

TUGAS AKHIR - TM 141585

# PERANCANGAN DAN ANALISA KARAKTERISTIK TRAKSI SISTEM *POWERTRAIN* MOBIL MULTIGUNA PEDESAAN

MUHAMMAD SUKMA WIRAYUDHA SUNGGONO  
NRP 2111 100 103

Dosen Pembimbing  
Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, ST.,M.Eng.Sc.

JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
SURABAYA 2017



**TUGAS AKHIR - TM 141585**

# **PERANCANGAN DAN ANALISA KARAKTERISTIK TRAKSI SISTEM *POWERTRAIN* MOBIL MULTIGUNA PEDESAAN**

**MUHAMMAD SUKMA WIRAYUDHA SUNGGONO  
NRP 2111 100 103**

**Dosen Pembimbing  
Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng.Sc.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2017**



**FINAL PROJECT - TM 141585**

# **DESIGN AND TRACTION CHARACTERISTICS ANALYSIS OF RURAL MULTIPURPOSE VEHICLE POWERTRAIN SYSTEM**

**MUHAMMAD SUKMA WIRAYUDHA SUNGGONO  
NRP 2111 100 103**

**Adviser  
Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng.Sc.**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2017**

**PERANCANGAN DAN ANALISA KARAKTERISTIK  
TRAKSI SISTEM *POWERTRAIN* MOBIL MULTIGUNA  
PEDESAAN**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

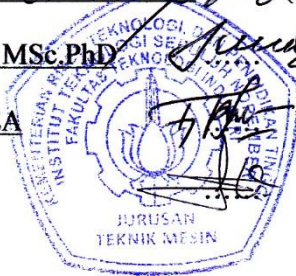
Oleh :

**MUHAMMAD SUKMA WIRAYUDHA SUNGGONO**

NRP. 2111 100 103

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir

1. Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng., Sc., Dr.Eng. ..... (Pembimbing)  
NIP. 197805102001121001
2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc, PhD ..... (Penguji I)  
NIP. 195106051978031002
3. Dr. Agus Sigit Pramono, DEA ..... (Penguji II)  
NIP. 196508101991021001
4. Moch. Solichin, ST, MT ..... (Penguji III)  
NIP. 198908172015041003



**SURABAYA**

**JANUARI, 2017**

**PERANCANGAN DAN ANALISA KARAKTERISTIK  
TRAKSI SISTEM *POWERTRAIN* MOBIL MULTIGUNA  
PEDESAAN**

**Nama Mahasiswa** : Muhammad Sukma Wirayudha  
**Sunggono**  
**NRP** : 2111100103  
**Jurusan** : Teknik Mesin FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng.Sc.,  
**Dr.Eng.**

**ABSTRAK**

Mobil Multiguna Pedesaan telah ada sebelumnya dirancang memiliki bentuk seperti mobil *pick up*. Mobil multiguna pedesaan dirancang untuk dioperasikan di wilayah pedesaan yang tentunya memiliki medan jalan lebih beragam daripada medan jalan pada umumnya. Medan jalan yang dimaksud seperti tanjakan turunan curam, jalan berbatu, jalan berpasir, jalan yang basah, jalan sempit yang banyak ditemui di daerah perbukitan, pegunungan, dan pesisir pantai. Kondisi demikian membuat Mobil Multiguna pedesaan yang telah ada tidak cukup hanya sebagai mobil yang dapat mengangkut sekaligus mengolah hasil pertanian, akan tetapi mobil akan lebih sempurna jika dirancang dapat melewati medan sulit yang ada secara optimal.

Dalam penelitian ini dilakukan sebuah perancangan dan analisa terhadap komponen *Power Train* pada mobil multiguna pedesaan dengan rancangan baru yang dirancang dari kondisi awal. Mobil dirancang menggunakan *engine* Sinjay 2 dan referensi *chassis* Kawasaki Teryx. Perhitungan yang dilakukan meliputi mediasi aliran daya pada sistem *powertrain*, memilih rasio – rasio yang ada, penyesuaian karakteristik antara *engine* dan *transmisi*.

Setelah didapatkan parameter dari *powertrain* maka selanjutnya dilakukan perancangan *layout* dan tiap elemen dalam *powertrain*.

Dari hasil penelitian, untuk dapat menempuh medan tanjakan maksimal dan kecepatan maksimal yang diinginkan maka rasio *transmisi* yang digunakan berturut-turut 6.5 , 4.4, 2.8, dan 2 untuk rasio gigi 1 sampai 4, sedangkan untuk *final drive* digunakan rasio bernilai 5. Dengan rasio tersebut Mobil Multiguna Pedesaan akan memiliki kemampuan menanjak maksimal *gradient* jalan 44% dan akselerasi maksimal 2,8 m/s<sup>2</sup>. Penggunaan modifikasi sistem *Transfer Case* memungkinkan kendaraan untuk memindah daya *engine* untuk memutar mesin produksi lebih terintegrasi dan dapat beroperasi mode *4 Wheel Drive* , sehingga *Adhesion Limit* saat mobil melaju pada jalan yang miring atau kontur jalan buruk meningkat dan meminimalkan terjadinya slip pada roda sehingga mobil lebih handal melewati berbagai kondisi jalan pedesaan.

**Kata Kunci :** *Layout* , *Machine Element Design* , *Matching engine and Transmission*, *Mediating the Power Flow*, *Power Conversion*, *Selecting Ratio*

# **DESIGN AND TRACTION CHARACTERISTICS ANALYSIS OF RURAL MULTIPURPOSE VEHICLE POWERTRAIN SYSTEM**

**Name** : Muhammad Sukma Wirayudha  
**Sunggono**  
**NRP** : 2111100103  
**Departement** : Mechanical Engineering FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng.Sc.,  
**Dr.Eng.**

## **ABSTRACT**

Already Rural multipurpose vehicle designed with pickup car shape. Rural multipurpose vehicle designed to be operate in countryside territory which have diverse terrain. The terrain such as climbs, steep slope, rocky roads, sandy roads, wet roads, narrow paths that were encountered areas of hills, mountains, and coastal. This condition make already rural multipurpose vehicle must design not only for support production purpose but also must designed to operate in the diverse terrain successfully.

In this research, design and traction characteristics analysis of rural multipurpose vehicle powertrain system which use Sinjay 2 as the engine and Kawasaki Teryx as the chassis done. The calculation process are mediating the power flow, power conversion, selection ratio, matching engine and transmission. After the parameter available the next step are design the layout and each machine element on powertrain.

From the research result, for the climbing performance purposed and based on desired maximum velocity the transmission system must be have ratio value 6.5 , 4.4 , 2.8, and 2 for each 1st until 4th gear. The ratio 5 is used in final drive. These ratio make

the rural multipurpose vehicle have maximum gradeability 44% of the road gradient slope and the maximum acceleration performance is 2.8 m/s<sup>2</sup>. The use of Transfer Case system make the car have ability switch the power to drive the production machine and switch the power into 4 wheel drive mode more integrated. The use of 4 whell drive mode make adhesion limit value increased when the car drives on bad track contour or drives on track with slope. Therefore the car is more reliable to operate in countryside territory because the slip condition have minimized.

**Kata Kunci :** *Layout , Machine Element Design , Matching engine and Transmission, Mediating the Power Flow, Power Conversion, Selecting Ratio*



## KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan “Alhamdulillah”, puji syukur kehadirat Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan hidayah-Nya sehingga dapat terselesaikan tugas akhir ini dengan judul “Perancangan dan Analisa karakteristik traksi sistem *Powertrain* pada Mobil Multiguna Pedesaan”. Adapun tugas akhir ini merupakan salah satu syarat umum untuk menyelesaikan studi S1 di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam penyusunan tugas akhir ini, penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng.Sc., Dr.Eng.. selaku dosen pembimbing yang selalu memberikan masukan-masukan sehingga bisa terselesaikan tugas akhir ini dengan baik.
2. Bapak Ir. Bambang Pramujati, M.Eng.Sc., Ph.D. selaku ketua jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
3. Para dosen Teknik Mesin ITS yang terlibat dalam tugas akhir saya.
4. Keluarga besar terutama orang tua saya, bapak Bambang dan ibu Retno yang memberikan dukungan moral maupun materi dalam menyelesaikan studi S1 di kampus Teknik Mesin ITS.
5. Teman-teman Mesin ITS Autosport dan tim Sapuangan ITS yang telah membantu untuk kelancaran tugas akhir ini.
6. Warga lab. Desain otomotif yang telah menemani hari-hari yang menyenangkan dalam kampus maupun luar kampus.
7. Semua pihak yang telah membantu tugas akhir ini yang tidak bisa disebutkan satu – persatu.

Akhir kata penulis mengharapkan Tugas Akhir ini dapat berguna bagi kita semua. Saya menyadari dalam Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna. Untuk itu sebagai penulis saya mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun guna kesempurnaan Tugas akhir ini.

Surabaya, Januari 2017

Penulis

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR ISI

ABSTRAK .....	i
ABSTRACT .....	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR .....	xi
DAFTAR TABEL .....	xv
BAB I PENDAHULUAN .....	1
I.1 Latar Belakang .....	1
I.2 Perumusan Masalah .....	3
I.3 Batasan Masalah .....	3
I.4 Tujuan Penelitian .....	4
I.5 Manfaat Penelitian .....	4
I.6. Sistematika Laporan.....	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	7
II.1. Sistem <i>Drive Train</i> .....	7
II.1.1. <i>GearBox</i> .....	8
II.1.1.1. Sistem Transmisi didalam mobil .....	9
II.1.1.2. Sistem Transmisi Manual .....	11
II.1.2. Constant Velocity Joint dan Universal Joint.....	11
II.1.3. Differential.....	13
II.1.3.1. <i>Locking Differential</i> .....	13
II.2. Mobil dengan sistem <i>4 Wheel Drive (4WD)</i> dengan modifikasi <i>Transfer Case</i> .....	14
II.3. Dinamika Kendaraan .....	15
II.3.1. Kebutuhan Daya Kendaraan .....	16
II.3.1.1. <i>Wheel Resistance</i> .....	16
II.3.1.2. <i>Air Resistance</i> .....	19
II.3.1.3. <i>Gradient Resistance</i> .....	20
II.3.1.4. <i>Acceleration Resistance</i> .....	20
II.3.1.5. <i>Total Driving Resistance</i> .....	21

II.3.1.6. Gaya Normal pada Kendaraan 4WD .....	22
II.3.2. Konversi Daya : Memilih Rasio.....	24
II.3.2.1. Rasio pada <i>Powertrain</i> .....	26
II.3.2.2. <i>Total ratio</i> dan <i>Overall Gear Ratio</i> .....	26
II.3.2.3. <i>Overall Gear Ratio</i> $i_{G,tot}$ .....	27
II.3.2.4. Memilih <i>Largest Powertrain Ratio</i> $i_{A,max}$ .....	28
II.3.2.5. Memilih <i>Smallest Powertrain ratio</i> $i_{A,min}$ .....	29
II.3.2.6. Memilih <i>Intermediate Gears</i> .....	30
II.3.3 Diagram Traksi .....	33
II.4. Komponen di dalam Sistem <i>Drive Train</i> .....	35
II.4.1 Roda gigi lurus ( <i>Spur</i> ) dan miring ( <i>Helical</i> ).....	35
II.4.1.1. <i>Diametral Pitch</i> , $P$ .....	36
II.4.1.2. <i>Circular Pitch</i> , $p$ .....	36
II.4.1.3. <i>Center of Distance</i> .....	37
II.4.1.4. <i>Velocity Ratio</i> .....	37
II.4.1.5. Torsi Yang Diterima Roda Gigi.....	37
II.4.1.6. Gaya-Gaya Pada Roda Gigi.....	38
II.4.1.7. Torsi Yang Diakibatkan Oleh Gaya Normal.....	39
II.4.1.8. Kecepatan <i>Pitch Line</i> .....	39
II.4.1.9 Roda Gigi Miring ( <i>Helical</i> ) .....	39
II.4.1.10 <i>Spur Gear Bending</i> .....	40
III.4.1.11 <i>Spur Gear Wear</i> .....	42
II.4.2. Roda Gigi Siku ( <i>Bevel</i> ) .....	43
II.4.2.1. Geometri Bevel Gear .....	44
II.4.2.2. Analisa Gaya <i>Bevel Gear</i> .....	45
II.4.2.3. <i>Bevel Gear Wear</i> .....	45
II.4.2.4. <i>Bevel Gear Bending</i> .....	46
II.4.3. Sistem <i>tooth gear</i> .....	48
II.4.4. Poros .....	48
II.4.4.1 Mendesain poros berdasar tegangan .....	49
II.4.5. <i>Splines</i> .....	52
II.4.6. Pasak .....	53

II.4.7. Bantalan ( <i>Bearing</i> ).....	54
II.5 Penelitian Terdahulu.....	56
BAB III METODOLOGI.....	57
III.1 Prosedur Penelitian.....	57
III.2 Flowchart Perhitungan.....	57
III.2.1. Karakteristik <i>power train</i> Kendaraan.....	57
III.2.2 Menentukan dimensi dan material tiap komponen <i>Powertrain</i> .....	59
III.3 Prosedur Perhitungan.....	61
III.4 Konsep Rancangan.....	64
III.4.1 <i>Engine</i> .....	64
III.4.2 Layout sistem <i>Powertrain</i> .....	64
BAB IV.....	65
PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA.....	65
IV.1 Data dan Spesifikasi Kendaraan.....	65
IV.1.1 Kawasaki Teryx.....	65
IV.1.2 <i>Engine</i> Sinjay 2.....	66
IV.1.3 Mesin Produksi.....	67
IV.2 Kebutuhan Traksi Kendaraan / <i>Required Traction</i> <i>F<sub>Z,B</sub></i> .....	67
IV.3 Memilih Rasio dalam sistem <i>Powertrain</i> .....	72
IV.4 Menghitung Traksi oleh <i>Powertrain</i> / <i>Traction</i> Available <i>F<sub>Z,A</sub></i> .....	76
IV.5 Analisa Diagram Traksi.....	78
IV.6 Analisa Performa Kendaraan.....	80
IV.7 Analisa Mode Operasi 2WD dan 4WD.....	82
IV.8 Perhitungan dan analisa komponen <i>Powertrain</i> .....	86
IV.8.1. Perhitungan dan analisa <i>Spur Gear</i> .....	86
IV.8.1.1. <i>Spur Gear</i> GearBox.....	87
IV.8.1.2. <i>Spur Gear</i> Transfer Case.....	88
IV.8.2. Perhitungan dan analisa <i>Bevel Gear</i> pada <i>Differential</i> .....	89
IV.8.3. Perhitungan dan analisa Poros.....	90

IV.8.3.1 Poros <i>GearBox</i> .....	90
IV.8.3.2 Poros <i>Transfer Case</i> .....	92
IV.8.3.3 Poros <i>Differential</i> .....	93
IV.8.4. Perhitungan dan analisa <i>Splines</i> .....	95
IV.8.5. Perhitungan dan analisa <i>Bearing</i> .....	97
IV.9 Sistem <i>Differential Lock</i> .....	99
IV.10 Sistem <i>Synchromesh</i> .....	100
( <i>Halaman ini sengaja dikosongkan</i> ).....	102
BAB V .....	103
KESIMPULAN DAN SARAN .....	103
V.1 Kesimpulan .....	103
V.2 Saran .....	104
DAFTAR PUSTAKA.....	105
LAMPIRAN	

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. 1 Mobil GEA Rancangan ITS [1].....	1
Gambar 1. 2 Mobil Kawasaki Teryx [2] .....	2
Gambar 2. 1 Komponen-komponen pembentuk sistem penyalur daya ( <i>Drive Train</i> ) [6].....	8
Gambar 2. 2 <i>GearBox</i> dengan Transmisi Manual 4 kecepatan dan <i>reverse gear</i> . [7].....	9
Gambar 2. 3 Grafik perbandingan daya dan torsi. [8] .....	10
Gambar 2. 4 Konstruksi <i>CV Joint (Rzeppa Constant Velocity Joint)</i> [9].....	12
Gambar 2. 5 Contoh Konstruksi <i>Universal Joint</i> di dalam <i>Drive Shaft</i> [10] .....	12
Gambar 2. 6 Kontruksi <i>automotive differential</i> [11] dan <i>single-stage axle drives</i> [6] .....	13
Gambar 2. 7 Konstruksi <i>Lock differential</i> tipe manual [12] [6] ..	14
Gambar 2. 8 Transfer Case tipe <i>Shiftable</i> [6] dan Skema Mobil Multiguna pedesaan 4WD dengan modifikasi Transfer Case. ....	15
Gambar 2. 9 a)Gaya dan Torsi pada Roda b) pada tanjakan atau turunan [6] .....	17
Gambar 2. 10 Gaya yang bekerja pada kendaraan saat menanjak [6] .....	20
Gambar 2. 11 Referensi <i>rotational inertia coefficient</i> untuk kendaraan penumpang [6] .....	21
Gambar 2. 12 Traksi dan Daya yang dibutuhkan pada kendaraan [6] .....	22
Gambar 2. 13 Semua gaya yang bekerja pada kendaraan 2poros [3] .....	23
Gambar 2. 14 ICE tanpa <i>Gearbox</i> dan Gaya dorong yang dibutuhkan kendaraan [6].....	24
Gambar 2. 15 Transformasi ICE gaya dorong dengan <i>Gear Box</i> diagram traksi [6] .....	25

Gambar 2. 16 Grafik Kecepatan/ Puratan <i>engine</i> pada <i>overall gear ratio</i> [6] .....	27
Gambar 2. 17 Referensi nilai <i>overall gear ratio</i> dari berbagai jenis kendaraan [6] .....	28
Gambar 2. 18 Memilih ratio gigi paling atas untuk kendaraan penumpang. Daya yang berlebih dan putaran <i>engine</i> diamati pada kecepatan 170km/h [6] .....	30
Gambar 2. 19 <i>Gear step</i> . Efek pada diagram traksi dan kecepatan a) <i>geometrical</i> b) <i>progressive</i> [6] .....	32
Gambar 2. 20 Diagram traksi dengan kurva variasi gradient pada kendaraan penumpang [6] .....	34
Gambar 2. 21 <i>Performance diagram</i> [6] .....	34
Gambar 2. 22 Bagian – bagian dan profil gigi pada <i>Spur Gear</i> [6] [5] .....	35
Gambar 2. 23 Vektor Gaya pada Roda Gigi [5] .....	38
Gambar 2. 24 Profil Gigi pada <i>Helical Gear</i> dan gaya yang bekerja [5].....	39
Gambar 2. 25 Arah <i>Axial thrust load Helical Gear</i> [4].....	40
Gambar 2. 26 Terminologi Bevel Gear dan gaya yang bekerja [5] .....	43
Gambar 2. 27 Geometri <i>Ball Bearing</i> [5] .....	54
Gambar 2. 28 Grafik traksi (dorong) kendaraan [13].....	56
Gambar 3. 1 <i>Flowchart</i> Perhitungan Karakteristik <i>Powertrain</i> Kendaraan.....	59
Gambar 3. 2 <i>Flowchart</i> perhitungan komponen elemen Mesin <i>Powertrain</i> .....	60
Gambar 3. 3 <i>Engine</i> Sinjay 2.....	64
Gambar 3. 4 Rancangan Layout sistem <i>Powertrain</i> Mobil Multiguna Pedesaan.....	64
Gambar 4. 1 Mobil Kawasaki Teryx [2].....	65
Gambar 4. 2 Spesifikasi <i>engine</i> Sinjay [1] .....	66
Gambar 4. 3 Grafik Torsi terhadap putaran <i>dynotest</i> Mesin Sinjay [1] .....	66



Gambar 4. 4 Data dan Spesifikasi <i>Power Thresher Quick TG 1000</i> .....	67
Gambar 4. 5 Traksi dan Daya yang dibutuhkan oleh kendaraan (Permukaan Aspal) .....	70
Gambar 4. 6 Traksi dan Daya yang dibutuhkan oleh kendaraan (Permukaan Tanah/Kerikil) .....	71
Gambar 4. 7 Traksi dan Daya yang dibutuhkan oleh kendaraan (Permukaan Pasir/Lumpur) .....	72
Gambar 4. 8 Grafik Kecepatan/Putaran pada <i>range overall gear ratio</i> .....	74
Gambar 4. 9 Grafik Kecepatan/Putaran pada setiap <i>gear ratio</i> ..	75
Gambar 4. 10 Grafik <i>Traction Hyperbola</i> .....	76
Gambar 4. 11 Grafik <i>Traction Available – Kecepatan</i> .....	77
Gambar 4. 12 Grafik <i>Required Traction / <math>F_{Z,B}</math> dan Available Traction / <math>F_{Z,A}</math> – Kecepatan</i> .....	78
Gambar 4. 13 Grafik <i>Required Power / <math>P_{Z,B}</math> dan Available Power / <math>P_{Z,A}</math> – Kecepatan</i> .....	79
Gambar 4. 14 Grafik <i>Climbing dan Acceleration Performance</i> pada permukaan aspal .....	80
Gambar 4. 15 Grafik <i>Climbing dan Acceleration Performance</i> pada permukaan tanah/kerikil .....	81
Gambar 4. 16 Grafik <i>Climbing dan Acceleration Performance</i> pada permukaan lumpur/pasir .....	82
Gambar 4. 17 Grafik <i>Adhesion Limit 2WD</i> pada berbagai jenis kontur jalan .....	84
Gambar 4. 18 Grafik <i>Adhesion Limit 4WD</i> pada berbagai jenis kontur jalan .....	86
Gambar 4. 19 Pasangan dan penamaan <i>Spur Gear</i> pada <i>Gear Box</i> setiap tingkat kecepatan .....	87
Gambar 4. 20 Pasangan <i>Spur Gear</i> pada <i>Transfer Case</i> .....	89
Gambar 4. 21 Pasangan <i>Bevel Gear</i> pada <i>Transfer Case</i> .....	90
Gambar 4. 22 <i>Input Shaft</i> pada <i>Gear Box</i> .....	90
Gambar 4. 23 <i>Counter Shaft</i> pada <i>Gear Box</i> .....	91

Gambar 4. 24 <i>Main Shaft</i> pada <i>Gear Box</i> .....	91
Gambar 4. 25 <i>Main Shaft</i> pada <i>Transfer Case</i> .....	92
Gambar 4. 26 <i>Bottom Shaft</i> pada <i>Transfer Case</i> .....	93
Gambar 4. 27 <i>Output Shaft</i> pada <i>Transfer Case</i> .....	93
Gambar 4. 28 <i>Pinion Shaft</i> pada <i>Differential</i> .....	94
Gambar 4. 29 <i>Ring Shaft 1</i> pada <i>Differential</i> .....	94
Gambar 4. 30 <i>Ring Shaft 2</i> pada <i>Differential</i> .....	95
Gambar 4. 31 <i>Splines</i> pada <i>Gear Box</i> .....	95
Gambar 4. 32 <i>Splines</i> pada <i>Differential</i> .....	97
Gambar 4. 33 <i>Bearing</i> pada <i>GearBox</i> .....	98
Gambar 4. 34 <i>Bearing</i> pada <i>Transfer Case</i> .....	99
Gambar 4. 35 <i>Bearing</i> pada <i>Differential</i> .....	99
Gambar 4. 36 <i>Locking</i> pada <i>Differential</i> .....	100
Gambar 4. 37 <i>Synchronizer</i> pada rancangan <i>GearBox</i> .....	101

## DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Referensi nilai dari <i>rolling resistance coefficient</i> $f_R$ . Untuk kecepatan kendaraan dibawah 60 km/h, $f_R$ dapat diasumsikan konstan [6].....	18
Tabel 4. 1 Data Spesifikasi Mobil Kawasaki Teryx [2] .....	65
Tabel 4. 2 Perhitungan nilai <i>Wheel Resistance</i> $F_R$ pada berbagai medan jalan .....	68
Tabel 4. 3 Perhitungan <i>Air Resistance</i> $F_L$ .....	69
Tabel 4. 4 Data dan perhitungan <i>Gradient Resistance</i> $F_{St}$ .....	69
Tabel 4. 5 Data dan perhitungan <i>Smallest Powertrain Ratio</i> $i_{A,min}$ .....	73
Tabel 4. 6 Data dan perhitungan <i>Largest Powertrain Ratio</i> $i_{A,max}$ .....	73
Tabel 4. 7 Referensi pemilihan komponen <i>Final Ratio</i> , $i_E$ [6] ...	73
Tabel 4. 8 Hasil Pemilihan rasio tiap kecepatan.....	75
Tabel 4. 9 Data dan Hasil Perhitungan Gaya Kontak saat kecepatan 0-50km/jam .....	83
Tabel 4. 10 Data dan Hasil Perhitungan Torsi dan Putaran Kerja <i>Spur Gear GearBox</i> .....	87
Tabel 4. 11 Geometri dan Material <i>Spur Gear GearBox</i> .....	88
Tabel 4. 12 Geometri dan Material <i>Spur Gear Transfer Case</i> ....	89
Tabel 4. 13 Geometri dan Material <i>Bevel Gear pada Differential</i> .....	90
Tabel 4. 14 Geometri dan Material <i>Bevel Gear pada Differential</i> .....	96
Tabel 4. 15 Data Perhitungan dan <i>Rating Life Bearing</i> pada <i>Powertrain</i> .....	98

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

# BAB I

## PENDAHULUAN

### I.1 Latar Belakang

Berbagai jenis alat transportasi dibuat sesuai dengan kebutuhan manusia, tak terkecuali alat transportasi yang dirancang sebagai alat penunjang dalam proses produksi pertanian dan perikanan di Indonesia. Alat transportasi Mobil Multiguna pedesaan yang dirancang oleh Jurusan Teknik Mesin ITS Gambar 1.1 menawarkan solusi sebagai kendaraan yang dapat digunakan sebagai berbagai macam proses produksi pertanian dan perikanan seperti pengangkutan , penggilingan , pembekuan , dan lain – lain.



Gambar 1. 1 Mobil GEA Rancangan ITS [1]

Mobil multiguna pedesaan dirancang untuk dioperasikan di wilayah pedesaan yang tentunya memiliki medan jalan lebih beragam daripada medan jalan pada umumnya. Medan jalan yang dimaksud seperti tanjakan turunan curam, jalan berbatu, jalan berpasir, jalan yang basah, jalan sempit yang banyak ditemui didaerah perbukitan, pegunungan, dan pesisir pantai. Kondisi demikian membuat Mobil Multiguna pedesaan yang telah ada tidak cukup hanya sebagai mobil yang dapat mengangkut sekaligus mengolah hasil pertanian, akan tetapi mobil akan lebih sempurna jika dirancang dapat melewati medan sulit yang ada secara optimal.

Untuk dapat melewati medan sulit yang optimal maka dengan spesifikasi penggunaan *engine* yang sama maka rancangan mobil yang baru dapat dilakukan pengurangan berat total kendaraan sehingga kendaraan lebih ringan. Kendaraan yang ringan memungkinkan Gaya dorong berlebih yang tersisa lebih besar sehingga kemampuan menanjak dan akselerasi mobil meningkat. Jalan pada umumnya dirancang memiliki *gradient* maksimal jalan kurang dari 7 % [4], akan tetapi untuk kasus khusus seperti daerah pegunungan di eropa seperti pada lokasi Turracher Höhe di Austria *gradient* kemiringan jalan bisa ditemui hingga 26 %. Pada perancangan ini diharapkan kendaraan mobil multiguna pedesaan dapat menanjak hingga *gradient* kemiringan 45% karena memang kondisi jalan yang masih buruk di daerah pedesaan di Indonesia.



Gambar 1. 2 Mobil Kawasaki Teryx [2]

Daerah operasi mobil pada daerah pedesaan membuat factor kebutuhan akan kecepatan yang diinginkan berbeda dengan mobil penumpang pada umumnya. Kendaraan yang dirancang untuk kebutuhan komersial seperti truk biasanya memiliki kecepatan maksimal yang rendah berkisar antara 70 – 80 km/jam [4]. Mobil yang dirancang pada tugas akhir ini ditentukan jika kecepatan maksimal yang dapat dibentuk hanya sebesar 80 km/jam saja, tentunya dengan kecepatan yang rendah. Diharapkan efektifitas dari penggunaan *engine* yang sama dapat meningkat.

Pada tugas akhir kali ini dilakukan sebuah perancangan dan analisa ulang mobil multiguna pedesaan dari awal menggunakan *engine* Sinjai 2 dan Mobil Kawasaki Teryx Gambar 1.2 sebagai referensi batasan dimensi *chassis*. Perancangan dilakukan terhadap komponen *Power Train* pada mobil multiguna pedesaan untuk memaksimalkan komponen *Power Train* sehingga dapat melalui medan atau jalan daerah terpencil lebih optimal.

## **I.2 Perumusan Masalah**

Permasalahan yang diteliti pada tugas akhir ini, antara lain :

1. Bagaimana menentukan rasio – rasio yang terdapat didalam komponen *Power Train* mobil Multiguna Pedesaan ?.
2. Bagaimana menentukan dimensi yang terdapat didalam komponen *Power Train* mobil Multiguna Pedesaan ?.
3. Bagaimana menentukan material yang terdapat didalam komponen *Power Train* mobil Multiguna Pedesaan ?.
4. Bagaimana rancangan sistem *Power Train* yang dapat digunakan untuk mobil Multiguna Pedesaan ?
5. Bagaimana pengaruh rancangan sistem *Powertrain* terhadap *Climbing Performance*, *Acceleration Performance*, dan *Adhesion Limit* pada Mobil Multiguna Pedesaan ?

## **I.3 Batasan Masalah**

Pembahasan masalah pada tugas akhir ini dibatasi oleh beberapa hal, antara lain :

1. Dimensi kendaraan yang digunakan, menggunakan referensi *chassis* Mobil Kawasaki Teryx yang digunakan sebagai batasan geometri tiap elemen mesin penyusun *Powertrain*.
2. Data Engine kendaraan yang digunakan, menggunakan referensi Mesin Sinjai 2.
3. Analisa kendaraan hanya berdasar bidang longitudinal.

4. Kendaraan tidak dalam kondisi menarik beban.
5. Kendaraan berpengerak roda belakang dan *4 Wheel Drive*.
6. Analisa dilakukan dengan variasi sudut kemiringan jalan melintang maksimal  $30^\circ$ .
7. Analisa dilakukan dengan variasi berat kendaraan kosong dan maksimal mobil.
8. Perhitungan hanya dilakukan saat *engine* menjalankan kendaraan saja tidak dipengaruhi kinerja alat produksi.

#### **I.4 Tujuan Penelitian**

Tujuan pada tugas akhir ini, antara lain :

1. Menentukan rasio – rasio yang terdapat didalam komponen *Power Train* mobil Multiguna Pedesaan.
2. Menentukan dimensi yang terdapat didalam komponen *Power Train* mobil Multiguna Pedesaan.
3. Menentukan material yang terdapat didalam komponen *Power Train* mobil Multiguna Pedesaan.
4. Merancang sistem *Power Train* yang dapat digunakan untuk mobil Multiguna Pedesaan.
5. Mengetahui pengaruh rancangan sistem *Powertrain* terhadap *Climbing Performance*, *Acceleration Performance*, dan *Adhesion Limit* pada Mobil Multiguna Pedesaan.

