. Grafik traksi 4 tingkat kecepatan dapat dilihat pada Gambar 4.15.

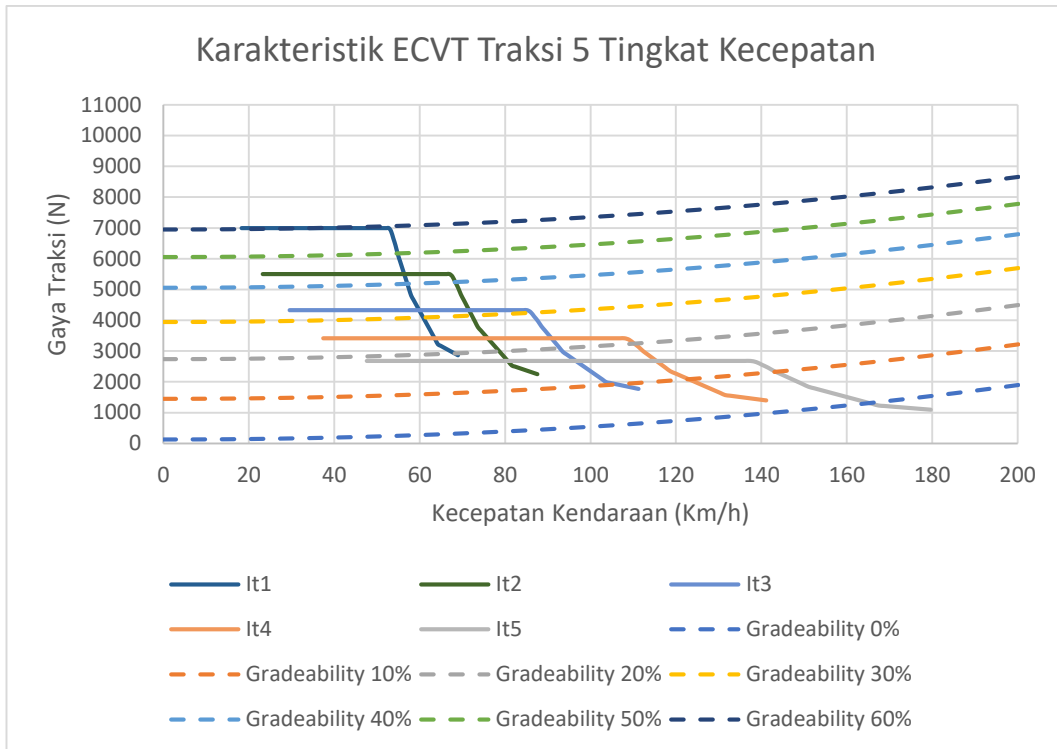


**Gambar 4.15.** Karakteristik Traksi ECVT 4 Tingkat Kecepatan

Dari Grafik traksi Moda ECVT 4 tingkat kecepatan menunjukkan bahwa kendaraan mampu melewati hambatan tanjak ( $R_g$ ) sebesar 60% Dengan kecepatan ( $V_K$ )= 52 Km/jam. Sedangkan kecepatan maksimum yang dapat dicapai pada moda ini adalah  $(V_K)_{max} = 180$  km/h. Untuk gaya traksi maksimum pada rasio pertama adalah 6990 N, pada rasio kedua adalah 5085 N, rasio ketiga memiliki gaya traksi sebesar 3692 N, dan rasio ke empat memiliki gaya traksi 2682 N.

#### 4.5.6 Analisa Moda ECVT 5 Tingkat Kecepatan

Moda 5 kecepatan menjadikan ECVT sebagai penentu rasio dengan 5 tingkat kecepatan. Dalam moda ini kecepatan motor-1 dan motor-2 digunakan menambah akselerasi yang dibutuhkan kendaraan. Moda ini memiliki traksi yang lebih kecil dari mode sebelumnya, hal ini dikarenakan adanya kontra torsi yang dibeikan motor-2 melalui *ring gear*, sehingga berefek menambah kecepatan kendaraan namun mengurangi traksi kendaraan. Grafik traksi 5 tingkat kecepatan dapat dilihat pada Gambar 4.16.

