



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM 141585

# PERANCANGAN DAN ANALISA SISTEM TRANSMISI PADA *INFRASTRUCTURAL MOBILE* DARI HASIL PERTANIAN

NUR FAIHA RAHIM  
NRP 02111645000037

Dosen Pembimbing  
Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018





TUGAS AKHIR - TM 141585

**PERANCANGAN DAN ANALISA SISTEM  
TRANSMISI PADA *INFRASTRUCTURAL MOBILE*  
DARI HASIL PERTANIAN**

**NUR FAIHA RAHIM  
NRP 02111645000037**

**Dosen Pembimbing  
Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT.**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018**



**FINAL PROJECT - TM 141585**

**DESIGN AND ANALYSIS OF TRANSMISSION  
OF INFRASTRUCTURE MOBILE OF FARM  
PRODUCT**

**NUR FAIHA RAHIM  
NRP 02111645000037**

**Advisor  
Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT.**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2018**

**PERANCANGAN DAN ANALISA  
SISTEM TRANSMISI PADA *INFRASTRUCTURAL*  
*MOBILE* DARI HASIL PERTANIAN**

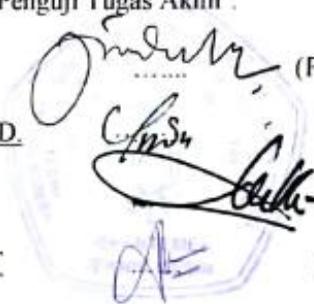
**TUGAS AKHIR**

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

Oleh :

**NUR FAIHA RAHIM**  
NRP. 021116 45 000037

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ir. Julendra B. Ariatedja, MT  
NIP. 196807061999031004
  2. Achmad Svaiifudin, ST, M.Eng, PhD.  
NIP. 197909262005011001
  3. Ir. Yusuf Kaelani, MSc.E  
NIP. 196511031990021001
  4. Aida Annisa Amin Daman, ST, MT  
NIP. 198907052015042005
- 
- (Pembimbing)  
(Penguji I)  
(Penguji II)  
(Penguji III)

**SURABAYA**

**JULI, 2018**



# **PERANCANGAN DAN ANALISA SISTEM TRANSMISI PADA INFRASUCTURAL MOBILE DARI HASIL PERTANIAN**

**Nama Mahasiswa** : Nur Faiha Rahim  
**NRP** : 0211164500037  
**Jurusan** : Teknik Mesin FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT.

## **ABSTRAK**

*Infrastuctural mobile dari hasil pertanian merupakan salah satu hal yang dapat menunjang mobilitas di sektor pertanian. Dengan adanya infrastuctural mobile yang memadai, distribusi hasil pertanian dapat dilakukan dengan mudah dan efisien. Salah satu hal yang penting dari suatu infrastuctural mobile adalah sistem transmisi daya. Transmisi pada kendaraan berfungsi merubah tenaga yang dihasilkan dari mesin, baik itu memperkecil ataupun memperbesar.*

*Dalam penelitian ini dilakukan perancangan dan analisa sistem transmisi infrastuctural mobile dari hasil pertanian. Sumber daya yang digunakan adalah mesin diesel. Putaran mesin diesel ini di transmisikan dengan roda gigi sehingga menghasilkan dua output yang berlawanan arah. Masing-masing roda gigi yang berlawanan arah ini dihubungkan dengan poros transmisi yang menggerakkan pulley. Transmisi pulley- v belt dengan putaran yang berlawanan arah ini selanjutnya menggerakkan poros transmisi satu. Selanjutnya putaran dari poros transmisi satu ke poros transmisi dua dihubungkan dengan CVT untuk mendapatkan differential kecepatan. Selanjutnya poros transmisi dua yang terhubung ke roda kiri dihubungkan ke poros roda kanan dengan mekanisme differential. Langkah awal yang dilakukan dari penelitian ini adalah studi literatur tentang alat angkut pedesaan dan sistem transmisi. Selanjutnya dilakukan desain dari transmisi infrastuctural mobile dari hasil pertanian ini dengan SolidWork*

*2015. Setelah didapat gambaran kasar mengenai mekanisme dari sistem transmisi ini, dilakukan perhitungan dan analisa dari setiap transmisi yang ada.*

*Output dari tugas akhir ini adalah suatu rancangan transmisi, berupa perhitungan kebutuhan daya, rasio tiap transmisi, serta dimensi dan geometri dari komponen utama transmisi. Sumber daya yang digunakan adalah mesin diesel Ratna R230HZ dengan continous power sebesar 21 Hp. Rasio transmisi yang dihasilkan dari transmisi roda gigi, puli-belt dan CVT masing-masing adalah 3.*

***Kata kunci : Infrastructural Mobile, Transmisi, Roda Gigi, Pulley-belt, CVT, Differential, Poros transmisi, SolidWork 2015***

# DESIGN AND ANALYSIS OF TRANSMISSION OF INFRASTRUCTURE MOBILE OF FARM PRODUCT

**Student Name** : Nur Faiha Rahim  
**NRP** : 02111645000037  
**Major** : Mechanical Engineering FTI-ITS  
**Advisor** : Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT.

## ABSTRACT

*Infrastuctural mobile is one of the things that can support the mobility in the agricultural sector. With infrastuctural mobile, the distribution of agricultural products can be done easily and efficiently. One of the important things of a mobile infrastuctural is the power transmission system. Transmission on the vehicle have a function to change the energy generated from the machine, whether it is minimize or enlarge.*

*In this research, the design and analysis of infrastuctural mobile transmission system. The power source that be used is diesel engine. The rotation of this diesel engine is transmitted with a gear to produce two opposite directions. Each of these opposite gears is connected to the transmission shaft that drives the pulley. Transmission of the pulley-belt with this opposite rotation further moves the transmission shaft one. Next is the rotation of the transmission shaft one to the ransmission shafts two connected with the CVT to obtain a differential speed. Next the two transmission shafts connected to the left wheel are connected to the right wheel shaft with a diffenrential mechanism. The first step of this research is the literature study about transport equipment and transmission systems. Furthermore, the design of the mobile infrastuctural transmission is made with SolidWork 2015. After obtaining a rough idea of the mechanism of this transmission system, calculate and analyze of each existing transmission.*

*The output of this final project is a transmission design, a calculation of the needs of the power, the ratio of each*

*transmission, and the dimensions and geometry of the main components of transmission. The power resource that used is diesel engine Ratna R230HZ with continuous power of 21 Hp. Transmission ratios generated from gear transmission, pulleys and CVT for each transmission is 3.*

***Keywords: Infrastructural Mobile, Transmission, Roda Gigi, Pulley-belt, CVT, Differential, Transmission Shaft SolidWork 2015***

## KATA PERNGANTAR

Assalamu'alaikum Wr. Wb.

Dengan penuh syukur penulis mengucapkan “Alhamdulillah” atas segala kenikmatan yang telah diberikah Allah swt sehingga tugas akhir dengan judul “Perancangan dan Analisa Sistem Transmisi pada *Infrastuctural Mobile* dari Hasil Pertanian” dapat selesai sesuai dengan harapan penulis. Tugas akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Penulis mengucapkan terimakasih kepada pihak yang telah membantu dalam penyusunan tugas akhir ini, antara lain:

1. Bapak Diman Juanda, Ibu Siti Maryamah, Kakak Siti Nurhafzah, Adik Nur Aini Salsabila, kedua keponakan Arkan Salam dan Abida Safa serta seluruh keluarga besar di rumah yang selalu memberikan dukungan, doa dan segalanya kepada saya.
2. Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT. selaku dosen pembimbing yang selalu sabar dalam memberikan masukan dan saran dalam penyusunan tugas akhir ini.
3. Bapak Ir. Bambang Pramujati, M.Eng.Sc., Ph.D selaku ketua jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
4. Dr. Eng Unggul Wasiwitono, ST.,M.Eng.Sc. selaku dosen wali saya.
5. Seluruh civitas akademika Jurusan Teknik Mesin yang telah ramah kepada saya selama menempuh pendidikan di kampus yang tercinta.
6. Keluarga besar LJ16 selaku angkatan saya yang paling saya banggakan.
7. Keluarga Kabinet Komting ITS yang merupakan teman senasib Mahasiswa Mesin ITS. Terimakasih atas kontrakan ber-wifi

yang selalu terbuka untuk semua orang dan atas semua kenangan yang mengesankan selama ini.

8. Kakak-kakak dan adik-adik saya dikampus yang saya cintai terimakasih atas segala ilmu dan kenangannya. Khususnya Linda, Diaz, Puri, Tamara terimakasih untuk semangat dan bantuan yang diberikan.
9. Anggota Laboratorium Mekanika Benda Padat 2017/2018.
10. Teman-teman 8D yang sudah sepuluh tahun menemani, dan selalu menjadi partner terbaik untuk berpetualang.
11. Anggota *batch* 29 yang selalu memberikan semangat dan doanya.
12. Risa Erlinda, kawan terbaik SMA yang memberikan support diawal kuliah.
13. Dheka Arga Utama, terimakasih telah menemani saya berkuliah, teman berbagi setiap hari, salah satu orang yang memotivasi untuk lebih baik setiap harinya.

Akhir kata penulis berharap tugas akhir ini dapat berguna untuk semuanya. Saya meminta maaf apabila dalam tugas akhir ini masih ditemui banyak kesalahan. Kritik dan saran yang membangun penulis harapkan agar dapat memperbaiki diri kembali.

Wassalamu'alaikum Wr. Wb.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>ABSTRAK</b> .....	<b>i</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>iii</b>
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	<b>v</b>
<b>DAFTAR ISI</b> .....	<b>vii</b>
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	<b>ix</b>
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	<b>xiii</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	<b>1</b>
<b>1.1 Latar Belakang</b> .....	<b>1</b>
<b>1.2 Rumusan Masalah</b> .....	<b>2</b>
<b>1.3 Tujuan Penulisan Laporan Akhir</b> .....	<b>2</b>
<b>1.4 Batasan Masalah</b> .....	<b>3</b>
<b>1.5 Manfaat Penelitian</b> .....	<b>3</b>
<b>1.6 Sistematika Penulisan</b> .....	<b>3</b>
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	<b>5</b>
<b>2.1 Alat angkut hasil pertanian</b> .....	<b>5</b>
<b>2.2 Traktor</b> .....	<b>7</b>
<b>2.2.1 Traktor Tangan</b> .....	<b>8</b>
<b>2.3 Karakteristik Mesin Diesel</b> .....	<b>10</b>
<b>2.4 Dinamika Kendaraan</b> .....	<b>10</b>
<b>2.4.1 Gaya Hambat Kendaraan</b> .....	<b>10</b>
<b>2.5 Kebutuhan Tenaga dan Torsi Mesin Diesel</b> .....	<b>14</b>
<b>2.6 Sistem Transmisi Kendaraan</b> .....	<b>15</b>
<b>2.6.1 Transmisi Roda Gigi Spur</b> .....	<b>16</b>
<b>2.6.2 Transmisi Puli- V belt</b> .....	<b>20</b>
<b>2.6.3 <i>Continous Variable Transmission (CVT)</i></b> .....	<b>28</b>
<b>2.7 Differential</b> .....	<b>31</b>
<b>2.7.1 Bevel Gear</b> .....	<b>33</b>
<b>2.8 Karakteristik Traksi Kendaraan</b> .....	<b>39</b>
<b>2.9 Karakteristik Power Kendaraan</b> .....	<b>40</b>
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN</b> .....	<b>43</b>
<b>3.1 Studi Literatur</b> .....	<b>43</b>
<b>3.2 Flowchart Metode Penelitian</b> .....	<b>43</b>
<b>3.3 Flowchart perhitungan</b> .....	<b>45</b>

3.3.1 Flowchart perhitungan gaya hambat .....	45
3.3.2 Flowchart perhitungan daya mesin diesel yang dibutuhkan .....	46
3.3.3 Flowchart perhitungan rasio transmisi .....	47
3.3.4 Flowchart perhitungan dimensi dan penentuan geometri komponen transmisi .....	48
3.3.5 Mesin yang digunakan .....	49
3.3.6 Desain Transmisi .....	49
<b>BAB IV PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA.....</b>	<b>53</b>
4.1 Data dan Spesifikasi Kendaraan .....	53
4.2 Perhitungan Gaya Hambat .....	54
4.2.1 Perhitungan Gaya Hambat Udara ( $R_a$ ) .....	54
4.2.2 Perhitungan Gaya Hambat <i>Rolling</i> ( $R_r$ ) .....	55
4.2.3 Perhitungan Gaya Hambat Tanjakan .....	57
4.3 Perhitungan Kebutuhan Daya Kendaraan .....	58
4.4 Pemilihan Mesin Diesel .....	59
4.5 Perhitungan Rasio Transmisi .....	59
4.6 Perhitungan Transmisi Roda Gigi .....	62
4.7 Perhitungan Transmisi Puli- <i>v belt</i> .....	65
4.8 Perhitungan Differential .....	69
4.9 Perhitungan Poros Transmisi.....	71
4.9.1 Poros Transmisi 1 dan 2.....	71
4.9.2 Poros Transmisi 3.....	78
4.9.3 Poros Transmisi 4.....	84
4.10 Perhitungan Putaran Kritis.....	88
4.10.1 Putaran Kritis pada Poros Transmisi 1 dan 2 .....	88
4.10.2 Putaran Kritis pada Poros Transmisi 3.....	90
<b>BAB V .....</b>	<b>93</b>
<b>KESIMPULAN DAN SARAN.....</b>	<b>93</b>
5.1 Kesimpulan .....	93
5.2 Saran.....	94
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>95</b>

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Grandong .....	5
Gambar2.2 Mobil Mahesa .....	6
Gambar 2. 3 Mobil Pedesaan <sup>[2]</sup> Kemenperin.....	7
Gambar 2. 4 Traktor Tangan .....	8
Gambar 2. 5 Karakteristik Kinerja Mesin Diesel <sup>[7]</sup> .....	10
Gambar 2. 6 Dinamika Kendaraan saat Menanjak .....	11
Gambar 2. 7 Grafik Pengaruh Tekanan Ban terhadap fo dan fs..	12
Gambar 2. 8 Gaya-Gaya Kendaraan saat Menanjak .....	13
Gambar 2. 9 Spur .....	17
Gambar 2. 10 Gaya-gaya yang terjadi pada roda gigi spur .....	17
Gambar 2. 11 Transmisi V-belt .....	22
Gambar 2. 12 Transmisi V-belt .....	22
Gambar 2. 13 Slack and tight side puli.....	23
Gambar 2. 14Jenis Belt .....	25
Gambar 2. 15installation and take-up allowance .....	28
Gambar 2. 16 Continous Variable Transmission (CVT).....	29
Gambar 2. 17 Skema transmisi torsi mesin menjadi gaya dorong .....	29
Gambar 2. 18 Hubungan rasio CVT dengan perpindahan pulley	30
Gambar 2. 19 Kurva gaya dorong dan kecepatan dengan CVT ..	30
Gambar 2. 20 Mekanisme differential ketika jalan lurus .....	31
Gambar 2. 21 Mekanisme differential ketika belok kanan.....	32
Gambar 2. 22 Mekanisme differential ketika belok kiri.....	32
Gambar 2. 23 Bevel Gear .....	33
Gambar 2. 24 Cone angle of bevel gear <sup>[4]</sup> .....	33
Gambar 2. 25 The meshing of bevel gears <sup>[4]</sup> .....	34
Gambar 2. 26 Dimensi bevel gears <sup>[4]</sup> .....	35
Gambar 2. 27 Pinion pitch diameter vs pinion torque based on pitting resistance.....	37
Gambar 2. 28Pinion teeth based on ratio and pitch diameter .....	38
Gambar 2. 29. Face width based on ratio and pitch diameter .....	38
Gambar 2. 30 Skema Aliran Energi Infrastructural Mobile dari Hasil Pertanian .....	39