#### **I.5 Manfaat Penelitian**

Adapun manfaat penelitian dari tugas akhir ini antara lain

:

1. Menawarkan konsep rancangan Mobil Multiguna pedesaan yang lebih handal dalam melewati medan jalan pedesaan untuk nantinya dapat digunakan sebagai kendaraan pedesaan di Indonesia.



2. Membantu mempermudah masyarakat pedesaan dalam menjalankan aktivitas pertanian dan perikanan.
3. Sebagai acuan dan riset penelitian selanjutnya.

### **I.6. Sistematika Laporan**

Sistematika penulisan dibagi dalam beberapa bab sebagai berikut:

1. Bab 1 Pendahuluan, bab ini berisi latar belakang dari penelitian, rumusan masalah, batasan masalah, manfaat, dan sistematika penulisan laporan.
2. Bab 2 Dasar Kajian Pustaka, bab ini berisi dasar – dasar ilmu yang mendukung pengerjaan tugas akhir.
3. Bab 3 Metodologi, bab ini berisi urutan langkah – langkah analisa cara penghitungan daya maksimal dari kendaraan multiguna pedesaan.
4. Bab 4 Analisa dan Pembahasan Data berisi contoh perhitungan dan pembahasan data hasil perhitungan serta pemodelan sistem kendaraan Multiguna Pedesaan
5. Bab 5 Kesimpulan dan Saran, berisi kesimpulan dari penelitian yang telah dilakukan serta saran – saran untuk membuat penelitian ini lebih baik.

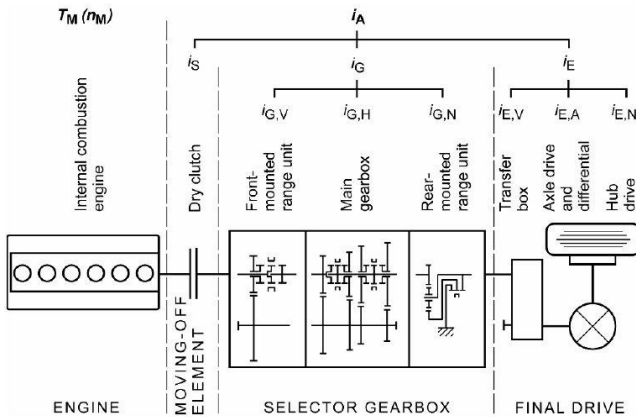
*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **II.1. Sistem Drive Train**

Komponen penyalur daya (*Drive Train*) adalah sekelompok komponen kendaraan yang untuk menyalurkan dan merubah daya dan torsi mekanis yang dihasilkan mesin menjadi gaya dorong atau gaya traksi yang terjadi pada bidang kontak roda penggerak dan jalan. Untuk dapat merubah dan menyalurkan daya dan torsi tersebut, Seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.1 umumnya komponen penyalur daya pada kendaraan terdiri dari: kopling, transmisi, poros propeller, gardan, poros penggerak, dan roda penggerak. Kopling dibutuhkan untuk menghubungkan atau melepaskan hubungan mesin dan transmisi dalam rangka merubah rasio gigi transmisi. Transmisi berfungsi untuk menyalurkan dan merubah torsi mesin sedemikian rupa untuk dapat menghasilkan gaya dorong sesuai dengan kebutuhan kendaraan. Rasio transmisi yaitu perbandingan putaran mesin masuk transmisi dengan putaran keluar transmisi sangat menentukan besar torsi poros yang keluar dari transmisi. Poros-propeller adalah poros yang menghubungkan poros keluar transmisi dengan gardan yang ada pada poros penggerak. Gardan yang ada pada poros penggerak berfungsi untuk dua hal yaitu: pertama untuk memungkinkan terjadinya perbedaan putaran antara roda penggerak kiri dan kanan pada saat berbelok, dan yang kedua adalah untuk meningkatkan torsi yang terjadi pada poros penggerak karena adanya rasio gardan. Rasio gardan adalah perbandingan putaran poros propeller yang masuk gardan dengan putaran poros penggerak sebagai keluaran gardan. Makin besar torsi yang dihasilkan pada poros penggerak akan dapat menghasilkan gaya dorong yang makin besar pula.

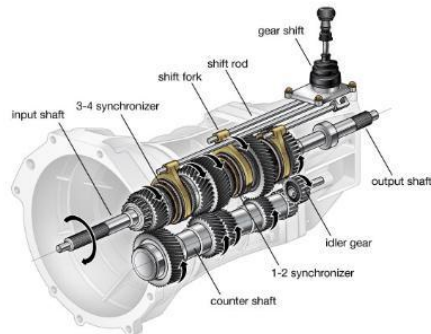


Gambar 2. 1 Komponen-komponen pembentuk sistem penyalur daya (*Drive Train*) [6]

### II.1.1. GearBox

Transmisi adalah sebuah mesin yang terdapat didalam sistem *PowerTrain*, fungsi dari transmisi adalah untuk mengatur power dari *engine*. Seringkali Transmisi diartikan sebagai *Gearbox* yang merupakan susunan komponen gear yang saling berkaitan. Susunan *gear* yang saling berkaitan yang tampak dalam Gambar 2.2 memiliki peran untuk merubah besaran kecepatan putaran engine dan torsi dari sumber *Power* lalu menyalurkan ke komponen lainnya.

Penggunaan paling umum dari komponen transmisi adalah pada kendaraan bermotor, dimana peran dari transmisi ini adalah untuk mengadaptasi putaran keluaran dari *internal combustion engine* ke dalam putaran roda kendaraan. Banyak *engine* yang bekerja pada putaran yang sangat tinggi, tentu kondisi ini sangat tidak sesuai dengan kebutuhan gerak kendaraan saat ingin berhenti, mengurangi dan mempercepat laju kecepatan.. Transmisi bekerja mengurangi kecepatan putaran roda dan meningkatkan torsi saat terjadi prosesnya.



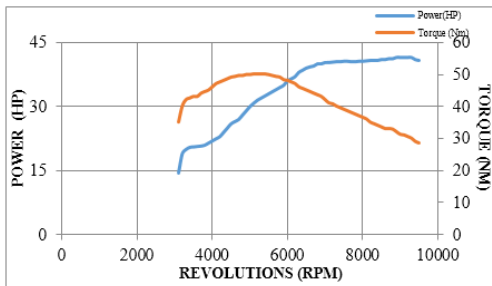
Gambar 2. 2 *GearBox* dengan Transmisi Manual 4 kecepatan dan *reverse* gear.[7]

Banyak jenis dari sistem transmisi yang memiliki berbagai macam *gear ratio* untuk memilih berbagai macam tingkatan kecepatan gigi, proses ini dapat berjalan dengan memilih tingkat kecepatan secara manual (*manual transmittion*) atau otomatis (*automatic transmittion*). Putaran *gear* yang memungkinkan kendaraan bergerak maju atau mundur (*forward and reverse*) juga terdapat dalam control sistem transmisi.

#### **II.1.1.1. Sistem Transmisi didalam mobil**

Didalam kendaraan bermotor biasanya komponen *gearbox* terpasang menempel dengan *crankshaft engine* terhubung dengan komponen *clutch, coupling*, atau *fly wheel engine*. Keluaran dari sistem transmisi *gearbox* terhubung dengan *driveshaft* dan *differential* yang memutar poros roda. Kebutuhan akan sistem transmisi didalam kendaraan bermotor disesuaikan dengan karakteristik dari *internal combustion engine*. Mesin pada umumnya bekerja pada kisaran putaran 600 rpm sampai 7000 rpm (*diesel* biasanya lebih rendah dan berbagai macam variasi lainnya) , sedangkan sebuah kendaraan biasanya hanya membutuhkan kecepatan putaran pada roda berkisar antara 0 rpm sampai 1800 rpm.

Menganalisa lebih jauh, Mesin menghasilkan besar Torsi dan daya yang tidak merata pada setiap putaran yang dihasilkan. Seringkali torsi terbesar dihasilkan saat mesin berada pada putaran rendah, sementara itu daya maksimal dibutuhkan saat kendaraan melaju pada kecepatan tinggi, ilustrasi dari torsi yang dihasilkan dapat dilihat pada Gambar 2.3. Jadi diperlukan sebuah sistem yang dapat merubah dan mengatur mesin sehingga dapat mensuplai torsi yang tinggi saat kendaraan melaju dengan kecepatan rendah dan mengoperasikan kendaraan sehingga masih dapat melaju saat kecepatan tinggi, disini sistem transmisi yang bertugas untuk mengaturnya.



Gambar 2. 3 Grafik perbandingan daya dan torsi.[8]

Didalam dinamika pergerakan sebuah mobil, saat mobil berjalan pada kecepatan rendah maka yang menjadi beban kendaraan untuk melakukan percepatan adalah *inertia* dari berbagai macam komponen *engine* dan *powertrain* serta *vehicular gross mass*, sedangkan pada saat mobil melaju pada kecepatan tinggi *wind resistance* menjadi beban yang dominan. Banyak gear dalam sistem transmisi yang digunakan dalam kendaraan atau truk terbuat dari bahan *cast iron*, selain terdapat juga bahan dari *aluminium* untuk memperingan berat kendaraan biasanya digunakan pada mobil. Biasanya komponen utama *shaft* penyusun sistem transmisi ini yaitu:

- *Mainshaft*
- *Countershaft*

- *Idler shaft*

*Mainshaft* merupakan poros yang keluar dari sistem transmisi, kedua ujungnya berhubungan dengan poros dari *engine/clutch* (input) dan ujung lainnya dengan *propeller shaft* (output) yang menggerakkan roda. *Front wheel drive* biasanya mempunyai *engine* dan sistem transmisi yang terpasang secara melintang, komponen *differential* terpasang menjadi satu dengan sistem transmisi.

### II.1.1.2. Sistem Transmisi Manual

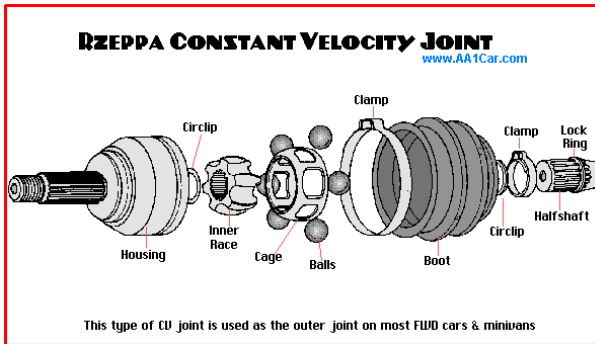
Sistem transmisi manual secara mendasar dibagi menjadi dua tipe yaitu:

- *Sliding-mesh / unsynchronized / non-synchronous*, sistem yang paling simple tetapi kasar, sistem ini terdiri dari beberapa pasangan *spur gear* yang berputar bebas, operator harus mencocokkan gigi supaya dapat berputar dan operator harus menyesuaikan kecepatan putaran gigi dengan kecepatan jalannya kendaraan supaya menghindari suara bising dan kerusakan tumbukan secara tiba – tiba pada komponen gigi.
- *Constant-mesh / synchronized / synchromesh*, tipe transmisi yang paling umum digunakan, susunan dari sistem ini adalah pasangan *helical gear* yang saling berputar, semua gigi berputar, tetapi gigi hanya dapat memutar *mainshaft* saat *synchronizer* bergerak sehingga *dogclutch* terkait sempurna. Komponen *cone clutch* berfungsi untuk menyamakan kecepatan putaran antara poros dan gigi yang berputar.

### II.1.2. Constant Velocity Joint dan Universal Joint

*Contant-velocity joints* atau *CV Joint* memungkinkan poros untuk menyalurkan tenaga putaran dengan perbedaan *variable angle* tetapi tetap dengan kecepatan yang konstan, serta tanpa menyebabkan peningkatan *friction* dan *backlash* yang signifikan. Komponen ini biasanya digunakan pada kendaraan

dengan sistem *front wheel drive* dan juga *rear wheel drive* yang menggunakan sistem *independent rear suspension*. Salah satu tipe dari *CV Joint* yang paling umum digunakan adalah tipe *Rzeppa Constant Velocity Joint* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.4.



Gambar 2. 4 Konstruksi *CV Joint* (*Rzeppa Constant Velocity Joint*) [9]



Gambar 2. 5 Contoh Konstruksi *Universal Joint* di dalam *Drive Shaft* [10]

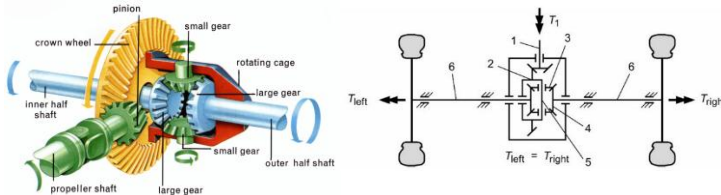
*CV Joint* memiliki konstruksi pelindung berupa karet atau yang disebut dengan *CV gaiter*, biasanya berisi oleh grease *molybdenum disulfide*. Jika terjadi keretakan atau pecah karet pada pelindung ini maka biasanya umur dari *CV Joint* akan berkurang secara signifikan. *Universal Joint* adalah sebuah komponen sambungan atau *coupling* batang yang *rigid*, tetapi memungkinkan gerakan menekuk pada batang poros ke segala arah. Seperti dilihat pada Gambar 2.5 Konstruksi dari *Universal Joint* adalah berupa engsel yang terdapat pin setiap 90 derajat dan terhubung dengan dua buah poros. Satu buah pasangan *Universal Joint* bukan termasuk *Constant Velocity Joint*.



### II.1.3. Differential

Pada kendaraan otomotif dan kendaraan beroda lainnya, *differential* memungkinkan roda paling luar pada kendaraan dapat berotasi lebih cepat dari pada roda pada bagian dalam. Hal ini sangat dibutuhkan oleh kendaraan saat melakukan manuver menikung, membuat roda berputar dengan kecepatan yang lebih besar mengikuti bentuk kurva dari belokan kendaraan. Rata – rata kecepatan antara roda yang bergerak lebih cepat dan lambat adalah sama dengan kecepatan putaran masuk poros. Semakin bertambahnya kecepatan suatu sisi roda juga akan mengurangi kecepatan putaran roda lainnya secara seimbang.

Konstruksi lebih jelas dalam differential dapat dilihat pada Gambar 2.6 .Didalam komponen *Differential* putaran poros masuk diteruskan oleh sebuah *pinion* yang melekat, lalu memutar *gear* dan mangkok *differential*. Pasangan *bevel gear* ini juga bekerja sebagai pereduksi kecepatan putaran yang memiliki rasio tertentu.



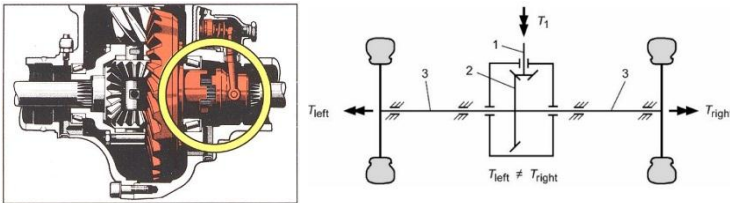
Gambar 2. 6 Kontruksi *automotive differential* [11] dan *single-stage axle drives* [6]

#### II.1.3.1. Locking Differential

*Locking differential* adalah sebuah variasi dari salah satu jenis *differential*. *Locking differential* memungkinkan untuk meningkatkan traksi kendaraan jika dibandingkan dengan *differential* standar (*open*). Bekerja dengan memperketat setiap pasangan 2 roda dengan menyamakan kecepatan putaran, tanpa memperhatikan traksi yang akan dihasilkan dan nilai *resistance* pada setiap roda.

*Locking differential* dapat memberikan keuntungan dalam segi traksi tetapi hanya pada saat setiap pasangan roda memiliki

perbedaan torsi dan kecepatan putaran yang jauh berbeda. Semua dampak yang terjadi dengan penggunaan *lock differential* berlaku pada semua komponen yang umum terdapat pada 3 posisi yaitu, 2 disetiap *axle shaft* dan 1 pada pusat antara poros bagian depan dan belakang (pada sistem *all wheel drive*). Pada Gambar 2.7 tampak mekanisme manual dari sistem *lock* sehingga seolah - olah transfer putaran dan torsi yang terjadi tanpa melalui sistem *differential*.



Gambar 2. 7 Konstruksi *Lock differential* tipe manual [12] [6]

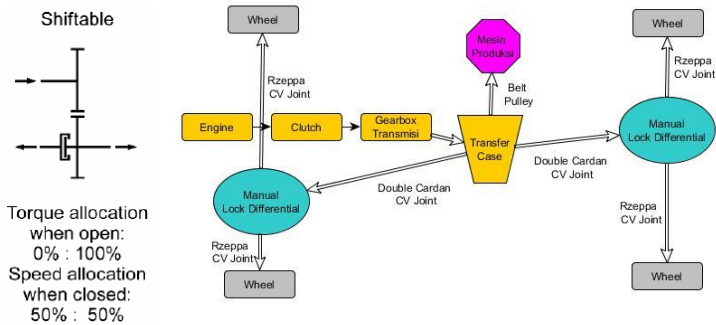
Berbagai macam tipe dari *lock differential* diantaranya:

- *Automatic Lockers*
- *Selectable Lockers*:
  - *Compressed air (pneumatic)*
  - Kabel beroperasi secara *Mechanics*
  - *Electromagnetic / Solenoid*

## II.2. Mobil dengan sistem *4 Wheel Drive (4WD)* dengan modifikasi *Transfer Case*

Mobil dengan sistem *all wheel drive* adalah mobil dengan sistem *powertrain* yang memungkinkan semua roda pada mobil dapat menyalurkan tenaga putaran mesin. Mobil multiguna pedesaan membutuhkan sumber tenaga putaran dari mesin untuk menggerakkan peralatan produksinya. Oleh karena itu dibutuhkan sebuah alat yang dapat merubah jalur tenaga dari mesin yang semula untuk menggerakkan roda dipindahkan untuk menggerakkan alat produksi pada kendaraan mobil multiguna. *Transfer Case* yang telah dimodifikasi dirancang untuk memungkinkan perpindahan mode 2WD ke 4WD serta

perpindahan tenaga engine ke alat produksi seperti tampak pada Gambar 2.8.



Gambar 2. 8 Transfer Case tipe *Shiftable* [6] dan Skema Mobil Multiguna pedesaan 4WD dengan modifikasi Transfer Case.

### II.3. Dinamika Kendaraan

Gaya dorong kendaraan juga umum disebut sebagai gaya traksi yang terjadi pada roda penggerak kendaraan untuk melawan segala hambatan pada kendaraan. Hambatan yang harus dilawan oleh gaya dorong tersebut adalah hambatan angin, hambatan rolling, hambatan tanjakan, hambatan inerti, dan hambatan dari beban yang mungkin ditarik oleh kendaraan.

Pemilihan roda penggerak juga sangat menentukan gaya traksi maksimum yang dapat dihasilkan dan secara langsung dapat mempengaruhi kinerja traksi kendaraan. Secara umum roda penggerak yang dipilih agar dapat menghasilkan gaya traksi maksimum adalah roda yang menerima gaya normal yang lebih besar. Kendaraan penumpang umumnya mempunyai penggerak belakang karena gaya normal yang terjadi pada roda belakang lebih besar dari roda depan. Kendaraan sedan dan kendaraan sport yang memerlukan kemampuan manuver yang lebih cenderung menggunakan roda depan sebagai roda penggerak. Hal itu disebabkan oleh karena kendaraan dengan penggerak roda depan lebih mudah dikendalikan saat manuver atau belok, dan lebih

menjamin kondisi *understeer*, serta dapat dipercepat pada saat belok tana mengakibatkan bahaya *oversteer* seperti pada kendaraan penggerak roda belakang.

Untuk kendaraan *off-road*, untuk dapat menjamin terjadinya gaya traksi yang optimal umimnya digunakan sistem penggerak 4 roda. Pada kendaraan ini baik roda depan maupun roda belakang sama – sama sebagai roda penggerak, hal ini akan lebih menjamin dapat terjadinya gaya dorong pada setiap roda yang menyentuh jalan. Hal tersebut sangat penting karena kendaraan *off – road*, artinya ia berjalan pada jalan yang tidak rata sehingga ada kemungkinan hanya roda depan atau roda belakang saja yang menyentuh jalan.

### II.3.1. Kebutuhan Daya Kendaraan

Sistem transmisi kendaraan mempertemukan kebutuhan antara *engine* dan *drive wheels*. Sistem transmisi mengadaptasi keluaran daya untuk kebutuhan akan daya dengan cara mengkonversi *torque* dan *rotational speed*. Kebutuhan daya pada *drive wheel* ditentukan dari *driving resistance* yang terdiri dari:

- *wheel resistance*  $F_R$ ,
- *air resistance*  $F_L$ ,
- *gradient resistance*  $F_{st}$  dan
- *acceleration resistance*  $F_a$ .

#### II.3.1.1. Wheel Resistance

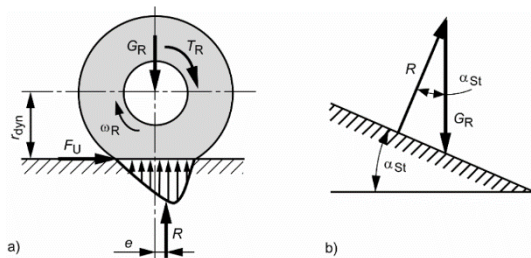
*Wheel Resistance* terdiri dari gaya hambat yang terjadi pada roda yang sedang berputar/ *rolling resistance* . Hambatan ini terdiri dari *rolling resistance*, *road surface resistance* dan *slip resistance*. Gambar 2.9 menunjukkan gaya dan torsi yang bekerja pada roda. Nilai integral dari distribusi tekanan luasan kontak memberikan reaksi gaya  $R$ . Nilai itu sama dengan beban yang diterima oleh roda  $G_r$ . Karena distribusi tekanan yang memiliki bentuk tidak simetris pada daerah kontak *rolling resistance*, maka titik aplikasi dari reaksi gaya  $R$  berada diepan sumbu roda dengan

jarak *eccentricity*  $e$ . Jika roda dalam kondisi perlambatan dan mendapat gaya dorongan oleh  $T_R$ , maka

$$T_R = F_U r_{dyn} + R_e \quad 2.1$$

Untuk roda yang berputar tanpa *drive torque* dan *braking torque* ( $T_R=0$ )

$$-F_U = \frac{e}{r_{dyn}} R \quad 2.2$$



Gambar 2. 9 a)Gaya dan Torsi pada Roda b) pada tanjakan atau turunan [6]

Jika diasumsikan Gaya *circumferential*  $-F_U$  bernilai sama dengan gaya *rolling resistance*  $F_{R,Roll}$  dan pada ketinggian permukaan  $R=G_R$ , maka

$$F_{R,Roll} = \frac{e}{r_{dyn}} G_R \quad 2.3$$

Pada perhitungan percobaan yang dilakukan terungkap jika *rolling resistance*  $F_{R,Roll}$  dan beban roda  $G_R$  memiliki hubungan yang linier. Hubungan ini dapat dinyatakan dengan rumus

$$F_{R,Roll} = f_R G_R \quad 2.4$$

Faktor  $f_R$  yang tidak memiliki dimensi ditetapkan sebagai *rolling resistance coefficient*. Dari persamaan 2.3 dan 2.4 didapatkan

$$f_R = \frac{e}{r_{dyn}} \quad 2.5$$

Tabel 2.1 menunjukkan nilai standar dari *rolling resistance coefficient* pada jalan *on* atau *off road*. *Rolling resistance* merupakan fungsi dari kecepatan, beban roda, tekanan ban dan tipe ban.

Perhitungan nilai *driving resistance* biasanya diasumsikan berjalan pada jalan lurus, permukaan kering, dan *rolling resistance* merupakan *wheel resistance* yang paling dominan, *wheel resistance* biasanya diasumsikan sama dengan *rolling resistance*. Maka dapat dikatakan jika :

$$F_R = F_{R,Roll} \quad 2.6$$

Saat kendaraan berjalan pada jalan yang miring atau turun dengan sudut kemiringan  $\alpha_{St}$  lihat Gambar 2.9, lalu

$$R = G_R \cos \alpha_{St} \quad 2.7$$

Tabel 2. 1 Referensi nilai dari *rolling resistance coefficient*  $f_R$ . Untuk kecepatan kendaraan dibawah 60 km/h,  $f_R$  dapat diasumsikan konstan [6]

Road surface	Rolling resistance coefficient $f_R$
<i>Firm road surface</i>	
Smooth tarmac road	0.010
Smooth concrete road	0.011
Rough, good concrete surface	0.014
Good stone paving	0.020
Bad, worn road surface	0.035
<i>Unmade road surface</i>	
Very good earth tracks	0.045
Bad earth tracks	0.160
Tracked tractor on acre soil	0.070–0.120
Clamp wheels on acre soil	0.140–0.240
Loose sand	0.150–0.300

Untuk kendaraan dengan massa  $m_f$ , dan *wheel resistance*  $F_R$  dapat dikatakan memiliki nilai yang sama dengan *rolling resistance* maka dapat disimpulkan,

$$F_R = f_R m_F g \cos \alpha_{St} \quad 2.8$$

Pada range kecepatan yang rendah, dalam perkiraannya maka *rolling resistance coefficient* dapat diasumsikan konstan. Sudut gradient  $\alpha_{St}$  dapat diabaikan dalam perjalanan yang normal dengan gradient tanjakan atau turunan kurang dari 10%. Dengan gradient 10%  $\alpha_{St} \approx 5.7^0$  dan disimpulkan  $\cos \alpha_{St} \approx 1$ . Terdapat hubungan gesekan antara ban dan permukaan jalan. *Transmittable force*  $F_U$  pada gambar 2.9 memiliki nilai yang sebanding dengan beban reaksi gaya yang diterima roda, dengan nilai maksimum:

$$F_{U,max} = F_{Z,max} = \mu_H R \quad 2.9$$

Traksi Maksimum  $F_Z$  antara ban dan permukaan jalan dibatasi oleh batas kelekatan/*adhesion limit*. Untuk bermacam perhitungan dinamis kendaraan nilai dari jari-jari roda dinamis  $r_{dyn}$  dapat dilihat pada table 3.3 [6]. Kondisi sitem penggerak kendaraan dengan tipe 2 *Wheel Drive* dan 4 *Wheel Drive* tentu memiliki dampka yang berbeda masing masing dapat dijabarkan:

$$F_{U,max} = F_{Z,max} = \mu_H Rr \quad 2.10$$

$$F_{U,max} = F_{Z,max} = \mu_H (Rr + Rf) \quad 2.11$$

Persamaan 2.10 untuk 2WD penggerak roda belakang dan persamaan 2.11 untuk tipe 4WD, dimana  $Rr$  dan  $Rf$  adalah Gaya Normal / Reaksi beban yang diterima oleh roda belakang dan depan.

### II.3.1.2. Air Resistance

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 :

$$F_L = \frac{1}{2} \rho_L c_W A v^2 \quad 2.12$$

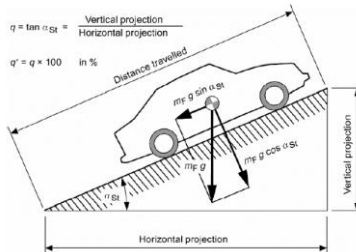
Hambatan udara yang terjadi merupakan fungsi *quadratic* dari *flow rate*. *Flow rate*  $v$  adalah penjumlahan dari kecepatan kendaraan  $v_F$  dan kecepatan komponen angin  $v_W$  pada arah sumbu *longitudinal* kendaraan. Hambatan udara dihitung dari produk *dynamic pressure*  $\frac{1}{2} \rho_L v^2$  dan penampang maksimal kendaraan  $A$  oleh *dimensionless drag coefficient*  $c_W$ . Pada kondisi tekanan 1.1013 bar, kelembapan relative 60% dan temperature 20°C massa jenis udara  $\rho_L = 1.199 \text{ kg/m}^3$ .

### II.3.1.3. Gradient Resistance

*Gradient resistance* berhubungan dengan gaya tanjakan atau gaya turunan dapat dilihat pada gambar 2.10 dan dihitung menggunakan beban yang bekerja pada Icenter of gravity kendaraan

$$F_{St} = m_F g \sin \alpha_{St} \quad 2.13$$

Gradien dari permukaan jalan  $q$  adalah proyeksi dari bidang vertical dan horizontal dari jalan, dapat dilihat pada gambar 2.3. Dalam perancangan jalan biasanya dihindari gradien yang memiliki nilai 7%.



Gambar 2. 10 Gaya yang bekerja pada kendaraan saat menanjak [6]

### II.3.1.4. Acceleration Resistance

Selain hambatan kendaraan terjadi pada kondisi gerakan *steady state* atau kecepatan konstan, gaya inersia juga terjadi saat



gerakan percepatan dan pengereman. Total massa dari kendaraan  $m_F$  dan massa inersia dari komponen-komponen yang berputar  $m_{red,i}$  yang bergerak dipercepat atau diperlambat akan mempengaruhi hambatan untuk melakukan percepatan, maka dapat dirumuskan :

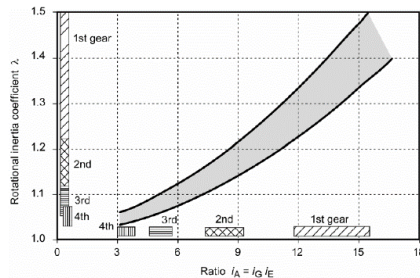
$$F_a = m_{red,i} a, \text{ dengan} \quad 2.14$$

$$m_{red,i} = m_F + \frac{\sum J_{red,i}}{r_{dyn}^2} \quad 2.15$$

Untuk menyederhanakan  $J_{red,i}$ . *Acceleration resistance* seringkali disederhanakan menjadi persamaan :

$$F_a = \lambda m_F a \quad 2.16$$

dimana  $\lambda$  adalah *rotational inertia coefficient*, yang mewakili proporsi dari massa total komponen yang berotasi. Referensi dari nilai *rotational inertia coefficient* dapat dilihat pada gambar 2.11.