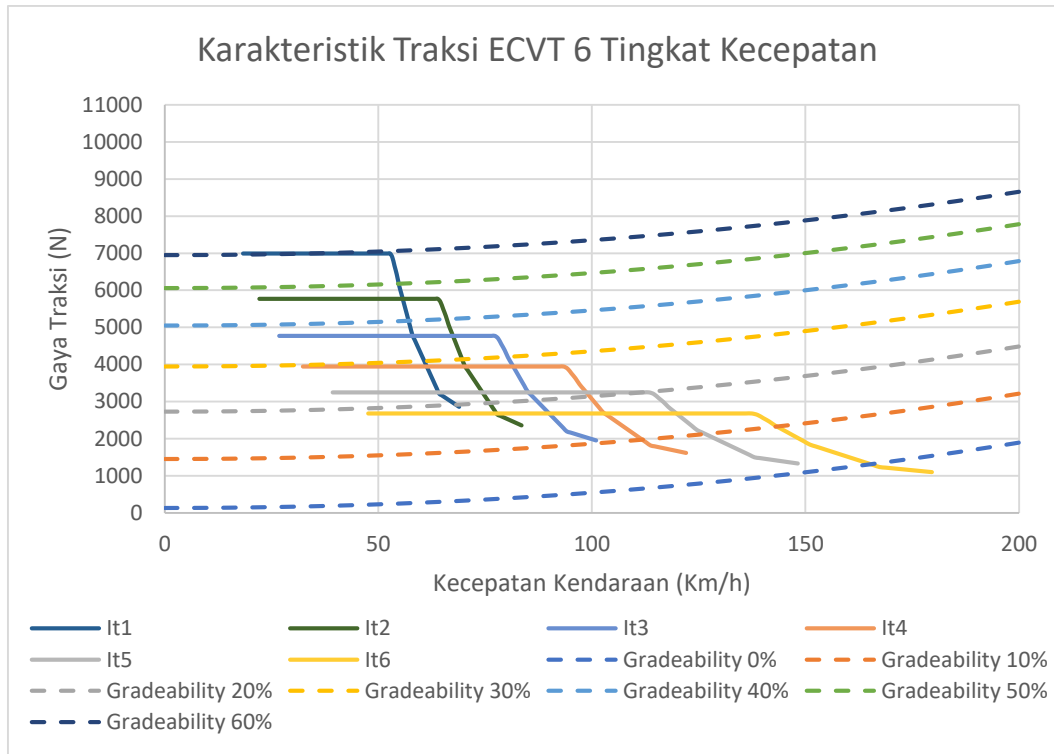


**Gambar 4.16.** Karakteristik Traksi ECVT 5 Tingkat Kecepatan

Dari Grafik traksi Moda ECVT 5 tingkat kecepatan menunjukkan bahwa kendaraan mampu melewati hambatan tanjak ( $R_g$ ) sebesar 60% Dengan kecepatan ( $V_K$ )= 52 Km/jam. Sedangkan kecepatan maksimum yang dapat dicapai pada moda ini adalah  $(V_K)_{max} = 180$  km/h. Untuk gaya traksi maksimum pada rasio pertama adalah 6990 N, pada rasio kedua adalah 5503 N, rasio ketiga memiliki gaya traksi sebesar 4331 N, rasio ke empat memiliki gaya traksi 3413 N, dan rasio ke lima memiliki gaya traksi 2682 N.

#### 4.5.7 Analisa Moda ECVT 6 Tingkat Kecepatan

Moda 6 kecepatan menjadikan ECVT sebagai penentu rasio dengan 6 tingkat kecepatan. Dalam moda ini kecepatan motor-1 dan motor-2 digunakan menambah akselerasi yang dibutuhkan kendaraan. Moda ini memiliki traksi yang lebih kecil dari mode sebelumnya, hal ini dikarenakan adanya kontra torsi yang dibeikan motor-2 melalui *ring gear*, sehingga berefek menambah kecepatan kendaraan namun mengurangi traksi kendaraan. Grafik traksi 6 tingkat kecepatan dapat dilihat pada Gambar 4.17.

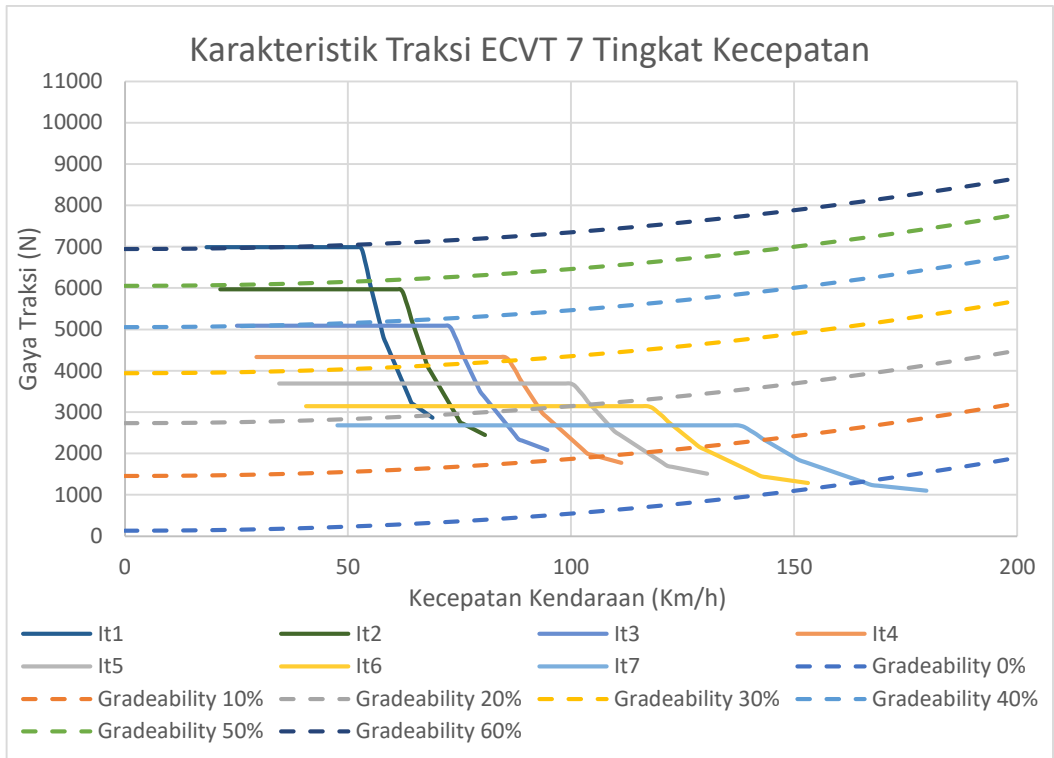


**Gambar 4.17.** Karakteristik Traksi ECVT 6 Tingkat Kecepatan

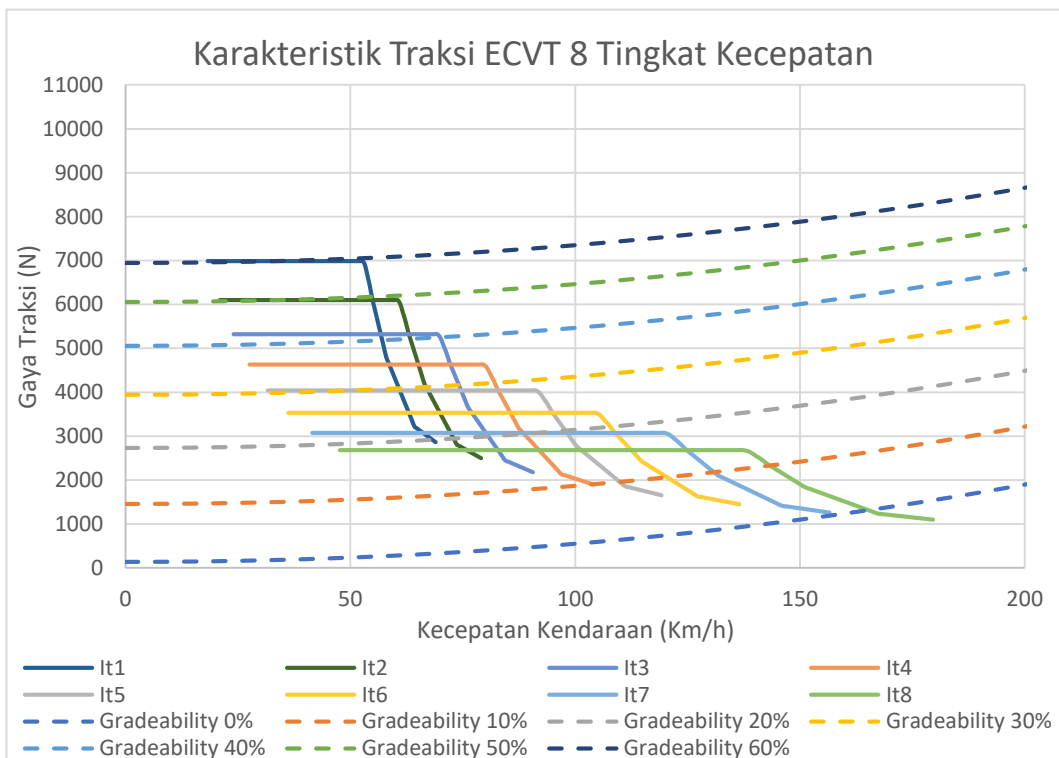
Dari Grafik traksi Moda ECVT 6 tingkat kecepatan menunjukkan bahwa kendaraan mampu melewati hambatan tanjak ( $R_g$ ) sebesar 60% Dengan kecepatan ( $V_k$ )= 52 Km/jam. Sedangkan kecepatan maksimum yang dapat dicapai pada moda ini adalah  $(V_k)_{max} = 180$  km/h. Untuk gaya traksi maksimum pada rasio pertama adalah 6990 N, pada rasio kedua adalah 5770 N, rasio ketiga memiliki gaya traksi sebesar 4772 N, rasio ke empat memiliki gaya traksi 3949 N, untuk rasio ke lima 3251 N dan rasio ke enam memiliki gaya traksi 2682 N.