Gambar 2. 31 Kinerja traksi kendaraan dengan transmisi tanpa gigi <sup>[7]</sup> .....	40
Gambar 3. 1 Flowchart Metode Penelitian .....	43
Gambar 3. 2 Konsep rancangan kendaraan .....	44
Gambar 3. 3 Diagram Alir Perhitungan Gaya Hambat.....	45
Gambar 3. 4 Flowchart perhitungan kebutuhan daya mesin diesel .....	46
Gambar 3. 5 Flowchart perhitungan perhitungan rasio dan tingkat transmisi kendaraan .....	47
Gambar 3. 6 Flowchart perhitungan dimensi dan penentuan geometri komponen transmisi .....	48
Gambar 3. 7 mesin diesel Ratna .....	49
Gambar 3. 8 Assembly Sistem Transmisi Infrastructural mobile dari hasil pertanian .....	50
Gambar 3. 9 3D Modeling Sistem Transmisi Infrastructural mobile dari hasil pertanian Tampak Depan .....	51
Gambar 3. 10 3D Modeling Sistem Transmisi Infrastructural mobile dari hasil pertanian Tampak Isometri .....	51
Gambar 4. 1Infrastructural mobile dari hasil pertanian .....	53
Gambar 4. 2Perhitungan massa rangka dan body.....	54
Gambar 4. 3 Grafik gaya hambat angin terhadap kecepatan kendaraan.....	55
Gambar 4. 4 Grafik Pengaruh Tekanan Ban terhadap $f_0$ dan $f_s$ ..	55
Gambar 4. 5 Grafik gaya hambat rollingterhadap kecepatan kendaraan.....	56
Gambar 4. 6 Grafik gaya hambat tanjakan terhadap besarnya sudut tanjakan.....	57
Gambar 4. 7 Grafik kebutuhan daya.....	58
Gambar 4. 8 mesin diesel Ratna R230HZ .....	59
Gambar 4. 9 Dimensi-dimensi pada roda gigi .....	65
Gambar 4. 10 Pemilihan jenis belt pada infrastructural mobile dari hasil pertanian.....	66
Gambar 4. 11 Jarak antar puli yang dibutuhkan .....	67

Gambar 4. 12 Dimensi-dimensi pada puli .....	68
Gambar 4. 13 Sketsa rancangan poros transmisi 1 .....	71
Gambar 4. 14 Sketsa rancangan poros transmisi 2 .....	72
Gambar 4. 15 Gaya-gaya yang bekerja pada transmisi roda gigi	73
Gambar 4. 16 Gaya gaya yang bekerja pada puli .....	73
Gambar 4. 17 Gaya gaya yang bekerja pada poros transmisi 1 di sumbu x dan y .....	74
Gambar 4. 18 Momen yang terjadi pada poros transmisi 1 sumbu x .....	75
Gambar 4. 19 Momen yang terjadi pada poros transmisi 1 sumbu y .....	75
Gambar 4. 20 Dimensi poros transmisi 1 .....	77
Gambar 4. 21 Dimensi poros transmisi 2 .....	77
Gambar 4. 22 Sketsa rancangan poros transmisi 3 .....	78
Gambar 4. 23 Gaya gaya yang bekerja pada puli 2 .....	79
Gambar 4. 24 Gaya gaya yang bekerja pada puli CVT 1 .....	79
Gambar 4. 25 Gaya gaya yang bekerja pada poros transmisi 3 di sumbu x dan y .....	80
Gambar 4. 26 Momen yang terjadi pada poros transmisi 3 sumbu x .....	81
Gambar 4. 27 Momen yang terjadi pada poros transmisi 3 sumbu y .....	82
Gambar 4. 28 Dimensi poros transmisi 3 .....	84
Gambar 4. 29 Sketsa rancangan poros transmisi 4 .....	84
Gambar 4. 30 Gaya gaya yang bekerja pada CVT 2 .....	85
Gambar 4. 31 Gaya gaya yang bekerja pada poros transmisi 4 di sumbu x dan y .....	86
Gambar 4. 32 Dimensi poros transmisi 4 .....	87
Gambar 4. 33 Gaya gaya yang bekerja pada poros transmisi 1 di sumbu x dan y .....	88
Gambar 4. 34 Gaya gaya yang bekerja pada poros transmisi 3 di sumbu x dan y .....	90

**“Halaman ini sengaja dikosongkan”**

## DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Nilai koefisien hambatan rolling pada berbagai jenis kendaraan dan jalan.....	12
Tabel 2. 2 Allowable contact stress number.....	18
Tabel 2. 3 Standar modul berdasarkan JIS B 1701 (unit: mm) ...	19
Tabel 2. 4 service factor ( $c_1$ ) .....	23
Tabel 2. 5 Standar diameter puli .....	26
Tabel 2. 6 Panjang belt standar mm .....	27
Tabel 2. 7 installation and take-up allowance minimum.....	28
Tabel 2. 8 Jumlah gigi minimal untuk menghindari undercut <sup>[4]</sup> ..	35
Tabel 2. 9 Perhitungan roda gigi straight bevel <sup>[4]</sup> .....	36
Tabel 4. 1 Data Spesifikasi Kendaraan.....	54
Tabel 4. 2 nilai $f_r$ tiap penambahan kecepatan .....	56
Tabel 4. 3 Spesifikasi mesin diesel Ratna R230HZ .....	59
Tabel 4. 4 Rasio-rasio dalam transmisi pada infrastuctural mobile dari hasil pertanian .....	61
Tabel 4. 5 Input data perhitungan roda gigi .....	62
Tabel 4. 6 dimensi dan geometri roda gigi pada infrastuctural mobile dari hasil pertanian .....	65
Tabel 4. 7 Input data pada perhitungan puli – v belt .....	65
Tabel 4. 8 dimensi dan geometri puli – v belt pada infrastuctural mobile dari hasil pertanian .....	69
Tabel 4. 9 Data yang dibutuhkan untuk transmisi roda gigi bevel .....	69
Tabel 4. 10 dimensi dan geometri differential pada infrastuctural mobile dari hasil pertanian .....	70
Tabel 4. 11 Data perhitungan poros transmisi 1 dan 2 .....	72
Tabel 4. 12 Data perhitungan poros transmisi 3.....	78
Tabel 4. 13 Data perhitungan poros transmisi 4.....	84

**“Halaman ini sengaja dikosongkan”**

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### 1.1 Latar Belakang

Pertanian merupakan sektor yang memiliki peranan signifikan bagi perekonomian Indonesia. Salah satu hal yang dapat menunjang mobilitas sektor pertanian adalah alat angkut hasil pertanian. Terdapat beberapa macam alat angkut hasil pertanian yang sudah tersedia di pasaran Indonesia baik buatan dalam maupun luar negeri. Namun masyarakat kita nampaknya masih enggan menggunakannya karena faktor ekonomi, sehingga mereka merakit sendiri *infrastuctural mobile* dari hasil pertanian dengan bantuan bengkel las tanpa perhitungan dan analisa yang tentunya hal ini illegal dilakukan karena dapat membahayakan keselamatan penggunaannya itu sendiri. Dalam hal ini dibutuhkan *infrastuctural mobile* dari hasil pertanian yang dapat memenuhi kebutuhan mobilitas para petani dengan harga yang terjangkau tentunya dengan mutu dan kualitas yang baik.

Salah satu hal yang penting dari suatu *infrastuctural mobile* adalah sistem transmisi daya. Sistem transmisi pada *infrastuctural mobile* dari hasil pertanian ini menggunakan mesin diesel sebagai sumber penggerak. Lalu putaran dari mesin diesel ditransmisikan dengan roda gigi yang dapat menghasilkan dua putaran berlawanan sekaligus. Dua putaran berlawanan ini ditransmisikan dengan menggunakan transmisi puli-v belt ke poros transmisi satu. Selanjutnya putaran dari poros transmisi satu ke poros transmisi dua dihubungkan dengan CVT untuk mendapatkan differential kecepatan. Selanjutnya poros transmisi dua yang terhubung langsung ke roda kiri dihubungkan ke poros roda kanan dengan mekanisme differential.

Dalam tugas akhir ini akan dilakukan perancangan dan analisa sistem transmisi *infrastuctural mobile* dari hasil

pertanian, dengan mesin diesel sebagai tenaga penggerak. Perancangan sistem transmisi dilakukan sesuai kebutuhan *infrastructural mobile* dari hasil pertanian dan se-efisien mungkin. Analisa yang dilakukan bertujuan untuk mengetahui kebutuhan dimensi dan geometri dari komponen-komponen yang terdapat pada sistem transmisi *infrastructural mobile* dari hasil pertanian ini.

## 1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang masalah tersebut di atas, maka susunan rumusan masalah sebagai berikut :

1. Bagaimana menghitung kebutuhan daya dari *infrastructural mobile* dari hasil pertanian ini.
2. Bagaimana menentukan rasio-rasio yang terdapat dalam sistem transmisi pada *infrastructural mobile* dari hasil pertanian.
3. Bagaimana menentukan dimensi yang terdapat dalam sistem transmisi pada *infrastructural mobile* dari hasil pertanian.
4. Bagaimana rancangan sistem transmisi pada *infrastructural mobile* dari hasil pertanian yang sesuai kebutuhan dan se-efisien mungkin.

## 1.3 Tujuan Penulisan Laporan Akhir

Tujuan dari penulisan laporan akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Menghitung kebutuhan daya dari *infrastructural mobile* dari hasil pertanian ini.
2. Menentukan rasio-rasio yang terdapat dalam sistem transmisi pada *infrastructural mobile* dari hasil pertanian.
3. Menentukan dimensi yang terdapat dalam sistem transmisi pada *infrastructural mobile* dari hasil pertanian.
4. Merancang dan menganalisa sistem transmisi pada *infrastructural mobile* dari hasil pertanian yang sesuai kebutuhan dan se-efisien mungkin.

#### 1.4 Batasan Masalah

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

1. Kapasitas maksimum yang mampu diangkut oleh *infrastructural mobile* dari hasil pertanian ini adalah 500kg.
2. Kecepatan maksimal yang mampu dicapai oleh *infrastructural mobile* dari hasil pertanian ini adalah 50 km/jam.
3. Data mesin kendaraan yang digunakan, menggunakan referensi mesin diesel yang ada di pasaran/pedesaan (seperti Ratna).
4. *Infrastructural mobile* dari hasil pertanian ini berpengerak roda depan.
5. Analisa dilakukan dengan variasi sudut kemiringan jalan melintang maksimal  $30^\circ$ .
6. Analisa dilakukan dengan variasi *infrastructural mobile* dari hasil pertanian dalam kondisi mengangkut beban maksimal dan tidak mengangkut beban.

#### 1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat penelitian dari tugas akhir ini antara lain:

1. Menawarkan konsep rancangan sistem transmisi *infrastructural mobile* dari hasil pertanian.
2. Membantu mempermudah masyarakat pedesaan dalam menjalankan aktivitas khususnya di sektor pertanian.
3. Sebagai acuan dan riset penelitian selanjutnya.

#### 1.6 Sistematika Penulisan

Dalam penyusunan laporan ini, untuk memudahkan penyelesaian permasalahan yang ada maka penulis membagi dalam beberapa bab. Adapun pembagian bab dalam laporan akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bab 1 Pendahuluan, bab ini berisi tentang latar belakang penelitian, rumusan masalah, batasan masalah, manfaat, dan sistematika penulisan laporan.

2. Bab 2 Tinjauan Pustaka, bab ini berisi tentang dasar-dasar ilmu yang digunakan untuk mendukung analisa dan pengerjaan Tugas Akhir.
3. Bab 3 Metodologi, bab ini berisi tentang langkah - langkah analisa cara perhitungan daya maksimal dari infrastuctural mobile dari hasil pertanian. Penjelasan juga disampaikan dalam bentuk flowchart.
4. Bab 4 Analisa dan Pembahasan Data, bab ini membahas tentang penjabaran hasil perhitungan, pembahasan data serta pemodelan sistem transmisi dan sistem pemindah daya dari infrastuctural mobile dari hasil pertanian .
5. Bab 5 Kesimpulan dan Saran, bab ini berisi kesimpulan dari pembahasan pada analisa dat dan saran untuk perbaikan penulisan Tugas Akhir.

## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1 Alat angkut hasil pertanian**

Pengangkutan bahan hasil pertanian sudah dilakukan sejak dulu kala dengan menggunakan alat sederhana dengan tenaga manusia maupun bantuan binatang/hewan ternak. Peralatan pengangkutan kini telah berkembang seiring dengan kebutuhan masyarakat dalam upaya memenuhi kebutuhannya, meskipun peralatan tradisionalpun hingga kini masih digunakan. Pengangkutan barang dalam jumlah yang relatif banyak harus memperhatikan berbagai hal diantaranya adalah teknik penumpukan.

Pengangkutan merupakan kegiatan memindahkan produk dari suatu tempat ke tempat lain dengan tetap mempertahankan mutu produk. Pengangkutan dapat dilakukan dengan menggunakan alat dan atau mesin dengan jenis dan spesifikasi sesuai sifat dan karakteristik hasil pertanian tanaman. Kini telah banyak infrastuctural mobile dari hasil pertanian yang tersedia di pasaran Indonesia, mulai dari buatan dalam negeri hingga luar negeri.

#### **Grandong**

Grandong, atau dedet adalah sebuah kendaraan bermotor rakitan yang digerakkan oleh mesin diesel sebagai alat angkutan. Pada mulanya, grandong digunakan masyarakat untuk mengangkut hasil pertanian dari persawahan. Kini grandong juga digunakan untuk mengangkut pasir, penggilingan padi keliling, dan sebagainya.