Gambar 2. 11 Referensi *rotational inertia coefficient* untuk kendaraan penumpang [6]

### II.3.1.5. Total Driving Resistance

Traksi  $F_{Z,B}$  yang dibutuhkan pada roda yang berputar merupakan susunan gaya-gaya hambatan yang telah dijelaskan sebelumnya, maka dapat dirumuskan :

$$F_{Z,B} = F_R + F_{St} + F_L + F_a \quad 2.17$$

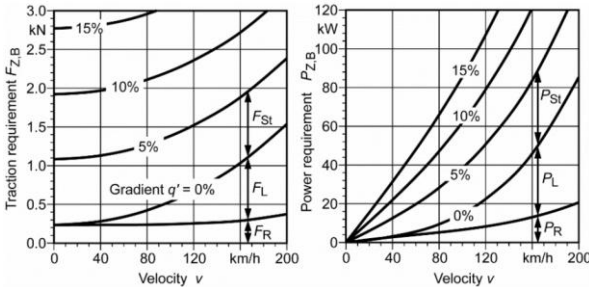
bersama dengan persamaan 2.8, 2.12, 2.13 dan 2.16, persamaan ini dapat dijabarkan menjadi:

$$F_{Z,B} = m_F g (f_R \cos \alpha_{St} + \sin \alpha_{St}) + \frac{1}{2} \rho_L C_W A v^2 \quad 2.18$$

persamaan ini juga dapat digunakan untuk mencari *power requirement*  $P_{Z,B}$  menggunakan:

$$P_{Z,B} = F_{Z,B} v \quad 2.19$$

Gambar 2.12 menunjukkan tiap – tiap hambatan dalam berkendara dari kelas menengah kendaraan penumpang, resultan dari traksi yang dibutuhkan dan daya yang dibutuhkan.



Gambar 2. 12 Traksi dan Daya yang dibutuhkan pada kendaraan [6]

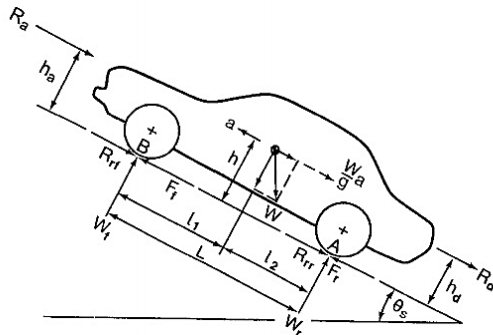
Mengambil *powertrain ratio*  $i_A$  dan *overall powertrain efficiency*  $\eta_{tot}$ , *Traction Available*  $F_{Z,A}$  pada roda dapat dihitung dari grafik karakteristik mesin maka didapatkan:

$$F_{Z,A} = \frac{P(n_M)}{v} \eta_{tot} = \frac{T(n_M) i_A}{r_{dyn}} \eta_{tot} \quad 2.20$$

Traksi yang dibutuhkan dan traksi yang tersedia pada kendaraan dapat dilihat pada Grafik Traksi.

### II.3.1.6. Gaya Normal pada Kendaraan 4WD

Adapun gaya – gaya yang bekerja dan posisi kerjanya pada kendaraan 2 poros saat berjalan menanjak ditunjukkan pada gambar 2.13 :



Gambar 2. 13 Semua gaya yang bekerja pada kendaraan 2poros [3]

dimana  $F_f$ ,  $F_r$  adalah gaya dorong pada roda depan dan belakang,  $R_{rf}$ ,  $R_{rr}$  adalah gaya hambat rolling pada roda depan dan belakang,  $W_f$ ,  $W_r$  adalah gaya reaksi normal jalan pada roda depan dan belakang,  $R_a$  adalah gaya hambat angin  $a$  adalah percepatan kendaraan,  $\theta$  adalah sudut tanjakan jalan,  $W$  adalah gaya berat total kendaraan,  $\frac{W}{g}a$  adalah gaya inersia untuk memberi percepatan pada kendaraan sebesar  $a$ ,  $h$  adalah posisi tinggi dari pusat massa kendaraan,  $h_a$  adalah posisi tinggi garis kerja dari gaya hambat aerodinamika ( $R_a$ ),  $h_r$  adalah posisi tinggi garis kerja dari gaya  $R_d$ .

Untuk memprediksi besarnya gaya dorong maksimum yang dapat didukung oleh kontak roda dan jalan, maka gaya normal pada roda depan dan belakang perlu dicari. Gaya normal dapat dihitung dengan menggunakan Gambar 2.13 dan dengan mengambil resultan momen dari titik A dan titik B.

- Dengan mengambil momen dari titik A maka didapat gaya normal ( $W_f$ ) tanpa menarik beban pada roda depan dengan rumus :

$$W_f = \frac{W.l_2 \cdot \cos \theta - R_a.h_a - h \cdot \lambda \cdot a \frac{W}{g} \pm W \cdot h \cdot \sin \theta}{L} \quad 2.21$$

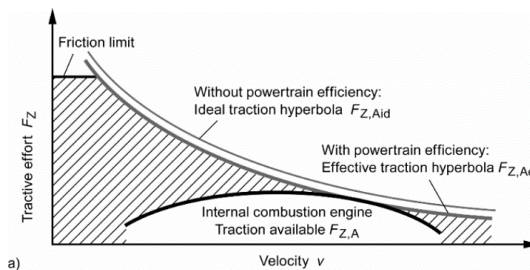
- Sedangkan mengambil momen dari titik B didapat gaya normal ( $W_r$ ) tanpa menarik beban pada roda belakang dengan rumus :

$$W_r = \frac{W \cdot l_2 \cdot \cos \theta + R_a \cdot h_a + h \cdot \lambda \cdot a \cdot \frac{W}{g} \pm W \cdot h \cdot \sin \theta}{L} \quad 2.22$$

dimana pada persamaan 2.21 bernilai  $+ W \cdot h \cdot \sin \theta$  untuk kendaraan dengan jalan turun, bernilai  $- W \cdot h \cdot \sin \theta$  untuk kendaraan dengan jalan naik dan pada persamaan 2.22 bernilai  $+ W \cdot h \cdot \sin \theta$  untuk kendaraan dengan jalan naik, bernilai  $- W \cdot h \cdot \sin \theta$  adalah untuk kendaraan dengan jalan turun.

### II.3.2. Konversi Daya : Memilih Rasio

Berdasarkan pada kebutuhan gerak dari kendaraan, maka dapat dikatakan bahwa pada kecepatan rendah diperlukan gaya dorong yang besar untuk dapat menghasilkan percepatan yang cukup besar atau untuk dapat menanjak yang cukup terjal. Pada kecepatan yang tinggi dimana percepatan sudah tidak diperlukan lagi, maka gaya dorong yang diperlukan hanya untuk melawan hambatan angin dan hambatan *rolling*. Dengan kebutuhan seperti diuraikan tersebut, maka secara ideal kebutuhan gaya dorong dapat digambarkan seperti Gambar 2.14

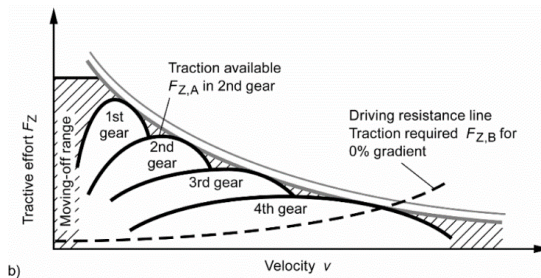


Gambar 2. 14 ICE tanpa *Gearbox* dan Gaya dorong yang dibutuhkan kendaraan [6]

Dengan melihat karakteristik torsi yang dihasilkan oleh baik mesin bensin atau mesin diesel maka dibutuhkan sistem transmisi sedemikian agar dapat disarming mentransmisikan

namun juga mentransformasikan torsi yang dihasilkan mesin untuk menjadi gaya dorong yang diperlukan oleh kendaraan.

Untuk menghasilkan torsi dan gaya dorong pada penggerak yang mengecil pada kecepatan semakin tinggi diperlukan perbandingan yang bertingkat. Sehingga kemampuan transmisi manual untuk mentransformasikan torsi yang dihasilkan oleh mesin menjadi torsi yang dibutuhkan pada roda penggerak untuk mendorong kendaraan adalah ditentukan 2 parameter penting, yaitu : perbandingan gigi dan tingkatan gigi transmisi. Umumnya makin banyak tingkatan transmisi, maka gaya dorong yang dihasilkan pada roda penggerak makin baik untuk dapat memenuhi kebutuhan gaya dorong kendaraan. Gambar 2.15 menunjukkan bagaimana gaya dorong yang dihasilkan pada masing – masing tingkatan transmisi dan pada setiap kecepatan kendaraan. Gabungan gaya dorong untuk seluruh tingkatan transmisi menghasilkan gaya dorong yang menurun untuk kecepatan yang semakin tinggi.



Gambar 2. 15 Transformasi ICE gaya dorong dengan *Gear Box* diagram traksi [6]

Untuk menghitung besar dari Torsi dan Kecepatan sudut dari setiap komponen digunakan persamaan :

- Pada komponen clutch dengan rumus:

$$\frac{n_M}{n_S} = \frac{T_S}{T_M} = i_S \quad 2.23$$

- Pada komponen tiap gigi transmisi dengan rumus :

$$\frac{n_S}{n_{G,z}} = \frac{T_{G,z}}{T_S} = i_{G,z} \quad 2.24$$

- Pada komponen *differential* dan *shaft axle wheel* dengan rumus :

$$\frac{n_{G,z}}{n_E} = \frac{T_E}{T_{G,z}} = i_E \quad 2.25$$

dimana  $n_M, n_S, n_{G,z}, n_E$  (rpm) adalah putaran *engine, clutch*, gigi ke-z dan *axle wheel*.  $T_M, T_S, T_{G,z}, T_E$  (Nm) adalah Torsi *engine, clutch*, gigi ke-z dan *axle wheel*. Sedangkan  $i_M, i_S, i_{G,z}, i_E$  adalah rasio *engine, clutch*, gigi ke-z dan *differential / axle wheel*.

Untuk menghitung kecepatan kendaraan dapat digunakan rumus :

$$v = \frac{2 \pi r_{dyn} n_E}{60} \quad 2.26$$

dimana  $v$  adalah kecepatan pada roda kendaraan (m/s),  $r_{dyn}$  adalah *radius dynamic* roda (m), dan  $n_E$  adalah putaran pada drive wheel axle (rpm)

### II.3.2.1. Rasio pada *Powertrain*

Pada kendaraan *internal combustion engine*, konversi output antara *engine* dan roda dicapai dengan mengkombinasikan peran pemasangan *powertrain*. Gambar 2. 1 menunjukkan hirarki struktur berbagai rasio yang terdapat pada sistem *powertrain*, dimulai dengan *total powertrain ratio*  $i_A$ . Total rasio dari *powertrain* terdiri dari *ratio of the moving element*  $i_S$ , *ratio* dari transmisi  $i_G$  dan *final ratio*  $i_E$ ,

$$i_A = i_S i_G i_E \quad 2.27$$

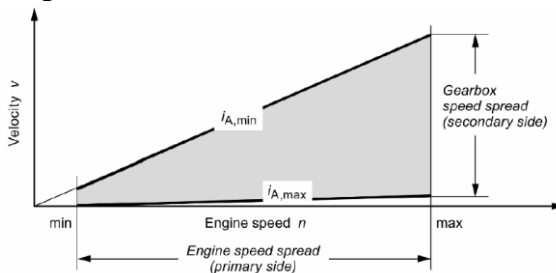
### II.3.2.2. *Total ratio* dan *Overall Gear Ratio*

*Powertrain* memberikan berbagai tingkatan rasio antara kecepatan *engine* dan roda yang memungkinkan kendaraan untuk :

- Bergerak dengan kondisi yang sulit
- Mencapai kecepatan maksimum
- Beroperasi pada range efisiensi bahan bakar pada peta performa *engine*.

*Maximum ratio*  $i_{A,max}$  dibutuhkan untuk ditetapkan pada kondisi pertama. Kondisi kedua dengan menentukan *Maximum road speed ratio*  $i_A(v_{max,th})$ . *Smallest powertrain ratio*  $i_{A,min}$  diberikan pada kondisi ketiga. Gambar 2.16 menggambarkan persebaran kecepatan oleh sistem transmisi dengan grafik kecepatan melawan putaran *engine*. Keseluruhan rasio *gear* yang lebar penting untuk kendaraan penumpang yang berat dengan *engine* yang powerful dan *drag coefficient* yang rendah, kendaraan tersebut membutuhkan:

- *Stall ratio*  $i_{A,max}$  yang tinggi untuk memulai bergerak dan berakselerasi
- *Minimum ratio*  $i_{A,min}$  yang rendah yang bekerja pada putaran mesin rendah saat melewati jalan tol sehingga menghemat bahan bakar.



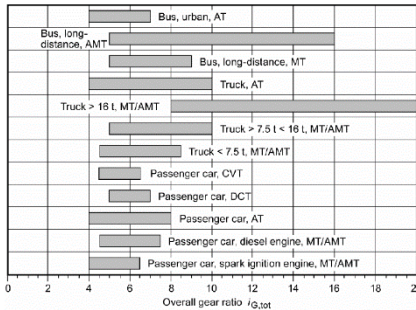
Gambar 2. 16 Grafik Kecepatan/ Puratan *engine* pada *overall gear ratio* [6]

### II.3.2.3. Overall Gear Ratio $i_{G,tot}$

*Overall Gear Ratio* dari sistem transmisi seringkali disebut juga sebagai *range of ratio* , yang merupakan rasio antara *largest* dan *smallest ratio*,

$$i_{G,tot} = \frac{i_{G,max}}{i_{G,min}} = \frac{i_1}{i_z}, \text{ dengan gigi } n = 1 \text{ sampai } z \quad 2.28$$

*Overall gear ratio* bergantung pada, spesifikasi dayan yang dihasilkan kendaraan, batasan kecepatan putaran *engine*, dan tujuan penggunaan kendaraan. Referensi dari penggunaan *overall gear ratio* dari berbagai jenis kendaraan dapat dilihat pada gambar 2.17



Gambar 2. 17 Referensi nilai *overall gear ratio* dari berbagai jenis kendaraan [6]

### II.3.2.4. Memilih *Largest Powertrain Ratio* $i_{A,max}$

Kebutuhan traksi terbesar harus diketahui dari penentuan nilai rasio gigi dengan menggandakan torsi yang terbesar. Batas dari *friction* atau bisa disebut gaya maksimal yang dapat didukung oleh ban dan jalan sebagai batasan fisik dan dan harus dihitung dengan mempertimbangkan besar  $F_{Z,A}$  pada permukaan di roda,

$$F_{Z,A} \leq F_{Z,max} = \mu_H R \quad 2.29$$

Hambatan udara dapat diabaikan pada kecepatan saat gigi rendah. Pada kondisi kesetimbangan roda harus dapat memenuhi kebutuhan maksimal kendaraan dengan kondisi akselerasi, gradient, permukaan jalan, dan beban kendaraan:

$$\begin{aligned} & \text{Maximum traction available } F_{Z,A} = \\ & \text{Maximum traction required } F_B \end{aligned}$$



$$T_{M,max} i_{A,max} \eta_{tot} \frac{1}{r_{dyn}} = m_F g (f_R \cos \alpha_{St} + \sin \alpha_{St}) + m_F \lambda a \quad 2.30$$

*Largest ratio*  $i_{A,max}$  dapat juga disebut sebagai *stall torque ratio*, nilai bergantung pada spesifikasi rating daya kendaraan. Dua kondisi ekstrem yang dapat dianalisa dari kondisi ini adalah:

- *Maximum gradient* yang dapat ditempuh oleh kendaraan saat kondisi akselerasi  $a = 0 \text{ m/s}^2$ . (*Climbing performance*)
- *Maximum acceleration* pada bidang permukaan datar. (*Acceleration performance*)

*Stall Torque* untuk kendaraan penumpang dan kendaraan komersil dapat dirancang dengan nilai *maximum gradability*, dari persamaan 2.30 didapat,

$$i_{A,max} = \frac{r_{dyn} m_F g (f_R \cos \alpha_{St} + \sin \alpha_{St})}{T_{M,max} \eta_{tot}} \quad 2.31$$

*Climbing performance*  $q'_{max}$  dengan gradient lebih dari 50% dibutuhkan untuk kendaraan penumpang saat muatan kosong, hal ini untuk memastikan kendaraan dapat menderek sebuah trailer dengan mudah. *Acceleration Performance* tidak hanya bergantung pada *stall ratio* tapi juga dengan derajat seberapa dekat rasio gigi dengan kebutuhan *hyperbola* traksi.

### II.3.2.5. Memilih *Smallest Powertrain ratio* $i_{A,min}$

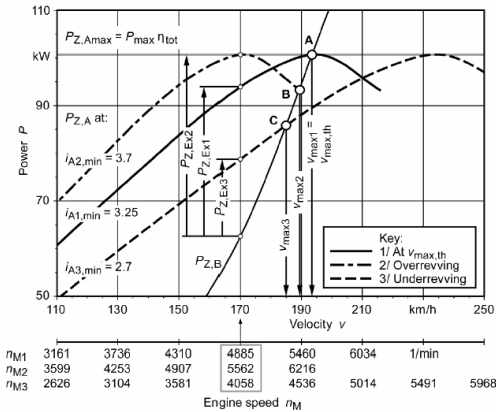
Dengan asumsi tidak slip yang terjadi pada *powertrain* dan pada permukaan kontak roda dengan jalan maka kecepatan maksimal dapat dicapai pada kecepatan maksimal putaran *engine*, lalu *smallest powertrain ratio* dapat diperoleh dengan,

$$i_{A,min} = \frac{3.6 \frac{\pi}{30} n_{M,max} r_{dyn}}{v_{max}} \quad 2.32$$

dimana  $n_{M,max}$  dalam 1/min,  $r_{dyn}$  dalam m dan  $v_{max}$  dalam km/h.

untuk kendaraan komersil batasan dari kecepatan maksimal adalah aturan kecepatan kendaraan maksimal yang diijinkan oleh aturan setempat. Sedangkan untuk kendaraan penumpang banyak cara untuk menentukan rasio minimal beberapa diantaranya adalah :

- $V_{max}$  – optimum design:  $i_{A,min} = i_A(v_{max,th})$ ,
- Overrevving design
- Underrevving design



Gambar 2. 18 Memilih ratio gigi paling atas untuk kendaraan penumpang. Daya yang berlebih dan putaran engine diamati pada kecepatan 170km/h [6]

Ketiga proses penentuan perancangan tersebut dapat lebih jelas terlihat pada gambar 2.18

*Final Ratio*,  $i_E$  dipilih untuk menyesuaikan karakter pengendalian dan konsumsi bahan bakar yang biasanya penting untuk kendaraan komersil. *Final Ratio* dengan tipe *single stage* biasanya memiliki range  $2 \leq i_E \leq 7$ . Jika menginginkan rasio yang lebih besar dapat menambahkan stage rasio pada komponen *final drive*.

### II.3.2.6. Memilih Intermediate Gears

Hubungan antara 2 buah rasio gigi yang berdekatan, atau yang disebut sebagai *gear step  $\phi$* , adalah :

$$\varphi = \frac{i_{n-1}}{i_n} \leq \frac{n_{max}}{n(T_{max})} \quad 2.33$$

Langkah transmisi harus cukup besar untuk memungkinkan gigi yang lebih rendah *lower gear* ( $n-1$ ) untuk berpasangan ketikan torsi maksimal *engine* dicapai pada *gear*  $n$ , tanpa melebihi putaran *engine* maksimal  $n_{max}$ . Beberapa aspek yang diperhatikan dalam menentukan pemilihan *gear ratio* adalah :

- Semakin banyak jumlah gigi, maka semakin baik mesin dapat mencapai efisiensi dengan menempel *traction hyperbola*. Tetapi semakin banyaknya jumlah gigi semakin banyak dilakukan *gearshifting*, menambah berat dan ukuran *gearbox*.
- Gigi terendah dapat menempuh perbandingan jarak yang kecil, khususnya pada kendaraan untuk penumpang.
- Perbandingan jarak yang ditempuh oleh setiap gigi bergantung pada, *specific power output*, profil dari jalan, kondisi kepadatan laulintas, dan kebiasaan pengendara.
- *Gear step*  $\varphi$  yang lebih kecil, membuat lebih mudah dan nyaman saat melakukan gerakan *gearshift* .

Dua metode untuk menghitung *gear step* yang terbukti efektif dalam praktek dilapangan antara lain :

- *Geometrical gear step*  
 Dalam merancang *gear step*  $\varphi$  antara individu *gear* selalu memiliki nilai teori perhitungan yang sama, sebagai berikut,

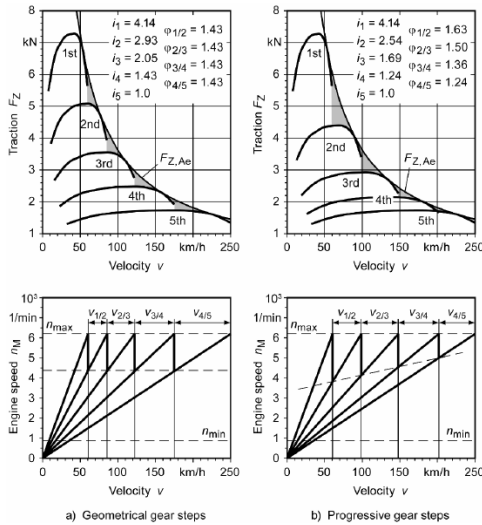
$$\varphi_{th} = \sqrt[z-1]{i_{G,tot}} \quad 2.34$$

Rasio dari gigi individu  $n=1$  sampai  $z$  didapatkan dengan persamaan:

$$i_n = i_z \varphi_{th}^{(z-n)} \quad 2.35$$

Bentuk Profil kecepatan yang dibentuk menggunakan *Geometrical step* dapat dilihat pada gambar 2.19. *Geometrical step* umumnya dipakai pada *gearbox* kendaraan komersil.

- *Progressive gear step*  
*Progressive gear step* biasanya digunakan pada kendaraan penumpang, dengan *Gear* yang lebih besar dan *gear step* yang lebih kecil. Gambar 2.19 menunjukkan bagaimana profil kecepatan menggunakan *Progressive gear step*.



Gambar 2. 19 *Gear step*. Efek pada diagram traksi dan kecepatan a) *geometrical* b) *progressive* [6]

Dengan *overall gear ratio*  $i_{G,tot}$  dan *progression factor*  $\phi_2$  yang telah ditentukan, maka *base ratio change*  $\phi_1$  dapat dihitung dengan :

$$\phi_1 = z^{-1} \sqrt{\frac{1}{0.5(z-1)(z-2)}} i_{G,tot} \tag{2.36}$$

Nilai rasio  $i_n$  pada gear  $n = 1$  sampai  $z$  dapat dicari dengan persamaan :

$$i_n = i_z \varphi_1^{(z-n)} \varphi_2^{0.5(z-n)(z-n-1)} \quad 2.37$$

Nilai yang biasanya akan muncul adalah  $\varphi_1 = 1.1$  sampai  $1.7$  dan  $\varphi_2 = 1.0$  sampai  $1.2$ .

### II.3.3 Diagram Traksi

*Acceletarion* dan *climbing performance* pada bermacam variasi rasio pada gigi harus dicek. Pada diagram traksi, gambar 2.20 , *traction availaible* pada setiap gigi dan *traction requaried* pada bermacam gradien di plot pada kecepatan kendaraan.

*Traction Available* mengalami pengurangan karena *powertrain efficiency*,  $\eta_{tot}$ . *Excess Traction*  $F_{Z,Ex}$  dapat dihitung dengan rumus:

$$F_{Z,Ex} = F_{Z,A} - F_{Z,B} = F_{Z,A} - F_R - F_{St} - F_L - F_a \quad 2.38$$

$$F_{Z,Ex} = \frac{T^{(n_M)} i_A}{r_{dyn}} \eta_{tot} - m_F g (f_R \cos \alpha_{St} + \sin \alpha_{St}) - \frac{1}{2} \rho_L c_W A v^2 - m_F \lambda a \quad 2.39$$

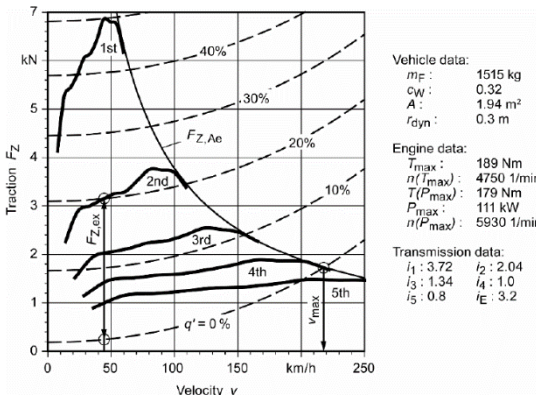
Untuk mengintreperensasikan *climbing* dan *acceleration performance* dari kendaraan, *Excess ower available* pada titik operasi tinjauan /  $F_{Z,Ex}$  dapat dituliskan menjadi 2 bagian. Untuk mendapatkan *climbing performance* selama kendaraan mengalami perlambatan saat menanjak digunakan,

$$F_{Z,Ex} = F_{Z,A} - F_R - F_L = m_F g \sin \alpha_{St} \quad 2.40$$

Maka untuk mendapatkan nilai tanjakan maksimal yang dapat ditempuh kendaraan digunakan,

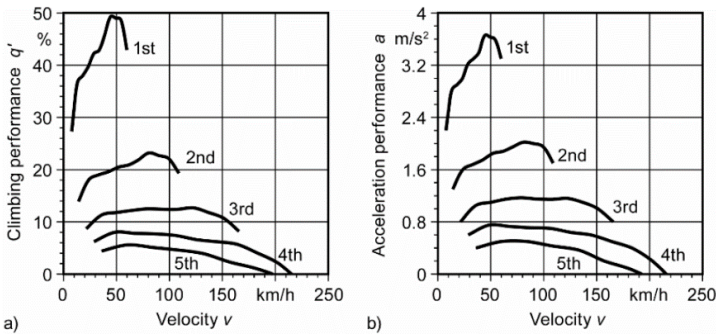
$$\sin\alpha_{st,max} = \frac{F_{Z,ex}}{m_F g}$$

2.41



Gambar 2. 20 Diagram traksi dengan kurva variasi gradient pada kendaraan penumpang [6]

*Climbing performance* pada tiap gigi pada kecepatan tertentu dapat dilihat pada gambar 2.21.



Gambar 2. 21 Performance diagram [6]

Untuk mencari mencari *acceleration performance* selama kendaraan bergerak pada permukaan yang datar dapat menggunakan rumus :

$$F_{Z,Ex} = F_{Z,A} - F_R - F_L = m_f \lambda a$$

2.42

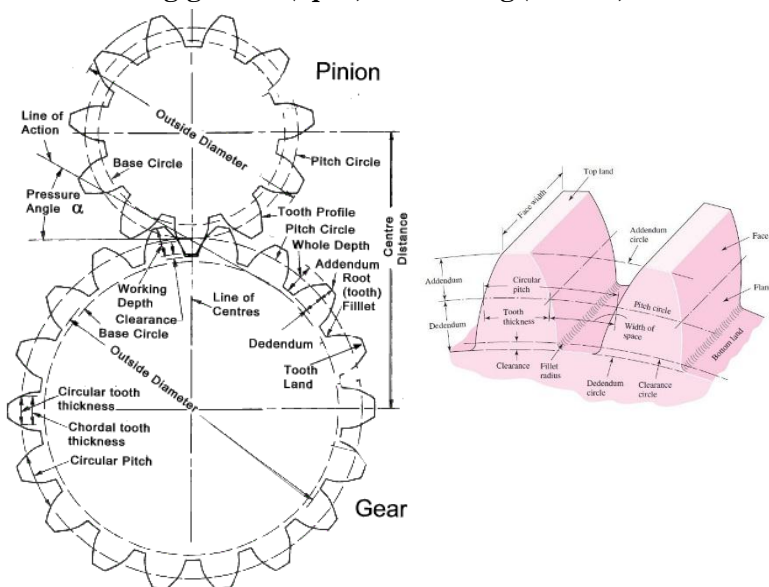
Untuk mencari *maximum acceleration* pada permukaan datar ( $\alpha_{St} = 0^0$ ) dapat diperoleh dengan,

$$a_{max} = \frac{F_{Z,Ex}}{m_F \lambda_n} \quad 2.43$$

dimana  $\lambda_n$  adalah *gear dependent coefficient* dari inersia yang berotasi. *Coefficient rotational Inersia* dapat memiliki nilai yang cukup tinggi pada gigi pertama, jadi mungkin akselerasi akan lebih baik pada gigi ke2.

## II.4. Komponen di dalam Sistem Drive Train

### II.4.1 Roda gigi lurus (*Spur*) dan miring (*Helical*)



Gambar 2. 22 Bagian – bagian dan profil gigi pada *Spur Gear* [6] [5]

Roda gigi lurus merupakan jenis roda gigi yang paling banyak digunakan Fungsi dari roda gigi lurus ini adalah untuk mentransmisikan daya dan gerak pada dua poros yang sejajar.

Bagian dari pasangan roda gigi yang berfungsi untuk menggerakkan roda gigi pasangannya disebut pinion. Sedangkan pasangan roda gigi yang digerakkan disebut gear. Bagian – bagian dan penamaan dari pasangan roda gigi dan profil gigi pada Spur Gear dapat dilihat pada Gambar 2.22.

*Spur Gear* digunakan pada kondisi aplikasi kecepatan putaran yang rendah dan dimana masalah kebisingan / *noise* tidak menjadi masalah bahan pertimbangan perancangan. Penggunaan *Helical Gear* berdasar pada kondisi aplikasi yang memiliki kecepatan putaran yang tinggi, Penyaluran daya yang besar dan tingkat kenyamanan tingkat kebisingan yang sangat dipertimbangkan. Pada penggunaan *Helical Gear* dapat ditentukan jika kecepatan kerja *pitch line velocity* melebihi 5000 ft/min atau dalam satuan kecepatan putaran sudut pada pinion melebihi 3600rpm.

#### II.4.1.1. *Diametral Pitch, P*

*Diametral Pitch* adalah jumlah gigi tiap inci lengkungan roda gigi. *Diametral pitch* dirumuskan sebagai jumlah gigi dibagi dengan *diameter pitch circle* – nya. Dimana  $P$  adalah *diametral pitch* (jumlah gigi/inch lengkung),  $N_t$  adalah jumlah gigi (buah) dan  $d$  adalah *diameter pitch circle* (in).

$$P = \frac{N_t}{d} \quad 2.44$$

#### II.4.1.2. *Circular Pitch, p*

*Circular pitch* adalah jarak gigi yang diukur pada *pitch circlenya* yaitu jarak satu titik pada gigi sampai titik pada gigi berikutnya pada kedudukan yang sama. *Circular pitch* dirumuskan sebagai berikut :

$$P = \frac{\pi d}{N_t} \quad 2.45$$



dimana,  $p$  adalah *circular pitch* (in),  $d$  adalah *diameter pitch circle* (in), dan  $N_t$  adalah jumlah gigi (buah). Hubungan antara *Circular Pitch* dengan *Diametral Pitch* adalah :

$$P = \frac{\pi}{p} \quad 2.46$$

#### II.4.1.3. Center of Distance

*Center of Distance* adalah jarak antar sumbu poros pada roda gigi. *Center of Distance* dirumuskan sebagai :

$$c = \frac{d_p + d_g}{2} \quad 2.47$$

dimana,  $c$  adalah jarak titik pusat sepasang roda gigi (in),  $d_p$  adalah *diameter pinion* (in), dan  $d_g$  adalah *diameter gear* (in).