#### 4.5.8 Analisa Moda ECVT 7 dan 8 Tingkat Kecepatan

Moda 7 dan 8 kecepatan menjadikan ECVT sebagai penentu rasio dengan 7 dan 8 tingkat kecepatan. Dalam moda ECVT berapapun rasio yang dipilih, tidak merubah karakteristik traksi dasar, sehingga penentuan rasio dapat dilakukan sampai rasio tak hingga. Grafik traksi 7 tingkat kecepatan dapat dilihat pada Gambar 4.18. sedangkan Gambar 4.19 merupakan grafik traksi 8 tingkat kecepatan.



**Gambar 4.18.** Karakteristik Traksi ECVT 7 Tingkat Kecepatan



**Gambar 4.19.** Karakteristik Traksi ECVT 8 Tingkat Kecepatan

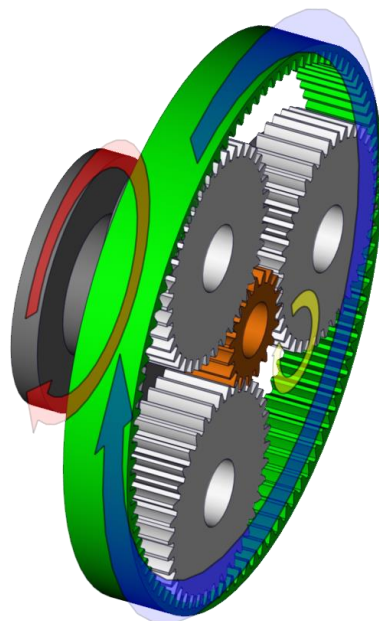
Dari Grafik traksi Moda ECVT 7 dan 8 tingkat kecepatan menunjukkan bahwa kendaraan mampu melewati hambatan tanjak ( $R_g$ ) sebesar 60% Dengan kecepatan ( $V_K$ )= 52 Km/jam. Sedangkan kecepatan maksimum yang dapat dicapai pada moda ini adalah  $(V_K)_{\max} = 180$  km/h.

#### 4.6 Konfigurasi Desain

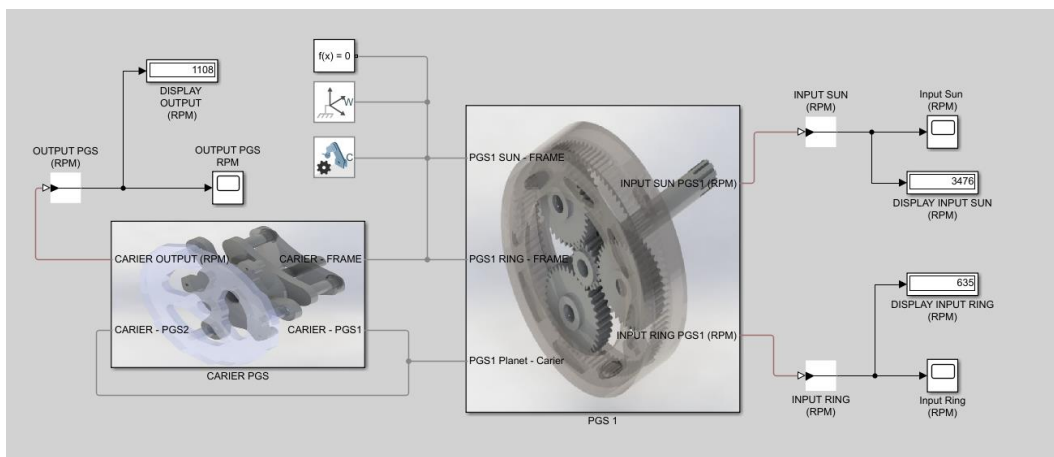
Konfigurasi desain dilakukan guna melakukan validasi desain sebelum dilakukan pembuatan prototip. Dalam hal ini *Planetary Gear Set* yang telah dirancang sebelumnya akan dilakukan simulasi menggunakan *software Matlab Simulink* dan *software CAD*. Untuk mendapatkan Prototipe yang baik dan benar.

Pada Simulasi *software Matlab Simulink* dan *software CAD* pada dasarnya memiliki kesamaan dalam hal percobaan, karena peneliti menggunakan *input* pada *Gear Sun* dan *Gear Ring* untuk mendapatkan nilai *output*. Dalam pelaksanaannya sebelum melakukan simulasi menggunakan *Matlab*, terlebih dahulu penulis membuat kerangka desain sebagai dasar simulasi. Penggunaan *Simmechanics* pada *Matlab* membutuhkan desain 3D detail untuk mendapatkan hasil yang tervalidasi.

Hasil pembuatan desain 3D dapat dilihat pada Gambar 4.20, dan penggunaan *Matlab Simulink* dapat dilihat pada Gambar 4.21.