**Pembuatan grandong**



*Gambar 2. 1 Grandong*

<p>menggunakan kerangka mobil bekas sehingga lebih kokoh dan dapat disesuaikan dengan kebutuhan pemilik, misalnya digabung dengan bak truk sehingga dapat digunakan untuk mengangkut pasir.</p> <p>Mesin : Diesel</p> <p>Transmisi : Mesin langsung dihubungkan ke shaft lintang (drive shaft) menggunakan fanbelt untuk menggerakkan roda-roda. Gear Box dipasang untuk gigi maju dan mundur.</p>	
<p><b>Maheasa</b></p> <p>Bengkel Kiat Motor di Klaten membuat tiga prototipe mobil yang diberi nama Moda Angkutan Hemat Pedesaan (Maheasa) Mobil Maheasa menggunakan mesin diesel 650cc 1 piston, 16,5 hp, kecepatan maksimal mencapai 55km/jam buatan CV Karya Hidup Sejahtera (KHS) Yogyakarta, (traktor Quick). Konsumsinya bahan bakarnya 1 liter untuk 30 Kilometer. Kelebihan Maheasa adalah memakai sistem power take off (PTO) yang dapat disambungkan ke berbagai mesin pertanian. [3]</p> <p>Mesin : Diesel 650cc 1 piston</p>	 <p>Gambar2.2 <i>Mobil Maheasa</i><sup>[3]</sup></p>

<p>Transmisi : transmisi manual empat kecepatan (4 gigi maju dan 1 gigi mundur)</p>	
<p>Mobil Pedesaan Kementerian Perindustrian Kementerian Perindustrian (Kemenperin) mengembangkan kendaraan angkutan umum untuk pedesaan guna mendukung aktivitas perekonomian di pedesaan. Menggunakan engine dibawah 1.000 cc diharapkan menjadi solusi untuk menunjang keperluan masyarakat. Kendaraan ini akan diproduksi dengan harga sekitar Rp 80 juta per unit. [2]</p> <p>Mesin : [Mesin dan Transmisi : Tranmisi sedang dalam tahap perancangan menggandeng</p>	 <p><i>Gambar 2. 3 Mobil Pedesaan<sup>[2]</sup> Kemenperin</i></p>

Toyota dan

## 2.2 Traktor

Daihatsu untuk

Traktor adalah kendaraan yang didesain secara spesifik untuk keperluan traksi tinggi pada kecepatan rendah, atau untuk menarik trailer atau implemen yang digunakan dalam pertanian atau konstruksi. Istilah ini umum digunakan untuk mendefinisikan suatu jenis kendaraan untuk pertanian. Instrumen pertanian umumnya digerakkan dengan menggunakan kendaraan ini, ditarik ataupun didorong, dan menjadi sumber utama mekanisasi pertanian.

### 2.2.1 Traktor Tangan

Traktor tangan (hand tractor) adalah sumber penggerak dari implemen (peralatan) pertanian. Biasanya traktor tangan digunakan untuk mengolah tanah. Namun sebenarnya traktor tangan ini merupakan mesin yang serba guna, karena dapat digunakan untuk tenaga penggerak implemen yang lain, seperti : pompa air, alat prosesi, trailer, dan lain-lain.



*Gambar 2. 4* Traktor Tangan

Traktor tangan merupakan traktor pertanian yang hanya mempunyai sebuah poros roda (beroda dua). Traktor ini berukuran panjang berkisar 1740 – 2290 mm, lebar berkisar 710 – 880 mm dan dayanya berkisar 6 – 10 HP. Sebagai daya penggerak utamanya menggunakan motor diesel silinder tunggal.

#### **2.2.1.1 Bagian-Bagian Traktor Tangan**

##### 1. Motor/tenaga penggerak

Pada traktor tangan, jenis tenaga penggerak yang sering dipakai adalah motor diesel. Selain motor diesel, ada yang menggunakan motor bensin atau minyak tanah atau kerosin. Dengan menggunakan satu silinder, daya yang dihasilkan kurang dari 12 Hp. Pada kerangka dipasang motor penggerak dengan empat buah baut pengencang. Lubang baut pada kerangka dibuat memanjang agar posisi motor dapat digerakkan maju mundur. Tujuannya adalah untuk memperoleh keseimbangan traktor dan untuk menyesuaikan ukuran v-belt yang digunakan. Engkol

digunakan untuk menghidupkan motor diesel, sedangkan untuk motor bensin dan minyak tanah menggunakan tali starter.

Berat dari motor diesel yang biasanya digunakan sebagai tenaga penggerak dari traktor tangan ini antara 49 kg (motor diesel 6.5hp) sampai dengan 98 kg (motor diesel 10 hp).

## 2. Kerangka

Fungsi kerangka adalah sebagai tempat kedudukan motor penggerak, transmisi, dan bagian traktor lainnya. Kerangka berfungsi sebagai tempat kedudukan motor penggerak, transmisi dan bagian traktor lainnya. Bagian traktor dikaitkan dengan kerangka dengan menggunakan beberapa buah baut pengencang.

## 3. Transmisi atau penerus tenaga traktor tangan

Tenaga dari motor berupa putaran poros disalurkan melalui pully dan v-belt ke kopling utama untuk diteruskan ke gigi persneleng sehingga menggerakkan poros roda dan poros PTO. Gigi persneleng juga berfungsi untuk mengatur kecepatan putaran poros roda dan poros PTO. Kemudian, tenaga disalurkan ke mesin rotary. Kopling utama dioperasikan dari tuas kopling utama. Bila tuas ditarik ke posisi netral, maka tenaga motor tidak disalurkan ke gigi persneleng. Akibatnya traktor akan berhenti, meskipun kondisi motor penggerak dihidupkan.

Di samping kopling utama, terdapat dua kopling kemudi untuk menggerakkan traktor ke kanan atau ke kiri. Traktor tangan juga bisa bergerak maju mundur dengan kecepatan tertentu karena putaran poros motor penggerak disalurkan sampai ke roda. Ada tiga jenis roda yang digunakan pada traktor tangan, yaitu: roda ban, roda besi, roda apung atau roda sangkar/cage wheel. Roda ban berfungsi untuk transportasi dan mengolah tanah kering. Roda besi digunakan untuk pembajakan di lahan kering. Roda apung digunakan pada saat pengolahan tanah basah. Ukuran roda disesuaikan dengan spesifikasi traktor. Besar kecilnya roda akan berpengaruh terhadap lajunya traktor.

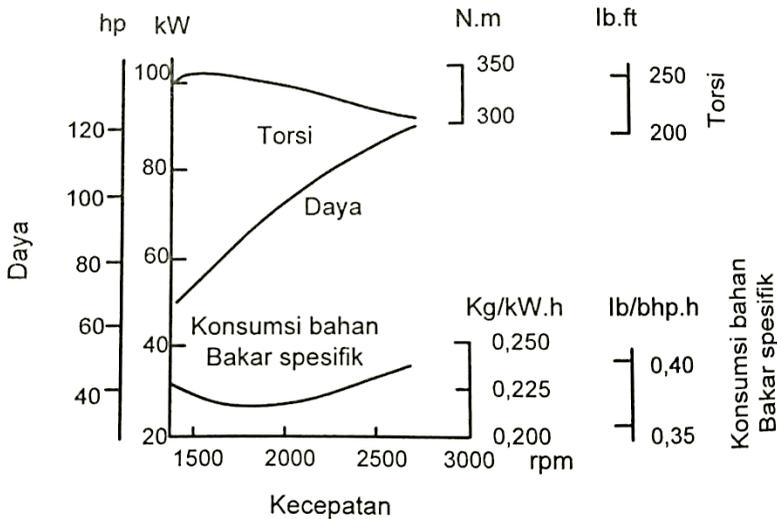
## 4. Tuas kendali

Tuas kendali digunakan untuk mengendalikan jalannya traktor. Traktor tangan memiliki banyak tuas kendali untuk

mempermudah pekerjaan. Akibatnya, traktor menjadi lebih berat dan harganya lebih mahal. Oleh karena itu, sekarang banyak diproduksi traktor yang dilengkapi hanya dengan beberapa tuas kendali agar lebih ringan dengan harga yang lebih murah. Namun, kemampuan traktor pun menjadi semakin terbatas.

### 2.3 Karakteristik Mesin Diesel

Kinerja mesin diesel dapat dilihat di grafik karakteristik pada gambar 2.5, dimana torsi yang dihasilkan oleh mesin diesel akan berkurang sesuai dengan penambahan kecepatan mesin. Sedangkan untuk power atau tenaga yang dihasilkan mesin diesel pada kecepatan awal daya yang dihasilkan akan linier bertambah sesuai dengan penambahan putaran mesin.

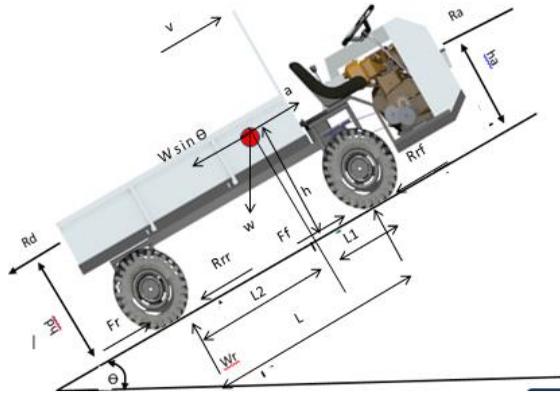


Gambar 2. 5 Karakteristik Kinerja Mesin Diesel<sup>[7]</sup>

### 2.4 Dinamika Kendaraan

#### 2.4.1 Gaya Hambat Kendaraan

Dibawah ini merupakan gaya-gaya yang terjadi apabila sebuah kendaraan melaju pada suatu jalan yang memiliki sudut tanjakan tertentu.



Gambar 2. 6 Dinamika Kendaraan saat Menanjak

Dari gambar diatas didapatkan untuk melawan gaya-gaya yang terjadi dibutuhkan yang namanya gaya dorong atau Ft. Dimana gaya dorong kendaraan berasal dari tenaga mesin. Gaya dorong sendiri memiliki tujuan untuk dapat memenuhi driver demand, pada gambar diatas Ft (gaya dorong) dibagi menjadi dua yaitu Ff (gaya dorong pada roda depan) dan Fr (gaya dorong pada roda belakang). Sedangkan gaya dorong pada kendaraan yang sedang berjalan akan menerima beberapa hambatan, diantaranya drag force, rolling resistance serta gaya hambat kendaraan akibat sudut menanjak. [5]

#### 2.4.1.1 Gaya Hambat Aerodinamika (Drag Force)

Jenis gaya hambat yang pertama adalah gaya hambat yang terjadi karena hambatan udara atau disebut drag force. Drag force merupakan gaya yang menghambat gaya dorong kendaraan karena arah dari drag force berlawanan dengan arah laju kendaraan. Terdapat beberapa jenis dari gaya hambat angin (drag force) yaitu hambatan bentuk, hambatan pusaran/turbulensi, hambatan tonjolan dan hambatan aliran dalam. Tetapi pada kenyataannya hanya hambatan bentuk dan hambatan pusaran saja yang paling besar pengaruhnya terhadap gaya hambat angin secara keseluruhan. Gaya hambat angin (drag force) dapat dihitung dengan persamaan berikut,

$$R_a = \frac{1}{2} \times \rho \times C_d \times A_f \times V_a^2$$

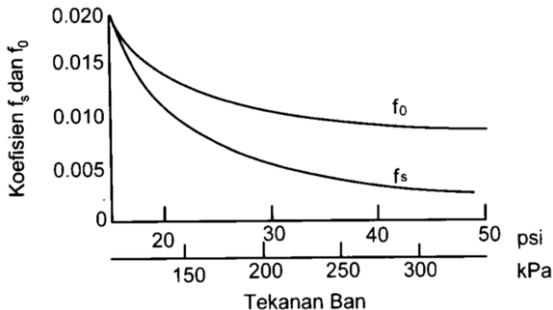
dimana,  $R_a$  = hambatan aerodinamika dalam N,  $\rho$  = massa jenis udara dalam  $\text{kg.m}^3$ ,  $C_d$  = koefisien drag,  $A_f$  = luas frontal kendaraan dalam  $\text{m}^2$ ,  $V_a$  = kecepatan relative angin terhadap kendaraan dalam m/s.

#### 2.4.1.2 Gaya Hambat Rolling (Rolling Resistance)

Gaya hambat yang selanjutnya adalah rolling resistance, rolling resistance merupakan gaya hambat yang terjadi karena adanya gesekan antara ban dengan jalan. Untuk mencari besarnya gaya hambat rolling yang timbul sebelumnya kita harus menentukan besarnya koefisien hambatan rolling ( $f_r$ ) terlebih dahulu. Besarnya  $f_r$  dapat dicari menggunakan persamaan hasil eksperimen J.J Taborek berikut<sup>[8]</sup>,

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

dimana,  $f_r$  = koefisien hambatan rolling,  $f_o$  dan  $f_s$  = koefisien yang tergantung pada tekanan ban didapat dari gambar 2.7,  $V$  = kecepatan kendaraan dalam km/jam



Gambar 2. 7 Grafik Pengaruh Tekanan Ban terhadap  $f_o$  dan  $f_s$   
Tabel 2. 1 Nilai koefisien hambatan rolling pada berbagai jenis kendaraan dan jalan

Jenis Kendaraan	Permukaan Jalan		
	Beton	Aspal	Pasir
Kendaraan Penumpang	0.015	0.08	0.3

Truk	0.012	0.06	0.25
Traktor	0.02	0.04	0.2

Dan setelah mendapatkan nilai koefisien hambatan rolling ( $f_r$ ), sehingga dengan menggunakan rumus dibawah ini maka didapat nilai dari gaya hambatan rolling,

$$R_r = f_r \times W$$

dimana,  $R_r$  = gaya hambatan rolling dalam N,  $f_r$  = koefisien hambatan rolling,  $W$  = berat kendaraan dalam N.

### 2.4.1.3 Gaya Hambat Tanjakan

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

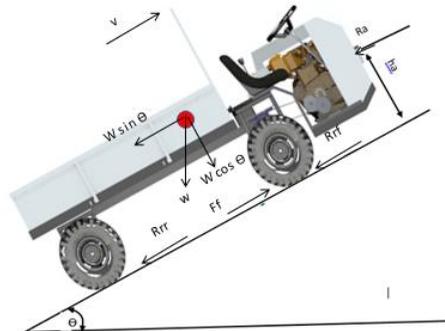
$$R_g = W \sin \theta$$

dimana,  $R_g$  = gaya hambatan tanjakan dalam N,  $W$  = berat kendaraan dalam N,  $\theta$  = sudut tanjakan.