#### II.4.1.4. Velocity Ratio

*Velocity Ratio* ( perbandingan kecepatan ) pada *spur gear* adalah sebagai berikut :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{N_{t2}}{N_{t1}} = \frac{d_2}{d_1} \quad 2.48$$

dimana  $i$  adalah *velocity ratio*,  $\omega$  adalah kecepatan sudut (rad/s),  $n$  adalah kecepatan keliling (rpm),  $N_t$  adalah jumlah gigi (buah), dan  $d$  adalah *diameter pitch circle* (in).

#### II.4.1.5. Torsi Yang Diterima Roda Gigi

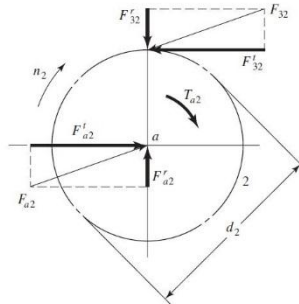
Ketika pasangan roda gigi berputar, maka akan terjadi torsi pada roda gigi tersebut. Torsi yang diterima oleh roda gigi dirumuskan sebagai berikut :

$$T = \frac{Px63000}{n} \quad 2.49$$

dimana  $P$  adalah daya *input* yang diberikan oleh motor pada poros (hp),  $T$  adalah torsi yang diterima oleh roda gigi (lb.in), dan  $n$  adalah putaran roda gigi (rpm).

#### II.4.1.6. Gaya-Gaya Pada Roda Gigi

Gaya yang diterima oleh sebuah gigi bila hanya satu pasang gigi yang bersentuhan akan mengarah normal terhadap permukaan gigi dan sejajar dengan garis kerja. *Vektor* gaya yang bekerja pada roda gigi dapat dilihat pada Gambar 2.23.



Gambar 2. 23 Vektor Gaya pada Roda Gigi [5]

Yang dimaksud  $F_{32}/F_n$  adalah gaya normal yang ditimbulkan oleh gigi pada roda gigi yang digerakkan terhadap gigi roda gigi penggerak (lb).  $F_{32}/F_n$  dapat diproyeksikan pada arah tangensial (gaya tangensial,  $F_{32}^t/F_t$ ) dan arah radial (gaya radial,  $F_{32}^r/F_r$ ).

$$F_t = F_n \cos \varphi \quad 2.50$$

$$F_r = F_n \sin \varphi \quad 2.51$$

dimana  $\varphi$  adalah sudut tekan.

### II.4.1.7. Torsi Yang Diakibatkan Oleh Gaya Normal

Untuk menghitung torsi yang diakibatkan oleh gaya normal digunakan persamaan sebagai berikut:

$$T = F_n \frac{d}{2} \cos\phi = F_t \frac{d}{2} \quad 2.52$$

dimana  $d$  adalah *diameter pitch* roda gigi (in).

### II.4.1.8. Kecepatan *Pitch Line*

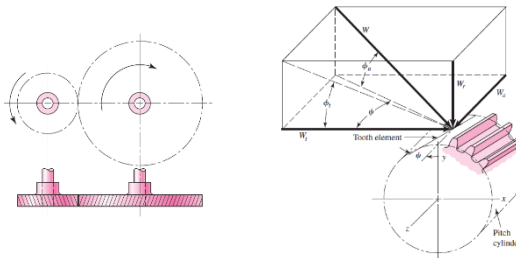
Kecepatan *pitch line* merupakan kecepatan tangensial yang dialami roda gigi. Untuk menghitung besarnya kecepatan *pitch line* digunakan persamaan di bawah ini :

$$V_p = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{12} \quad 2.53$$

dimana  $V_p$  adalah kecepatan *pitch line* (ft/menit) , dan  $d$  adalah *diameter pitch* roda gigi (in).

### II.4.1.9 Roda Gigi Miring (*Helical*)

Roda gigi Miring adalah bentuk pengembangan dari Roda Gigi Lurus atau Spur gear sperti tampak pada Gambar 2.24 Hanya saja pada Giginya membentuk sudut kemiringan. Untuk mempermudah pemahaman perlu dipahami terlebih dahulu tentang istilah – istilah dimensi dan besaran yang dibutuhkan untuk menghitung atau menganalisa Roda Gigi.



Gambar 2. 24 Profil Gigi pada *Helical Gear* dan gaya yang bekerja [5]

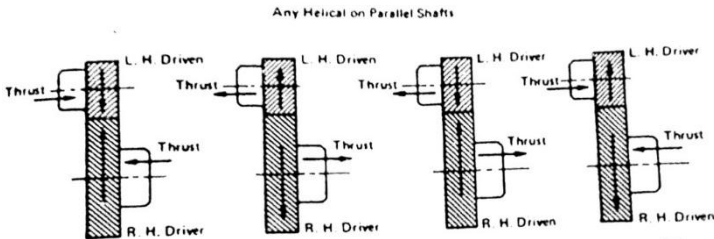
Diambil penjelasan dari Spur Gear untuk memudahkan pemahaman lebih lanjut tentang Helical Gear.

- Gaya tangensial gear,  $F_t$

$$F_t = F_n \cos \phi_n \cos \psi \quad 2.54$$

- Gaya radial gear,  $F_r$

$$F_r = F_t \tan \phi = F_n \sin \phi_n \quad 2.55$$



Gambar 2. 25 Arah Axial thrust load Helical Gear [4]

- Gaya thrust gear,  
Akibat profil gigi dari *helical gear* yang memiliki kemiringan dengan sudut tertentu maka torsi yang disalurkan akan membentuk gaya *thrust* seperti tampak pada Gambar 2.25.

$$F_{thrust} = F_t \tan \psi = F_n \cos \phi_n \cos \psi \quad 2.56$$

#### II.4.1.10 Spur Gear Bending

Analisa keamanan *Spur Gear Bending* memakai referensi ANSI/AGMA 2001-D04 , analisa ini juga dapat diterapkan pada *helical gear*. Dalam perencanaan ini akan dianalisa kekuatan roda gigi sehingga dapat diketahui bahan atau material yang akan digunakan. Kegagalan *bending* akan terjadi saat tegangan yang terjadi pada *tooth* lebih dari atau sama dengan *yield strength* atau *bending endurance strength*. .

- Persamaan *Gear bending stress* :

$$\sigma = W^t K_o K_v K_s \frac{P_d K_m K_B}{F J} \quad 2.57$$

dimana :

- $W^t$  = Beban tangensial, lbf
- $K_o$  = faktor *overload* , table *overload* ; hlm 766 [5]
- $K_v$  = faktor *dynamic* , persamaan 14-27 ; hlm 756 [5]
- $K_s$  = faktor *size* , 1 atau persamaan (a) 14-10 ; hlm 759 [5]
- $P_d$  = *transverse diametral pitch*
- $F$  = *face width* dari *narrower member*, in
- $K_m$  = faktor *load distributor* , persamaan 14-30 ; hlm 759 [5]
- $K_B$  = factor *rim-thickness* , persamaan 14-40 ; hlm 764 [5]
- $J$  = factor *geometry* untuk tegangan *bending* (termasuk factor  $K_f$  ) , Grafik 14-6 ; hlm 753 [5]

- Persamaan *Gearbending endurance*:

$$\sigma_{all} = \frac{S_t Y_N}{S_F K_T K_R} \quad 2.58$$

dimana:

- $S_t$  = *bending stress* yang diijinkan, lbf/in<sup>2</sup> ,  $0.99(S_t)_{10}^7$  Tabel 14-3 , 14-4 ; hlm 748,749 [5]
- $Y_N$  = *stress cycle factor* untuk *bending stress* , grafik 14-14 ; hlm 763 [5]
- $K_T$  = faktor *temperature*, 1 jika  $T < 250^0$  F
- $K_R$  = faktor *reliability*, table 14-10, persamaan 14-38 ; hlm 763,764 [5]
- $S_F$  = *AGMA factor of safety* , a *stress ratio*

- Persamaan *Safety Factor Bending* :

$$S_F = \frac{S_t Y_N / (K_T K_R)}{\sigma} \quad 2.59$$

### III.4.1.11 Spur Gear Wear

Analisa keamanan *Spur Gear Wear* memakai referensi ANSI/AGMA 2001-D04 ,analisa ini juga dapat diterapkan ada *helical gear*. Kerusakan permukaan gigi dapat disebabkan oleh ter – abrasi – nya permukaan gigi akibat gesekan antar permukaan gigi yang tidak disertai sistem pelumasan yang baik maupun akibat adanya material ikutan (*impurity*) dalam minyak pelumas yang dapat menggores permukaan gigi. Tegangan keausan yang dikenakan pada roda gigi tidak boleh lebih besar daripada Tegangan ijin dari material penyusun roda gigi tersebut Kegagalan permukaan terjadi saat tegangan kontak lebih dari atau sama dengan *surface endurance strength*.

- Persamaan *Gear contact stress*

$$\sigma_c = C_p (W^t K_O K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F I})^{1/2} \quad 2.60$$

dimana  $W^t, K_O, K_v, K_s, F$  sama dengan persamaan 2.11, dan beberapa istilah tambahan

$C_p$  = elastic coefficient,  $\sqrt{lbf/in^2}$ , persamaan 14-13, table 14-8 ; hlm 744, 757 [5]

$C_f$  = faktor *surface condition* = 1

$d_p$  = *pitch diameter* dari pinion, in

$I$  = faktor *geometry* untuk *pitting resistance*, persamaan 14-23 ; hlm 755 [5]

- Persamaan *Gear contact endurance strength*

$$\sigma_{c,all} = \frac{S_c Z_N C_H}{S_H K_T K_R} \quad 2.61$$

dimana :

$S_c$  = *contact stress* yang diijinkan ,  $lbf/in^2$ , table 14-6. 14-7 ; hlm 751,752 [5]

$Z_N$  = faktor *stress cycle life* ,grafik 14-15 ; hlm 763 [5]

$C_H$  = hardness ratio factors untuk *pitting resistance* , section 14-12 , gear only ; hlm 761, 762

$K_T$  = faktor *temperature* 1 jika  $T < 250^{\circ}\text{F}$

$K_R$  = faktor *reliability* , table 14-10, persamaan 14-38 ; hlm 763 , 764

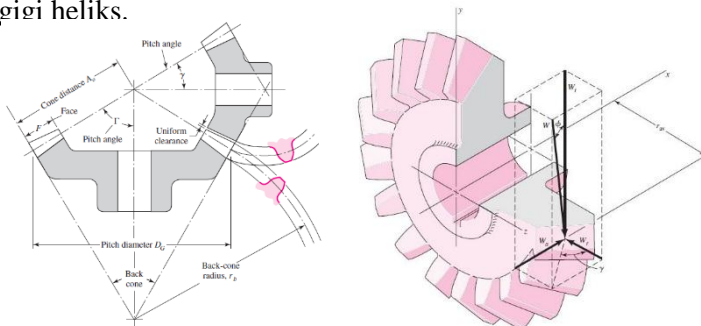
$S_H$  = AGMA *safety factor, a stress ratio*

- Persamaan *Wear factor of safety*

$$S_H = \frac{S_c Z_N C_H / (K_T K_R)}{\sigma_c} \quad 2.62$$

#### II.4.2. Roda Gigi Siku (*Bevel*)

Bevel gear berbentuk seperti kerucut terpotong dengan gigi-gigi yang terbentuk di permukaannya. Ketika dua roda gigi bevel mersinggungan, titik ujung kerucut yang imajiner akan berada pada satu titik, dan aksis poros akan saling berpotongan. Seperti pada Gambar 2.26, Sudut antara kedua roda gigi bevel bisa berapa saja kecuali 0 dan 180. Roda gigi bevel dapat berbentuk lurus seperti spur atau spiral seperti roda gigi heliks. Keuntungan dan kerugiannya sama seperti perbandingan antara spur dan roda gigi heliks.



Gambar 2. 26 Terminologi Bevel Gear dan gaya yang bekerja [5]

### II.4.2.1. Geometri Bevel Gear

- *Diametral Pitch, P*

*Diametral Pitch* adalah jumlah gigi tiap inci lengkungan roda gigi. *Diametral pitch* dirumuskan sebagai jumlah gigi dibagi dengan *diameter pitch circle* – nya.

$$d_p = \frac{N_p}{P_d} \quad 2.63$$

dimana,  $P_d$  adalah *diametral pitch* (jumlah gigi/inch lengkung),  $N_p$  adalah jumlah gigi (buah), dan  $d_p$  adalah *diameter pitch circle* (in).

- *Pitch angles*

Untuk mencari besaran *pitch angles* pada pasangan *bevel gear* digunakan perhitungan sebagai berikut:

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{N_G}{N_P} \quad 2.64$$

$$\Gamma = \tan^{-1} \frac{N_G}{N_P} \quad 2.65$$

dimana  $N_g$  adalah Jumlah *teeth* pada *gear* dan  $N_p$  adalah jumlah *teeth* pada *pinion*.

- *Pitch diameter*

*Pitch diameter* disini diukur pada *gear* yang sedang diamati, perhitungan menggunakan rumus:

$$d_{av} = d_p - F \cos \Gamma \quad 2.66$$

dimana  $d_{av}$  adalah *diameter pitch* yang digunakan dalam perhitungan *bevel gear*,  $d_p$  adalah *pitch diameter*,  $F$  adalah *face width* pasangan *bevel gear*, dan  $\Gamma$  adalah *pitch angles*.



### II.4.2.2. Analisa Gaya Bevel Gear

Dalam menentukan beban yang diterima oleh *bearing* dan poros pada aplikasi *bevel gear* biasanya digunakan gaya *tangensial* atau konsentrasi beban yang akan terjadi pada titik tengah pada gigi. Besar nilai dari beban yang ditransmisikan adalah :

$$W^t = \frac{2T}{d_{av}} \quad 2.67$$

dimana  $T$  adalah besar Torsi dan  $d_{av}$  *pitch diameter* pada titik tengah gigi. Gaya yang bekerja pada pusat gigi dapat dilihat pada gambar 2.13 . Resultan gaya  $W$  mempunyai tiga buah gaya penyusun yaitu Gaya *tangential*  $W_t$  , Gaya *radial*  $W_r$ , dan Gaya *axial*  $W_a$  , dari analisa gambar trigonometri didapatkan

$$W^r = W^t \tan \theta \cos \gamma \quad 2.68$$

$$W^a = W^t \tan \theta \sin \gamma \quad 2.69$$

### II.4.2.3. Bevel Gear Wear

- Persamaan *Contact Stress*

Karena berbagai macam bentuk *Bevel gear* yang kompleks, *spiral bevel*, *zerol bevel*, *hypoid*, *spiroid*. Maka dalam menganalisa *contact stress* pada *bevel gear* digunakan analisa berdasar pada standar *straight bevel gear* ANSI/AGMA 2003-B97.

$$S_c = \sigma_c = C_p \left( \frac{W^t}{F d_{pl}} K_o K_v K_m C_s C_{xc} \right)^{1/2} \quad 2.70$$

dimana:

$C_p$  = Koefisien elastis, persamaan 15-21; hlm 798 [5]

$W^t$  = Gaya tangensial

$I$  = Faktor geometri untuk *pitting resistance* tabel 15-2; hlm 791 [5]

$K_o$  = Koefisien *Ovelload* , grafik 15-6; hlm 794 [5]

$K_v$  = Koefisien dinamis, persamaan 15-5 sampai 15-9; hlm 792 [5]

$K_m$  = Faktor distribusi beban , persamaan 15-11 ; hlm 793 [5]

$C_s$  = Size factor untuk *pitting resistance* ,persamaan 15-9 ; hlm 793 [5]

$C_{xc}$  = *Crowning factor* untuk *pitting resistance* ,persamaan 15-9 ; hlm 793 [5]

- Persamaan ijin *Contact Stress Number (Strength)*

$$S_{wc} = (\sigma_c)_{all} \frac{S_{ac} C_L C_H}{S_H K_T C_R} \quad 2.71$$

dimana:

$S_{ac}$  = *Allowable contact stress number*, table 15-4,15-5, Grafik 15-12,persamaan 15-22 ; hlm 798-800 [5]

$C_L$  = *Stress cyle factor* untuk *pitting resistance* ,grafik 15-8, persamaan 15-14 ; hlm 795 [5]

$C_H$  = *Hardeness ratio factor* untuk *pitting resistance*, persamaan 15-16, 15-17;hlm 796 [5]

$K_T$  = Faktor temperature, persamaan 15-18 ; hlm 796 [5]

$C_R$  = Faktor *Reliability* untuk *pitting resistance* , persamaan 15-19, 15-20, table 15-3 ; hlm 797, 798 [5]

- Persamaan *wear factor of safety*

$$S_H = \frac{(\sigma_c)_{all}}{\sigma_c}, \text{ based on strength} \quad 2.72$$

dimana  $S_H$  adalah *Contact safety factor*

$$n_w = \left( \frac{(\sigma_c)_{all}}{\sigma_c} \right)^2, \text{ based on } W^t ; \text{ can be compared directly with } S_F \quad 2.73$$

#### II.4.2.4. *Bevel Gear Bending*

- Persamaan *Bending Stress*

$$S_t = \sigma = \frac{W^t}{F} P_d K_o K_v \frac{K_s K_m}{K_x J} \quad 2.74$$

dimana:

$W^t$  = gaya tangensial *at large end of tooth*

$K_o$  = faktor *overload* , table 15-2 ; hlm 791 [5]

$K_v$  = factor dinamis, persamaan 15-5 sampai 15-8 ; hlm 792 [5]

$K_s$  = *Size factor* untuk *bending strength* , persamaan 15-10 ; hlm 793 [5]

$K_m$  = factor distribusi beban, persamaan 15-13 ; hlm 793 [5]

$K_x$  = factor *lengthwise* curvature untuk *bending strength* , persamaan 15-13 ; hlm 793 [5]

$J$  = Faktor geometris untuk *bending strength*, grafik 15-7 ; hlm 794 [5]

- Persamaan *Bending Strength*

$$S_{wt} = \sigma_{all} = \frac{s_{at}K_L}{S_F K_T K_R} \quad 2.75$$

dimana:

$S_{wt}$  = *Permissible bending stress number*

$s_{at}$  = *Bending stress number (allowable)* , table 15-6, 15-7 ; hlm 799,800 [5]

$K_L$  = factor *stress cycle* untuk *bending strength*, grafik 15-9, persamaan 15-15 ; hlm 795,796 [5]

$K_T$  = Faktor temperature, persamaan 15-18 ; hlm 796 [5]

$K_R$  = Faktor *reliability* untuk *bending strength* , persamaan 15-19. 15-20, table 15-3 ; hlm 797, 798 [5]

- Persamaan *bending factor of safety*

$$S_F = \frac{\sigma_{all}}{\sigma} , \text{ based on strength} \quad 2.76$$

$$n_B = \frac{\sigma_{all}}{\sigma} , \text{ based on } W^t , \text{ same as } S_F \quad 2.77$$

### II.4.3. Sistem *tooth gear*

Sistem gigi standar menspesifikasikan hubungan antar *addendum*, *dedendum*, *working depth*, *tooth thickness*, dan *pressure angle*. Standar dari rancangan *tooth* bertujuan supaya semua *tooth dari gear* dapat memperoleh pertukaran dengan *pressure angle* dan *pitch* yang sama

Tabel 13.1 [5] Standar yang paling sering dipakai oleh *spurgear*. Ukuran  $141/2^0$  *pressure angle* desain dahulu pernah digunakan tetapi untuk saat ini sudah tidak lagi karena ukuran yang terlalu besar dan menghindari masalah interferensi.. Tabel 13.2 [5] Data yang digunakan dalam pemilihan *Pitch*. Tabel 13.3 [5] Pilihan dari standar proporsi *tooth* untuk *straight bevel gear*. Standar proporsi untuk *helical gear* ditunjukkan pada Tabel 13.4 [5] Proporsi *tooth* mengacu pada *normal pressure angel*.

### II.4.4. Poros

Poros adalah bagian komponen yang berputar , biasanya berbentuk potongan lingkaran yang berfungsi untuk mentransfer torsi dan gerakan. Poros merupakan sumbu dari komponen seperti *gear*, *key*, *bely*, *pulley* dan lain – lain. *Axle* adalah bagian dari poros yang tidak berputar, tidak berperan memindahkan torsi ,hanya berfungsi sebagai penopang putaran elemen lainnya.

Dalam menganalisa poros beberapa hal yang diperhatikan antara lain:

- Pemilihan Material
- *Geometric Layout*
- *Stress* dan *Strength*
  - *Static Strength*
  - *Fatigue Strength*

Dalam menentukan ukuran dari poros dibutuhkan analisa tegangan pada disuatu titik pada poros yang dapat mewakili titik pada poros lainnnya, jadi tidak dibutuhkan geometri dari keseluruhan poros. Di dalam mendesain biasanya ditentukan dari lokasi titik kritis, lalu ditentukan ukurannya dan di bandingkan

dengan kebutuhan kekuatan tegangan. Untuk ukuran yang lain dapat dicocokkan dengan ukuran elemen pensupport lainnya.

#### II.4.4.1 Mendesain poros berdasar tegangan

- Lokasi kritis

Tegangan kritis biasanya terdapat pada permukaan yang paling luar, pada lokasi aksial dimana momen *bending* paling besar terjadi, terdapat torsi, dan tempat terjadinya konsentrasi tegangan. Tegangan *bending* pada poros dapat ditentukan dengan melihat diagram *shear* dan *bending*. Aplikasi *gear* atau *pulley* pada poros yang menyebabkan gaya bekerja dengan arah yang bermacam, biasanya *shear bending moment diagram* dibuat dengan dua *plane*. Resultan momen didapatkan dari menjumlah besaran vector pada titik kritis yang diamati. Tegangan aksial yang terjadi dapat diabaikan karena sangat kecil jika dibandingkan dengan tegangan *bending* yang terjadi.

- Tegangan pada poros

Tegangan *Bending*, *Torsion*, *Axial* mungkin terdapat pada komponen *midrange* dan *alternating*. Untuk menganalisisnya dapat secara sederhana mengkombinasikan berbagai tipe tegangan kedalam *midrange* dan *alternating von Mises stresses*. Biasanya tegangan aksial yang terjadi pada titik kritis yang kecil jika dibandingkan dengan tegangan *bending* dan *torsion* yang sangat mendominasi, jadi analisa aksial akan dihilangkan pada persamaan dibawah. Mengkombinasikan *distorsion energy failure theory*, dengan *von Mises* untuk bentuk penampang bulat yang berputar, beban aksial diabaikan, poros yang solid didapatkan

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} = \left[ \left( \frac{32 K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16 K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad 2.78$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \left[ \left( \frac{32 K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16 K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad 2.79$$

dimana  $M_m$  dan  $M_a$  adalah *midrange* dan *alternating bending moments*,  $T_m$  dan  $T_a$  adalah *midrange* dan *alternating torques*, dan  $K_f$  dan  $K_{fs}$  adalah *fatigue stresses-concentration factors* untuk *bending* dan *torsion*.

Persamaan Mod-Goodman

Tegangan ekuivalen *alternating* dan *midrange* dapat di evaluasi menggunakan grafik kegagalan *modified Goodman diagram*. Kegagalan *fatigue* menurut garis *Goodman* dapat di tunjukkan dengan persamaan

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad 2.80$$

Se adalah *endurance limit* pada lokasi kritis komponen mesin dalam geometri dan kondisi penggunaan, Nilai Se dapat diperoleh dengan persamaan :

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad 2.81$$

dimana:

$k_a$  = Faktor modifikasi kondisi permukaan

$k_b$  = Faktor modifikasi *size*

$k_c$  = Faktor modifikasi *load*

$k_d$  = Faktor modifikasi temperatur

$k_e$  = Faktor *reliability*

$k_f$  = Faktor modifikasi *miscellaneous-effect*

$S'_e$  = *endurance limit* pada lokasi kritis komponen mesin dalam geometri dan kondisi penggunaan

mensubstitusi  $\sigma'_a$  dan  $\sigma'_m$  dengan persamaan 2.35 dan 2.36 maka didapatkan kriteria kegagalan *DE Goodman* sebagai berikut :

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad 2.82$$

Untuk kepentingan perancangan, dapat juga merubah persamaan untuk mendapatkan besaran diameter yang diinginkan. Hasil persamaannya adalah:

$$d = \left( \frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad 2.83$$

Poros yang berputar dengan *bending* dan *torsion* yang konstan maka, *bending stress* terbalik semuanya dan *torsion* yang terjadi dengan kondisi *steady*. Maka persamaan 2.36 sampai 2.40 dapat disederhanakan dengan mengatur  $M_m$  dan  $T_a$  bernilai 0, dengan secara sederhana dapat menyeleksi beberapa komponen persamaan didalamnya.

Modifikasi persamaan kriteria *DE Goodman* tidak menganalisa untuk melawan *yielding*. Dibutuhkan persamaan lain untuk menganalisa untuk *yielding*. Untuk tujuan ini maka dapat menggunakan persamaan *von Mises maximum stress* :

$$\sigma'_{max} = [(\sigma_m + \sigma_a)^2 + 3(\tau_m + \tau_a)^2]^{1/2} \quad 2.84$$

$$\sigma'_{max} = \left[ \left( \frac{32K_f(M_m + M_a)^2}{\pi d^3} \right)^2 + \left( \frac{16K_{fs}(T_m + T_a)^2}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad 2.85$$

untuk mengkoreksi *yielding* maka persamaan *von Mises maximum stress* dibandingkan dengan *yield strength*,

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{max}} > \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m} \quad 2.86$$

#### II.4.5. Splines

Ada dua buah macam jenis dari *splines*, *straight splines* dan *involute splines*. *Involute splines* menjadi jenis yang paling dominan digunakan karena strukturnya yang lebih kuat dan mudah dalam proses pembuatannya dibandingkan dengan *straight splines*. *Splines* ini memiliki bentuk umum yang sama dengan gigi pada *gear* dengan *pressure angle* 30 derajat dan satu setengah kedalaman dari gigi *gear* standar. *External splines* dapat dibentuk dari proses *hobbing* atau menggunakan *gear shaper*. *Internal splines* dapat dibentuk melalui proses *broaching* atau menggunakan *gear shapper*.

*Splines* dapat dibentuk untuk memiliki 6 sampai 50 *teeth*.. Geometri dari *splines* dapat ditentukan dari beberapa persamaan:

$$d_{re} = (N_t - 1.8) \div P \quad 2.87$$

$$b_1 = 0.900 \div P \quad 2.88$$

$$L = \frac{1}{4} \frac{D^3}{D^2} \quad 2.89$$

dimana  $d_{re}$  adalah minor diameter pitch dari *splines*,  $N_t$  adalah Jumlah *teeth* dari *splines*,  $P$  adalah diametral pitch,  $b_1$  adalah *dedendum-fillet root*,  $L$  adalah *splines length* untuk poros yang solid, dan  $D$  adalah diameter dari poros. Sedangkan untuk menganalisa kekuatan dari *splines* adalah dengan cara menganalisa kekuatan tegangan geser yang terjadi di *splines* menggunakan rumus:

$$S_s = \frac{4T}{\pi D^2 L} \quad 2.90$$

dimana  $S_s$  adalah *Shear stress* dan  $T$  adalah torsi yang diterima *splines*, akan dikatakan aman jika nilai  $S_s$  kurang dari nilai *shear yield strength* material *splines*.



#### II.4.6. Pasak

Pasak adalah bagian dari elemen mesin yang disamping digunakan untuk menyambung, juga digunakan untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dari mesin dengan peralatan mesin yang lain seperti roda gigi, pulley, sprocket, cam, lever, flywheel, impeller dan sebagainya, yang disambungkan dengan poros mesin tersebut.

Karena distribusi tegangan secara aktual untuk sambungan pasak ini tidak dapat diketahui secara lengkap, maka dalam perhitungan tegangan disarankan menggunakan factor keamanan :

1. Untuk torsi yang tetap dan konstan,  $N = 1,5$
2. Untuk beban yang mengalami kejut yang rendah/kecil,  $N = 2,5$
3. Untuk beban kejut yang besar, terutama beban bolak-balik,  $N = 4,5$

Rumus-rumus yang digunakan pada perhitungan pasak antara lain :

- Tegangan geser :

$$S_s = \frac{F}{A} = \frac{2T}{W.L.D} \leq \frac{S_{syp}}{N} \quad 2.91$$

dimana  $S_{syp}$  bernilai  $0,58S_{yp}$ , W adalah lebar pasak (inch), L adalah panjang pasak (inch), dan T adalah torsi.

- Tegangan kompresi :

$$S_e = \frac{F}{A} = \frac{4T}{W.L.D} \leq \frac{S_{syp}}{N} \quad 2.92$$

dimana adalah  $S_s = S_{yp}$

Pada perencanaan ini menggunakan bahan poros dan pasak yang sama, sehingga pasak dan poros mendapatkan beban yang sama. Maka perhitungan panjang pasak adalah :

- Tinjauan geser :

$$L = \frac{e x D^2}{8 W} \text{ in} \quad \text{atau} \quad L = \frac{2 T}{S_s W D} \text{ in} \quad 2.93$$

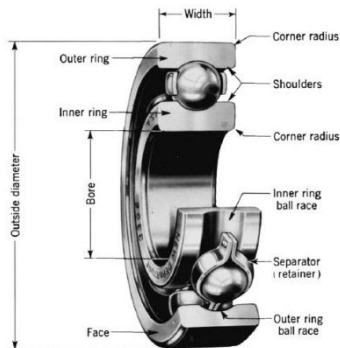
- Tinjauan kompresi :

$$L = \frac{0,58e x D^2}{4 W} \text{ in} \quad \text{atau} \quad L = \frac{4 T}{S_s W D} \text{ in} \quad 2.94$$

dimana  $e$  adalah relative strength factor =  $1 - 0,2 \cdot \omega - 1,1 \cdot h$ ,  $\omega$  adalah perbandingan lebar pasak dengan diameter poros  $\left(\frac{W}{D}\right)$ , dan  $h$  adalah perbandingan dalamnya pasak masuk kedalam poros dengan diameter poros  $\left(\frac{W}{2D}\right)$ .

#### II.4.7. Bantalan (*Bearing*)

Fungsi dari bantalan adalah sebagai penghubung antara elemen tersebut dengan bodi yang diam. Dengan media ini tentunya diharapkan daya yang ditransferkan dari input akan dapat dipindahkan atau disambungkan ke elemen mesin yang lain dengan loses energi akibat gesekan yang seminimal mungkin. Selain menjalankan fungsi diatas bearing juga berfungsi sebagai tumpuan dari poros.



Gambar 2. 27 Geometri *Ball Bearing* [5]

Dengan pembebanan yang berbeda dari setiap penggunaannya maka diperlukan perencanaan yang sesuai dengan

pembebanan yang diterima agar peralatan yang direncanakan dapat berfungsi dengan baik dan memiliki masa pakai yang panjang. Gaya-gaya yang menjadi pertimbangan untuk merencanakan bantalan diperoleh dari gaya-gaya dan momen yang diterima poros dengan memproyeksikannya pada arah horisontal dan vertikal pada posisi bantalan yang ditentukan untuk memudahkan analisa. Geometri Ball Bearing dapat dilihat pada Gambar 2.27.