**Gambar 4.20.** Konfigurasi Simulasi *Software 3D*

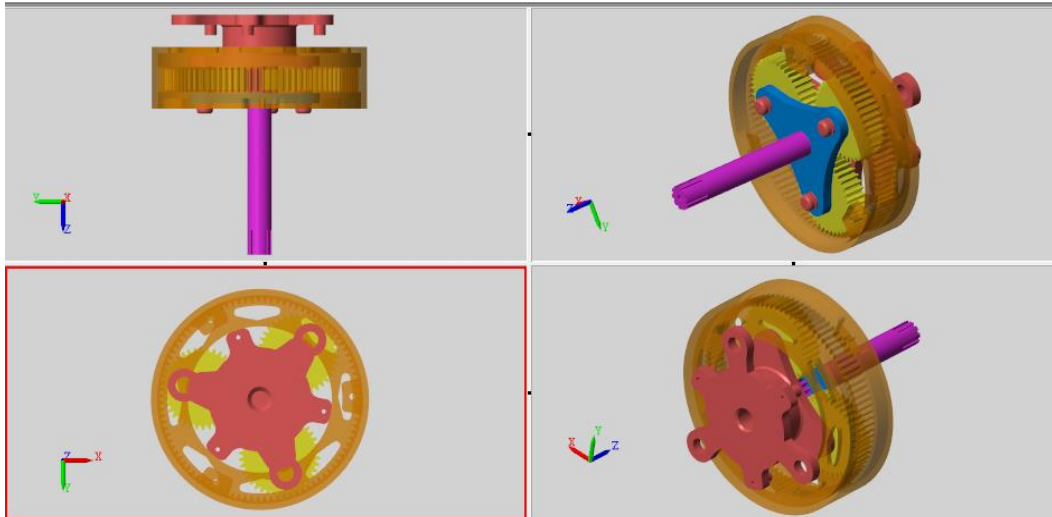


**Gambar 4.21.** Konfigurasi Simulasi *Software Numerik (MATLAB-Simmechanics)*

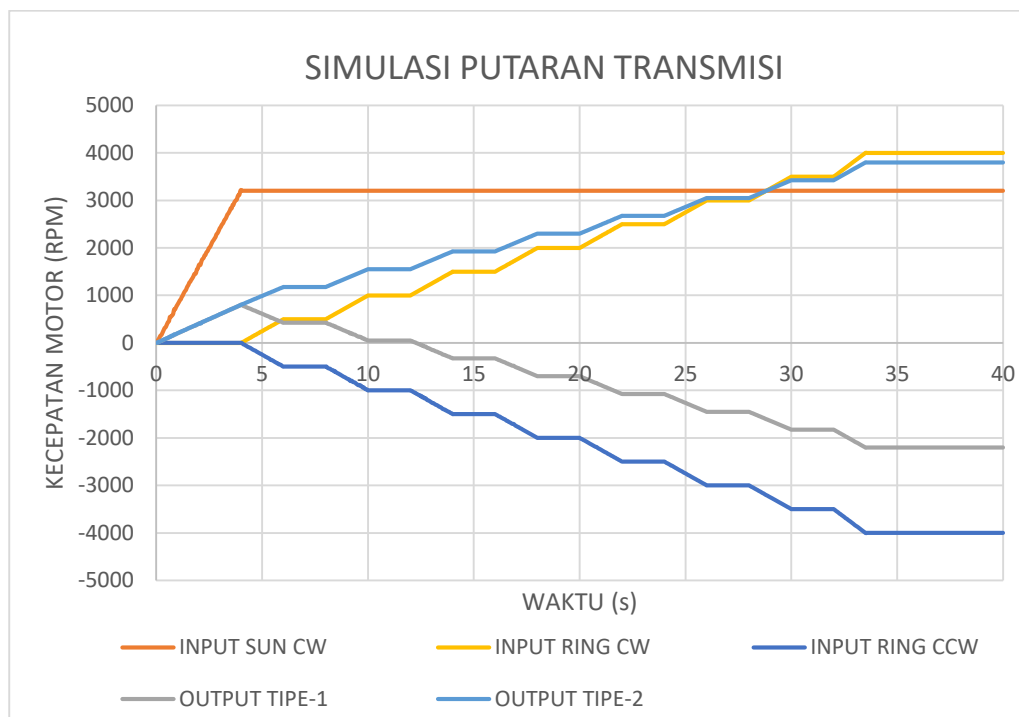
Berdasarkan Gambar 4.20 dapat diketahui bahwa konfigurasi dilakukan dengan menentukan arah putaran dari *Input* pada *Sun gear* dan *Ring gear*. Arah putaran *input* dapat dilihat pada anak panah berwarna kuning dan biru, sedangkan *Output* ditunjukkan oleh anak panah berwarna merah. Untuk hasil dari simulasi dapat dilihat pada Tabel 4.4, Gambar 4.22 dan Gambar 4.23.

**Tabel 4.4** Tabel Hasil Simulasi

Input SUN (RPM)	Input Motor RING (RPM)	Input Ring (RPM)	Output PGS (RPM)
3200	-9000	-3000.0	-1966.7
3200	-8000	-2666.7	-1688.9
3200	-7000	-2333.3	-1411.1
3200	-6000	-2000.0	-1133.3
3200	-5000	-1666.7	-855.6
3200	-4000	-1333.3	-577.8
3200	-3000	-1000.0	-300.0
3200	-2000	-666.7	-22.2
3200	-1000	-333.3	255.6
3200	0	0.0	533.3
3200	1000	333.3	811.1
3200	2000	666.7	1088.9
3200	3000	1000.0	1366.7
3200	4000	1333.3	1644.4
3200	5000	1666.7	1922.2
3200	6000	2000.0	2200.0
3200	7000	2333.3	2477.8
3200	8000	2666.7	2755.6
3200	9000	3000.0	3033.3
3200	10000	3333.3	3311.1



**Gambar 4.22.** Hasil Simulasi *Software Numerik (MATLAB-Simmechanics)*



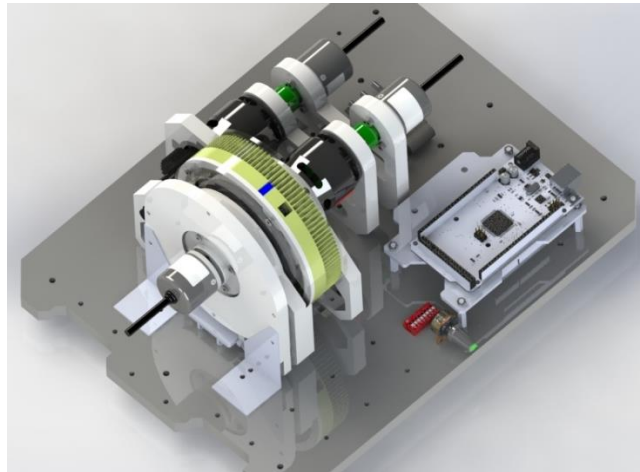
**Gambar 4.23.** Hasil Simulasi *Software CAD*

Hasil simulasi putaran transmisi diketahui bahwa dengan menerapkan putaran searah jarum jam pada *Sun gear*, dan input berlawanan arah jarum jam pada *Ring gear* diperoleh output tipe-1, sedangkan apabila input pada *Ring gear* diberikan searah jarum jam, diperoleh output tipe-2. Hasil ini menunjukkan bahwa penerapan rasio pada sistem PGS sudah benar, dan dapat dilakukan perwujudan prototipe.