### 2.4.1.4 Gaya Hambat Total

Setelah mengetahui penjelasan dari masing-masing gaya hambatan yang mempengaruhi kendaraan, maka dapat dirumuskan gaya hambatan total yang terjadi pada kendaraan sebagai berikut,

$$F_r = F_d + R_r + R_g$$



Gambar 2. 8 Gaya-Gaya Kendaraan saat Menanjak

Berdasarkan gambar diatas, besarnya gaya rolling resistance juga akan terpengaruhi oleh besarnya sudut tanjakan. Hal ini terjadi karena perbedaan gaya normal pada kendaraan yang besarnya lebih kecil dibandingkan saat berjalan mendatar. Besarnya gaya normal kendaraan sama dengan berat kendaraan dikalikan cos sudut tanjakan. Sehingga gaya hambat total kendaraan saat kondisi jalan menanjak berubah menjadi:

$$Fr = Fd + Rr + Rg$$

$$Fr = \left( \frac{1}{2} \times \rho \times Cd \times Af \times Va^2 \right) + (fr \times W \cos \theta) + W \sin \theta$$

## 2.5 Kebutuhan Tenaga dan Torsi Mesin Diesel

Kebutuhan tenaga dalam *infrastructural mobile* dari hasil pertanian ini dipenuhi oleh mesin diesel. Dalam menentukan kebutuhan tenaga atau daya dari mesin diesel yang digunakan untuk kendaraan ini maka terlebih dahulu harus ditentukan besar sudut tanjakan maksimum dan kecepatan yang diinginkan saat kendaraan melalui jalan dengan sudut tanjakan maksimum, sehingga didapat gaya hambat kendaraan sesuai dengan persamaan sebagai berikut,

$$Fr = \left( \frac{1}{2} \times \rho \times Cd \times Af \times Va^2 \right) + (fr \times W \cos \theta) + W \sin \theta$$

Setelah mengetahui gaya hambat pada kendaraan maka selanjutnya adalah menghitung besar torsi yang dibutuhkan oleh kendaraan berdasarkan variasi kecepatan dan sudut tanjakan maksimum kendaraan dengan rumus sebagai berikut,

$$Tp = Fr \times R$$

dimana R merupakan jari-jari roda penggerak pada kendaraan.

Setelah mengetahui torsi yang dibutuhkan kendaraan maka selanjutnya adalah mencari besar daya yang dibutuhkan kendaraan berdasarkan kecepatan yang diinginkan saat melalui jalan dengan sudut tanjakan maksimum, seperti pada persamaan dibawah ini,

$$P = Fr \times V_k$$

Jadi daya untuk kendaraan (P) dan torsi pada roda penggerak (Tp) adalah tenaga dan torsi yang berasal dari motor lalu ditransmisikan oleh drive train, maka untuk menentukan besarnya tenaga (Pm) dan torsi (Tm) dari mesin yang dibutuhkan dapat

dihitung apabila diketahui efisiensi drive train adalah ( $E_{dt}$ ), rasio transmisi ( $I_t$ ), rasio garden ( $I_g$ ) maka,

$$P_m = \frac{P}{E_{dt}}$$

## 2.6 Sistem Transmisi Kendaraan

Transmisi pada kendaraan merupakan suatu unit pemindah tenaga yang berfungsi untuk meneruskan putaran atau memvariasikan putaran (r.p.m.) dan Daya (HP) dari mesin menuju unit pemindah tenaga selanjutnya. Dalam sistem transmisi menentukan besar dari rasio transmisi perlu diperhatikan beberapa hal antara lain kemampuan output gaya traksi kendaraan dan yang kedua adalah menentukan ukuran dari komponen transmisi supaya dimensi dari transmisi terlihat ideal dengan kendaraan. Maka yang pertama harus diperhitungkan adalah rasio transmisi pada tingkat gigi pertama. Hal ini karena pada tingkat pertama dibutuhkan torsi maksimum supaya kendaraan bergerak, serta dengan diperhitungkannya torsi maksimum dapat diketahui seberapa besar sudut tanjakan jalan yang dapat dicapai dengan menggunakan rasio transmisi pertama. Dibawah ini merupakan rumus untuk menentukan besar rasio transmisi pertama,

$$i_1 = \frac{F_{txr}}{T_m \times i_d \times \eta_t} = \frac{(W \sin \theta_{max} + f_r \cdot W + R_a)r}{T_m \times i_d \times \eta_t}$$

dimana,  $F_t$  = gaya torsi kendaraan,  $W$  = berat kendaraan,  $T_m$  = torsi mesin,  $\eta_t$  = efisiensi dari transmisi,  $r$  = jari-jari roda,  $f_r$  = koefisien rolling ban,  $I_d$  = perbandingan gigi diferensial,  $R_a$  = hambatan angin. Pada perumusan di atas gaya hambat drag dapat diabaikan ketika kendaraan menanjak pada sudut tersebut, karena kecepatan kendaraan saat menanjak umumnya terjadi pada kecepatan rendah.

Setelah menentukan rasio transmisi tingkat pertama, selanjutnya menentukan besar dari rasio transmisi terakhir pada kendaraan berdasarkan kecepatan maksimum yang ditentukan. Saat ingin mencapai kecepatan maksimum yang ditentukan maka motor harus dapat mencukupi daya untuk mengatasi gaya hambat yang ada seperti rolling resistance dan gaya hambat aerodinamis yang terjadi pada kendaraan. Berdasarkan hal tersebut perumusan rasio transmisi pada tingkat gigi akhir adalah seperti dibawah ini,

$$i_m = \frac{F_t \times r}{T \times i_d \times \eta_t} = \frac{(f_r \cdot W + \frac{1}{2} \rho \cdot C_d A_f v_m) r}{T \times i_d \times \eta_t}$$

### 2.6.1 Transmisi Roda Gigi Spur

Transmisi roda gigi digunakan untuk menyalurkan tenaga dan putaran pada jarak yang dekat dan posisi yang segaris antara poros penggerak dengan yang digerakkan. Sistem ini sering disebut dengan transmisi roda gigi, karena cara kerjanya kontak secara langsung antara elemen poros penggerak dengan yang digerakkan.

Roda gigi memiliki gigi-gigi yang saling bersinggungan dengan gigi dari roda gigi yang lain. Dua atau lebih roda gigi yang bersinggungan dan bekerja bersama-sama disebut sebagai transmisi roda gigi, dan bisa menghasilkan keuntungan mekanis melalui rasio jumlah gigi. Roda gigi mampu mengubah kecepatan putar, torsi, dan arah daya terhadap sumber daya. Tidak semua roda gigi berhubungan dengan roda gigi yang lain; salah satu kasusnya adalah pasangan roda gigi dan pinion yang bersumber dari atau menghasilkan gaya translasi, bukan gaya rotasi.

Transmisi roda gigi analog dengan transmisi sabuk dan puli. Keuntungan transmisi roda gigi terhadap sabuk dan puli adalah keberadaan gigi yang mampu mencegah slip, dan daya yang ditransmisikan lebih besar. Namun, roda gigi tidak bisa mentransmisikan daya sejauh yang bisa dilakukan sistem transmisi roda dan puli kecuali ada banyak roda gigi yang terlibat di dalamnya.

Ketika dua roda gigi dengan jumlah gigi yang tidak sama dikombinasikan, keuntungan mekanis bisa didapatkan, baik itu kecepatan putar maupun torsi, yang bisa dihitung dengan persamaan yang sederhana. Roda gigi dengan jumlah gigi yang lebih besar berperan dalam mengurangi kecepatan putar namun meningkatkan torsi.

Rasio kecepatan yang teliti berdasarkan jumlah giginya merupakan keistimewaan dari roda gigi yang mengalahkan mekanisme transmisi yang lain (misal sabuk dan puli). Mesin yang presisi seperti jam tangan mengambil banyak manfaat dari rasio

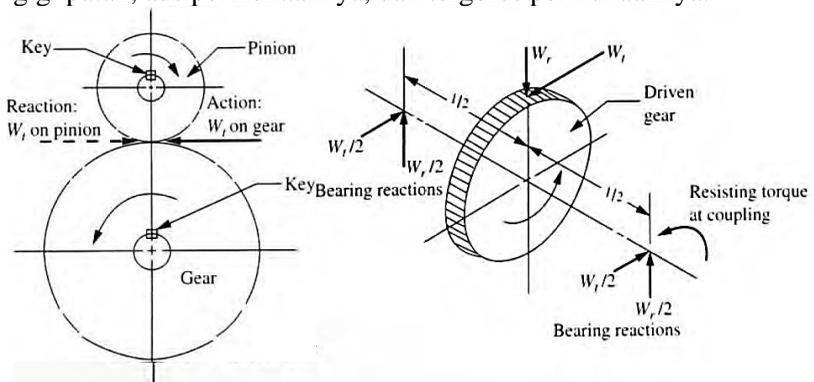
kecepatan putar yang tepat ini. Dalam kasus di mana sumber daya dan beban berdekatan, roda gigi memiliki kelebihan karena mampu didesain dalam ukuran kecil. Kekurangan dari roda gigi adalah biaya pembuatannya yang lebih mahal dan dibutuhkan pelumasan yang menjadikan biaya operasi lebih tinggi.

Spur adalah roda gigi yang paling sederhana, yang terdiri dari silinder atau piringan dengan gigi-gigi yang terbentuk secara radial. Ujung dari gigi-giginya lurus dan tersusun paralel terhadap aksis rotasi. Roda gigi ini hanya bisa dihubungkan secara paralel.



Gambar 2. 9 Spur

Dalam perancangannya roda gigi berputar bersamaan dengan roda gigi lurus lainnya dengan nilai perbandingan putaran yang ditentukan. Roda gigi ini dapat mengalami kerusakan berupa gigi patah, aus permukaannya, dan tergores permukaannya.



Gambar 2. 10 Gaya-gaya yang terjadi pada roda gigi spur

Karena perbandingan kontak adalah 1,0 atau lebih maka beban penuh tidak selalu dikenakan pada satu gigi tetapi demi keamanan perhitungan dilakukan atas dasar anggapan bahwa beban penuh dikenakan pada titik perpotongan antara garis tekanan dan garis hubung pusat roda gigi, pada puncak gigi.

### **2.6.1.1 Perancangan Roda Gigi Spur**

Berdasarkan standar AGMA 901-A92 (*A Rational Procedure for the Preliminary Design of Minimum Volume Gears*), prosedur pemilihan geometri dan dimensi untuk transmisi roda gigi dilakukan berdasarkan *pitting resistance*, *bending strength*, dan *scuffing resistance*. Berikut merupakan langkah-langkah yang dilakukan dalam perancangan suatu transmisi roda gigi spur berdasarkan standar AGMA 901-A92:

1. Menentukan pitting resistance geometry factor (I):

$$I = \frac{\sin^{\phi_n} \cos^{\phi_n} mG}{2 mG + 1}$$

2. Menentukan bending strength geometry factor (J):

$$J = 0,45$$

3. Menentukan total number of load cycles in gear life (N):

$$N = 60 \cdot L \cdot n \cdot q$$

4. Menentukan pitting resistance life factor ( $C_L$ ):

$$C_L = 2,4660 \cdot N^{-0,0560}$$

5. Menentukan bending strength life factor ( $K_L$ ):

$$K_L = 1,6831 \cdot N^{-0,0323}$$

6. Menentukan contact strength ( $S_{nc}$ ):

$$S_{nc} = C_L \cdot S_{ac}$$

*Table 2. 2 Allowable contact stress number*

Material designation	Heat treatment	Minimum hardness at surface	Allowable contact stress number, $s_{ac}$ lb/in <sup>2</sup> (N/mm <sup>2</sup> )	
			Grade 1	Grade 2
Steel	Through hardened	180 BHN and less	85 000 (590)	95 000 (660)
		240 BHN	105 000 (720)	115 000 (790)
		300 BHN	120 000 (830)	135 000 (930)
		360 BHN	145 000 (1000)	160 000 (1100)
		400 BHN	155 000 (1050)	170 000 (1150)
	Carburized and case hardened	180 000 (1250)	225 000 (1550)	

1) The data in this table has been extracted from ANSI/AGMA 2001-B88. The metric values have been revised per AGMA 904-B89. The allowable stress numbers are valid only when the requirements of ANSI/AGMA 2001-B88, section 14 are met.

7. Menentukan bending strength ( $S_{nt}$ ):

$$S_{nt} = K_L \cdot S_{nc}$$

8. Menentukan pitting resistance constant ( $K_c$ ):

$$K_c = \frac{1,91 \times 10^7 P C d}{b J n p} \left( \frac{C_p n c}{S_{nc}} \right)^2$$

9. Menentukan bending strength constant ( $K_t$ ):

$$K_t = \frac{1,91 \times 10^7 P K d}{b J n p} \frac{nt}{snt}$$

10. Menentukan operating pitch diameter of pinion ( $d_p$ ):

$$d_p = \left( \frac{K_c}{m a} \right)^{1/3}$$

11. Menentukan preferred number of pinion teeth ( $N_{Ppre}$ ):

12. Menentukan  $N_{Ppre} = \frac{K_c}{m a}$  normal module ( $M_n$ ):

$$M_n = \frac{d}{N_{Ppre}}$$

13. Menentukan standar modul berdasarkan JIS B 1701 (unit: mm) yang mendekati perhitungan normal module ( $M_n$ ).

Tabel 2. 3 Standar modul berdasarkan JIS B 1701  
(unit: mm)

Series 1	Series 2	Series 3	Series 1	Series 2	Series 3
0.1				3.5	
0.2	0.15		4		3.75
0.3	0.25		5	4.5	
0.4	0.35		6	5.5	
0.5	0.45			7	6.5
0.6	0.55		8	9	
	0.7	0.65	10	11	
	0.75		12	14	
0.8	0.9		16	18	
1			20	22	
1.25				25	
1.5	1.75		25	28	
2	2.25		32	36	
2.5	2.75		40	45	
3		3.25	50		

14. Menentukan Pitch diameter of pinion (d):

$$d = Mn \cdot N_{Ppre}$$

15. Menentukan Number of gear teeth (N):

$$N = N_{Ppre} \cdot m_G$$

16. Menentukan Pitch diameter of gear (D):

$$D = N \cdot Mn$$

17. Menentukan Net face width (F):

$$F = d \cdot m_a$$

### 2.6.2 Transmisi Puli- V belt

Sabuk adalah elemen mesin yang menghubungkan dua buah puli yang digunakan untuk mentransmisikan daya. Sabuk digunakan dengan pertimbangan jarak antar poros yang jauh, dan biasanya digunakan untuk daya yang tidak terlalu besar. Belt biasanya dibuat dari kulit, karet, kapas dan paduanya.

Sabuk-V atau V-belt adalah salah satu transmisi penghubung yang terbuat dari karet dan mempunyai penampang

trapesium. Dalam penggunaannya sabuk-V dibelitkan mengelilingi alur puli yang berbentuk V pula. Bagian sabuk yang membelit pada puli akan mengalami lengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah besar (Sularso, 1991:163).

Sabuk-V banyak digunakan karena sabuk-V sangat mudah dalam penanganannya dan murah harganya. Selain itu sabuk-V juga memiliki keunggulan lain di mana sabuk-V akan menghasilkan transmisi daya yang besar pada tegangan yang relatif rendah serta jika dibandingkan dengan transmisi roda gigi dan rantai, sabuk-V bekerja lebih halus dan tak bersuara. Sabuk-V selain juga memiliki keunggulan dibandingkan dengan transmisi-transmisi yang lain, sabuk-V juga memiliki kelemahan di mana sabuk-V dapat memungkinkan untuk terjadinya slip.