Data yang perlu diketahui dalam perhitungan bantalan yaitu: putaran poros ( $n$ ), diameter poros ( $d$ ). Dan yang dihitung yaitu:

- Gaya-gaya pada tumpuan ( $F_r$ ):

$$F_r = \sqrt{F_H^2 + F_V^2} \quad 2.95$$

dimana  $F_r$  adalah gaya radial (lb) ,  $F_H$  adalah gaya horizontal (lb)  
 $F_V$  adalah gaya vertical (lb)

- Beban ekuivalen ( $P$ ):

Untuk menghitung beban ekuivalen digunakan persamaan:

$$P = X.V. F_r + Y. F_a \quad 2.96$$

dimana  $P$  adalah beban ekuivalen (lb) ,  $X$  adalah faktor koreksi untuk beban radial ,  $V$  adalah faktor putaran 1 untuk ring dalam berputar 1,2 untuk ring luar berputar ,  $F_r$  adalah gaya radial (lb) tabel 9-5 [4] , $Y$  adalah faktor koreksi untuk beban aksial tabel 9-5 [5] ,dan  $F_a$  adalah gaya aksial (lb)

- Umur bantalan ( $L_{10}$ ):

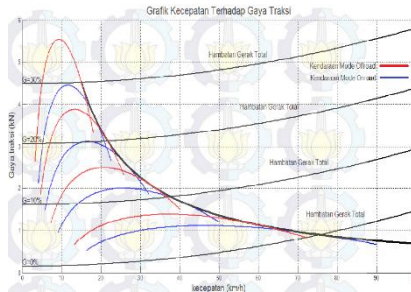
Ball bearing yang akan dipakai dapat diprediksi umur atau ketahanannya dalam menerima beban. Untuk mencari umur bearing digunakan persamaan :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{p}\right)^b \cdot \frac{10^6}{60 \times n} \quad 2.97$$

dimana adalah  $L_{10}$  = umur bantalan (jam),  $C$  adalah *rating* beban *basic*, tabel 9-1 [5] (1b), dan  $b$  bernilai 3 untuk *ball bearing* dan 3,33 untuk *roller bearing*.

## II.5 Penelitian Terdahulu

Penelitian tentang karakteristik transmisi obil Moltuguna Pedesaan sebelumnya pernah dilakukan oleh Mohamad Fikki Rizki dengan judul “Analisa Kinerja Sistem Transmisi Multiguna Pedesaan untuk mode pengaturan kecepatan maksimal pada putaran maksimal dan daya maksimal engine”. Pada penelitian tersebut dilakukan analisa pengaruh *overall gear ratio minimum* terhadap kinerja traksi, konsumsi bahan bakar dan kecepatan yang tepat.



Gambar 2. 28 Grafik traksi (dorong) kendaraan [13]

Pada gambar 2.28 dijelaskan bagaimana traksi pada kendaraan dengan rancangan rasio transmisi pada mode *on road* dan *off road*. Pada penelitian tersebut didapat jika pada saat kendaraan dalam mode onroad kecepatan yang didapat 72 km/jam dan tingkat transmisi pertama masih belum mampu untuk melawan hambatan total sebesar 30% dikarenakan beban kendaraan yang masih belum mampu melawan hambatan total pada kendaraan.

## **BAB III METODOLOGI**

### **III.1 Prosedur Penelitian**

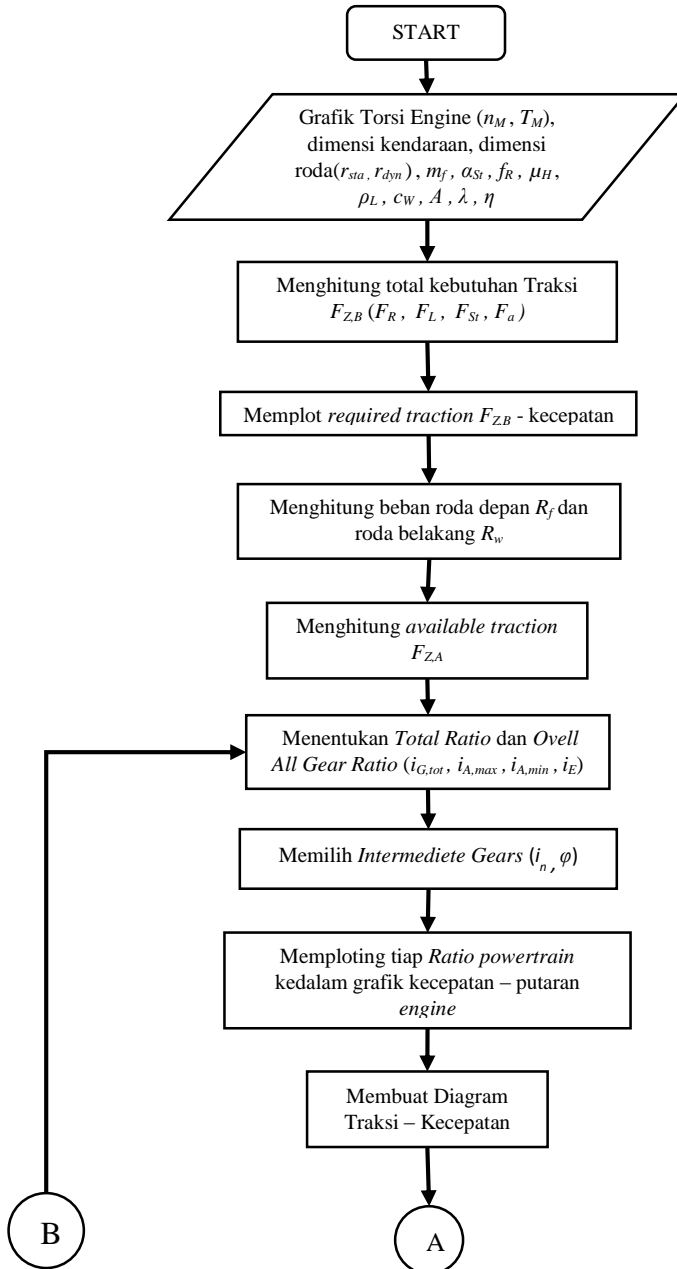
Proses penyusunan tugas akhir ini, prosedur penelitian dilakukan dalam beberapa tahapan sebagai berikut:

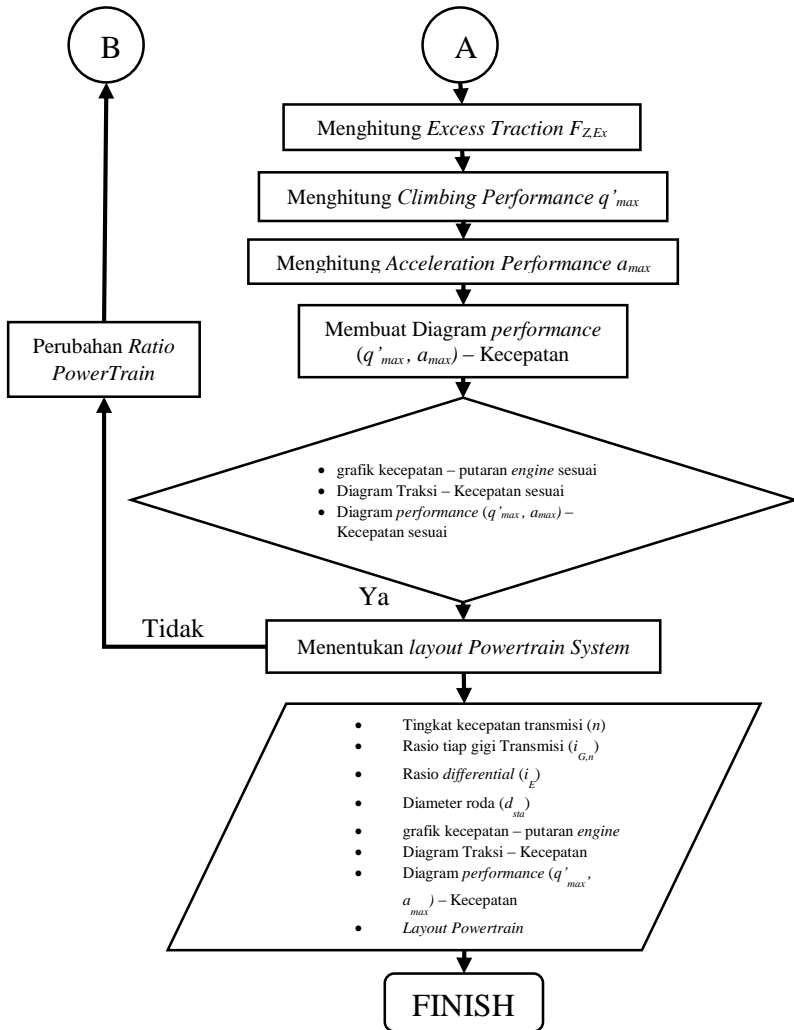
- Tahap awal, penelitian dilakukan studi literatur dari berbagai buku, jurnal-jurnal ilmiah dan penelitian-penelitian terdahulu yang terkait dengan perancangan sistem *power train* pada kendaraan otomotif.
- Tahap kedua, yaitu penentuan referensi objek mobil, mesin dan komponen – komponen dalam *powertrain* yang akan dirancang, dalam hal ini mobil yang akan diteliti dan dirancang adalah kendaraan produksi multiguna pedesaan.
- Tahap terakhir, setelah didapatkan data rancangan spesifikasi dari kendaraan produksi multiguna pedesaan dilakukan analisa kinerja traksi, performa, menentukan rasio, dimensi dan material yang terdapat didalam komponen *powertrain*. Lalu dapat dilakukan penarikan kesimpulan.

### **III.2 Flowchart Perhitungan**

#### **III.2.1. Karakteristik *power train* Kendaraan**

Untuk mengetahui karakteristik dari rancangan *powertrain* akan dilakukan perhitungan dan analisa dengan diagram alir sebagai berikut:



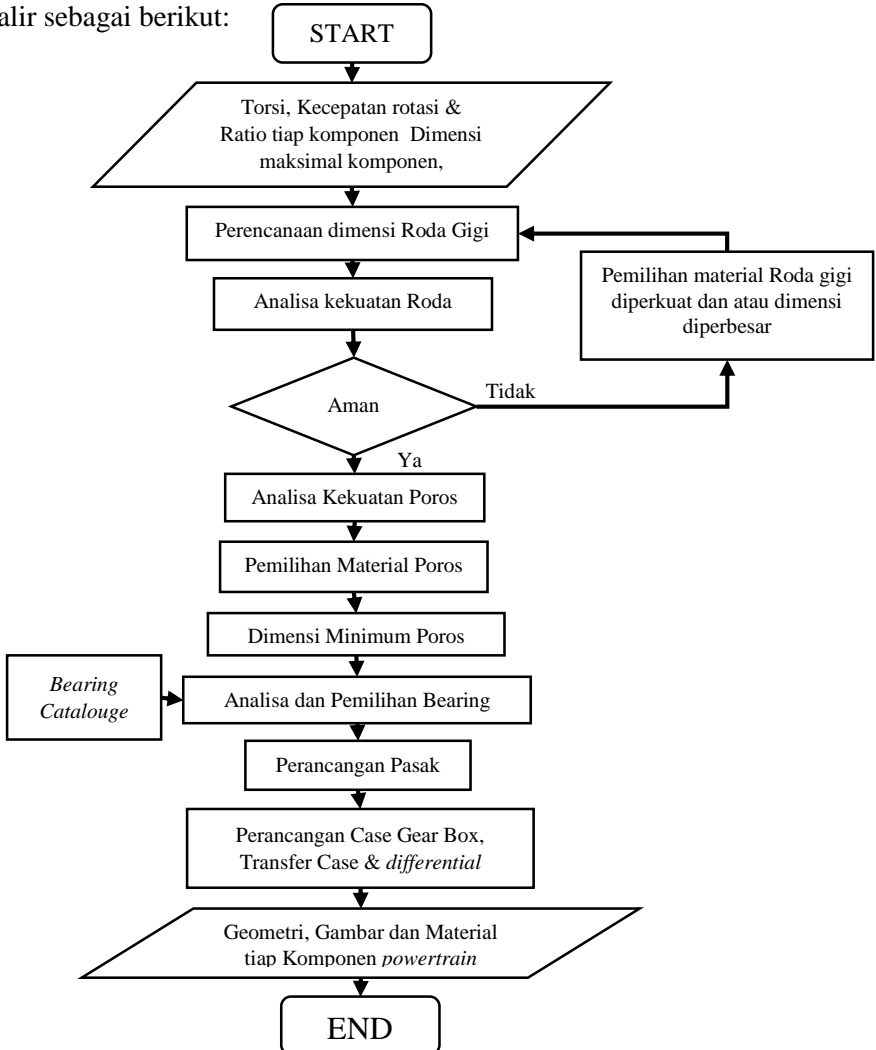


Gambar 3. 1 Flowchart Perhitungan Karakteristik Powertrain Kendaraan

### III.2.2 Menentukan dimensi dan material tiap komponen Powertrain

Setelah didapat data – data dari karakteristik sistem *power train* yang dirancang selanjutnya dilakukan perancangan geometri,

material dan analisa kekuatan dari tiap komponen dengan diagram alir sebagai berikut:



Gambar 3. 2 Flowchart perhitungan komponen elemen Mesin *Powertrain*



### III.3 Prosedur Perhitungan

Langkah – langkah yang perlu dilakukan dalam perhitungan perencanaan rasio – rasio komponen *power train* dan analisa karakteristik dari sistem *drivetrain* Mobil Multiguna Pedesaan adalah :

1. Langkah awal perancangan dan penelitian ini adalah mencari data – data referensi spesifikasi dari Mobil Kawasaki Teryx, grafik torsi Mesin Sinjay, dan ban yang akan digunakan sebagai data input.
2. Menentukan kondisi kerja mobil dengan sudut tanjakan maksimal  $30^0$  dan beban maksimal yang akan diangkut.
3. Mencocokkan Aliran Daya antara *engine* dan roda dengan menentukan Total Kebutuhan daya yang terdiri dari :
  - Menghitung *Wheel Resistance*  $F_R$  menggunakan persamaan 2.8.
  - Menghitung *Air Resistance*  $F_L$  menggunakan persamaan 2.12.
  - Menghitung *Gradient Resistance*  $F_{St}$  menggunakan persamaan 2.13.
  - Menghitung *Acceleration nresistance*  $F_a$  menggunakan persamaan 2.16.

Total *Driving Resistance* / *required traction*  $F_{Z,B}$  dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 2.17 dan 2.18.

4. Memplot Traksi dan Daya yang dibutuhkan / *required traction*  $F_{Z,B}$  kendaraan berdasar Kecepatan Kendaraan.
5. Menghitung Gaya Normal yang terjadi pada sistem penggerak *Rear Whell Drive* dan *Four Wheel Drive* menggunakan persamaan 2.21 dan 2.22. Selanjutnya menghitung *available traction*  $F_{Z,A}$  menggunakan rumus 2.9 , 2.10, 2.11, 2.20 , 2.26 dan 2.29.

6. Memilih Ratio dari sistem Konversi Daya / *Powertrain System* dengan langkah:
  - Menentukan *Total Ratio* dan *Ovell All Gear Ratio*
  - Menghitung *Overall Gear Ratio*  $i_{G,tot}$  menggunakan persamaan 2.28.
  - Memilih *The Largest Powertrain Ratio*  $i_{A,max}$  menggunakan persamaan 2.29 , 2.30, dan 2.31.
  - Memilih *Smallest Powertrain Ratio*  $i_{A,min}$  menggunakan persamaan 2.32.
  - Memilih *Final Ratio* dengan referensi range  $2 \leq i_E \leq 7$ .
  - Memilih *Intermediete Gears*
  - Menghitung *gear step*  $\phi$  menggunakan persamaan 2.33.
  - Menentukan menggunakan metode *Geometrical Gear Step* persamaan 2.34 , 2.35 atau menggunakan metode *Progressive Gear Step* persamaan 2.36 , 2.37.
  - Memploting kedalam grafik kecepatan – putaran *engine* kendaraan.
7. Menyesuaikan *Engine* dan *Transmission* dengan cara menganalisa:
  - Membuat Diagram Traksi dengan data – data yang telah di hitung sebelumnya.
  - Menghitung *Excess Traction*  $F_{Z,Ex}$  menggunakan persamaan 2.38 dan 2.39.
  - Menghitung *Climbing Performance*  $q'_{max}$  kendaraan menggunakan persamaan 2.40 dan 2.41.
  - Menghitung *Acceleration Performance*  $a_{max}$  menggunakan persamaan 2.42 dan 2.43.

- Memplot data *Climbing Performance*  $q'_{max}$  dan *Acceleration Performance*  $a_{max}$  kedalam grafik berdasar kecepatan kendaraan.
8. Menyimpulkan Parameter – Parameter *Powertrain* yang didapatkan dari perhitungan- perhitungan sebelumnya.

Setelah didapatkan parameter – parameter pada rancangan sistem *powertrain* maka langkah selanjutnya adalah proses perancangan komponen elemen – elemen mesin didalamnya. Adapun langkah – langkah perhitungan yang dilakukan adalah :

1. Menentukan Layout *powertrain* , *constraint* dimensi dari *Chassis Mobil* dan komponen – komponen elemen mesin yang akan digunakan pada sistem *DriveTrain*.
2. Menentukan geometri, material dan uji keamanan tiap komponen menggunakan persamaan berikut:
  - *Spur Gear* dan *Helical Gear* menggunakan persamaan 2.44 sampai 2.62.
  - *Bevel Gear* menggunakan persamaan 2.63 sampai 2.77.
  - Poros menggunakan persamaan 2.78 sampai 2.86
  - *Splines* menggunakan persamaan 2.87 sampai 2.90.
  - Pasak menggunakan persamaan 2.91 sampai 2.94.
  - *Bearing* menggunakan persamaan 2.95 sampai 2.97.
3. Setelah didapatkan data geometri, material, dan uji keamanan dilakukan proses penggambaran teknik tiap komponen dan proses *assembly*.

### III.4 Konsep Rancangan

#### III.4.1 Engine

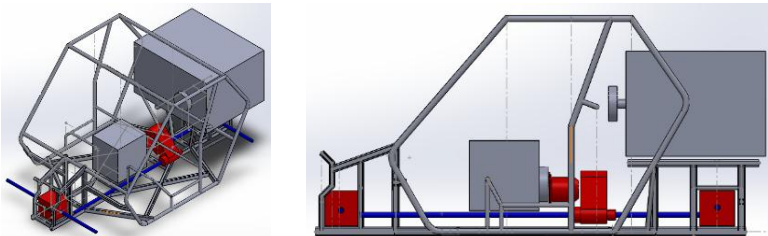
Pada penelitian tugas akhir ini digunakan *engine* Sinjay 2 Gambar 3.3 sebagai komponen sumber daya yang akan digunakan. Adapun data yang akan digunakan dalam proses perhitungan nantinya adalah Karakteristik *engine* yang dilihat dari grafik Torsi-putaran *engine* dan dimensi geometri dari *engine* tersebut.



Gambar 3. 3 Engine Sinjay 2

#### III.4.2 Layout sistem Powertrain

*Layout* pada sistem *Powertrain* ini dicancang dengan menggunakan data acuan dimensi dari Mobil Kawasaki Teryx. Komponen – komponen pada *powertrain* seperti *gearbox*, *shaft joint*, *differential*, *transfer case* nantinya akan disusun seperti pada Gambar 3.4. Pada skema gambar juga tampak bagaimana nantinya alat produksi pertanian akan diletakkan pada mobil ini.



Gambar 3. 4 Rancangan Layout sistem *Powertrain* Mobil Multiguna Pedesaan

## BAB IV PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA

### IV.1 Data dan Spesifikasi Kendaraan

#### IV.1.1 Kawasaki Teryx

Kendaraan Mobil Kawasaki Teryx (gambar.4.1) merupakan mobil yang digunakan sebagai bahan acuan referensi perancangan Mobil Multiguna Pedesaan yang baru. Mobil ini dirancang untuk dapat beroperasi pada medan – medan ekstrim yang sering kali dijumpai pada daerah pedesaan di Indonesia. Selain itu mobil ini juga dirancang untuk dapat melakukan proses pasca produksi pertanian dan perikanan di pedesaan Indonesia. Adapun spesifikasi dari mobil ini dapat dilihat pada tabel 4.1 berikut:



Gambar 4. 1 Mobil Kawasaki Teryx [2]

Tabel 4. 1 Data Spesifikasi Mobil Kawasaki Teryx [2]

Final Drives	Selectable 2WD-4WD dengan Manual Locking Differential
Front Tyres	GT Radial - SAVERO KOMODO M/T PLUS 27x8.50 R14 LT
Rear Tyres	GT Radial - SAVERO KOMODO M/T PLUS 27x8.50 R14 LT
Ground Clearances	11 in
Load Capacity	450 kg
Curb Weight	750 kg
Frame	Steel Tube Double X-Frame

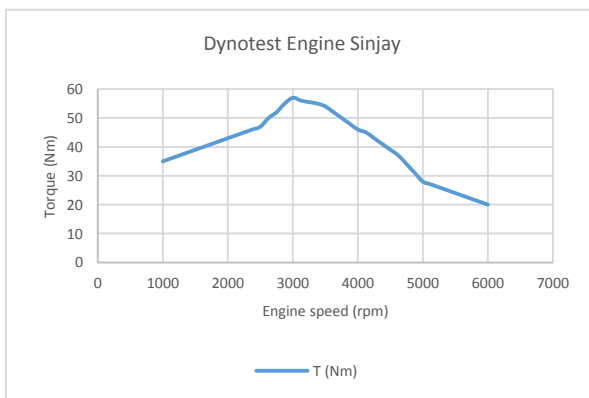
Overall Length	118.1 in
Overall Width	61.6 in
Overall Height	77.8 in
Wheel Base	85.8 in

### IV.1.2 Engine Sinjay 2



Kapasitas Mesin	: 650 cc
Jumlah silinder	: 2 silinder
Bore x stroke	: 76 x 71 mm
Kompresi ratio	: 9 ~ 10
Bahan bakar	: Bi fuel CNG & mixed fuel (bensin & bioetanol)
Sistem Pemasukan bahan bakar :	Injeksi untuk bahan bakar cair
Converter kit sequential untuk CNG	
Sistem kontrol	: ECU Programmable
Daya Maksimum	: 22 kW pada 3500 rpm
Daya rata-rata	: 20 kW pada 3500 rpm
Jarak tempuh	: 26 km/ ltr

Gambar 4. 2 Spesifikasi engine Sinjay [1]



Gambar 4. 3 Grafik Torsi terhadap putaran *dynotest* Mesin Sinjay [1]

Untuk memenuhi kebutuhan tenaga pada sebuah mobil tentunya dibutuhkan komponen penghasil daya / *engine*. Pada Mobil rancangan kali ini *engine* yang dipakai tetap sama seperti *engine* yang digunakan pada mobil sebelumnya / Mobil GEA , yaitu Mesin Sinjay 2 rancangan Teknik Mesin ITS. Pada Gambar 4.2 dan 4.3 dapat dilihat data spesifikasi dan hasil *dynotest* dari Mesin Sinjay 2.

#### IV.1.3 Mesin Produksi

Sebagai kendaraan yang dirancang untuk dapat melakukan kegiatan pasca produksi pertanian atau perikanan maka kendaraan Mobil Multiguna Pedesaan juga dilengkapi dengan Mesin Produksi Pertanian, pada proses perancangan kali ini Mesin yang digunakan adalah Mesin *Thresher* atau perontok padi dengan merek "*Power Thresher Quick TG 1000*" dengan spesifikasi dapat dilihat pada gambar 4.4.



Power Thresher QUICK TG 1000

DATA TEKNIS THRESHER MULTIGUNA TG 1000		
1.	Nama	Thresher Multiguna TG 1000
2.	Sistem Perontokan	Gigi Gerak
3.	Transmisi	Diesel ke Pulley Utama Pulley Utama ke Pulley Blower
4.	Putaran Rotor (Dengan Diesel 5.5 HP)	Padi / Kedelai Jagung
5.	Kapasitas Perontokan (Dengan Diesel 5.5 HP)	Padi Kedelai Jagung
6.	Ukuran (P x L x T)	Dengan Torong Rata (Untuk padi dan kedelai) Dengan Torong Jagung
7.	Berat Thresher	59 kg

Gambar 4. 4 Data dan Spesifikasi *Power Thresher Quick TG 1000*

#### IV.2 Kebutuhan Traksi Kendaraan / *Required Traction F<sub>Z,B</sub>*

Langkah pertama yang dilakukan dalam perancangan sistem *powertrain* ini adalah menganalisa karakteristik traksi kendaraan. Dalam menganalisa traksi kendaraan dibutuhkan data berapa traksi yang dibutuhkan oleh kendaraan ( $F_{Z,B}$ ) untuk dapat melaju pada kondisi tertentu. Traksi yang dibutuhkan adalah untuk melawan semua gaya hambat / *resistance* yang ada.

- Perhitungan *Wheel Resistance*  $F_R$ .  
Dalam menghitung *Wheel Resistance*  $F_R$  dapat menggunakan persamaan 2.8.

Tabel 4. 2 Perhitungan nilai *Wheel Resistance*  $F_R$  pada berbagai medan jalan

Road Surface		$f_R$	mf (kg)	g (m/s)	cos ast					$F_R$ (N)				
					0%	15%	30%	45%	60%	0%	15%	30%	45%	60%
Firm Road Surface	Good concrete road	0.014	1200	9.81	1.00	0.99	0.96	0.91	0.86	165	163	158	150	141
	Good Stone Paving	0.02								235	233	226	215	202
	Bad, worn road surface	0.035								412	407	395	376	353
Unmade road surface	bad earth track	0.16	1200	9.81	1.00	0.99	0.96	0.91	0.86	1884	1863	1804	1718	1615
	Clamp wheels on acre soil	0.2								2354	2328	2255	2147	2019
	Loos sand	0.25								2943	2910	2819	2684	2524

Dengan menggunakan data kendaraan seperti terlihat pada tabel 4.2 dan menggunakan persamaan 2.8 dapat dihitung berbagai macam nilai *Wheel Resistance*  $F_R$  pada berbagai medan jalan, terlihat pada tabel jika semakin kasar permukaan jalan maka nilai dari *rolling resistance coefficient*  $f_R$  akan bernilai semakin besar, tentu hal ini akan berbanding lurus juga dengan nilai  $F_R$  yang juga akan semakin besar. Sedangkan semakin terjal *gradient* permukaan jalan maka nilai dari  $F_R$  akan semakin menurun akibat menurutnya Gaya Normal kontak kendaraan dengan permukaan jalan akibat konversi gaya Berat Kendaraan dengan nilai *gradient* kemiringan.

- Perhitungan *Air Resistance*  $F_L$ .  
Dalam menghitung *Air Resistance*  $F_L$  dapat menggunakan persamaan 2.12. Tabel 4.3 menunjukkan data yang dipakai dalam menghitung besarnya gaya *Air Resistance*  $F_L$ , dengan menggunakan luasan permukaan penampang kendaraan



sebesar 2 m<sup>2</sup> dan analisa perhitungan dilakukan pada range kecepatan 0 – 80 km/jam. Maka terlihat nilai dari *Air Resistance*  $F_L$  yang harus dilawan oleh kendaraan. Tampak jika besar nilai *Air Resistance*  $F_L$  berbanding lurus dengan kecepatan laju kendaraan.

Tabel 4. 3 Perhitungan *Air Resistance*  $F_L$

Speed (km/h)	Speed (m/s)	$\rho_L$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_W$	A (m <sup>2</sup> )	$F_L$ (N)
0	0	1.199	0.35	2	0
5	1.4				1
10	2.8				3
15	4.2				7
20	5.6				13
25	6.9				20
30	8.3				29
35	9.7				40
40	11.1				52
45	12.5				66
50	13.9				81
55	15.3				98
60	16.7				117
65	18.1				137
70	19.4				159
75	20.8				182
80	22.2				207
85	23.6				234
90	25.0	262			

- Perhitungan *Gradient Resistance*  $F_{St}$   
 Dalam menghitung besar *Gradient Resistance*  $F_{St}$  dapat menggunakan persamaan 2.13.

Tabel 4. 4 Data dan perhitungan *Gradient Resistance*  $F_{St}$

mf (kg)	g (m/s <sup>2</sup> )	sin ast					$F_{St}$ (N)				
		0%	15%	30%	45%	60%	0%	15%	30%	45%	60%
1200	9.81	0.00	0.15	0.29	0.41	0.51	0.00	1746.26	3382.66	4830.81	6056.64

Tabel 4.4 menunjukkan besar nilai *Gradient Resistance*  $F_{St}$  pada berbagai macam *gradient* kemiringan kendaraan. Pada analisa kali ini *gradient* maksimal yang digunakan adalah sebesar 60 % atau 30<sup>0</sup> Tentunya dapat dilihat jika besar nilai *Gradient Resistance*  $F_{St}$  akan semakin naik berbanding dengan tingkat kemiringan *gradient* jalan.

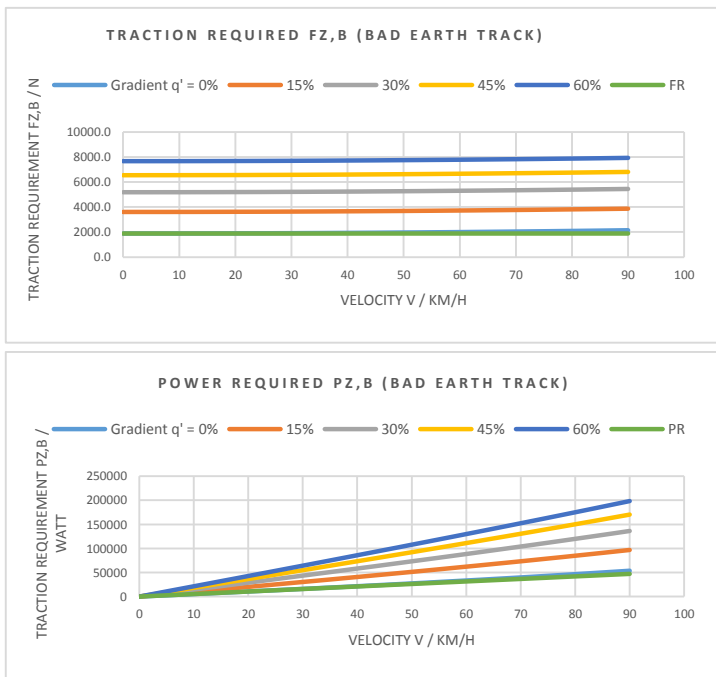
- Perhitungan *Total Driving Resistance / required traction  $F_{Z,B}$* . Dengan menggunakan persamaan 2.17 dan 2.18 dapat dilihat berapa total gaya hambat yang harus dilawan oleh kendaraan untuk dapat melaju. Gambar. 4.5 , 4.6 dan 4.7 menunjukkan grafik nilai *Total Driving Resistance / required traction  $F_{Z,B}$*  pada berbagai macam kontur permukaan dan *gradient* kemiringan jalan.