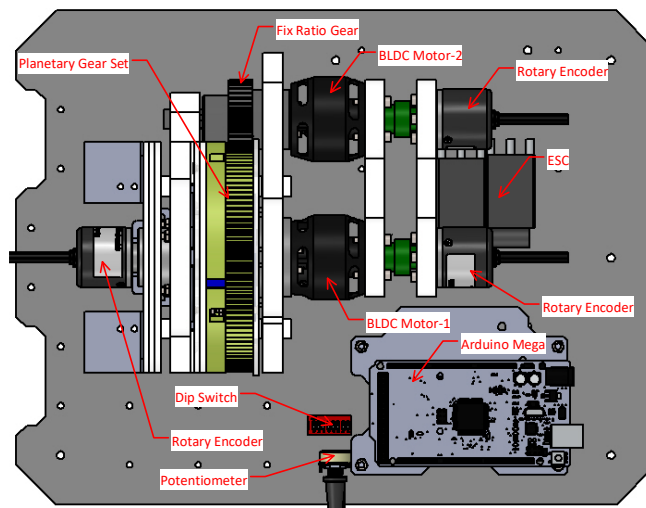


#### 4.7 Perwujudan Model Desain

Pada penelitian ini akan dihasilkan modal desain lengkap Transmisi ECVT dengan didukung gambar Detail prototipe sebagai pendukung proses pengujian. Transmisi ini drancang sedemikian rupa agar lebih mudah melakukan modifikasi dan untuk mengganti transmisi konvensional yang sudah ada pada kendaraan sekarang ini. Detail desain ditunjukkan pada Gambar 4.24. Sedangkan komponen penyusun prototipe dapat dilihat pada Gambar 4.25.



**Gambar 4.24.** Gambar Desain Prototipe



**Gambar 4.25.** Komponen Penyusun Prototipe

Pembuatan prototipe menggunakan 3D *printing*, meski memiliki kekuatan material yang relatif kecil, namun hasil 3D *printing* mampu menjadi bahan uji coba sekala laboratorium. Hasil dari pembuatan prototip dapat dilihat pada Gambar 4.26.



**Gambar 4.26.** Hasil Perwujudan Prototipe.

#### **4.8 Pengujian Prototipe**

Pengujian ini menitikberatkan pada konsep penggunaan ECVT sebagai penentu rasio kecepatan, berikut langkah langkah pengujian yang telah dilakukan.

1. Menyiapkan protoipe yang akan diuji. Prototipe yang diuji dapat dilihat pada Gambar 4.26.
2. Melengkapi komponen dan Ssensor yang dibutuhkan, serta alat ukur yang dapat digunakan sebagai validasi. Gambar 4.27 menunjukkan penggunaan *Tachometer* sebagai kalibrasi sensor dan pemrograman.



**Gambar 4.27.** Kalibrasi Sensor.

3. Mempersiapkan konsep yang akan di terapkan pada prototipe.

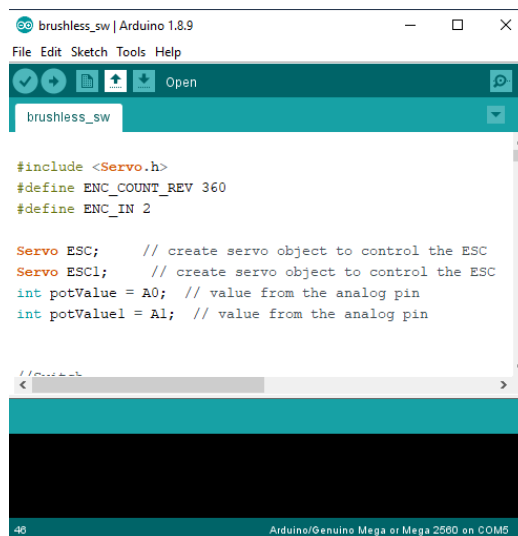
Konsep yang dilakukan adalah pengujian dengan rasio kecepatan dengan dua tingkat kecepatan samapai enam tingkat kecepatan. Dengan pemberian pulsa minimal 1000  $\mu$ s dan maksimal 1800 $\mu$ s pada brushless motor. Sehingga dengan persamaan 27, diperoleh hasil rasio seperti pada Tabel 4.5.

**Tabel 4.5** Tabel Hasil Metode *Progressi Geometri*

	2 tingkat	3 tingkat	4 tingkat	5 tingkat	6 tingkat
Kg	0.667	0.763	0.816	0.850	0.874
i0	800	800	800	800	800
i1	1200	1048	980	941	916
i2	1800	1374	1200	1107	1048
i3		1800	1470	1301	1200
i4			1800	1531	1374
i5				1800	1572
i6					1800

4. Pemrograman dan pengambilan data.

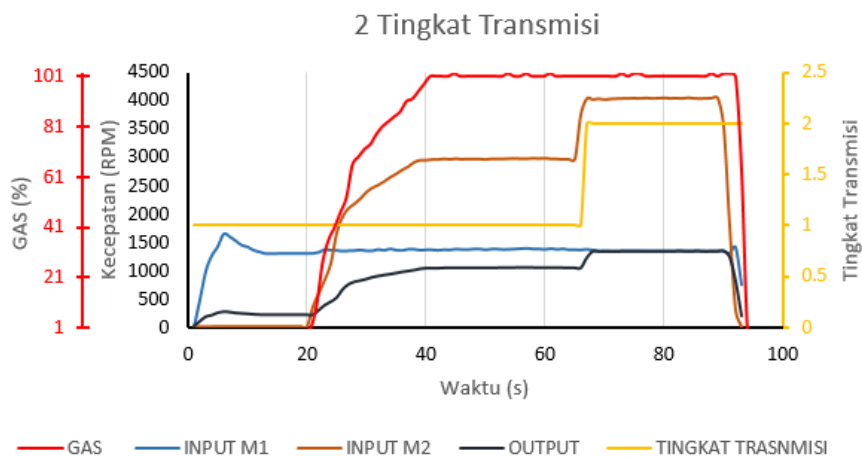
Pemrograman dan pengambilan data pada penelitian ini menggunakan *software Arduino*. *Software Arduino* dapat dilihat pada Gambar 4.28. Sedangkan pengambilan data dilakukan dengan serail monitor yang tersedia pada *software Arduino*.