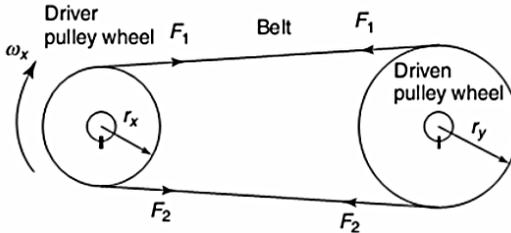
V-Belt Mempunyai kelebihan daripada penggunaan rantai dan sproket. Berikut ini adalah Kelebihan Yang Dimiliki Oleh V-Belt:

1. V-Belt digunakan untuk mentransmisi daya yang jaraknya relatif jauh.
2. Kecilnya faktor slip.
3. Mampu digunakan untuk putaran tinggi.
4. Dari segi Harga V-Belt relatif lebih murah dibanding dengan element transmisi yang lain.
5. Sistem Operasi menggunakan V-belt Tidak Berisik (Noise Kecil) dibandingkan dengan chain



*Gambar 2. 11 Transmisi V-belt*

Mentransmisikan daya antara dua puli harus ada perbedaan dalam ketegangan di sabuk pada kedua sisi dari puli penggerak dan puli yang digerakkan. Untuk arah rotasi yang ditunjukkan pada gambar 2.14 ,  $F_2 > F_1$ .



*Gambar 2. 12 Transmisi V-belt*

Torsi yang tersedia di roda penggerak untuk melakukan kerja diberikan oleh:

$$T = (F_2 - F_1)r_x \text{ N m}$$

Dan daya yang tersedia diberikan oleh:

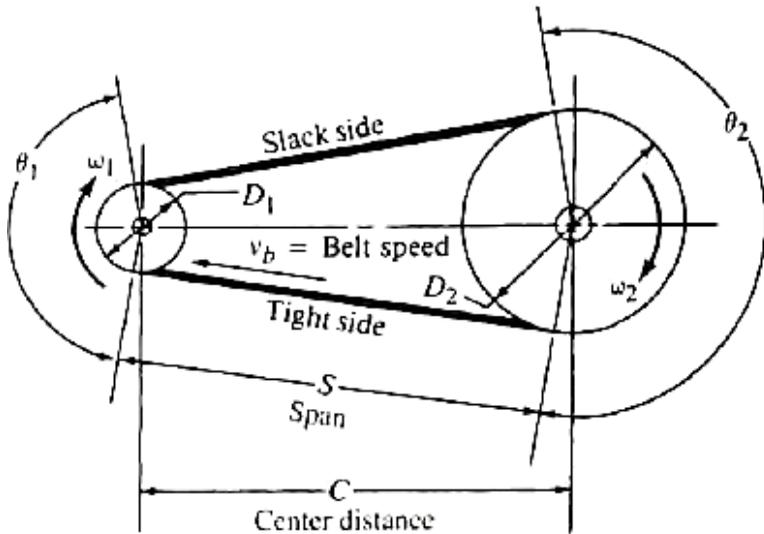
$$P = T\omega = (F_2 - F_1)r_x\omega_x \text{ watts}$$

Kecepatan linier pada roda penggerak,  $V_x = r_x\omega_x$ . Demikian pula, kecepatan linier pada roda yang digerakkan ,  $V_y = r_y\omega_y$ . Dengan mengganggap tidak ada slip, maka  $V_x = V_y \Leftrightarrow r_x\omega_x = r_y\omega_y$ . Dengan demikian:  $r_x(2\pi n_x) = r_y(2\pi n_y)$ .

$$\frac{r_x}{r_y} = \frac{n_y}{n_x}$$

### 2.6.2.1 Perancangan Puli- V belt

Pada perancangan puli- v belt ini standar yang digunakan adalah roulunds. Pada perancangan ini terdapat beberapa opsi yang dapat dipilih berdasarkan jenis dari belt yang digunakan. Pemilihan opsi ini dilakukan untuk mengoptimalkan penggunaan, umur pakai belt, serta sisi ekonominya. Pada perancangan dengan standar ini, puli dan v belt akan ditentukan berdasarkan sistem datum yang mengacu berdasarkan ISO 1081-1980.



Note:  $D_1, D_2$  are pitch diameters

Gambar 2. 13 Slack and tight side puli

Berikut merupakan langkah-langkah yang dilakukan dalam penentuan dimensi dan geometri pada transmisi puli- v belt:

1. Menentukan *service factor* ( $c_1$ )

Tabel dibawah menunjukan nilai servis faktor berdasarkan unit yang digerakkannya.

Tabel 2. 4 service factor ( $c_1$ )

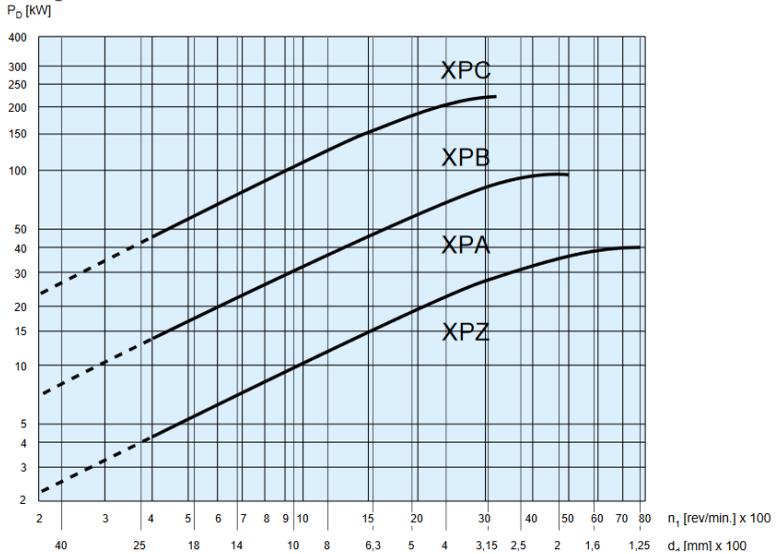
Driven Unit		High Torque (above 175% of rated torque)		
		Intermittent	Normal	Continuous
Agitators	Paddle or Propeller, Vertical or Horizontal Screw	1.2	1.3	1.4
Bottling Machinery		1.2	1.3	1.4
Car Dumper, Car Puller		1.3	1.4	1.5
Clarifier, Classifier		1.2	1.3	1.4
Clay Machinery	Brick Press, Briquette, Pug Mill	1.4	1.5	1.6
Compressors	Lobe, Rotary	1.4	1.5	1.6
Reciprocating	1 cylinder - single acting	1.5	1.7	1.8
	1 cylinder - double acting, 2 cylinder single acting	1.5	1.6	1.7
Conveyors	Light Duty	1.4	1.5	1.6
	Sand, Grain	1.2	1.3	1.4
Granes and Hoists	Screw, Drag, Pan	1.3	1.4	1.5
	Hoist, Medium Duty	1.4	1.5	1.6
Crushers	Heavy Duty	1.5	1.6	1.7
	Skip Hoist - Travel/Trolley, Slope	1.4	1.5	1.6
Dredges	Gyratory, Jaw, Roll	1.5	1.6	1.7
Dredges	Cable Reel, Conveyer	1.3	1.4	1.5
	Cutter Head Drive, Jig Drive	1.5	1.6	1.7
Dynamometer	Pump, Screen, Stacker, Utility Winch	1.3	1.4	1.5
		1.2	1.3	1.5
Elevators	Bucket, Freight	1.4	1.5	1.6
Fans	Up to 10 HP	1.2	1.3	1.4
	Over 10 HP	1.3	1.4	1.5
Food Industry	Slicers, Dough Mixer, Meat Grinder	1.3	1.4	1.5
Generators	Even Load	1.2	1.3	1.4
	Hoist, Railway Service	1.4	1.5	1.6
Laundry Machines	Welder Load	1.5	1.6	1.7
	Tumbler, Washer	1.3	1.4	1.5
Line Shafts	Extractor	1.5	1.6	1.7
	Driving Processing Machine	1.3	1.4	1.5
Lumber Industry	Band Resaw, Circular Resaw	1.3	1.4	1.5
	Edger, Head Rig, Hog, Log Haul	1.4	1.5	1.6
Machine tools	Planer	1.3	1.4	1.5
	Rolls: Reversing & Non-Reversing	1.4	1.5	1.6
Sawdust Conveyer		1.2	1.3	1.4
	Slab Conveyer, Sorting Table	1.3	1.4	1.5
Machine tools	Debarker, Chopper	1.5	1.6	1.7
	Auxiliary	1.2	1.3	1.4
Metal Forming	Main Drive, Notching Press	1.3	1.4	1.5
	Planer (reversing), Plate Planer	1.2	1.3	1.4
Machine tools	Punch Press, Traverse	1.2	1.3	1.4
	Draw Bench, Carriage, Main Drive	1.4	1.5	1.6
Machine tools	Wire Drawing, Flattening Machine	1.4	1.5	1.6
Mills (Rotary Type)	Ball or Pebble	1.4	1.5	1.6
	Dryer or Cooler	1.3	1.4	1.5
Mills (Rotary Type)	Rod or Tube	1.5	1.6	1.7
	Tumbling Barrel	1.3	1.4	1.5
Mixers	Concrete - Continuous & Intermittent	1.4	1.5	1.6
Paper Mills	Agitator	1.2	1.3	1.4
	Barking Drum	1.5	1.6	1.7
Paper Mills	Beater and Pulper	1.3	1.4	1.5
	Chipper	1.5	1.6	1.7
Paper Mills	Dryer, Pulp Grinder, Winder	1.3	1.4	1.5
	Press	1.4	1.5	1.6
Printing Press		1.3	1.4	1.5
Pulverizers	Hammermill - Light Duty	1.4	1.5	1.6
	Hammermill - Heavy Duty	1.5	1.6	1.7
Pumps	Hog, Roller	1.3	1.4	1.5
	Centrifugal	1.2	1.3	1.4
Reciprocating	Gear Type, Rotary	1.3	1.4	1.5
	Oil Well Unit (not over 150% peak torque)	1.4	1.5	1.6
Rubber/Plastics	1 cylinder single & double acting	1.5	1.6	1.7
	2 cylinder single & double acting / 3 cylinder & up	1.4	1.5	1.6
Screens	Calender, Extruder, Mills	1.5	1.6	1.7
Screens	Coal and Sand (Rotary)	1.4	1.5	1.6
	Vibrating	1.5	1.6	1.7
Sewage Disposal Equipment		1.2	1.3	1.4

## 2. Menentukan design horsepower ( $P_d$ )

Design horsepower didapat dari perkalian daya penggerak dan *service factor*.

$$P_d = P \cdot c_1$$

- Menentukan jenis *belt* berdasarkan gambar dengan cara menarik garis pertemuan berdasarkan grafik design horse power dan putaran dari shaft.



Gambar 2. 14 Jenis Belt

Terdapat dua jenis sabuk yang terdapat pada katalog roudunds ini, yaitu sabuk narrow dan classical. Sabuk narrow direkomendasi untuk transmisi sebagai design awal, sedangkan sabuk classical dapat digunakan untuk penggantian sabuk.

- Menghitung rasio kecepatan

Rasio kecepatan didapat dari perbandingan putaran pulley penggerak dibandingkan dengan pulley yang digerakkan.

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

Selain itu, besarnya rasio dapat dihitung dari perbandingan diameter puli penggerak dan yang digerakkan.

$$i = \frac{D_p}{d_p}$$

- Pemilihan datum diameter

Tabel dibawah ini menunjukkan standar datum diameter. Pemilihan standar datum diameter ini diawali untuk puli yang terkecil. Sedangkan untuk diameter puli yang terbesar dapat dicari dari perkalian rasio dengan diameter puli terkecil berdasarkan tabel.

$$D_d = d_d \times i \text{ [mm]}$$

Setelah didapat diameter puli terbesar berdasarkan hitungan, kemudian dicari kembali pada tabel diameter puli yang mendekati.

Tabel 2. 5 Standar diameter puli

Classical V-belt sections	Z ZX 10 10X	A AX 13 13X	B BX 17 17X		20	C CX 22 22X	25	D 32	E 40
Narrow V-belt sections	SPZ XPZ	SPA XPA	SPB XPB	S19		SPC XPC			
Datum- diameter [mm]	40 50 56	50							
	63 71 80	63 71 80	80						
	90 100 112	90 100 112	100 112						
	125 132	118 125 132	125						
	140 150 160	140 150 160	140 150 160		140 160	140 160			
	180 190 200	180 190 200	180 190 200	180 190 200	180 190 200	180 190 200			
	224	224 236	224 236	212 224	224	212 224 236	224		
	250 280 300	250 280 300	250 280 300	250 280	250 280	250 280 300	250 280	280	
	315 355 400								
	450 500 560								
	630	630	600 630	630	630	600 630	630	600 630	600 630 670
		710	710 750 800	710	710	710 750 800	710	710 750 800	710
	800	800	800	800	800	800	800	800	800
		1000	900 1000 1120						
			1250	1250 1400	1250 1400	1250 1400	1250 1400	1250 1400 1500	1250 1400 1500
				1600 1800 2000	1600 1800 2000	1600 1800 2000	1600 1800 2000	1600 1800 2000	1600 1800 2000

6. Menghitung diameter idler ( $d_i$ )

Berdasarkan standar roulunds, diameter idler minimal besarnya harus 1,4 x diameter terkecil puli.

$$d_{i\min} = 1,4 \times d_d$$

7. Menghitung jarak pusat

Besarnya jarak pusat harus diantara:

$$C > 0.7 (d_d + D_d) \text{ [mm]}$$

$$C < 2 (d_d + D_d) \text{ [mm]}$$

8. Menghitung panjang belt

Panjang belt dapat dicari dengan rumus:

$$L_d = 2 \times C + 1.57 \times (D_d + d_d) + \frac{(D_d - d_d)^2}{4 \times C} \text{ [mm]}$$

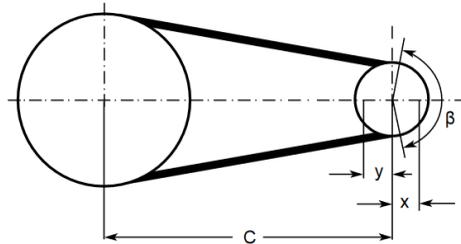
Setelah didapatkan panjang belt yang dibutuhkan, kemudian tentukan panjang belt standar berdasarkan tabel dibawah ini:

*Tabel 2. 6 Panjang belt standar mm*

Narrow V-belts						Classical V-belts							
SPZ XPZ 3V 3VX	SPA XPA	SPB XPB 5V 5VX	SPC XPC	S19	8V	Z/10 ZX 10X	A/13 AX 13X	B/17 BX 17X	20	C/22 CX 22X	25	D/32	E/40
465 496 529	551 695 741	915 977 1.042	1.453 1.551 1.655	1.622 1.241 1.324	1.653 1.765 1.883	297 312 328	666 700 736	875 920 967	1.216 1.279 1.345	1.448 1.523 1.601	1.735 1.824 1.918	2.320 2.440 2.565	2.578 2.712 2.851
565 602 642	791 843 898	1.112 1.185 1.263	1.765 1.881 2.005	1.412 1.505 1.604	2.008 2.141 2.282	345 362 381	774 813 854	1.017 1.069 1.123	1.414 1.486 1.561	1.683 1.769 1.859	2.016 2.119 2.227	2.897 2.978 3.150	2.997 3.150 3.310
684 728 775	957 1.019 1.085	1.346 1.433 1.526	2.136 2.275 2.422	1.709 1.820 1.938	2.431 2.589 2.756	400 420 441	897 943 990	1.179 1.239 1.301	1.640 1.722 1.809	1.953 2.051 2.154	2.339 2.457 2.580	3.128 3.286 3.450	3.477 3.652 3.835
825 877 933	1.155 1.228 1.306	1.624 1.727 1.837	2.577 2.742 2.916	2.062 2.194 2.333	2.933 3.120 3.319	463 486 510	1.039 1.091 1.144	1.366 1.433 1.504	1.899 1.993 2.091	2.261 2.373 2.490	2.708 2.842 2.983	3.622 3.802 3.989	4.026 4.225 4.434
992 1.054 1.120	1.389 1.476 1.568	1.953 2.075 2.205	3.100 3.295 3.500	2.480 2.636 2.800	3.528 3.749 3.984	535 561 589	1.201 1.260 1.321	1.578 1.655 1.735	2.194 2.302 2.414	2.613 2.741 2.874	3.129 3.283 3.443	4.185 4.390 4.604	4.652 4.880 5.118
1.190 1.263 1.341	1.666 1.768 1.877	2.342 2.487 2.639	3.718 3.947 4.190	2.974 3.158 3.352	4.231 4.482 4.768	617 647 678	1.385 1.452 1.522	1.820 1.908 2.000	2.581 2.653 2.781	3.014 3.159 3.311	3.610 3.784 3.966	4.828 5.061 5.304	5.366 5.625 5.895

9. Menghitung *installation and take-up allowance* (x,y):

Besarnya *installation and take-up allowance* minimum dapat ditentukan berdasarkan tabel dibawah ini.



Gambar 2. 15 installation and take-up allowance

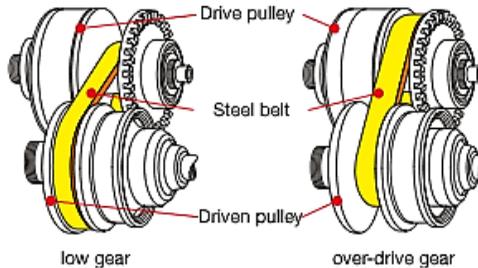
Tabel 2. 7 installation and take-up allowance minimum

Datum belt length $L_d$ [mm]	Minimum adjustment y [mm]											Minimum take-up x [mm]
	SPZ XPZ 3V A/13 AX 13X	SPA XPA	SPB XPB 5V 20	SPC XPC	Z/10 ZX 10X	B/17 BX 17X	C/22 CX 22X	25 S19	D/32	E/40	8V	
≤ 670	16	19			13	20						10
> 670 - 1000	18	21			14	21						10
> 1000 - 1320	19	22	27		16	23	27				43	13
> 1320 - 1662	21	24	29		18	25	30				44	17
> 1662 - 2240	24	27	32	39	21	28	33	36	41		47	22
> 2240 - 3000	28	31	35	43	24	31	37	40	45		51	30
> 3000 - 3550	30	33	38	46	27	34	40	43	48		54	36
> 3550 - 4500	35	38	43	51	32	39	44	48	52		59	45
> 4500 - 5600	41	44	48	56	37	44	50	53	58	62	64	56
> 5600 - 6700	46		54	62		50	55	59	63	73	70	67
> 6700 - 8500	55		63	71		59	64	68	72	82	79	85
> 8500 - 10000			70	78		66	72	75	80	89	86	100
> 10000 - 11800			79	87		75	81	84	89	98	95	118
> 11800 - 13500			88	96		84	89	93	97	107		135
> 13500 - 15000			95	103		91	97	103	105	114		150
> 15000 - 16100			101	109		97	102	106	110	120		160

### 2.6.3 Continuous Variable Transmission (CVT)

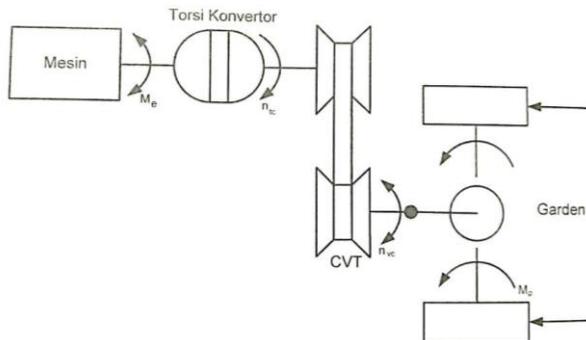
Continuous Variable Transmission (CVT) adalah sistem transmisi otomatis yang memanfaatkan perubahan diameter pulley untuk menurunkan dan menaikkan kecepatan. Pada kedua pulley terdapat satu sisi yang permanen atau tidak dapat bergerak, sedangkan untuk sisi yang lain dari pulley dapat bergerak secara aksial. Dengan bergesernya pulley secara aksial akan diperoleh perubahan rasio yang tidak terputus atau secara kontinyu. Untuk memperoleh kecepatan rendah (low drive), didapatkan dengan mengecilnya diameter pulley penggerak dan membesarnya diameter pulley yang digerakkan. Sedangkan untuk memperoleh kecepatan tinggi (over drive), diperoleh dengan

membesarnya diameter pulley penggerak dan mengecilnya diameter pulley yang digerakkan.



Gambar 2. 16 Continuous Variable Transmission (CVT)

Continuous Variable Transmission (CVT) umumnya digunakan pada transmisi otomatis dan digunakan untuk pengendalian torsi melalui rasio transmisi. Transmisi dan konversi dari torsi mesin ke roda penggerak menjadi gaya dorong ditunjukkan seperti pada gambar dibawah ini.



Gambar 2. 17 Skema transmisi torsi mesin menjadi gaya dorong Rasio CVT yaitu  $i_{vt}$  dirumuskan sebagai berikut:

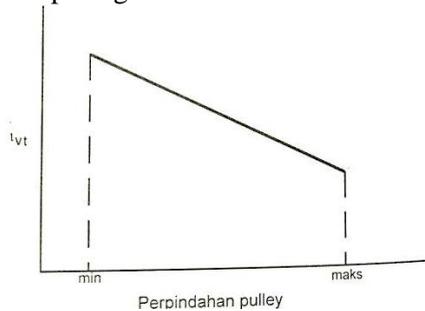
$$i_{vt} = \frac{n_{vt}}{n_{tc}}$$

dimana:

$n_{tc}$  = putaran poros keluar dari torsi konverter

$n_{vt}$  = putaran poros keluar dari CVT

Besar kecilnya rasio CVT yang bersifat kontinu adalah ditentukan oleh perpindahan dari pulley pada CVT yang dapat ditunjukkan seperti pada gambar dibawah ini .

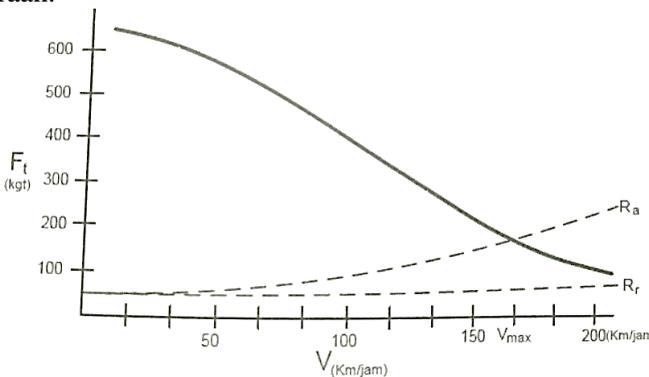


Gambar 2. 18 Hubungan rasio CVT dengan perpindahan pulley

Berdasarkan gambar diatas, gaya dorong ( $F_t$ ) pada roda penggerak kendaraan dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$F_t = \frac{C_{tr} \cdot i_{vt} \cdot i_g \cdot M_e}{r} - \eta_t$$

Mengingat kurva  $M_e$ , kurva  $C_{tr}$  dan kurva  $i_{vt}$  maka kurva hubungan gaya dorong ( $F_t$ ) dan kecepatan ( $V$ ) dapat merupakan garis kontinu mendekati kebutuhan gaya dorong ideal pada suatu kendaraan.



Gambar 2. 19 Kurva gaya dorong dan kecepatan dengan CVT

Rasio CVT dapat diatur sedemikian rupa dalam menjaga agar roda tidak skid atau dalam usaha menjaga besarnya torsi ke

roda penggerak agar roda tidak skid untuk besaran torsi mesin masih tetap optimum. Rasio CVT agar roda penggerak depan tidak skid dirumuskan sebagai berikut:

$$i_{vff} = \frac{W_f \cdot \mu \cdot r}{C_{tr} \cdot i_g \cdot M_c \cdot \eta_t}$$

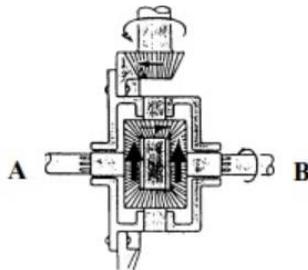
(sumber: [7])

## 2.7 Differential

Differential atau gardan merupakan komponen yang penting di mobil. Didalam differential terdapat komponen differential gear yang berfungsi untuk membedakan putaran antara roda kanan dan kiri pada saat membelok atau saat salah satu roda terjebak dalam lumpur, cara kerja dari differential atau gardan sendiri adalah:

### 1. Jalan Lurus

Drive pinion memutarakan ring gear, ring gear memutarakan differential case, differential case menggerakkan pinion gear melalui pinion shaft dan pinion gear memutarakan side gear kiri dan kanan dengan rpm yang sama karena tahanan roda kiri dan kanan sama, sehingga menyebabkan putaran roda kiri dan kanan sama. (RPM A = B).

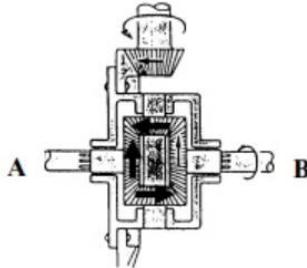


Gambar 2. 20 Mekanisme differential ketika jalan lurus

### 2. Belok Kanan

Pada saat kendaraan berbelok kanan maka akan ada tahanan pada roda kanan dan kemudian poros axle sebelah kanan juga tertahan sehingga side gear kanan pada differential case juga tertahan. Akibatnya side gear sebelah kiri akan berputar lebih cepat

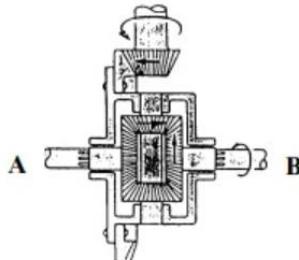
sehingga roda kiri RPMnya lebih besar dibanding RPM roda kanan ( $RPM A > RPM B$ ).



*Gambar 2. 21* Mekanisme differential ketika belok kanan

### 3. Belok Kiri

Pada saat kendaraan berbelok kiri maka akan ada tahanan pada roda kiri dan kemudian poros axle sebelah kiri juga tertahan sehingga side gear kiri pada differential case juga tertahan. Akibatnya side gear sebelah kanan akan berputar lebih cepat sehingga roda kanan RPMnya lebih besar dibanding RPM roda kanan ( $RPM A < RPM B$ ).



*Gambar 2. 22* Mekanisme differential ketika belok kiri

### 4. Salah satu roda masuk lumpur

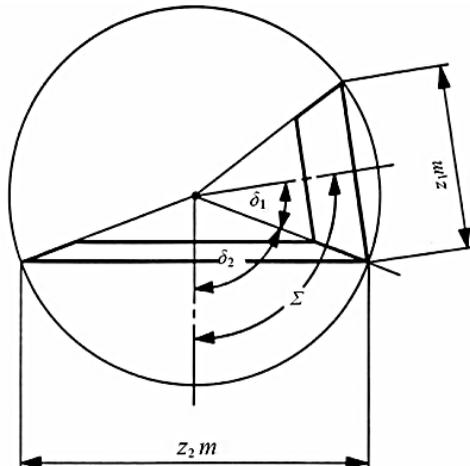
Jika kendaraan terjebak di jalan yang berlumpur dan saat salah satu roda masuk ke lumpur, maka bagian roda yang masuk kedalam lumpur tersebut akan memiliki tahanan yang lebih besar dibanding bagian roda yang tidak terjebak kedalam lumpur. Maka kecepatan putar roda yang terjebak didalam lumpur akan lebih lambat dibanding roda yang tidak terjebak kedalam lumpur.

### 2.7.1 Bevel Gear

Roda Gigi Payung sering disebut juga Roda Gigi kerucut atau Bevel Gear. Penggunaannya secara umum untuk mentransmisikan putaran dan beban dengan posisi sumbu menyudut berpotongan dimana kebanyakan bersudut  $90^\circ$ . Khusus jenis Roda gigi payung hypoid, posisi sumbunya bersilangan. Pada pemasangan Roda gigi payung umumnya salah satu dipasang dengan kanstruksi tumpuan melayang, terutama pada Roda gigi penggerak.