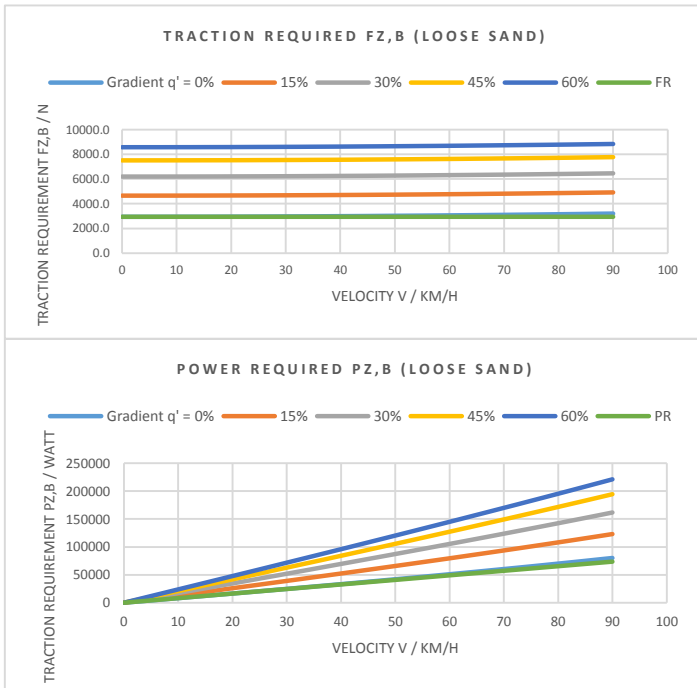
Gambar 4. 5 Traksi dan Daya yang dibutuhkan oleh kendaraan (Permukaan Aspal)

Terlihat pada gambar 4.5 grafik jika nilai dari *required traction  $F_{Z,B}$*  adalah tiap garis pada grafik yang menampilkan

jumlah total *Resistance* kendaraan berbanding dengan kecepatan laju kendaraan. Nilai dari *required traction*  $F_{Z,B}$  akan mengalami kenaikan seiring dengan penambahan *gradient* kemiringan jalan. Pada gambar 4.6 dan gambar 4.7 tampak nilai dari  $F_{Z,B}$  mengalami kenaikan secara konstan akibat penambahan gaya *Wheel Resistance* akibat perbedaan kontur permukaan jalan yaitu jalan tanah / *gravel* dan jalan berpasir atau lumpur. Kelima garis kebutuhan traksi yang mewakili tiap *gradient* menunjukkan peningkatan yang konstan.



Gambar 4. 6 Traksi dan Daya yang dibutuhkan oleh kendaraan (Permukaan Tanah/Kerikil)



Gambar 4. 7 Traksi dan Daya yang dibutuhkan oleh kendaraan (Permukaan Pasir/Lumpur)

### IV.3 Memilih Rasio dalam sistem *Powertrain*

- Menghitung *Smallest Powertrain Ratio*  $i_{A,min}$   
 Untuk menentukan nilai dari  $i_{A,min}$  maka variabel yang ditentukan adalah berapa kecepatan maksimal yang diinginkan, pada perancangan kali ini diinginkan jika kendaraan mobil dapat melaju hingga kecepatan 80 km/jam. Dengan menggunakan persamaan 2.32 dan data pada tabel 4.5 maka didapat nilai  $i_{A,min}$  yang diinginkan adalah 9.95.

Tabel 4. 5 Data dan perhitungan *Smallest Powertrain Ratio*  $i_{A,min}$ 

nM,max (1/min)	rdyn (m)	vmax (km/h)	$i_{A,min}$
6000	0.339	80	9.59

- Menghitung *The Largest Powertrain Ratio*  $i_{A,max}$   
Untuk menghitung nilai dari  $i_{A,max}$  maka variabel yang ditentukan adalah berapa *gradient* kemiringan maksimal yang diinginkan dapat ditempuh oleh mobil Mutiguna pedesaan. Pada perencanaan kali ini *gradient* yang diinginkan adalah sebesar 45 %. Dengan data pada tabel 4.6 dan persamaan 2.31 maka didapatkan nilai  $i_{A,max}$  yang diinginkan adalah sebesar 32.59.

Tabel 4. 6 Data dan perhitungan *Largest Powertrain Ratio*  $i_{A,max}$ 

mF	rdyn (m)	g (m/s <sup>2</sup> )	Surface	fR	cos ast (45%)	sin ast (45%)	TM,max (Nm)	$\eta_{tot}$	$i_{A,max}$
1200	0.339	9.81	Road Surface	0.035	0.91	0.41	57	95%	32.59

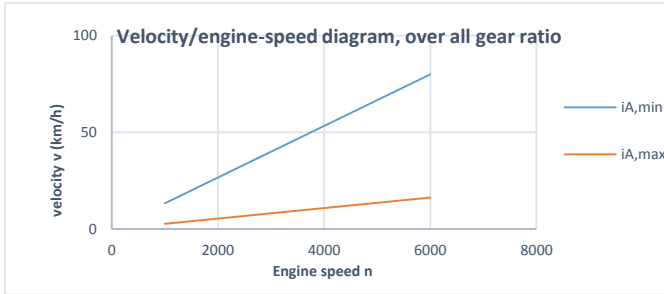
- Menentukan nilai *Clutch Ratio*,  $iS$  dan *Final Ratio*,  $iE$   
Besarnya nilai dari  $iS$  adalah 1 saat *clutch* dalam kondisi *fully engaged* dan besarnya nilai  $iE$  yang dipilih berdasar pada jenis komponen yang akan digunakan sebagai penghasil ratio. Tabel 4.7 menunjukkan referensi ratio yang dapat dipilih menggunakan berbagai komponen roda gigi. Pada perancangan ini nilai dari *Final Ratio*,  $iE$  yang dipilih adalah 5 dan komponen yang dipakai adalah *Bevel Gear*.

Tabel 4. 7 Referensi pemilihan komponen *Final Ratio*,  $iE$  [6]

Spur Gear axle drives	3.0 - 5.5
Bevel Gear Axle Drive	2.5 - 5.0
Worm Gear Axle Drive	> 5.50
Dipilih	5

- Menghitung *Overall Gear Ratio*  $i_{G,tot}$

Untuk mencari nilai *Overall Gear Ratio*  $i_{G,tot}$  atau *range of ratio* yang merupakan rasio antara *largest* dan *smallest ratio*, digunakan persamaan 2.28 yaitu :



Gambar 4. 8 Grafik Kecepatan/Putaran pada *range overall gear ratio*

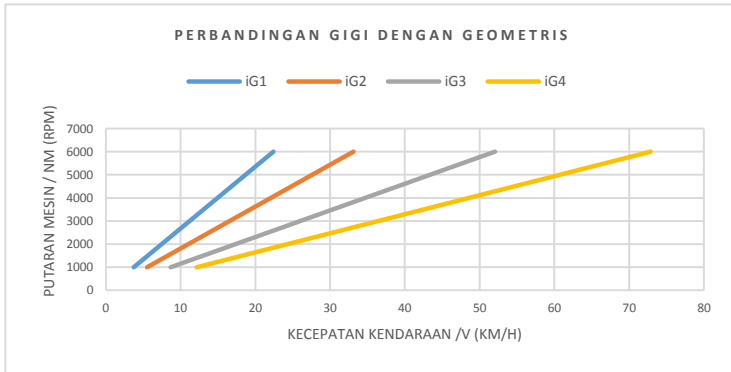
Gambar 4.8 menunjukkan bagaimana persebaran kecepatan kendaraan menggunakan berbagai rasio yang telah dirancang sebelumnya. Dengan nilai  $i_{A,min}$  maka tampak pada grafik jika kendaraan mampu melaju hingga kecepatan 80 km/jam seperti pada rancangan kecepatan maksimal kendaraan. Sedangkan pada grafik dengan nilai  $i_{A,max}$  maka kecepatan kendaraan yang dapat terjadi dengan range putaran engine maksimal adalah 20 km/jam hal ini terjadi karena memang nilai  $i_{A,max}$  dirancang untuk memberikan Torsi lebih agar kendaraan mobil dapat menanjak.

- Memilih *Intermediate Gears*

Setelah nilai dari rasio maksimal  $i_{A,max}$  dan rasio minimal  $i_{A,min}$  ditentukan, maka langkah selanjutnya adalah memilih pembagian kecepatan /  $z$  dan rasio disetiap tingkat kecepatannya. Menggunakan metode *Geometrical Step* dengan persamaan 2.33, 2.34 dan 2.35 maka dapat ditentukan setiap besar dari rasio kecepatan.

Tabel 4. 8 Hasil Pemilihan rasio tiap kecepatan

z	$iG_{tot}$	$\phi_{th}$	$i_n$			
			1	2	3	4
4	3.40	1.50	6.52	4.34	2.88	1.92
Gear yang dipilih			6.5	4.4	2.8	2

Gambar 4. 9 Grafik Kecepatan/Putaran pada setiap *gear ratio*

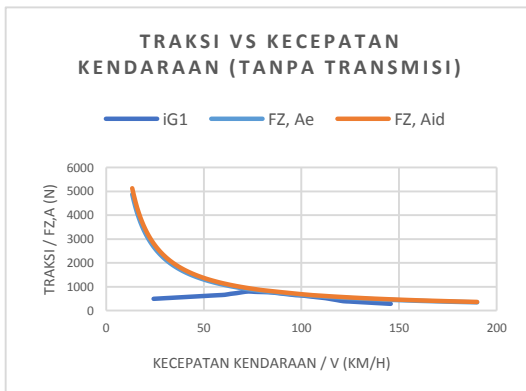
Hasil dari perhitungan menggunakan *Geometrical Step* dapat dilihat pada tabel 4.8. Tingkat kecepatan /  $z$  yang dipilih adalah 4 kecepatan. Ratio yang dipilih terlihat memiliki nominal yang berbeda dengan hasil perhitungan, hal ini dikarenakan dipilih rasio yang merupakan pembulatan hasil perhitungan untuk memudahkan dalam perancangan komponen elemen roda gigi pada transmisi selanjutnya.

Bagaimana persebaran kecepatan dengan rasio dari tiap tingkat kecepatan dapat dilihat pada Gambar 4.9. Terlihat 4 buah garis yang mewakili berapa laju kecepatan kendaraan di tiap kecepatan. Tampak pada gigi ke-4 dengan nilai rasio 2 kendaraan mampu melaju hingga mendekati kecepatan maksimal yang diinginkan yaitu 75 km/jam. Dan kecepatan saat gigi ke-1 dengan nilai rasio terendah yaitu 6.5 kendaraan akan melaju hingga kecepatan maksimal 22 km/jam.

#### IV.4 Menghitung Traksi oleh Powertrain / Traction Available

$F_{Z,A}$

Menggunakan data hasil *dynotest* mesin Sinjay 2 maka dapat dihitung berapa nilai Traksi yang dapat dihasilkan oleh *engine* tanpa tambahan sistem *Powertrain* dengan menggunakan persamaan 2.20. Data dan hasil perhitungan dari Traksi yang dapat dihasilkan dapat dilihat pada Gambar 4.10. Pada Grafik tampak nilai dari traksi yang dihasilkan pada range putaran kerja engine yaitu pada 1000 sampai 6000 rpm. Gambar 4.9 menunjukkan bagaimana *ideal traction hyperbola* dan *effective traction hyperbola* berdasar dengan Daya maksimal yang dapat dihasilkan oleh Mesin Sinjay. Pada Gambar 4.10 juga tampak bagaimana traksi yang dihasilkan tanpa sistem transmisi / *Powertrain* tidak dapat mengikuti bentuk dari *hyperbola*. Berdasar data ini maka diperlukan adanya sebuah sistem pengubah torsi dan kecepatan atau sistem *Powertrain*.

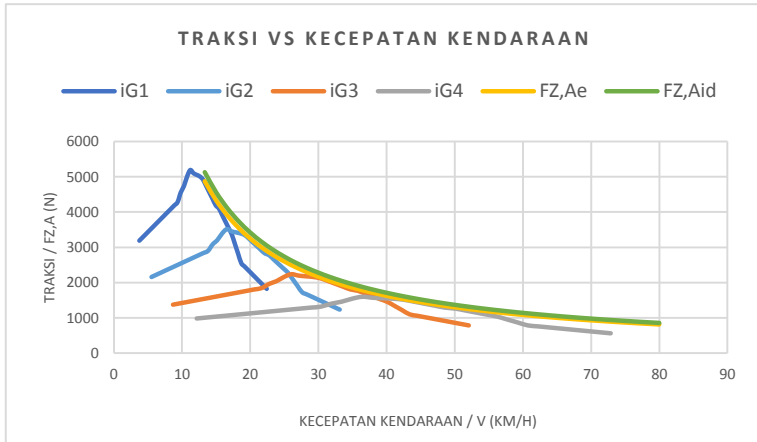


Gambar 4. 10 Grafik *Traction Hyperbola*

Menggunakan data hasil *dynotest* mesin Sinjay 2 dan data rasio – rasio pada komponen *powertrain* yang telah dihitung sebelumnya, maka dapat dihitung berapa traksi atau daya yang dapat dihasilkan oleh sistem *powertrain*. Menggunakan persamaan



2.20 maka dapat dilihat hasil dari setiap traksi yang dihasilkan. Hasil Perhitungan dari *Traction Available* setelah menggunakan penambahan sistem *Powertrain* dapat dilihat pada Gambar 4.11.

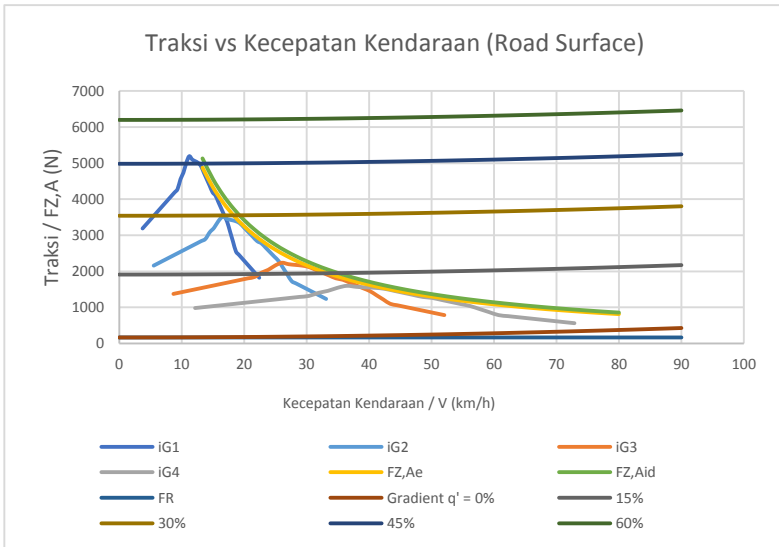


Gambar 4. 11 Grafik *Traction Available* – Kecepatan

Gambar 4.11 menjelaskan grafik dari persebaran traksi yang dibentuk pada setiap tingkatan giginya. Dapat dilihat setelah menggunakan sistem transmisi maka grafik *Traction Available* dapat lebih menyesuaikan bentuk dari *Traction Hyperbola* hal ini berdampak positif bagi tingkat keefektifan dan keefisienan penggunaan traksi yang dihasilkan oleh *engine*. Pada grafik dapat dilihat dengan sistem *Powertrain* yang telah dirancang Traksi maksimal yang dapat dihasilkan terjadi pada kondisi gigi kecepatan ke-1 yaitu sebesar 5100 N dan kendaraan mobil multiguna pedesaan dapat melaju hingga kecepatan maksimal 75 km/jam pada saat kondisi gigi kecepatan ke-4. Pada gambar juga dapat dilihat penggunaan 4 tingkat kecepatan transmisi berdampak positif karena traksi *loss* yang terjadi sangat minim dan hampir tidak ada area hilang traksi dibawah garis hiperbola. Hal ini tentu

juga menjadi landasan pemilihan karena jika dipilih tingkat yang lebih rendah, misal 3 tingkat maka yang terjadi *loss* traksi dibawah garis traksi hiperbola akan lebih besar daerah *loss*. Sedangkan jika dipilih tingkatan transmisi yang lebih banyak, misal kita pilih 5 tingkat, maka traksi *loss* yang terjadi akan lebih kecil, meskipun dengan menggunakan 4 tingkat *loss* traksi sudah sangat minim. Akan tetapi semakin banyak tingkatan kecepatan transmisi maka akan membutuhkan dimensi *gearbox* yang semakin besar dan tentunya tenaga yang hilang untuk memutar inersia tiap komponen yang berputar akan semakin besar, tentu hal ini dihindari saat proses pemilihan *design*.

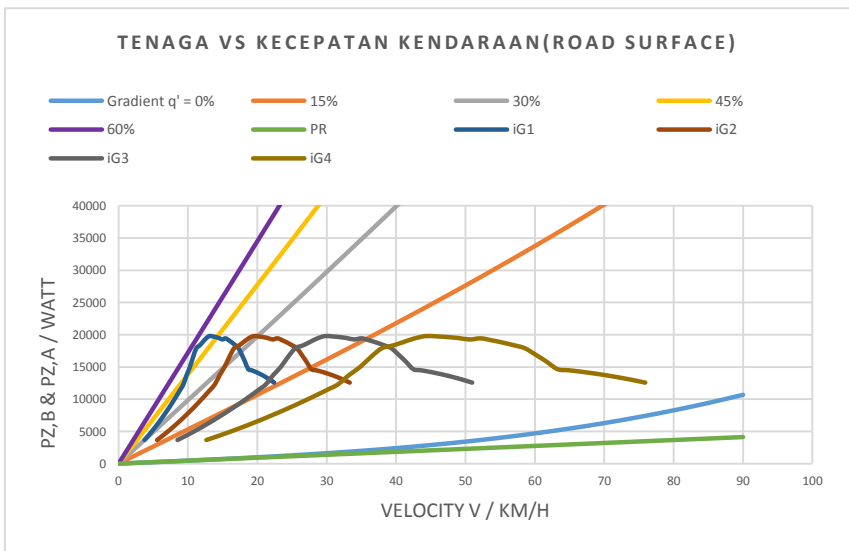
#### IV.5 Analisa Diagram Traksi



Gambar 4. 12 Grafik *Required Traction* /  $F_{z,B}$  dan *Available Traction* /  $F_{z,A}$  – Kecepatan

Setelah perhitungan *Required Traction* /  $F_{z,B}$  dan *Available Traction* /  $F_{z,A}$  dilakukan, maka dapat dilakukan analisa traksi yang

terjadi saat kendaraan mobil multiguna pedesaan saat berjalan. Gambar 4.12 menjelaskan bagaimana perbandingan grafik  $F_{Z,B}$  dan  $F_{Z,A}$  berbanding dengan kecepatan laju kendaraan. Tampak pada grafik jika kendaraan mampu melaju pada kondisi jalan mendatar (*gradient 0%*) hingga kecepatan maksimal 75 km/ jam, hal ini dikarenakan karena terjadi perpotongan antara garis  $F_{Z,B}$  dan  $F_{Z,A}$  yang mengindikasikan jika *Traction Available* sudah tidak dapat memenuhi *Traction required*. Selain itu juga tampak jika nilai  $F_{Z,A}$  terbesar pada kondisi tingkat gigi kecepatan ke-1 sudah tidak mampu melawan  $F_{Z,B}$  pada kondisi *gradient* kemiringan jalan 45%. Hal ini menyebabkan Mobil Multiguna pedesaan yang dirancang memiliki kapasitas kemampuan maksimal menanjak dengan kemiringan *gradient 45%*.



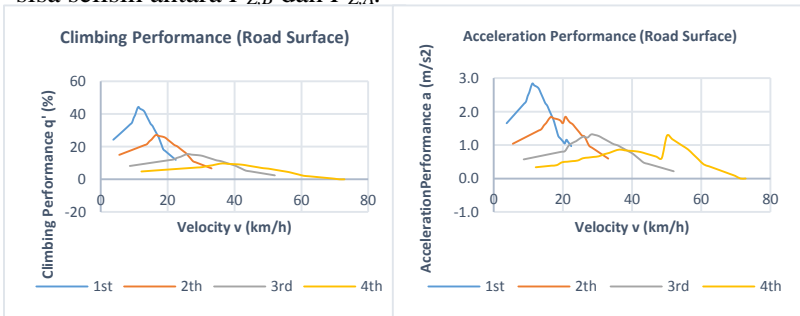
Gambar 4. 13 Grafik *Required Power / P<sub>Z,B</sub>* dan *Available Power / P<sub>Z,A</sub>* – Kecepatan

Gambar 4.13 menjelaskan bagaimana hubungan antara grafik Grafik Kebutuhan tenaga *Required Power / P<sub>Z,B</sub>* dan Daya

yang tersedia *Available Power* /  $P_{Z,A}$  berdasar pada kecepatan kendaraan. Dari grafik terlihat jika nilai pada tingkat kecepatan gigi 1 tenaga yang tersedia hanya mampu melawan gaya hambat total pada *gradient* jalan 45% pada kecepatan hingga 14 km/jam. Begitu juga berturut – turut kemampuan menanjak maksimal yang dapat ditempuh kendaraan saat melaju pada tingkat kecepatan gigi 2, gigi3, dan gigi 4 sebesar 30% hingga kecepatan 20 km/jam, 15% hingga kecepatan 35 km/jam , dan 10 % hingga kecepatan 50 km/jam. Kecepatan maksimal yang dapat ditempuh oleh mobil juga tampak sebesar 78 km/jam. Kecepatan maksimal yang dapat dibentuk terbatas oleh daerah putaran kerja *engine*.

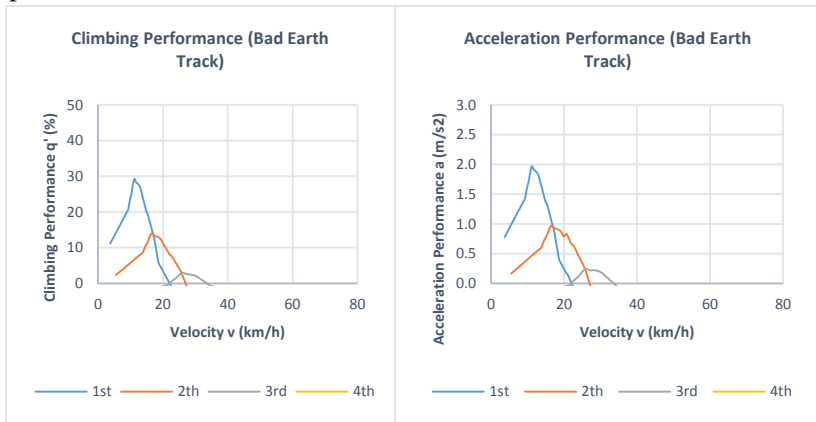
#### IV.6 Analisa Performa Kendaraan

Analisa bagaimana performa kendaraan dapat dilihat dari kemampuan percepatan kendaraan *Acceleration Performance* dan kemampuan kendaraan untuk menanjak *Climbing Performance*. Hal ini sangat membantu dalam memperjelas analisa dari Karakteristik Traksi Kendaraan. Untuk mendapatkan data performa Kendaraan sebelumnya harus dihitung terlebih dahulu nilai dari Traksi yang berlebih *Exceeds Traction* yang merupakan sisa selisih antara  $F_{Z,B}$  dan  $F_{Z,A}$ .



Gambar 4. 14 Grafik *Climbing* dan *Acceleration Performance* pada permukaan aspal

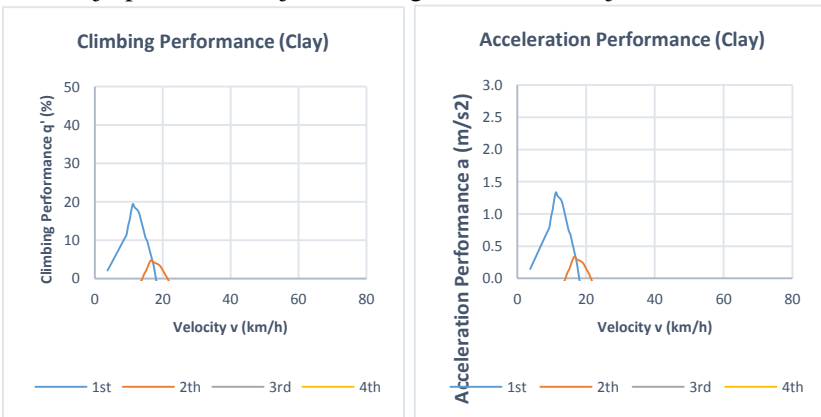
Menggunakan persamaan 2.38 dapat dihitung nilai dari *Excess Traction*. Setelah didapat nilai dari *Excess Traction*, maka dapat dihitung nilai dari *Acceleration Performance* menggunakan persamaan 2.43 dan *Climbing Performance* menggunakan persamaan 2.41.



Gambar 4. 15 Grafik *Climbing* dan *Acceleration Performance* pada permukaan tanah/kerikil

Gambar 4.14 menunjukkan grafik *climbing* dan *acceleration performance* pada permukaan jalan aspal. Tampak pada grafik *Climbing Performance* mobil multiguna pedesaan rancangan akan mampu menanjak hingga gradient 45% pada saat mobil dalam kondisi gigi kecepatan ke-1. Dan mobil akan mampu melakukan akselerasi maksimal 2,8 m/s<sup>2</sup>. Pada Gambar 4.15 menunjukkan performa saat mobil melaju pada permukaan tanah atau kerikil. Tampak pada grafik jika terdapat penurunan performa *climbing* dan *acceleration*. Mobil ahanya akan mampu menanjak maksimal pada *gradient* kemiringan jalan 30 % dan akselerasi maksimal 2 m/s<sup>2</sup>. Tampak pula pada grafik jika saat kondisi tingkat gigi kecepatan ke-4 Mobil sudah tidak dapat melaju pada medan tanjakan dan sudah tidak dapat melakukan akselerasi.

Kondisi *performance* kendaraan saat melaju pada kondisi permukaan tanah lumpur atau asir dapat dilihat pada Gambar 4.16. Tampak pada gambar jika kendaraan hanya mampu berjalan maksimal dengan *gradient* kemiringan jalan sebesar 20 % pada kondisi tingkat gigi kecepatan ke-1, begitu juga terjadi penurunan drastis dari performa kendaraan untuk melakukan akselerasi dengan nilai maksimal akselerasi sebesar  $1.3 \text{ m/s}^2$ . Tingkat gigi kecepatan 3 dan 4 juga sudah tidak mampu membuat mobil untuk melaju berjalan dengan jalan yang memiliki *gradient* kemiringan dan melakukan percepatan. Jika mobil dipaksakan berjalan dengan gigi kecepatan ke 3 dan 4 maka yang terjadi adalah mobil akan mengalami perlambatan dan akan berhenti, bahkan jika berjalan melaju pada kondisi jalan miring mobil akan berjalan mundur.



Gambar 4. 16 Grafik *Climbing* dan *Acceleration Performance* pada permukaan lumpur/pasir

#### IV.7 Analisa Mode Operasi 2WD dan 4WD

Mobil Multiguna Pedesaan dirancang untuk dapat beroperasi pada medan jalan pedesaan yang sulit seperti medan lumpur, tanah basah dan jalan yang memiliki *gradient* kemiringan jalan yang ekstrim. Dengan Tujuan untuk membuat Mobil dapat melaju lebih handal maka ditambahkan fitur mode operasi *four*

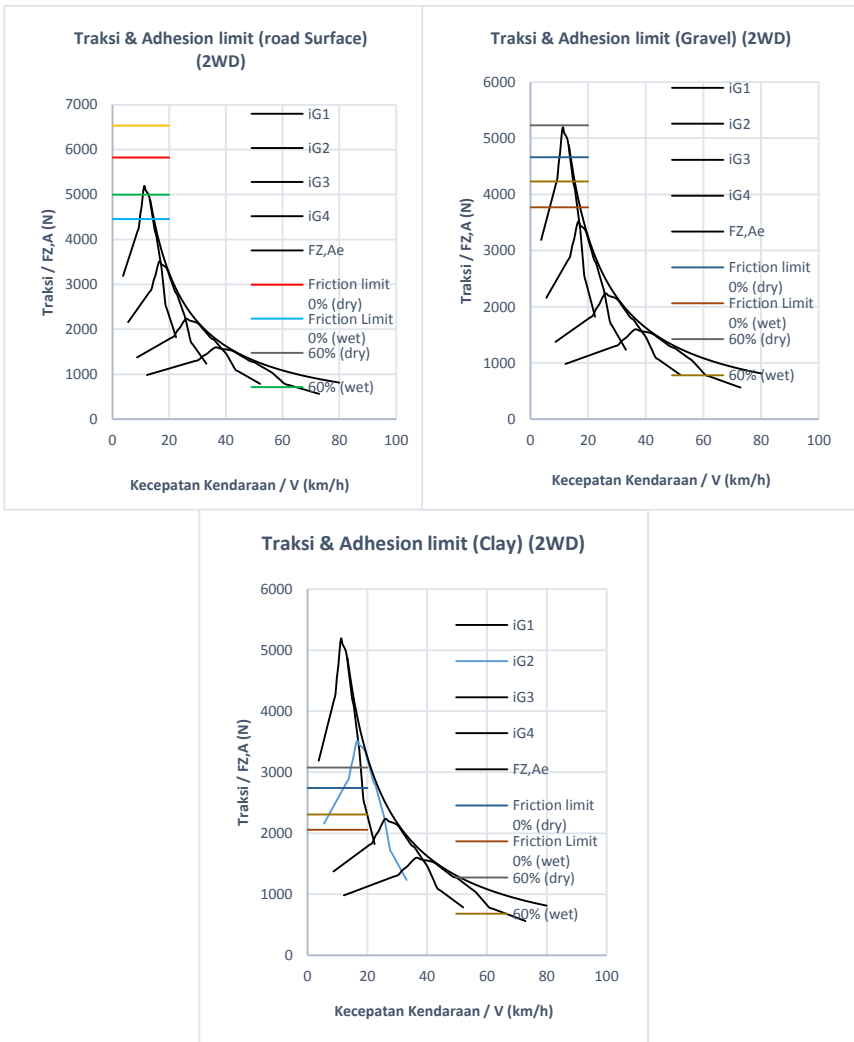
*wheel drive* untuk meningkatkan performa kendaraan. Untuk menganalisa hal ini diperlukan perhitungan untuk menghitung gaya normal mobil pada roda depan dan roda belakang dan beda *Friction Limit* antara mode operasi 2WD dan 4WD.