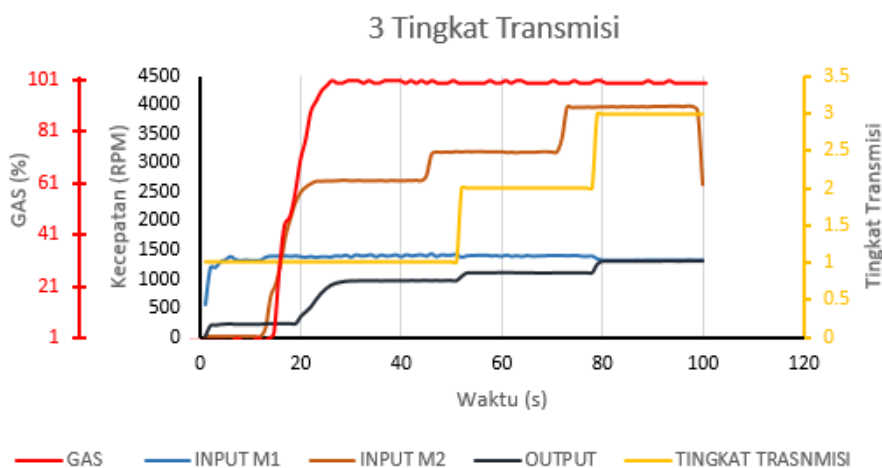
**Gambar 4.28.** *Software Arduino*.

## 4.9 Hasil Pengujian

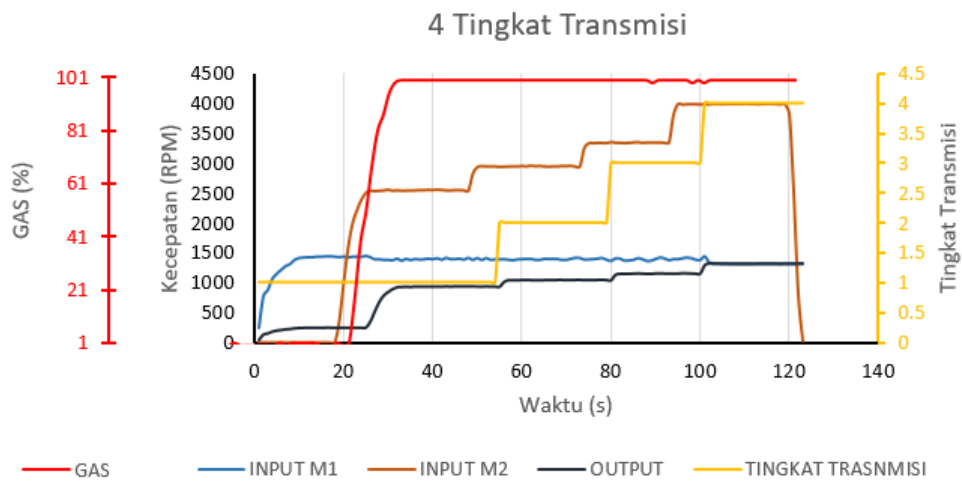
Pengujian yang dilakukan adalah Analisa moda ECVT dengan variasi dua tingkat kecepatan sampai enam tingkat kecepatan tingkat kecepatan. Dalam percobaan ini penulis menjadikan motor-1 sebagai motor utama dan motor-2 sebagai motor pembantu. Motor utama akan berputar dalam kondisi paling efisien, dalam percobaan ini putaran motor-1 sebesar 1200 rpm. Sedangkan motor-2 digunakan sebagai pengatur rasio kecepatan yang diperlukan. Pengujian menggunakan *potensio meter* sebagai pengganti pedal gas, dan *switch bar* sebagai pengganti tingkat kecepatan yang ditentukan. Hasil dari pengujian dapat dilihat pada Gambar 4.29. sampai Gambar 4.33.



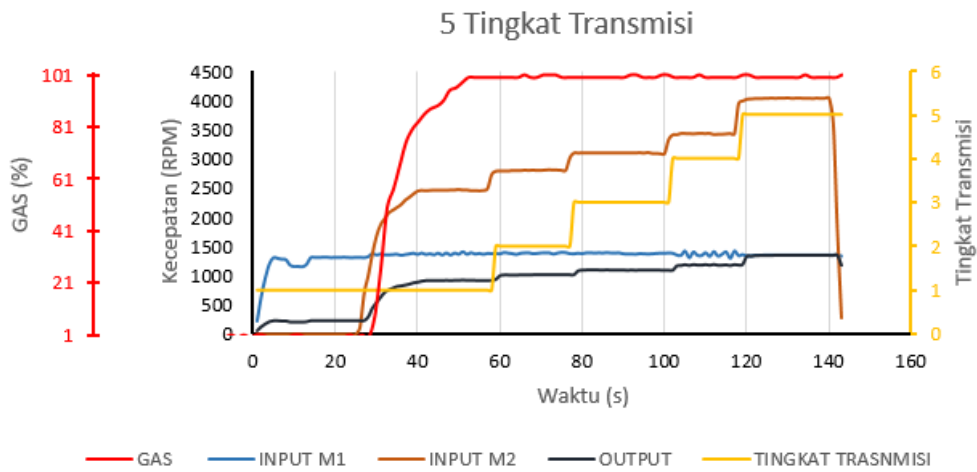
**Gambar 4.29.** Hasil Percobaan Dua Tingkat Kecepatan.