Gambar 2. 23 Bevel Gear



Gambar 2. 24 Cone angle of bevel gear<sup>[4]</sup>

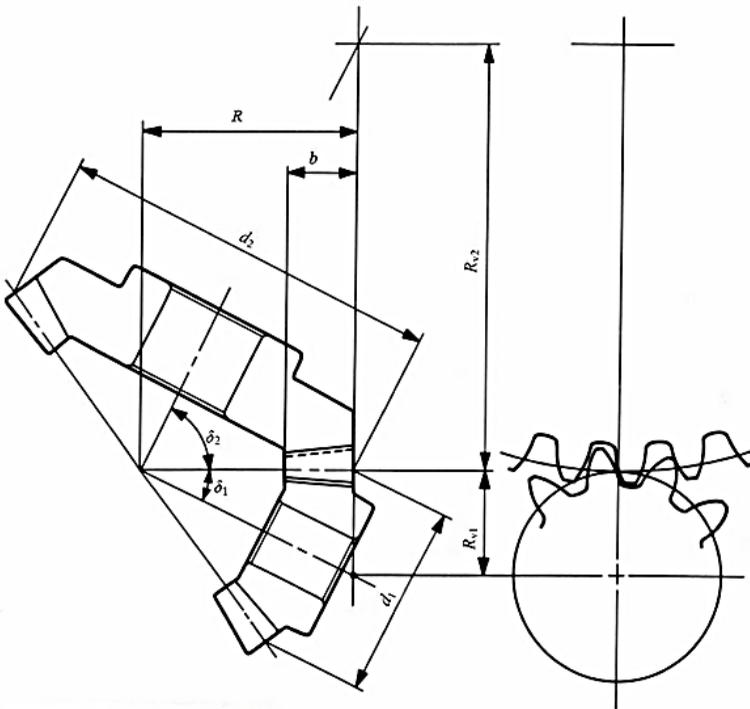
$$\tan \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{\frac{z_2}{z_1} + \cos \Sigma}$$

$$\tan \delta_2 = \frac{\sin \Sigma}{\frac{z_1}{z_2} + \cos \Sigma}$$

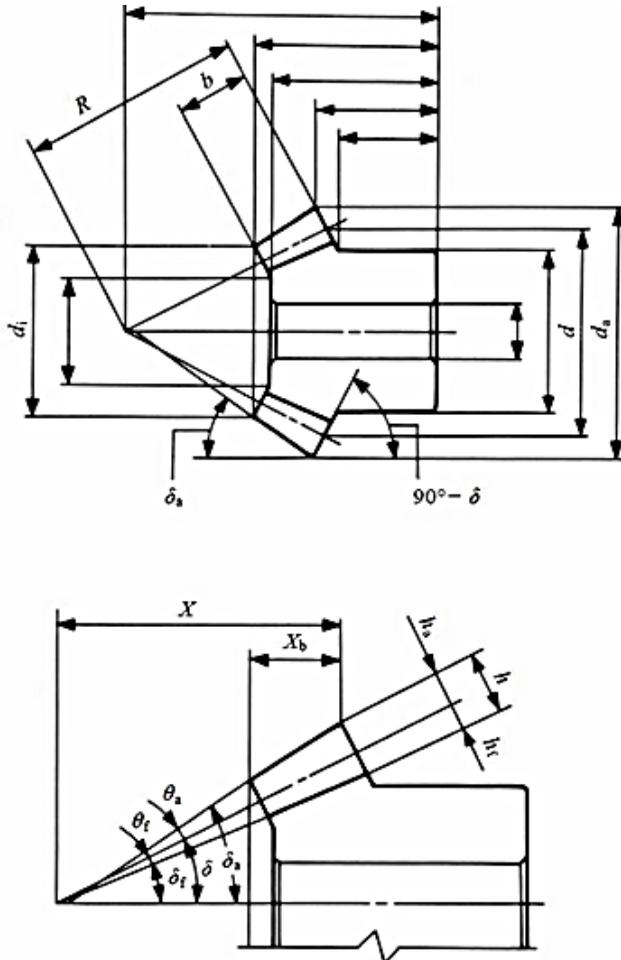
Secara umum, sudut shaft  $\Sigma=90^\circ$  paling sering digunakan. Bevel gear dengan sudut kontak  $90^\circ$  persamaannya menjadi:

$$\delta_1 = \tan^{-1} \left( \frac{z_1}{z_2} \right)$$

$$\delta_2 = \tan^{-1} \left( \frac{z_2}{z_1} \right)$$



Gambar 2. 25 The meshing of bevel gears<sup>[4]</sup>



Gambar 2. 26 Dimensi bevel gears<sup>[4]</sup>

Tabel 2. 8 Jumlah gigi minimal untuk menghindari undercut<sup>[4]</sup>

Pressure angle	Combination of number of teeth $z_1/z_2$					
(14.5°)	29/29 and higher	28/29 and higher	27/31 and higher	26/35 and higher	25/40 and higher	24/57 and higher
20°	16/16 and higher	15/17 and higher	14/20 and higher	13/30 and higher		
(25°)	13/13 and higher					

Tabel 2. 9 Perhitungan roda gigi straight bevel<sup>[4]</sup>

No.	Item	Symbol	Formula
1	Shaft angle	$\Sigma$	Set Value
2	Module	$m$	
3	Reference pressure angle	$\alpha$	
4	Number of teeth	$z$	
5	Reference diameter	$d$	$zm$
6	Reference cone angle	$\delta_1$ $\delta_2$	$\tan^{-1} \left( \frac{\sin \Sigma}{\frac{z_2}{z_1} + \cos \Sigma} \right)$ $\Sigma - \delta_1$
7	Cone distance	$R$	$\frac{d_2}{2 \sin \delta_2}$
8	Facewidth	$b$	It should not exceed $R / 3$
9	Addendum	$h_{a1}$ $h_{a2}$	$2.000m - h_{a2}$ $0.540m + \frac{0.460m}{\left( \frac{z_2 \cos \delta_1}{z_1 \cos \delta_2} \right)}$
10	Dedendum	$h_r$	$2.188m - h_a$
11	Dedendum angle	$\theta_r$	$\tan^{-1}(h_r / R)$
12	Addendum angle	$\theta_{a1}$ $\theta_{a2}$	$\theta_{a2}$ $\theta_{a1}$
13	Tip angle	$\delta_a$	$\sigma + \theta_a$
14	Root angle	$\delta_r$	$\sigma - \theta_r$
15	Tip diameter	$d_a$	$d + 2h_a \cos \sigma$
16	Pitch apex to crown	$X$	$R \cos \sigma - h_a \sin \sigma$
17	Axial facewidth	$X_b$	$\frac{b \cos \delta_a}{\cos \theta_a}$
18	Inner tip diameter	$d_i$	$d_a - \frac{2b \sin \delta_a}{\cos \theta_a}$

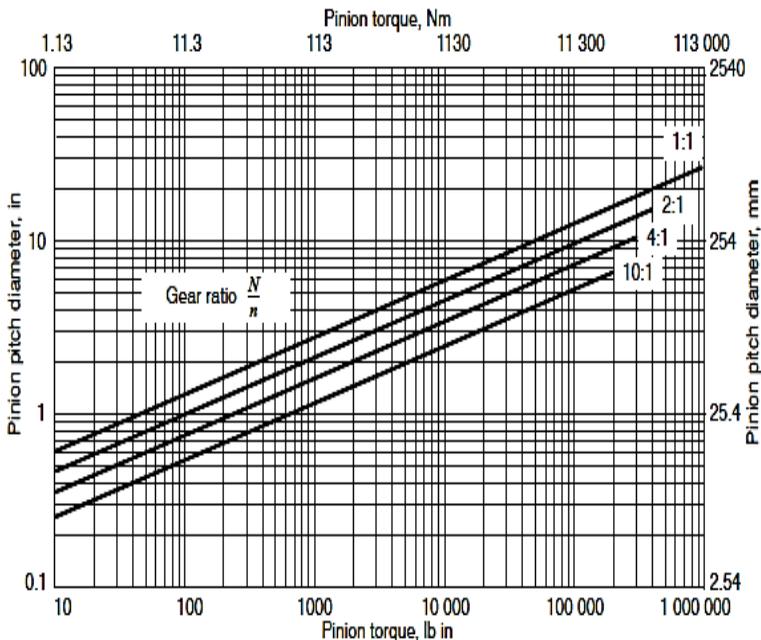
### 2.7.1.1 Perancangan Roda Gigi Bevel

Berikut merupakan langkah langkah penentuan dimensi dari bevel gear berdasarkan standar ANSI/AGMA 2005-D03 (*Design Manual for Bevel Gears*). Perhitungan ini berdasarkan pada pitting resistance.

1. Menghitung kebutuhan torsi ( $T_p$ ):

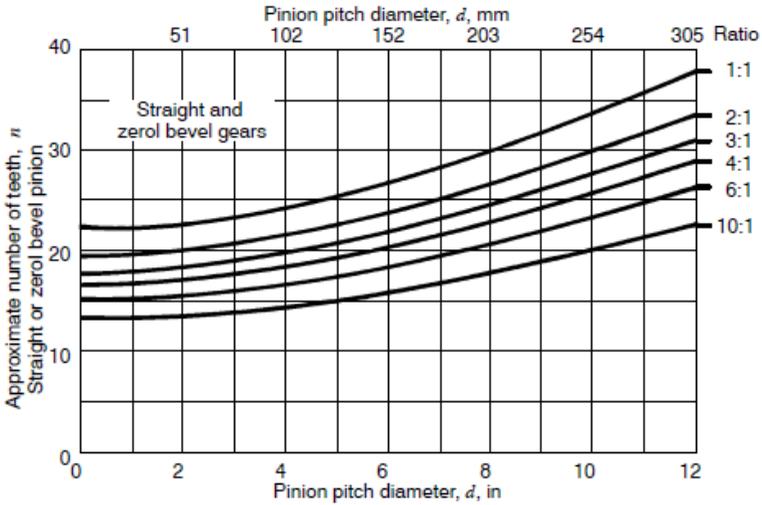
$$T_p = \frac{63000 P}{np}$$

2. Menentukan pitch diameter pinion berdasarkan torsi dan rasio putaran.



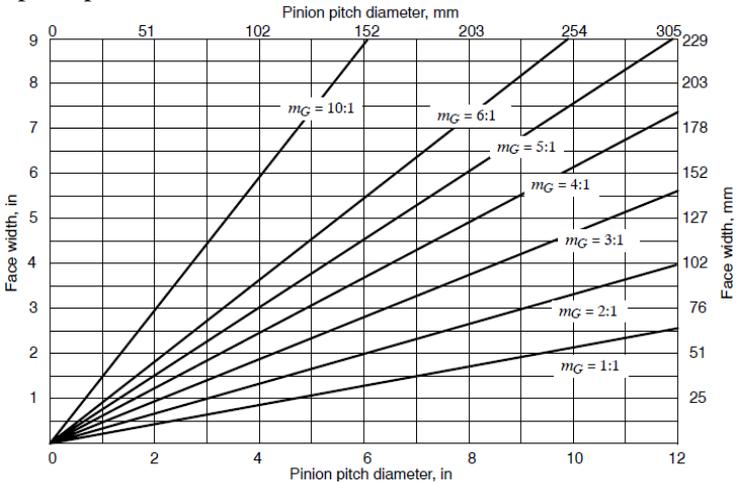
Gambar 2. 27 Pinion pitch diameter vs pinion torque based on pitting resistance

3. Menentukan diameter pitch gear (D) berdasarkan rasio:
4. Menghitung diameter pitch gear berdasarkan rasio dan pitch diameter pinion.
5. Menentukan jumlah gigi pada pinion (n) dan gear (N):



Gambar 2. 28 Pinion teeth based on ratio and pitch diameter

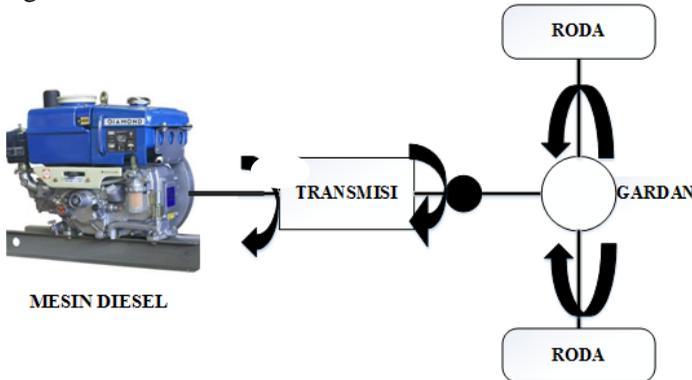
6. Menentukan face width (F) berdasarkan rasio dan diameter pitch pinion.



Gambar 2. 29. Face width based on ratio and pitch diameter

## 2.8 Karakteristik Traksi Kendaraan

Skema aliran energi *infrastructural mobile* dari hasil pertanian dengan mesin diesel, transmisi dan gardan dapat dilihat pada gambar 2.30.



Gambar 2. 30 Skema Aliran Energi Infrastructural Mobile dari Hasil Pertanian

Berdasar gambar diatas, dapat diketahui bahwa mesin diesel berfungsi sebagai sumber tenaga. Drive train pada kendaraan dengan mesin, yaitu terdiri dari transmisi dan gardan. Lalu apabila notasi dari komponen diatas adalah sebagai berikut, rasio transmisi ( $i_t$ ), rasio gardan ( $i_g$ ), dan putaran mesin ( $N_m$ ) maka torsi poros ( $T_p$ ) dan putaran poros ( $N_p$ ) dapat dihitung sebagai berikut,

$$T_p = i_t \times i_g \times T_p \times \eta_t$$

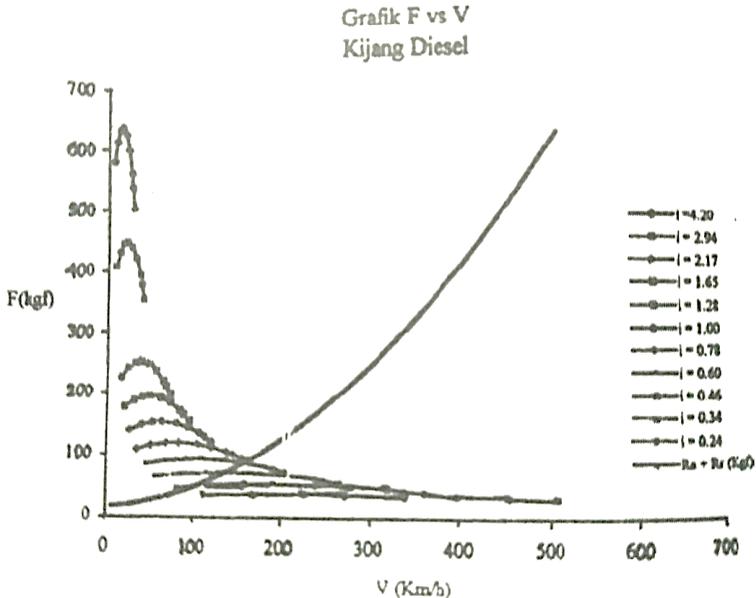
Dimana,  $\eta_t$  = efisiensi dari kendaraan

$$N_p = \frac{N_m}{i_t \times i_g}$$

Gaya dorong atau gaya traksi yang terjadi pada roda ( $F_t$ ) dengan efisiensi transmisi ( $\eta_t$ ) dapat dihitung dengan perumusan seperti dibawah ini,

$$F_t = \frac{i_t \cdot i_g \cdot M_e}{r} \eta_t$$

dengan ketentuan  $i_t = \frac{N_e}{N_t}$ ,  $i_g = \frac{N_t}{N_p}$ .



Gambar 2. 31 Kinerja traksi kendaraan dengan transmisi tanpa gigi<sup>[7]</sup>

Berdasar gambar diatas, dapat diketahui bahwa besarnya kecepatan yang dapat dicapai pada transmisi tanpa gigi dipengaruhi oleh besarnya rasio pada transmisi itu sendiri.