Tabel 4. 9 Data dan Hasil Perhitungan Gaya Kontak saat kecepatan 0-50km/jam

$l1$ (m)	$l2$ (m)	$h$ (m)	Wheel Base (m)	$ha$ (m)	$W_f$ (N)					$W_r$ (N)				
					0%	15%	30%	45%	60%	0%	15%	30%	45%	60%
1.085	1.085	0.6	2.17	1	4920	4372	3736	3066	2406	6852	7270	7539	7670	7688

Dengan menggunakan persamaan 2.21 dan 2.22 dapat diperoleh besar nilai dari gaya kontak roda depan dan roda belakang. Besar perhitungan nilai Gaya Kontak Roda depan dan belakang pada berbagai *gradient* kemiringan jalan tampak pada tabel 4.9. Selanjutnya untuk menghitung besar traksi maksimum anantara ban dan permukaan jalan yang dibatasi oleh batas kelekatan/*adhesion limit*, dapat menggunakan persamaan 2.10 untuk mode operasi 2WD dan persamaan 2.11 untuk mode operasi 4WD. Gambar 4.17 sampai Gambar 4.18 menunjukkan besar *Adhesion Limit* Mobil saat mode operasi 2WD dan 4WD pada kondisi kontur jalan Aspal, Tanah, dan Lumpur.

Bagaimana detail pengaruh mode 4WD dalam meningkatkan performa mobil dapat dilihat pada Gambar 4.17 dan 4.18. Tampak pada gambar 4.17 saat mode 2WD kontur permukaan jalan aspal nilai *Adhesion Limit* sangat jauh berada diatas grafik traksi kendaraan sehingga saat melaju di jalan aspal Mobil akan aman tidak mengalami slip pada ban. Kondisi akan berbeda saat mobil melaju pada permukaan tanah, Saat kondisi jalan tanah kerikil basah atau terdapat kemiringan nilai Traksi mobil berada diatas nilai *Adhesion Limit* sehingga Mobil akan kehilangan gaya dorong karena roda mengalami slip, pada kondisi ini mobil harus memulai start jalan pada gigi kecepatan ke-2 untuk menurunkan Torsi. Pada kondisi tanah lumpur atau pasir mobil sudah tidak bisa lagi berjalan akibat slip yang terjadi karena hampir keseluruhan traksi dorong yang dihasilkan berada diatas *Adhesion Limit*.

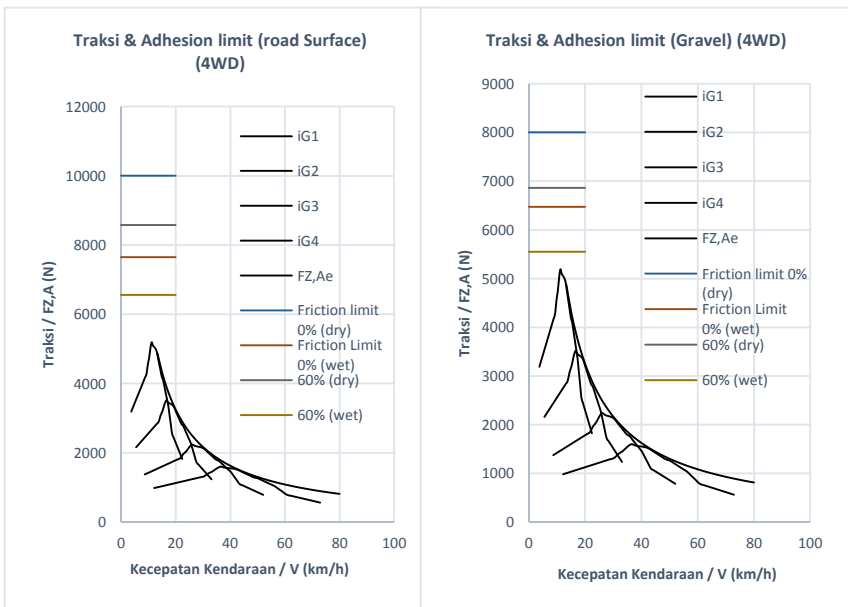


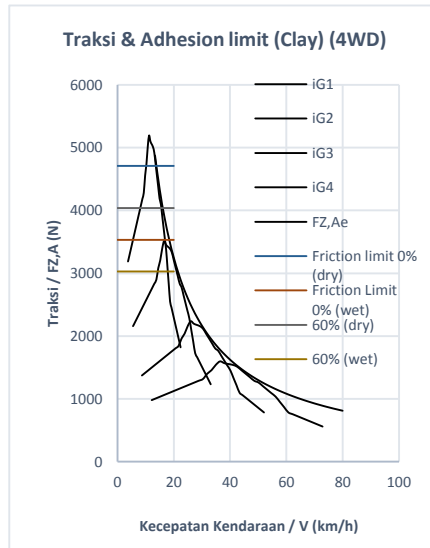
Gambar 4. 17 Grafik Adhesion Limit 2WD pada berbagai jenis kontur jalan

Bagaimana peningkatan performa saat mode 4WD terlihat pada gambar 4.18, Memang saat kondisi jalan aspal Adhesion Limit



yang terjadi sangat berada jauh diatas traksi dorong yang dihasilkan, hal ini mengindikasikan jika mobil dirancang beroperasi dominan di jalan aspal dengan sistem penggerak 2WD sudah mencukupi. Kondisi menjadi sangat berbeda saat mobil berjalan di permukaan tanah atau kerikil, meskipun kondisi dipersulit dengan jalan tanah basah dan memiliki kemiringan , *Adhesion Limit* semua masih berada diatas grafik traksi dorong sehingga mobil dapat melaju dengan lancer karena tenaga traksi dorong tersalur ke jalan dengan maksimal tanpa ada slip. Mobil rancangan Multiguna Pedesaan juga masih mampu untuk berjalan pada kondisi medan lumpur atau pasir, dengan melakukan strat jalan menggunakan tingkat gigi kecepatan ke-2 berdasar grafik mobil akan mampu berjalan tanpa terjadi slip.





Gambar 4. 18 Grafik Adhesion Limit 4WD pada berbagai jenis kontur jalan

## IV.8 Perhitungan dan analisa komponen *Powertrain*

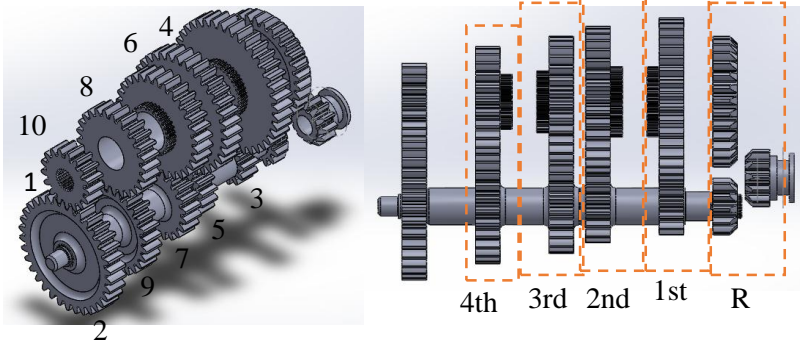
Analisa Karakteristik Traksi yang telah dilakukan memberikan data rasio – rasio tiap komponen *Powertrain* yang akan digunakan. Data rasio tersebut selanjutnya akan digunakan sebagai dasar perancangan komponen elemen mesin yang akan membentuk nilai dari rasio yang diharapkan. Hasil data geometri dan pemilihan material dari tiap komponen elemen mesin selanjutnya menjadi fokus perhitungan dan analisa.

### IV.8.1. Perhitungan dan analisa *Spur Gear*

Komponen elemen mesin pertama yang digunakan sebagai pembentuk rasio adalah *Spur Gear*, karena memiliki efisiensi yang tinggi maka komponen ini dipilih. Komponen *Spur Gear* dan *Helical Gear* memang sudah lazim digunakan pada komponen yang terdapat pada *Powertrain* mobil. Pada perancangan Mobil Multiguna Pedesaan kali ini *Spur Gear* digunakan pada sistem *Gear Box* dan *Transfer Case*.

#### IV.8.1.1. Spur Gear GearBox

Terdapat 4 tingkat kecepatan membutuhkan 4 pasangan *Spur Gear* untuk membentuk rasio yang diinginkan. Rancangan tingkat kecepatan ke-1 yang cukup besar yaitu dengan rasio 6,5. Maka diputuskan untuk menambah 1 buah pasangan *Spur Gear* untuk mereduksi awal semua tingkat kecepatan dengan nilai rasio 2 untuk mengefisiensikan keseluruhan dimensi dari *GearBox*. Gambar 4.19 menunjukkan komposisi susunan dan penamaan dari tiap pasangan *Spur Gear*.



Gambar 4. 19 Pasangan dan penamaan *Spur Gear* pada *Gear Box* setiap tingkat kecepatan

Menggunakan Persamaan 2.23 dan 2.24 maka dapat diperoleh berapa Torsi dan Putaran *engine* yang bekerja pada tiap kecepatan. Tabel 4.11 menunjukkan data perhitungan Torsi dan kecepatan rotasi tiap tingkat kecepatan.

Tabel 4. 10 Data dan Hasil Perhitungan Torsi dan Putaran Kerja *Spur Gear GearBox*

(a) reverse shaft	From clutch		counter shaft		Pasangan 1st					Pasangan 2nd				
	Gear 1		Gear 2		e1	Gear 3		Gear 4		e2	Gear 5		Gear 6	
	$\omega 1$ (rpm)	T1 (lb.ft)	$\omega 2$ (rpm)	T2 (lb.ft)		$\omega 3$ (rpm)	T3 (lb.ft)	$\omega 4$ (rpm)	T4 (lb.ft)		$\omega 5$ (rpm)	T5 (lb.ft)	$\omega 6$ (rpm)	T6 (lb.ft)
2	3000	42	1500	84	3.2	1500	84	469	269	2	1500	84	682	185
e3	Pasangan 3rd				Pasangan 4th				Pasangan Mundur					
	Gear 7		Gear 8		e4	Gear 9		Gear 10		Mundur (p)		Mundur		
	$\omega 7$ (rpm)	T7 (lb.ft)	$\omega 8$ (rpm)	T8 (lb.ft)		$\omega 9$ (rpm)	T9 (lb.ft)	$\omega 10$ (rpm)	T10 (lb.ft)	$\omega p$ (rpm)	Tmp (lb.ft)	$\omega p$ (rpm)	Tp (lb.ft)	
1.40	1500	84	1071	118	1	1500	84	1500	84	2.5	1500	84	600	210

Pada data terlihat jika torsi terbesar terjadi pada saat Tingkat Kecepatan Gigi ke-1. Maka pinion pasangan *Gear* ini atau *Gear 4* yang akan dijadikan acuan untuk proses perhitungan geometri dan material. Menggunakan persamaan 2.44 sampai 2.62 maka didapatkan Tabel 4.12 yang merupakan geometri dan material dari setiap *Spur Gear*.

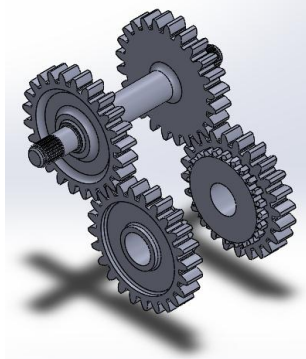
Tabel 4. 11 Geometri dan Material *Spur Gear GearBox*

<i>Gear</i>	<i>Tooth System</i>	<i>Pressure Angle <math>\phi</math> (deg)</i>	<i>diametral pitch (P)</i>	<i>Addendum (a)</i>	<i>Dedendum (b)</i>	<i>d</i>		<i>N (teeth)</i>	<i>p (inch)</i>	<i>Material</i>	<i>Sc (psi)</i>	<i>St (psi)</i>	<i>F (in)</i>
						<i>(inch)</i>	<i>(mm)</i>						
1	Full Depth	20	6	0.167	0.208	2.833	72.0	17	0.524	Steel, Grade 2 Carburized and Hardened	225	65	1
2	Full Depth	20	6	0.167	0.208	5.667	143.9	34	0.524	Steel, Grade 2 Carburized and Hardened	225	65	1
3	Full Depth	20	6	0.167	0.208	2.000	50.8	12	0.524	Steel, Grade 2 Carburized and Hardened	225	65	1
4	Full Depth	20	6	0.167	0.208	6.500	165.1	39	0.524	Steel, Grade 2 Carburized and Hardened	225	65	1
5	Full Depth	20	6	0.167	0.208	2.667	67.7	16	0.524	Steel, Grade 2 Carburized and Hardened	225	65	1
6	Full Depth	20	6	0.167	0.208	5.833	148.2	35	0.524	Steel, Grade 2 Carburized and Hardened	225	65	1
8	Full Depth	20	6	0.167	0.208	5.000	127.0	30	0.524	Steel, Grade 2 Carburized and Hardened	225	65	1
9	Full Depth	20	6	0.167	0.208	4.333	110.1	26	0.524	Steel, Grade 2 Carburized and Hardened	225	65	1
10	Full Depth	20	6	0.167	0.208	4.167	105.8	25	0.524	Steel, Grade 2 Carburized and Hardened	225	65	1
R Pinion	Full Depth	20	6	0.167	0.208	2.833	72.0	17	0.524	Steel, Grade 2 Carburized and Hardened	225	65	1
R Gear	Full Depth	20	6	0.167	0.208	5.667	143.9	34	0.524	Steel, Grade 2 Carburized and Hardened	225	65	1

#### IV.8.1.2. Spur Gear Transfer Case

Komponen *Spur Gear* juga digunakan pada *Transfer Case* yaitu untuk memindah tenaga *engine* memutar mesin produksi dan memungkinkan mode 4 *Wheel Drive*. Gambar 4.20 menunjukkan susunan dan penamaan *Spur Gear* pada sistem *Transfer Case*. Pada susunan susunan *Spur Gear* rancangan ini tidak terdapat rasio yang dibentuk atau rasio 1. Susunan *Spur Gear* hanya murni untuk memindahkan tenaga *engine* pada komponen yang diinginkan. Keempat *Spur Gear* memiliki geometri yang sama, menggunakan

persamaan 2.44 sampai 2.62 maka didapat nilai dari geometri *Spur Gear* dan material yang dipilih tampak pada Tabel.4.13.



Gambar 4. 20 Pasangan *Spur Gear* pada *Transfer Case*

Tabel 4. 12 Geometri dan Material *Spur Gear Transfer Case*

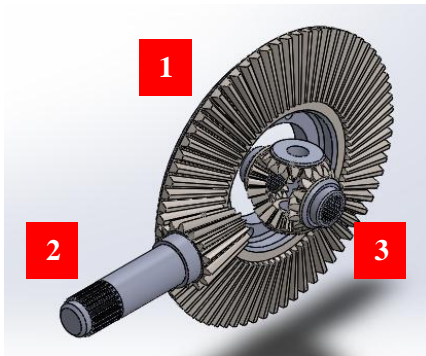
Tooth System	Pressure Angle $\phi$ (deg)	diametral pitch (P)	Addend um (a)	Dedend um (b)	d		N (teeth)	p (inch)	Material	Sc (psi)	St (psi)	F (in)
					(inch)	(mm)						
Full Depth	20	4	0.250	0.313	6.000	152.400	24	0.786	Steel, Grade 2 Carburized and Hardened	225000	65000	1

#### IV.8.2. Perhitungan dan analisa *Bevel Gear* pada *Differential*

*Bevel Gear* dibutuhkan pada proses perancangan sistem *Powertrain* kali ini karena posisi *engine* yang searah dengan bidang longitudinal kendaraan, sehingga dibutuhkan komponen pemindah daya dengan sudut siku untuk memindah tenaga ke roda mobil. *Bevel Gear* juga memiliki fungsi untuk membentuk rasio torsi dan putaran *engine* menggunakan data analisa karakteristik kendaraan didapat rasio dari *differential* atau *final drive* yang diinginkan sebesar 5. Gambar 4.21 menjelaskan komponen *Bevel Gear* yang terdapat pada komponen *differential*.

Pasangan *Spider & Ring Gear* dirancang tidak memiliki rasio, jadi saat salah satu roda dalam keadaan diam maka kecepatan diroda yang lain akan sama dengan kecepatan putaran pinion gear. Dengan persamaan 2.63 sampai 2.77 maka dapat diperoleh

geometri dan dimensi dari pasangan *Bevel Gear* seperti dapat dilihat pada Tabel 4.14



- 1= Bevel / Crown Gear
- 2= Pinion Gear
- 3= Spider & Ring Gear

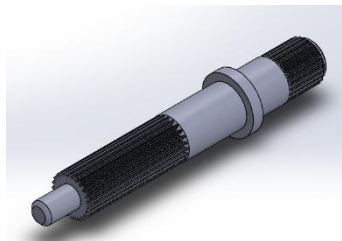
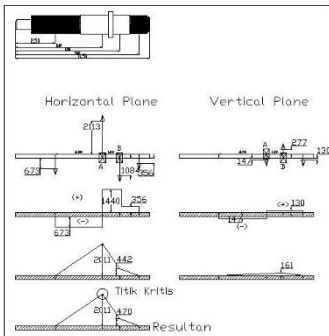
Gambar 4. 21 Pasangan *Bevel Gear* pada *Transfer Case*

Tabel 4. 13 Geometri dan Material *Bevel Gear* pada *Differential*

Tooth System	diametral pitch (P)	Np (teeth)	Ng (teeth)	Pressure angle $\phi$	Pitch Angles		d (inch)		Face Width (F) (inch)	Material	Sac (kpsi)	Sat (kpsi)
					$\gamma$	$r$	pinion	gear				
Full Depth	8	14	70	20	11.31	78.69	1.75	8.75	2	Steel ,Grade 2 Carburized and Hardened	225	35

### IV.8.3. Perhitungan dan analisa Poros

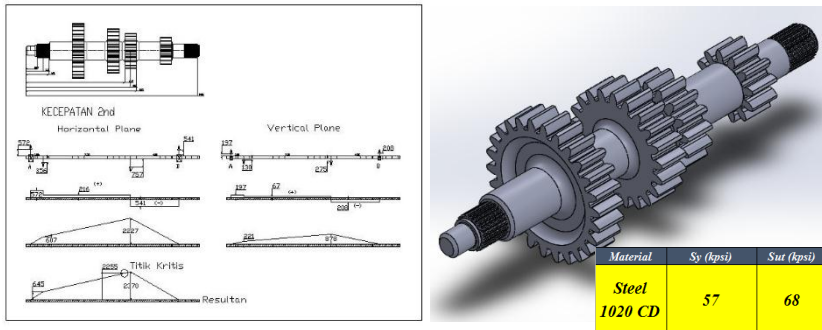
#### IV.8.3.1 Poros *GearBox*



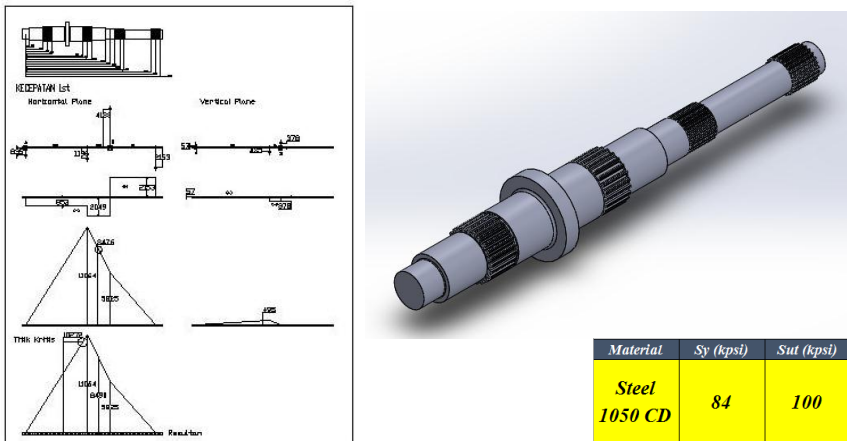
Material	Sy (kpsi)	Sut (kpsi)
Steel 1020 CD	57	68

Gambar 4. 22 *Input Shaft* pada *Gear Box*

Pada sistem *Gear Box* terdapat 3 buah poros penyusun, yaitu *Shaft Input* (Gambar 4.22), *Counter Shaft* (Gambar 4.23) dan *Main Shaft* (Gambar 4.24). Tiap poros telah dilakukan analisa Tegangan Geser dan Momen Diagram. Momen Kritis ditentukan dengan titik bagian pada poros yang terdapat Tegangan Geser, Momen Diagram yang paling besar, dan konsentrasi Tegangan.



Gambar 4. 23 *Counter Shaft* pada *Gear Box*



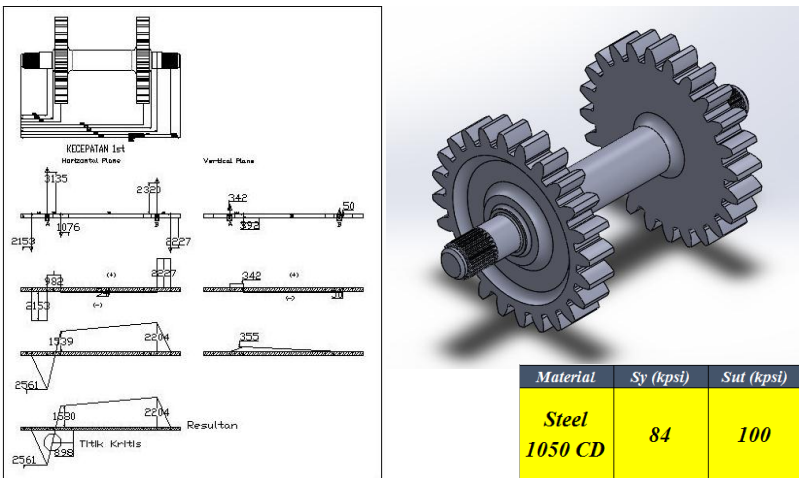
Gambar 4. 24 *Main Shaft* pada *Gear Box*

Tampak pada gambar titik kritis biasanya ditentukan pada lokasi *shoulder* atau *fillet* dimana momen terbesar terjadi pada

poros. Menggunakan persamaan 2.78 – 2.86 untuk menganalisa kegagalan poros tiap komponen *shaft* dirancang memiliki nilai *Safety Factor* lebih dari 1. Pada Proses perhitungan *Counter Shaft* digunakan data saat *GearBox* bekerja pada tingkat kecepatan ke-2 karena momen terbesar terjadi saat bekerja pada kecepatan ke-2. Sedangkan untuk perhitungan *Main Shaft* dilakukan saat *GearBox* bekerja pada kondisi tingkat kecepatan ke-1.

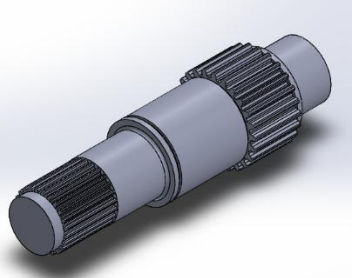
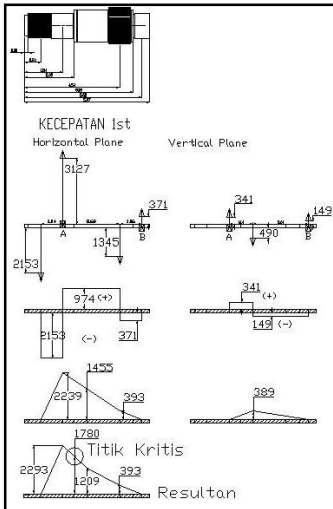
**IV.8.3.2 Poros Transfer Case**

Terdapat 4 buah poros penyusun sistem *Transfer case* yaitu *Main Shaft* (Gambar 4.25) , 2 buah *Bottom Shaft* (Gambar 4.26), dan *Output Shaft* (Gambar 4.27). Semua proses perhitungan pada ketiga jenis poros dilakukan saat sistem *PowerTrain* bekerja pada Torsi putaran tertinggi yaitu saat bekerja di tingkat kecepatan ke-1. Menggunakan persamaan 2.78-2.86. dilakukan analisa Tegangan Geser dan Momen yang terjadi untuk menentukan titik kritis dan analisa kegagalan. Tiap poros dirancang memiliki nilai *Safety Factor* lebih dari 1.



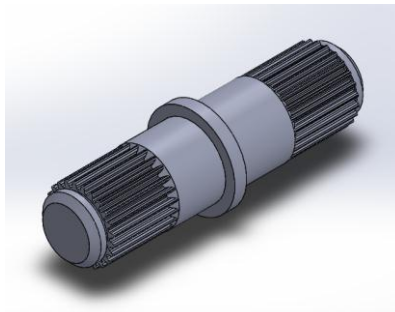
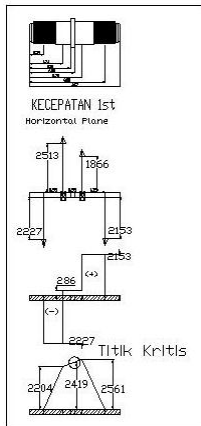
Gambar 4. 25 *Main Shaft* pada *Transfer Case*





Material	Sy (kpsi)	Sut (kpsi)
Steel 1050 CD	84	100

Gambar 4. 26 Bottom Shaft pada Transfer Case



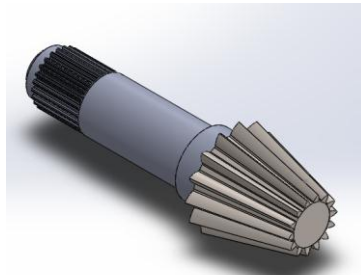
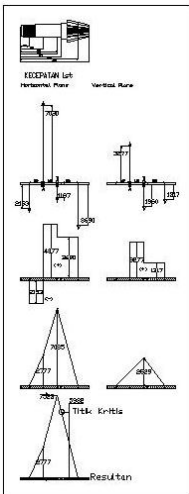
Material	Sy (kpsi)	Sut (kpsi)
Steel 1050 CD	84	100

Gambar 4. 27 Output Shaft pada Transfer Case

### IV.8.3.3 Poros Differential

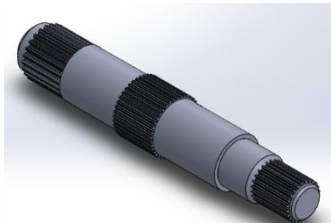
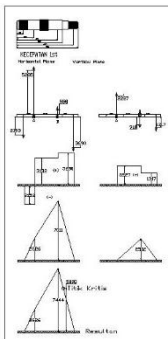
Poros pada differential terdiri dari Shaft Pinion (Gambar 4.28), dan Ring Shaft (Gambar 4.29 & 4.30). Persamaan 2.78

sampai 2.86 digunakan untuk menghitung geometri dan analisa kegagalan poros. Perhitungan dilakukan pada saat kondisi Torsi terbesar terjadi yaitu saat *Powertrain* bekerja pada tingkat kecepatan ke-1. Poros *pinion* menjadi satu atay *cast* dengan *pinion bevel*. Poros *ring gear* yang nantinya akan memutar roda kendaraan.



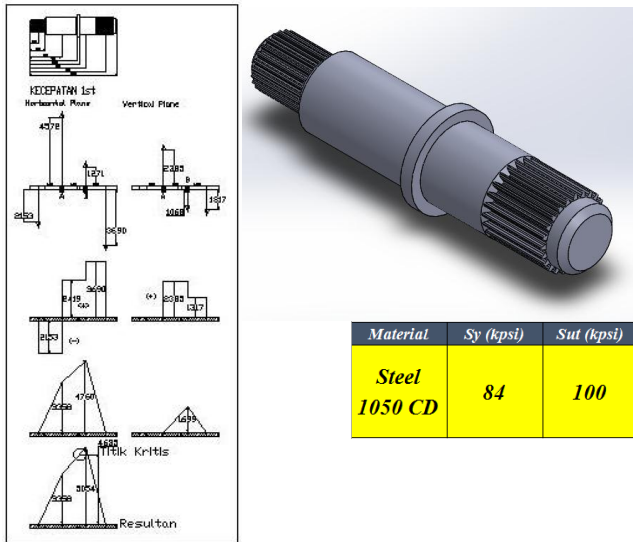
Material	Sy (kpsi)	Sut (kpsi)
Steel 1050 CD	84	100

Gambar 4. 28 Pinion Shaft pada Differential



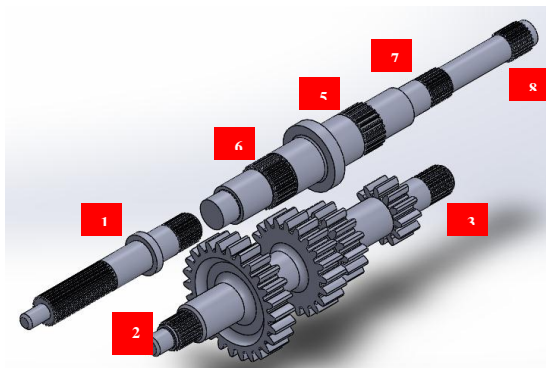
Material	Sy (kpsi)	Sut (kpsi)
Steel 1050 CD	84	100

Gambar 4. 29 Ring Shaft I pada Differential



Gambar 4. 30 Ring Shaft 2 pada Differential

#### IV.8.4. Perhitungan dan analisa Splines



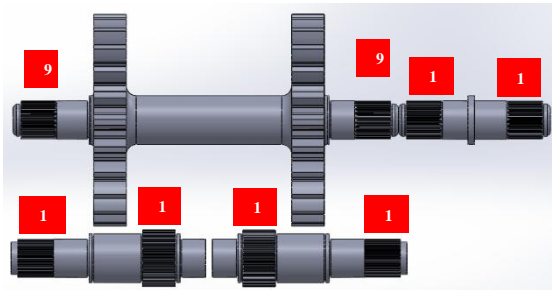
Gambar 4. 31 Splines pada Gear Box

Tegangan batas ijin yang mampu diterima oleh konstruksi splines dapat dicari dengan persamaan 2.87 sampai 2.90 . Tabel 4.15

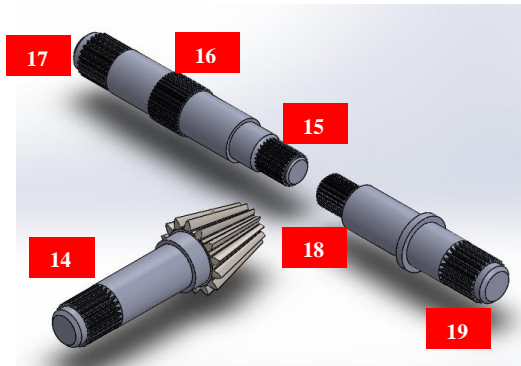
menunjukkan perhitungan tegangan maksimal ijin oleh kontrusi splines dan dibandingkan dengan Tegangan *yield strength* dari material pembentuk komponen poros. Tampak jika hampir keseluruhan tegangan maksimal ijin oleh *splines* masih sangat jauh dari tegangan *yield strength* poros sehingga sangat aman dari terjadinya kegagalan material. Gambar 2.30 , 2.31, 2.32 menunjukkan posisi *splines* yang terpasang pada setiap poros di *Gearbox*, *Transfer Case*, dan *Differential*.