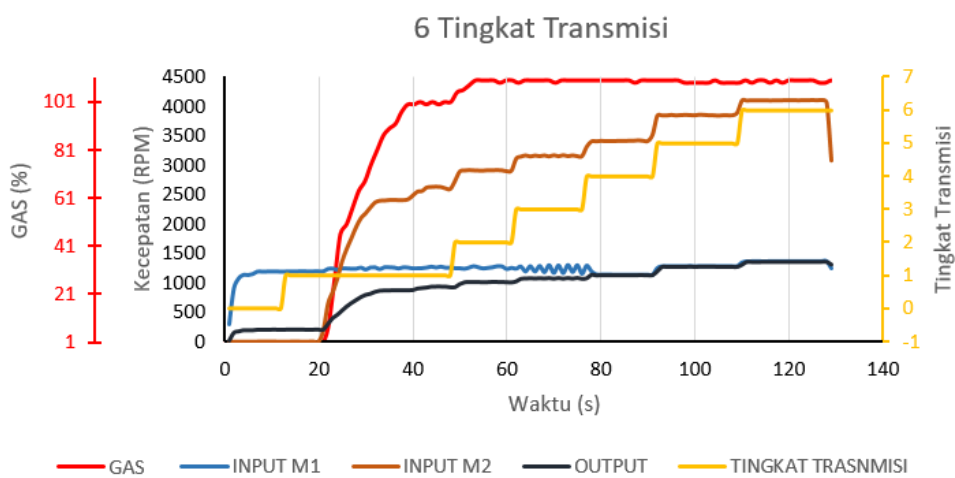
**Gambar 4.30.** Hasil Percobaan Tiga Tingkat Kecepatan.



**Gambar 4.31.** Hasil Percobaan Empat Tingkat Kecepatan.



**Gambar 4.32.** Hasil Percobaan Lima Tingkat Kecepatan.



**Gambar 4.33.** Hasil Percobaan Enam Tingkat Kecepatan.

Pengujian dilakukan dengan input gas (*potensiometer*) pada kondisi maksimal, sehingga ketika perubahan tingkat transmisi dilakukan maka kecepatan maksimum pada tingkat transmisi diperoleh. Pada grafik diatas garis warna merah merupakan input gas yang diberikan. Kondisi awal pada pengujian ini yaitu ketika transmisi tingkat pertama di aktifkan maka motor-1 akan berputar pada kondisi konstan yaitu sekitar 1200 rpm, kondisi kecepatan putaran motor-1 ditunjukkan oleh garis biru muda (INPUT M1). Sedangkan motor-2 aktif ketika input gas diberikan, sehingga karena penggunaan motor-2 sebagai penentu rasio kecepatan, menjadikan kecepatan motor-2 sangat dipengaruhi oleh tingkat transmisi yang dipilih. Pada grafik diatas kecepatan motor-2 diketahui dari garis berwarna coklat (INPUT M2).

Keluaran yang dihasilkan pada percobaan ini, menunjukkan bahwa semakin banyak tingkat transmisi yang di pilih, maka akan semakin kecil perubahan kecepatan maksimum di setiap tingkat kecepatan. Tingkat transmisi ditunjukkan oleh garis kuning dan output ditunjukkan garis hitam. Pada prototipe yang dibuat, menambahkan satu *gear* dengan rasio 3:1 pada input motor-2 yang terhubung pada *Ring gear*, hal ini membuat kecepatan motor-2 sangat tinggi.

Hasil pengujian prototipe menunjukkan bahwa penggunaan PGS pada moda ECVT mampu menjadi penentu rasio kecepatan kendaraan. Namun penambahan kontrol sangat diperlukan guna meningkatkan efektifitas moda ECVT pada kendaraan listrik, sehingga nantinya mampu menambah efisiensi kendaraan listrik.

## **BAB 5**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Dari hasil penelitian mulai dari awal hingga akhir, telah menuju pada suatu kesimpulan bahwa :

1. Model perancangan ECVT dengan dual motor dan PGS tunggal mampu menjadikan alternatif penentuan rasio kecepatan pada kendaraan listrik.
2. Penggunaan ECVT sebagai transmisi kendaraan listrik dapat menjadikan kendaraan listrik memiliki kemampuan sebagai kendaraan berat maupun kendaraan ringan.
3. Penggunaan *Planetary Gear Set* dapat digunakan untuk memfasilitasi motor agar dapat bekerja pada kondisi optimalnya, lebih dari itu bahkan dapat menghasilkan berbagai moda operasi yang dapat memberikan kemampuan tambahan pada kendaraan listrik.
4. Hasil percobaan menunjukkan bahwa desain yang diajukan dapat digunakan sebagai transmisi kendaraan listrik.

#### **5.2 Saran**

1. Luasnya variabel yang dimiliki ECVT sebagai penentu rasio kecepatan membuat perlunya penelitian lanjut.
2. Harus dirancang sistem kontrol yang dapat menjamin terlaksananya semua moda operasi dalam transmisi ini.
3. Dalam pembuatan prototipe, sebaiknya menggunakan material yang lebih bagus dan mikrokontroler yang lebih baik, dikarenakan kemampuan mikrokontroler sangat mempengaruhi pembacaan sensor-sensor yang digunakan.

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*



## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Ayman Moawad, Gurhari Singh et al. "Impact of Real World Drive Cycles on PHEV Fuel Efficiency and Cost for Different Powertrain and Battery Characteristics," in EVS24 International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium, Stavanger, Norway, 2009, pp. 1-10.
- [2] L. Situ. "Electric Vehicle Development: The past present & Future," in 3rd International Conference on Power Electronics Systems and Applications, Hong Kong, China, 2009, pp. 1-3.
- [3] Walsh, Michael P., Fritz R. Kalhammer, Bruce M. Kopf, David H. Swan, and Vernon P. Roan. "Status and Prospects for Zero Emissions Vehicle Technology Report of the ARB Independent Expert Panel 2007." Prepared for State of California Air Resources Board, Sacramento, California, Final Report, April 13, 2007.
- [4] Watts, A., Vallance, A., Whitehead, A., Hilton, C. et al., "The Technology and Economics of In-Wheel Motors," SAE Int. J. Passeng. Cars - Electron. Electr. Syst. vol. 3, no. 2, pp. 37-55, 2010.
- [5] Miller, M., Holmes, A., Conlon, B., and Savagian, P., "The GM "Voltec" 4ET50 Multi-Mode Electric Transaxle," SAE Int. J. Engines vol. 4, no. 1, pp. 1102-1114, 2011.
- [6] Mi, C., Masrur, M. A. and Gao, D. W., "Electric Machines and Drives in HEVs. Hybrid Electric Vehicles - Principles and Applications with Practical Perspectives," 1st edn. Wiley. West Sussex, UK, 2011.
- [7] Zhou, X., Walker, P., Zhang, N. and Zhu, B., "Performance improvement of a two speed EV through combined gear ratio and shift schedule optimization," SAE Paper No. 2013-01-1477, 2013
- [8] Yang, F., Du, L., Yao, C., Du, J. and Yu, P., "The study of operating efficiency enhancement of traction motor with the application of a two-speed transmission in an electric bus,". SAE Paper No. 2014-01-2891, 2014.
- [9] Kim, J., "Design of a compact 18-speed epicyclic transmission for a personal mobility vehicle," Int. J. Automotive Technology 17, 6, 977-982, 2016.
- [10] Tesar, D., " Electric Multi-speed Hub Drive Wheels,". U.S. Patent 20140246893 A1, 2014.
- [11] Gao, B., Xiang, Y., Chen, H., Liang, Q. and Guo, L., "Optimal trajectory planning of motor torque and clutch slip speed for gear shift of a two-speed electric vehicle,". J. Dynamic Systems, Measurement, and Control 137, 6, 061016-1-061016-9, 2015.