Tabel 4. 14 Geometri dan Material *Bevel Gear* pada *Differential*

Type	Shaft Material	Sy (psi)	Assembly on	Detail Shaft	D (shaft) (inch)	Length splines (inch)	Largest T / Torque (Lbf.in)	Ss (psi)	Compare Sy
1	1020 CD	57000	Gear Box	Shaft Input	1	1	504	642	AMAN
2	1020 CD	57000	Gear Box	Counter Shaft (Gear 9)	1	1	1009	1284	AMAN
3	1020 CD	57000	Gear Box	Counter Shaft (Reverse Pinion)	1	1	2522	3210	AMAN
4	1050 CD	84000	Gear Box	Main Shaft (Gear 10)	1	1	1009	1284	AMAN
5	1050 CD	84000	Gear Box	Main Shaft (Hub 1)	2	1	1413	799	AMAN
6	1050 CD	84000	Gear Box	Main Shaft (Hub 2)	2	1	3229	1826	AMAN
7	1050 CD	84000	Gear Box	Main Shaft (Reverse Gear)	1	1	2522	3210	AMAN
8	1050 CD	84000	Gear Box	Main Shaft (Splines Out)	1	1	3229	4109	AMAN
9	1050 CD	84000	Transfer Case	TC Main Shaft (Splines In & Hub 3)	1	1	3229	4109	AMAN
10	1050 CD	84000	Transfer Case	TC Bottom Shaft (Splines Out)	1	1	3229	4109	AMAN
11	1050 CD	84000	Transfer Case	TC Bottom Shaft (Hub 1)	2	1	3229	1826	AMAN
12	1050 CD	84000	Transfer Case	TC Output Shaft (Hub 4)	1	1	3229	4109	AMAN
13	1050 CD	84000	Transfer Case	TC Output Shaft (Splines Out)	1	1	3229	4109	AMAN
14	1050 CD	84000	Differential	Shaft Pinion Bevel (Splines In)	1	1	3229	4109	AMAN
15	1050 CD	84000	Differential	Shaft Ring 1 (Ring Gear 1)	1	1	3229	7305	AMAN
16	1050 CD	84000	Differential	Shaft Ring 1 (Sleeve 1)	1	1	3229	2946	AMAN
17	1050 CD	84000	Differential	Shaft Ring 1 (Splines Out)	1	1	3229	4109	AMAN
18	1050 CD	84000	Differential	Shaft Ring 2 (Ring Gear 2)	1	1	3229	7305	AMAN
19	1050 CD	84000	Differential	Shaft Ring 1 (Splines Out)	1	1	3229	4109	AMAN



Gambar 4.30 *Splines* pada *Transfer Case*



Gambar 4. 32 *Splines* pada *Differential*

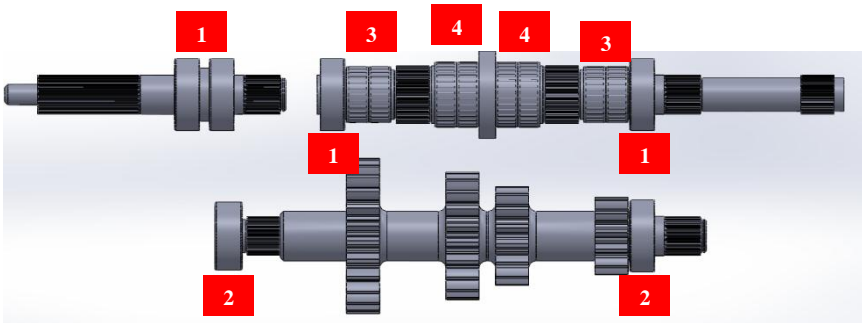
#### IV.8.5. Perhitungan dan analisa *Bearing*

Untuk menopang kerja poros maka diberikan *bearing* , pada sistem *Gearbox* dan *Transfer Case* hanya terdapat gaya reaksi tumpuan searah *radial* karena hanya menggunakan komponen *Spur Gear* sebagai pemindah daya. Oleh karena itu pada kedua sistem ini digunakan *bearing* jenis *Roller Bearing* karena dapat menopang gaya tumpuan arah *radial* lebih besar. Sedangkan pada komponen *differential* terdapat gaya tambahan ke arah *axial* karena menggunakan komponen *Bevel Gear* sebagai komponen penyalur daya. Oleh karena itu pada sistem *differential* digunakan *bearing* jenis *Tapered Roller Bearing* karena juga dapat menopang gaya arah *axial* dan masih memiliki kemampuan menopang gaya *Radial* yang besar.

Persamaan 2.95 sampai 2.97 digunakan untuk mengetahui berapa beban ekuivalen dan *Rating of life* dari setiap *bearing*. Tabel 4.16 menunjukkan perhitungan dari setiap *bearing* yang dipilih, menggunakan dasar beban *radial* dan *axial* yang terbesar terjadi pada tumpuan poros. *Bearing* yang digunakan berasal dari katalog *SKF* dengan jenis *Single Row Cylyndrical Roller* , *Needle roller*, dan *Single Row Tapered Roller Bearing*.

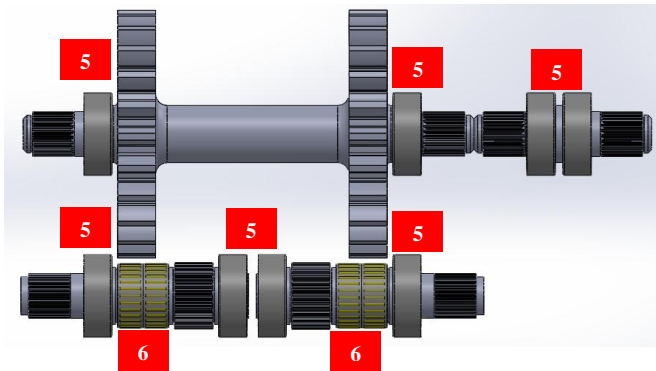
Tabel 4. 15 Data Perhitungan dan *Rating Life Bearing* pada *Powertrain*

Bearing	Assembly On	Detail Shaft	Type	Detail	dbore (inch)	B	C (lb)	Co (lb)	Fx (lb)	Fy (lb)	Fa (lb)	Fr (lb)	V (rotation factor)	Fa/Co	Xi	Yl	Fc (P)	b	n (rpm)	L10 Rating Life (hour)
1	Gear Box	Main Shaft	Single Row Cylindrical Roller	NCF 3006 CV	1.181	0.748	8902	9892	2153	1196	0	2463	1	0	-1	0	2463	3.3	469	2575
2	Gear Box	Counter Shaft	Single Row Cylindrical Roller	NJ 2304 NCP	0.787	0.827	10678	8542	1009	356	0	1070	1	0	-1	0	1070	3.3	1500	23777
3	Gear Box	Main Shaft	Needle Roller Bearing	K 38 x 43 x 17	1.496	0.669	4451	8767	0	435	0	435	1	0	-1	0	435	3.3	469	82649
4	Gear Box	Main Shaft	Needle Roller Bearing	K 45 x 50 x 17	1.772	0.669	4856	10454	0	435	0	435	1	0	-1	0	435	3.3	469	110486
5	Transfer Case	Bottom Shaft	Single Row Cylindrical Roller	NCF 3006 CV	1.181	0.748	8902	9892	3127	341	0	3146	1	0	-1	0	3146	3.3	469	1139
6	Transfer Case	Bottom Shaft	Needle Roller Bearing	K 38 x 43 x 17	1.496	0.669	4451	8767	0	490	0	490	1	0	-1	0	490	3.3	496	52550
7	Differential 1	Pinion Bevel Shaft	Single Row Tapered Roller Bearing	32206 BJ2 / QCL7CV	1.181	0.787	11128	13151	5183	3277	263	6134	1	0.020	0.6	2.2	4000	3.3	496	1017
8	Differential 1	Ring 2 Shaft	Single Row Tapered Roller Bearing	HM 803149 2 / 110 / 2 / QCL7C	1.750	1.188	21401	28550	5285	2227	263	5735	1	0.009	0.6	2.3	3817	3.3	496	10526

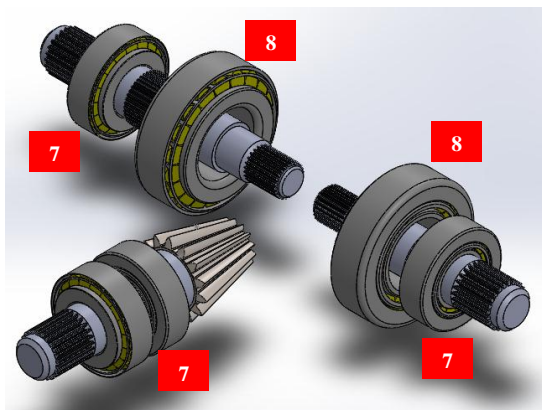


Gambar 4. 33 Bearing pada GearBox

Gambar 4.33, 4.34, 4.35 berturut-turut menunjukkan jenis bearing yang di assembly pada sistem Gearbox, TransferCase, dan Differential. Jenis bearing seperti dijelaskan pada Tabel 4.16 dan lokasi assembly ditunjukkan dengan nomor – nomor yang tertera pada Gambar 4.33, 4.34, dan 4.35.



Gambar 4. 34 *Bearing* pada *Transfer Case*

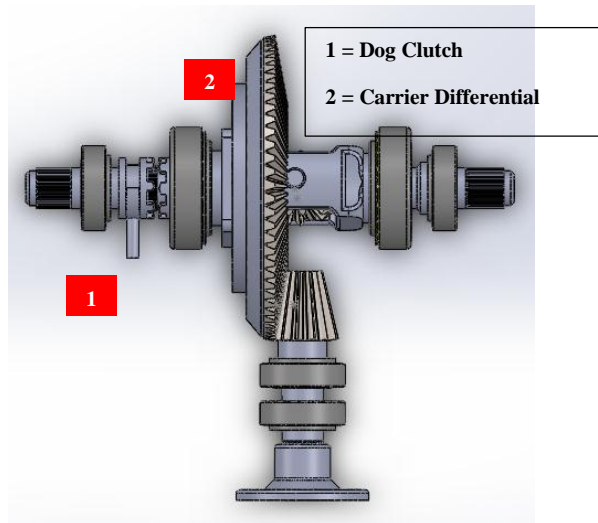


Gambar 4. 35 *Bearing* pada *Differential*

#### IV.9 Sistem *Differential Lock*

Pada sistem *Powertrain* rancangan kali ini terdapat sistem tambahan *Differential Lock* seperti tampak pada Gambar 4.36 . Tampak *Locking* dimungkinkan terjadi saat *dog clutch* menyentuh *carrier* dari yang terhubung dengan *Bevel* atau *Crown Gear*. Karena tidak terdapat sistem *synchronizer* yang dapat mengatur *meshing* antara dua komponen lebih halus maka fitur ini hanya dapat diaktifkan saat kendaraan dalam kondisi berhenti. Analisa perhitungan kekuatan rancangan *system dog clutch*, *spider gear*,

*ring gear, sleeve dog clutch, lever dan carrier* tidak diperhitungkan pada proses perancangan kali ini.

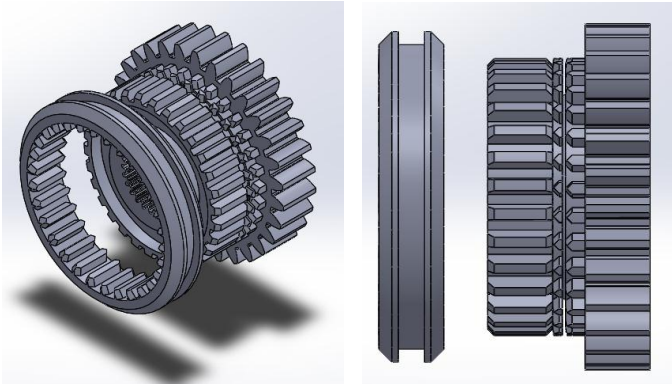


Gambar 4. 36 *Locking* pada *Differential*

#### IV.10 Sistem *Synchromesh*

Pada sistem *transmisi* pada umumnya ditambahkan fitur *synchromesh* supaya perpindahan gigi dapat lebih halus dan mengurangi efek *grinding machine* sehingga membuat komponen elemen mesin lebih awet. Gambar 4.37 menunjukkan bagaimana rancangan sistem *synchromesh* juga diterapkan pada rancangan sistem *Powertrain* Mobil Multiguna pedesaan kali ini. Analisa kekuatan material tiap komponen pembentuk *synchromesh* seperti *Hub, Blocker ring, Sleeve, Lever* dan *Synchronizer Cone* tidak dilakukan pada penelitian ini.





Gambar 4. 37 *Synchronizer* pada rancangan *GearBox*

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### V.1 Kesimpulan

Setelah melakukan analisa perhitungan dan pembahasan didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Spesifikasi rancangan ulang rasio yang terdapat pada sistem *Powertrain* adalah rasio pada sistem *Transmisi* dengan spesifikasi tingkat kecepatan ke-1 memiliki nilai 6.5, tingkat kecepatan ke-2 memiliki nilai 4.4, tingkat kecepatan ke-3 memiliki nilai 2.8, dan tingkat kecepatan ke-4 memiliki nilai 2. Sedangkan rasio pada *Final Drive* atau *Differential* bernilai 5.
2. Karakteristik traksi dari sistem *Powertrain* yang ada menunjukkan Traksi maksimal yang dapat dihasilkan oleh sistem adalah sebesar 5191 N pada Gigi 1, 3514 N pada Gigi 2, 2236 N pada Gigi 3, dan 1597 N pada Gigi 4.
3. *Acceleration Performance* dari rancangan sistem *Powertrain* yang ada menunjukkan jika akselerasi maksimal yang dapat dilakukan oleh Mobil adalah sebesar  $2,8 \text{ m/s}^2$  saat mobil berjalan pada permukaan aspal, sebesar  $2 \text{ m/s}^2$  saat mobil berjalan pada permukaan tanah, dan  $1,3 \text{ m/s}^2$  saat mobil berjalan pada permukaan pasir atau lumpur. Sedangkan kecepatan maksimal mobil yang dapat dibentuk oleh sistem *powertrain* adalah sebesar 75 km/jam saat kondisi pada tingkat kecepatan ke-4.
4. *Climbing Performance* dari rancangan sistem *Powertrain* yang ada menunjukkan jika tanjakan maksimal yang dapat dilakukan oleh Mobil sudah memenuhi target perancangan yaitu dengan nilai adalah 44% saat mobil berjalan pada permukaan aspal, *gradient* 29% saat mobil berjalan pada permukaan tanah, dan *gradient* 19% saat mobil berjalan pada permukaan pasir atau lumpur.

5. *Adhesion Limit* saat mode berkendara 4 *Wheel Drives* yang terjadi antara ban dan permukaan jalan mengalami kenaikan secara keseluruhan saat berjalan pada permukaan aspal, tanah, dan lumpur. Selain itu kenaikan nilai *adhesion limit* juga terjadi saat mobil berjalan pada kondisi jalan yang memiliki *gradient* kemiringan. Meningkatnya *Adhesion Limit* ini tentu meningkatkan keandalan kendaraan saat melewati berbagai macam kondisi jalan dipedesaan karena meminimalisir terjadinya *slip* pada ban.
6. Geometri dan Material *Spur Gear* dan *Bevel Gear* yang dipilih untuk menyusun sistem *Powertrain* menggunakan data pada Tabel 4.11 , Tabel 4.12, dan Tabel 4.13. Geometri dan Material Poros yang akan digunakan menggunakan Gambar 4.20 sampai 4.28. Spesifikasi Geometri dan Material *Splines* yang akan digunakan menggunakan data Tabel 4.11. dan Spesifikasi *Bearing* yang akan digunakan menggunakan *bearing SKF* seperti pada Tabel 4.15.

## V.2 Saran

Adapun saran dari tugas akhir kali ini adalah sebagai berikut :

1. Proses analisa hendaknya memiliki data acuan dari proses pengujian produk rancangan sistem *Powertrain*.
2. Dalam proses analisa kegagalan komponen elemen mesin sebaiknya juga dilakukan analisa kekuatan pada komponen sistem *syncromesh* dan *case* .
3. Sistem *Differential Lock* yang dimiliki oleh rancangan *Powertrain* yang ada masih menggunakan sistem manual, sehingga sebaiknya dilakukan penelitian lebih agar dapat menjadi otomatis.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Pramono, Agus Sigit. 2014. **“Rancang Bangun Kendaraan Multifungsi Pedesaan”**. Insentif Riset SINas LPPM ITS
- [2] KAWASAKI . **“Teryx”** . 8 Oktober 2016 <<https://www.kawasaki.com/products/2016-teryx-le> .>
- [3] Sutantra, I Nyoman & Bambang Sampurno. 2010. **“Teknologi Otomotif : Edisi Kedua”**. Surabaya: Guna Widya.
- [4] D. Deutchman, aarom, Walter J.Michels & Charles E. Wilson. 1975. **“Machine Design”**. New York Macmillan Publishing Co., Inc.
- [5] Shigley’s, Richard G. Budynas & J Keith Nisbeth. 2011 **“Shigley’s Mechanical Engineering Design, ninth edition”**. McGraw-Hill series in Mechanical Engineering.
- [6]Harald Naunheimer,Bernd Bertsche, Joachim Ryborz, Wolfgang Novak. 2011 **“Automotive Transmission, second edition”**. Springer.
- [7] Eagletransmission. **“Changing the Way for Manual Transmission”**. 8 Oktober 2016. < <http://eagletransmission.com/10-news-cat/196-schaeffler-e-clutch-changing-the-way-for-manual-transmission-vehicles>>.
- [8] Wibowo, Nursaid Eko. 2016 **“Peningkatan Karakteristik Traksi pada Mobil Formula Sapuangin Speed 3”** . Teknik Mesin ITS Surabaya.
- [9] aalcar, **“RZEPPA CV Joint”**. 8 Oktober 2016. <<http://www.aalcar.com/library/cvjoint1.htm>>
- [10] cardanjoins, **“Cross Universal Joint”**. 8 Oktober 2016. <<http://www.cardanjoins.com/universal-joints-and-cardan-shafts/universal-cross-joints/cross-cardan-shafts/>>.

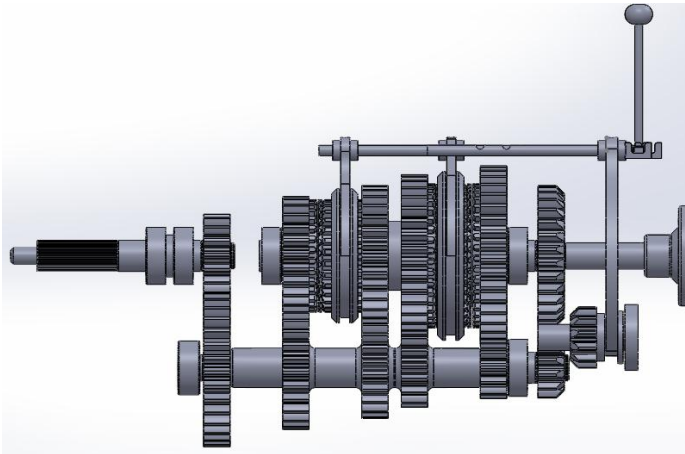
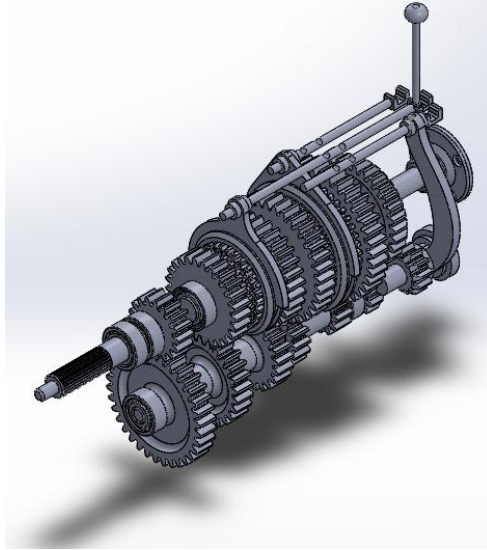
[11] Mrclutchnw, “**Services:Differential Rebuilding**”. 8 Oktober 2016 <[http:// www.mrclutchnw.com/services/differential-rebuilding/](http://www.mrclutchnw.com/services/differential-rebuilding/)> .

[12] 4x4abc, “**Four Wheel Drive System**”. 8 Oktober 2016 <[http://www.4x4abc.com/ 4WD101/diff\\_locks.html](http://www.4x4abc.com/4WD101/diff_locks.html) >.

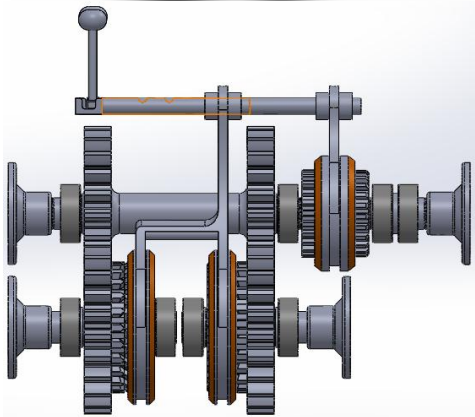
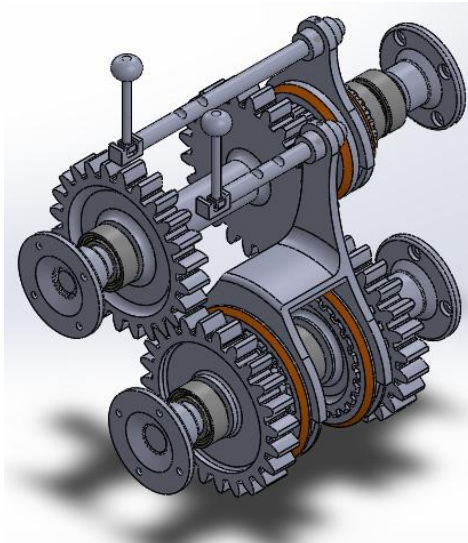
[13] Rizki, Mohamad Fikki. 2013. “**Analisa Kinerja Sistem Transmisi Multiguna Pedesaan untuk mode pengaturan kecepatan maksimal pada putaran maksimal dan daya maksimal engine**”. Teknik Mesin ITS Surabaya.

## LAMPIRAN

1. Gambar tampak *isometric* dan tampak samping rancangan sistem *transmission* Mobil Multiguna Pedesaan baru, dengan 4 tingkat kecepatan dan gigi mundur.

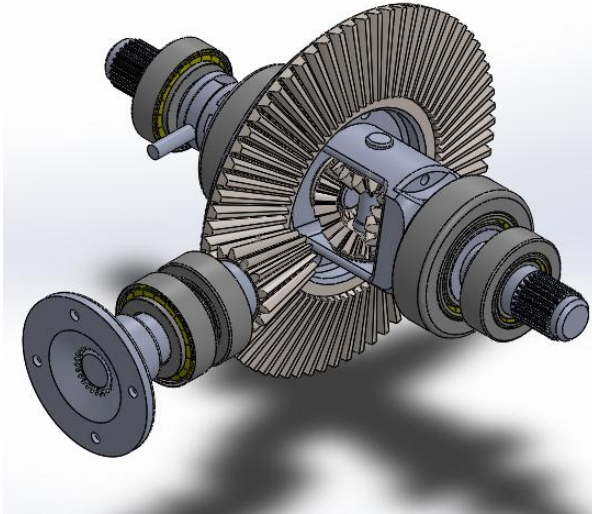


2. Gambar tampak *Isometric* dan tampak samping sistem *Transfer Case* Mobil Multiguna Pedesaan sehingga mobil dapat beroperasi dengan mode *2 Wheel Drive* dan *4 Wheel Drive* , selain itu *Transfer Case* juga lebih memudahkan saat memindahkan daya untuk memutar mesin produksi pertanian.

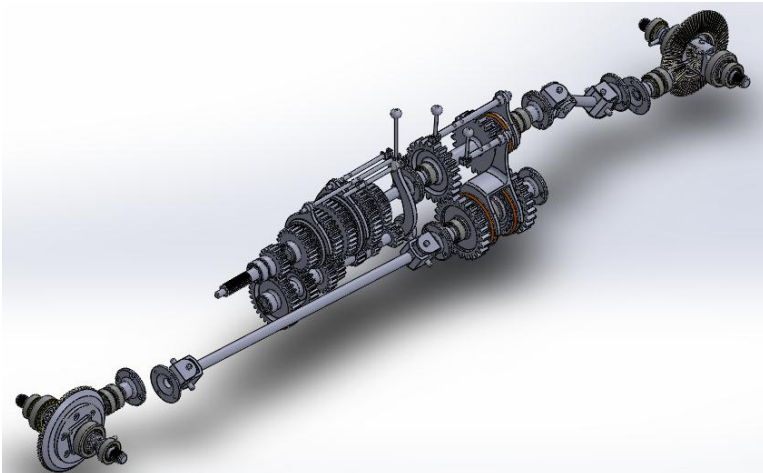




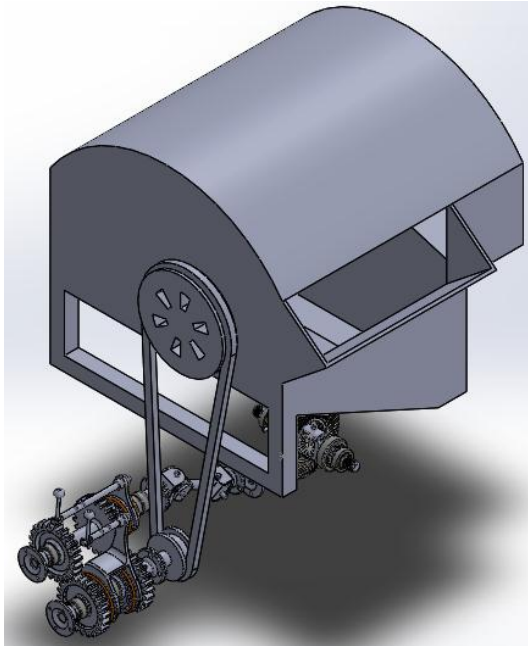
3. Gambar *Isometric* rancangan sistem *Differential* dengan fitur tambahan *Manual Lock Differential* yang akan terpasang pada rancangan sistem *Powertrain* Mobil Multiguna Pedesaan.



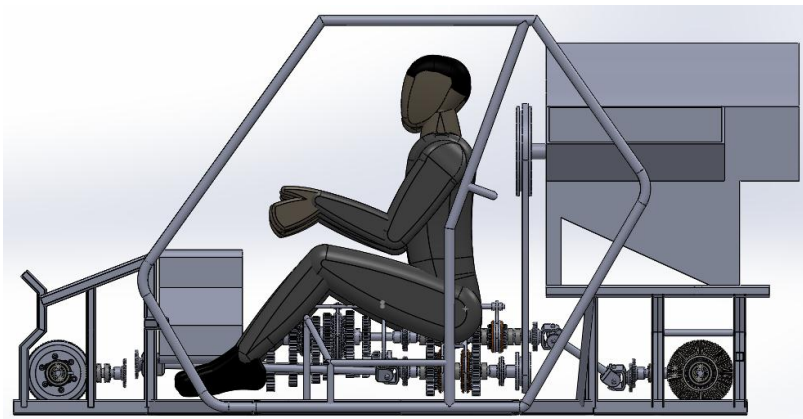
4. Gambar Skema rancangan sistem *Powertrain* mobil Multiguna Pedesaan.

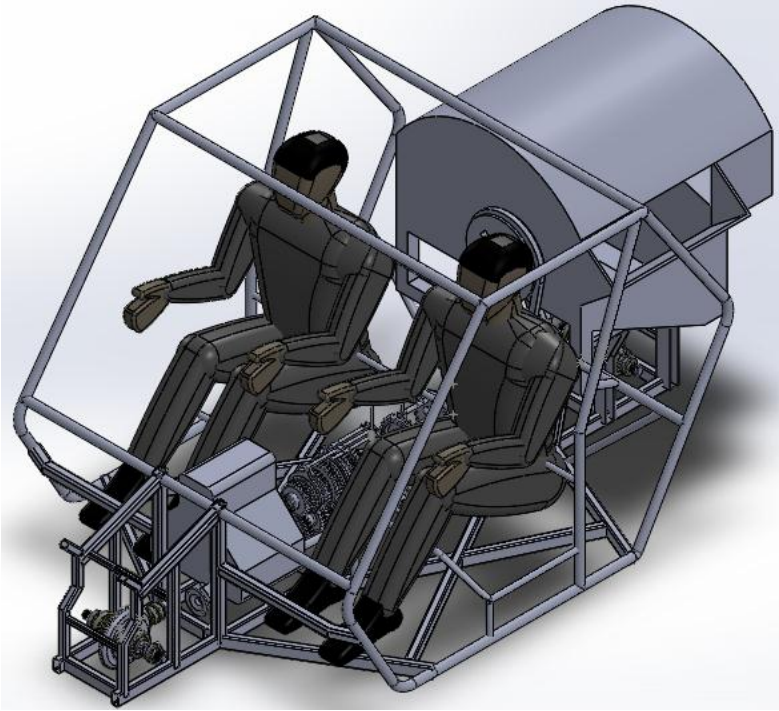


5. Gambar Skema Pemindah Daya / *Transfer Case* untuk memutar mesin produksi pertanian.



6. Gambar keseluruhan rancangan Mobil Multiguna Pedesaan tampak *isometric* dan tampak samping.





*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*



## BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Jember, 29 Maret 1993 yang merupakan anak pertaman dari 2 bersaudara. Penulis selama hidupnya telah menempuh pendidikan formal di SD Negeri Kepatihan 1 Jember, SMP Negeri 2 Jember, dan SMA Negeri 1 Jember. Setelah tamat pendidikan SMA tahun 2011, penulis melanjutkan pendidikan tingkat sarjana di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya (ITS), jurusan

Teknik Mesin.

Dijurusan Teknik Mesin ITS, penulis aktif dalam berbagai kegiatan kemahasiswaan dan tercatat sebagai kadiv *Human Resource Development* Mesin ITS Autosport pada tahun 2013-2014 dan anggota Tim Sapuangin ITS 2014-2015. Penulis pernah menjabat Koordinator *Racing Committee (Race Director)* pada kompetisi *Indonesia Energy Marathon Challenge 2014* yang diselenggarakan oleh DIKTI. Selama menjadi anggota Tim Sapuangin ITS penulis pernah mewakili Indonesia pada kompetisi *Student Formula SAE Japan 2015*, di Shizuoka, Jepang.

Salah satu motto hidup penulis adalah “Sebaik-baik manusia adalah yang bermanfaat bagi orang lain” menjadikan modal semangat bagi penulis untuk terus dapat menimba ilmu ,khususnya dibidang *mechanical engineering* dan *automotive*. Penulis sangat terbuka bila terdapat saran, kritik, serta masukan terkait tugas akhir ini dan dapat menghubungi via wirayudhasunggono@gmail.com atau +6285236337750.