- [12] Walker, P., Zhu, B. and Zhang, N., "Powertrain dynamics and control of a two speed dual clutch transmission for electric vehicles", *Mechanical Systems and Signal Processing*, 85, 1–15, 2017.
- [13] Chen, X., Hang, P., Wang, W. and Li, Y., "Design and analysis of a novel wheel type continuously variable transmission," *Mechanism and Machine Theory*, 107, 13–26, 2017.
- [14] Afrabandpey, A. and Ghariblu, H., "Performance evaluation of ball CVT and comparison with half toroidal CVT," *Int. J. Automotive Technology* 19, 3, 547–557, 2018.
- [15] X. Zhang, C. T. Li, D. Kum, and H. Peng., "Prius + and volt -: Configuration analysis of power-splitt hybrid vehicles with a single planetary gear," *IEEE Trans. Veh. Technol.*, vol. 61, no. 8, pp. 3544–3552, 2012.
- [16] Jamil. M., "Desain Dan Karakteristik Transmisi Hibrid Elektro Mekanik Untuk Kendaraan Bertenaga Hibrid Pada Moda Ecvt Dan Moda Operasi Lainnya,". Master Tesis. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Indonesia, 2017.
- [17] Mi, C., Masrur, M. A. and Gao, D. W., "Electric Machines and Drives in HEVs. Hybrid Electric Vehicles. Principles and Applications with Practical Perspectives,". 1st edn. Wiley. West Sussex, UK, 2011.
- [18] Yang, F., Feng, J. and Du, F., "Design and power flow analysis for multi-speed automatic transmission with hybrid gear trains,". *Int. J. Automotive Technology* 17, 4, 629–637, 2015.
- [19] Ehsani, M., Gao, Y., Longo, S., Ebrahimi, K., "Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles, Third Edition,". CRC Press, 2018.
- [20] C. C. Chan and K. T. Chau, "Modern Electric Vehicle Technology,". Oxford University Press, New York, 2001.
- [21] X. Wu, S. Han, H. Sun, and G. Han, "Efficiency analysis of *planetary coupling drive* system with dual motors on electric bus," *2015 IEEE Int. Conf. Mechatronics Autom. ICMA 2015*, pp. 2547–2552, 2015.
- [22] S. Antoni, C. Yuhua, L. Zhiyin, and K. Pawel, "Hybrid Power Train with Planetary Transmission Equipped with Clutch-brake Systems," *IEEE Conference on Vehicle Power and Propulsion (VPPC)*. 2014.

- [23] X. Zhang, H. Peng, and J. Sun, "A near-optimal power management strategy for rapid component sizing of multimoda *power splitt* hybrid vehicles," *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, vol. 23, no. 2, pp. 609–618, 2015.
- [24] H. T. Ngo and H. Sen Yan, "Configuration synthesis of *parallel* hybrid transmissions," *Mech. Mach. Theory*, vol. 97, pp. 51–71, 2016.
- [25] C. Mi, A. Masrur M and D. Wendzong Gao, "Hybrid Electric Vehicles, Principles and Applications, with Practical Perspectives: fundamental, theory and design. second edition,". TL221.15.M545. 2011
- [26] Miller, J. M., "Hybrid electric vehicle propulsion system architectures of the E-CVT type, IEEE Transactions on Power Electronics", Vol. 21, No. 3, 756-767, 2006.
- [27] Wang, Yubin, Ming Cheng, and Chau KT. "Review of electronic-continuously variable transmission propulsion system for full hybrid electric vehicles." *Journal of Asian Electric Vehicles* 7.2 : 1297-1302, 2009.
- [28] D. R. Tobergte and S. Curtis, *Modern electric, hybrid electric and fuel cell vehicles: fundamental, theory and design. second edition*, vol. 53, no. 9. 2013.
- [29] JY. Wong., "Theory of Ground Vehicle", John Wiley & Sons, New York, 1978.
- [30] Sutantra, I. Nyoman., Sampurno, Bambang., "Teknologi Otomotif Edisi Kedua, Institut Teknologi Sepuluh Nopember", Guna Widya, Surabaya, 2010.
- [31] Sutantra, I Nyoman., "Teknologi Otomotif Hybrid, Institut Teknologi Sepuluh Nopember", Guna Widya, Surabaya, 2015.

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*





## BIODATA PENULIS



**Himmawan Sadba Maulana** dilahirkan di Gresik 10 Maret 1994 dari pasangan Bapak Abdul Khalim dan Ibu Rodliyah. Penulis merupakan anak pertama dari tiga bersaudara. Penulis memulai pendidikan dasar di SDN Golokan 2 Sidayu Gresik selama 6 tahun dan lulus tahun 2005, penulis melanjutkan pendidikan tingkat pertama di Mts Kanjeng Sepuh Sidayu selama 3 tahun. Setelah lulus tahun 2008, penulis melanjutkan pendidikan di SMA Negeri 1 Sidayu. Lulus SMA di tahun 2011, penulis melanjutkan pendidikan di Jurusan Teknik Mekatronika PENS-ITS Surabaya dan lulus di tahun 2015. Kemudian penulis melanjutkan karir sebagai *mechanical design engineer* dengan para dosen dan karyawan PENS di Surabaya. Dalam rentang waktu berkarir di tahun 2015 hingga akhir 2019, penulis terlibat aktif dalam beberapa proyek pembangkit listrik terutama berkaitan dengan PLTS dan Pertamina. Di tahun 2017, penulis melanjutkan studi di program Pascasarjana Jurusan Teknik Mesin ITS bidang keahlian Desain Sistem Mekanikal. Penulis dapat dihubungi melalui email **himmasm@gmail.com**.