## 2.9 Karakteristik Power Kendaraan

Karakteristik power suatu kendaraan menunjukkan seberapa besar power yang dapat diberikan sistem transmisi untuk memenuhi kebutuhan power yang dibutuhkan akibat adanya gaya hambat. Gambar 2.5 merupakan karakteristik dari mesin diesel, nantinya karakteristik power yang dihasilkan oleh mesin diesel adalah beberapa grafik daya yang terjadi oleh masing-masing tingkat transmisi sehingga dapat memenuhi grafik yang diberikan dari daya akibat gaya hambat kendaraan.

Untuk menghitung power yang didapat dari masing-masing tingkat transmisi adalah dengan rumus sebagai berikut,

$$P_t = F_t \times V$$

dimana  $P_t$ : power yang diberikan oleh transmisi (KW),  $F_t$ : gaya dorong tiap transmisi (N),  $V$ : kecepatan kendaraan (m/s).

Sedangkan untuk menentukan besarnya power yang dibutuhkan oleh adanya gaya hambat dapat dilihat berdasarkan rumus,

$$P_r = F_r \times V$$

dimana  $P_r$ : power yang dibutuhkan oleh gaya hambat (KW),  $F_r$ : gaya hambat (N),  $V$ : kecepatan kendaraan (m/s).

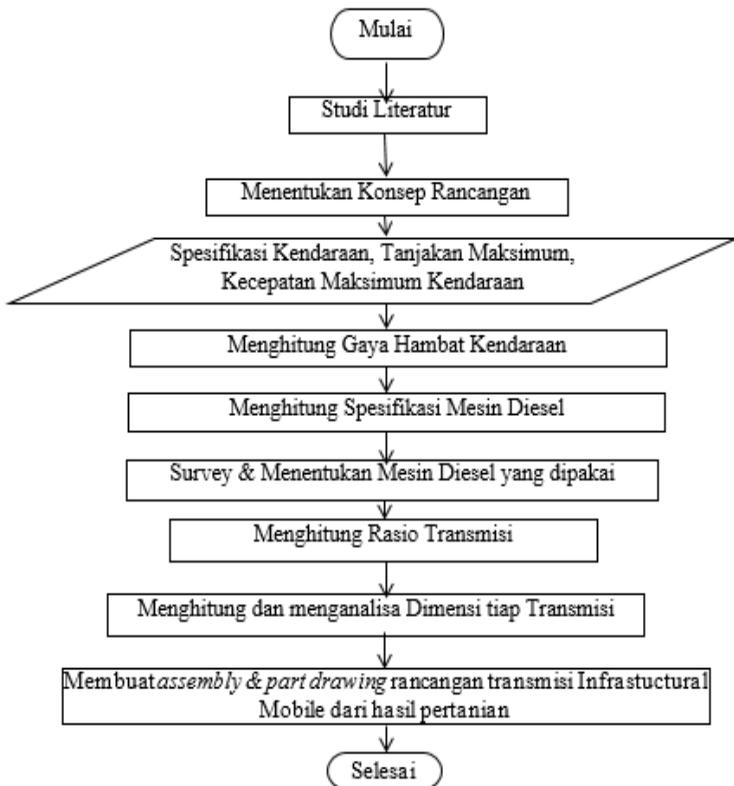
**“Halaman ini sengaja dikosongkan”**

## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Studi Literatur

Pada penelitian ini langkah awal yang dilakukan adalah studi literatur tentang alat angkut pedesaan dan sistem transmisi, serta mempelajari literatur atau studi pustaka terkait teori-teori yang berkaitan dengan penelitian yang akan dilakukan.

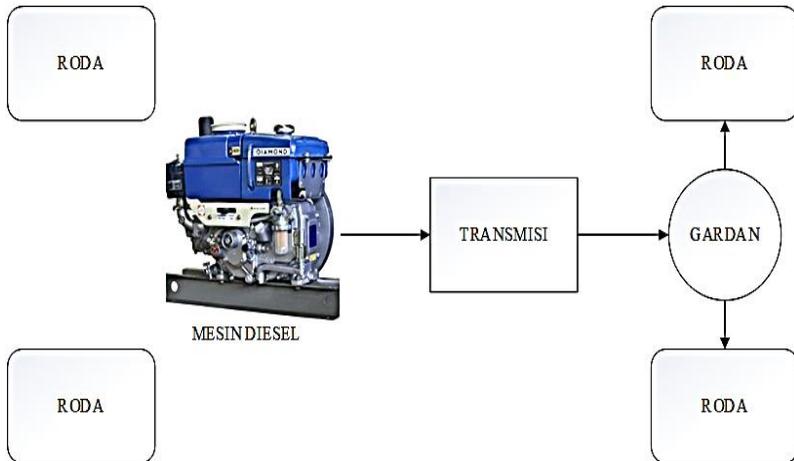
### 3.2 Flowchart Metode Penelitian



*Gambar 3. 1 Flowchart Metode Penelitian*

Berdasarkan flowchart diatas maka dalam penyusunan tugas akhir ini melalui beberapa tahapan, diantaranya:

- Tahap pertama, penelitian dilakukan menggunakan metode analitik dimana langkah awal adalah melakukan studi literatur dari beberapa artikel serta tugas akhir terdahulu sehingga didapatkan konsep dari *infrastructural mobile* dari hasil pertanian.
- Tahap kedua, setelah mendapat konsep dari kendaraan maka selanjutnya melakukan perhitungan untuk kebutuhan sistem transmisi dari kendaraan. Dimulai dari perhitungan terhadap gaya hambat, spesifikasi mesin diesel serta rasio dan tingkat transmisi yang digunakan.
- Tahap ketiga, dalam tahap ketiga dilakukan analisa terhadap hasil dari perhitungan berupa analisa terhadap rancangan rasio dan tingkat transmisi.



Gambar 3. 2 Konsep rancangan kendaraan

### 3.3 Flowchart perhitungan

#### 3.3.1 Flowchart perhitungan gaya hambat



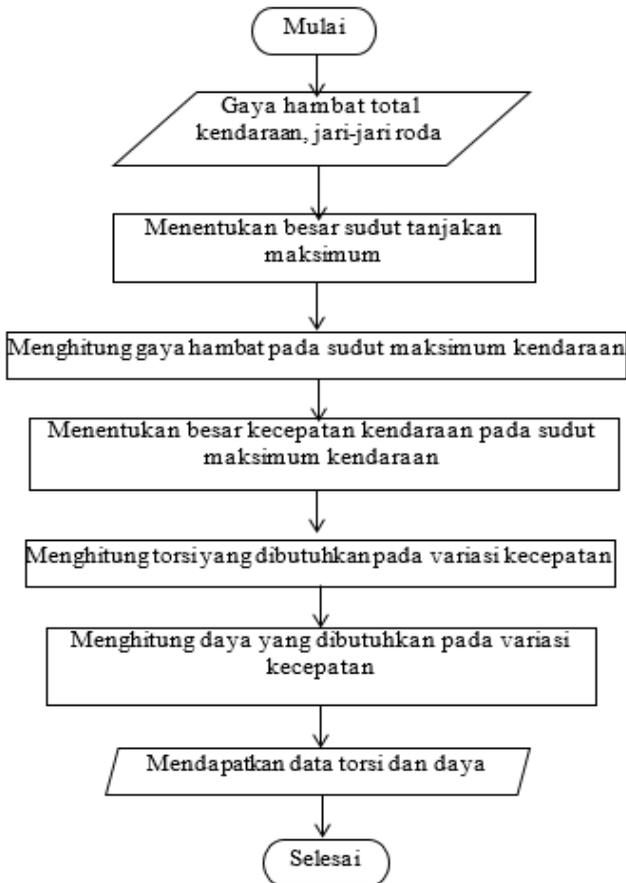
*Gambar 3. 3* Diagram Alir Perhitungan Gaya Hambat

Langkah-langkah perhitungan gaya hambat kendaraan,

1. Menentukan variasi kecepatan kendaraan dan menghitung luas frontal kendaraan.
2. Menentukan koefisien drag yang sesuai berdasarkan literature.

3. Menghitung gaya hambat aerodinamis kendaraan .
4. Menentukan koefisien rolling resistance ban.
5. Menghitung gaya hambat rolling kendaraan berdasarkan variasi sudut yang ditentukan.
6. Menghitung gaya hambat total yang terjadi pada kendaraan berdasarkan rumus .

### 3.3.2 Flowchart perhitungan daya mesin diesel yang dibutuhkan

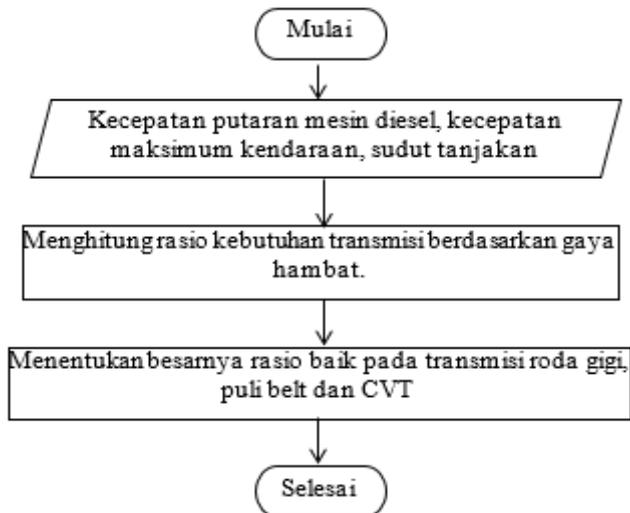


Gambar 3. 4 Flowchart perhitungan kebutuhan daya mesin diesel

Langkah-langkah menentukan jenis mesin diesel yang dibutuhkan,

1. Mendapatkan data perhitungan gaya hambat infrastuctural mobile dari hasil pertanian dan mengetahui jari-jari roda penggerak.
2. Menentukan besar sudut tanjakan maksimum yang mampu dilalui kendaraan.
3. Menghitung gaya hambat yang terjadi pada sudut tanjakan maksimum kendaraan.
4. Menentukan besar kecepatan infrastuctural mobile dari hasil pertanian yang diharapkan pada sudut maksimum kendaraan.
5. Menghitung besar torsi yang dibutuhkan.
6. Menghitung besar daya yang dibutuhkan.
7. Mendapatkan data-data torsi dan daya pada tiap kecepatan.
8. Menentukan jenis mesin diesel yang akan digunakan berdasarkan data yang didapat.

### 3.3.3 Flowchart perhitungan rasio transmisi

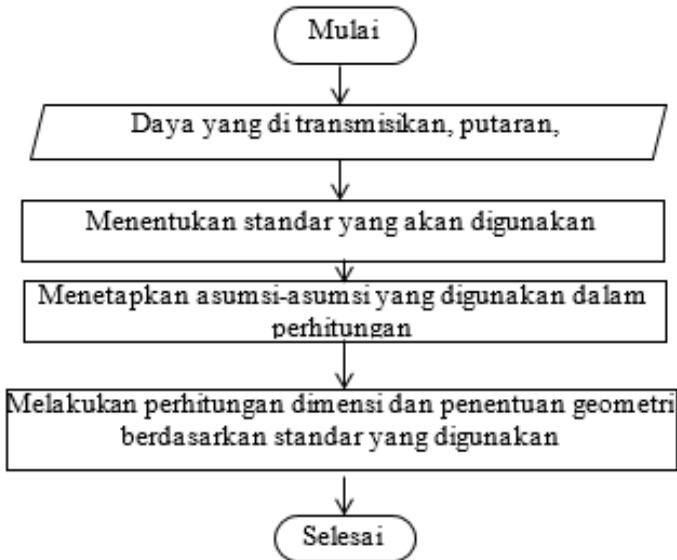


Gambar 3. 5 Flowchart perhitungan perhitungan rasio dan tingkat transmisi kendaraan

Langkah-langkah menentukan rasio transmisi kendaraan adalah sebagai berikut,

1. Langkah pertama adalah mendapatkan data kecepatan putaran motor, kecepatan maksimum dari kendaraan dan sudut tanjakan maksimum yang dapat dilalui kendaraan.
2. Langkah kedua adalah menghitung rasio transmisi awal, dimana perhitungan harus dapat melalui sudut tanjakan maksimum dari kendaraan.
3. Langkah ketiga adalah menentukan rasio CVT.
4. Langkah keempat adalah menentukan rasio roda gigi dan puli.

### 3.3.4 Flowchart perhitungan dimensi dan penentuan geometri komponen transmisi



*Gambar 3. 6 Flowchart perhitungan dimensi dan penentuan geometri komponen transmisi*

Langkah-langkah perhitungan dimensi dan penentuan geometri komponen transmisi adalah sebagai berikut:

1. Langkah pertama adalah mendapatkan daya yang ditransmisikan dan putaran.
2. Langkah kedua adalah menentukan standar yang akan digunakan dalam perhitungan.
3. Langkah ketiga adalah menetapkan asumsi-asumsi yang dibutuhkan dalam perhitungan.
4. Langkah keempat adalah melakukan perhitungan dimensi dan penentuan geometri berdasarkan standar yang digunakan.

### 3.3.5 Mesin yang digunakan

Pada penelitian tugas akhir ini digunakan mesin diesel Ratna dengan daya sesuai dari perhitungan yang akan dilakukan. Pemilihan ini dilakukan setelah survey komponen langsung ke pasaran. Adapun data yang akan digunakan dalam proses perhitungan nantinya adalah karakteristik mesin yang dilihat dari putaran mesin dan dimensi geometri mesin tersebut.

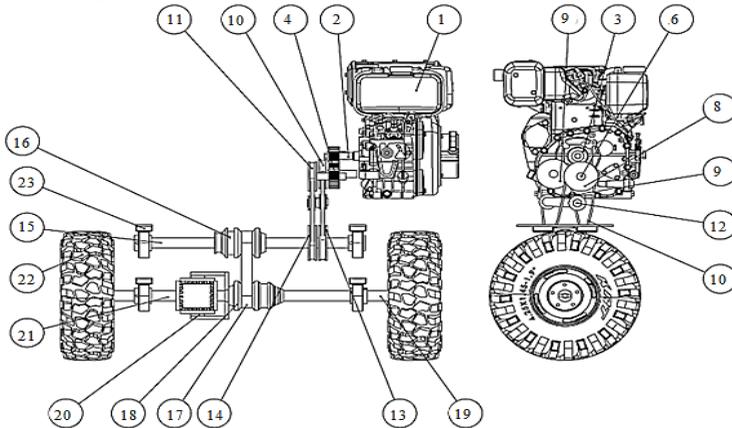


Gambar 3. 7 mesin diesel Ratna

### 3.3.6 Desain Transmisi

Sistem transmisi pada *infrastructural mobile* dari hasil pertanian ini menggunakan mesin diesel sebagai sumber penggerak. Lalu putaran dari mesin diesel ditransmisikan dengan roda gigi yang dapat menghasilkan dua putaran berlawanan sekaligus. Dua putaran

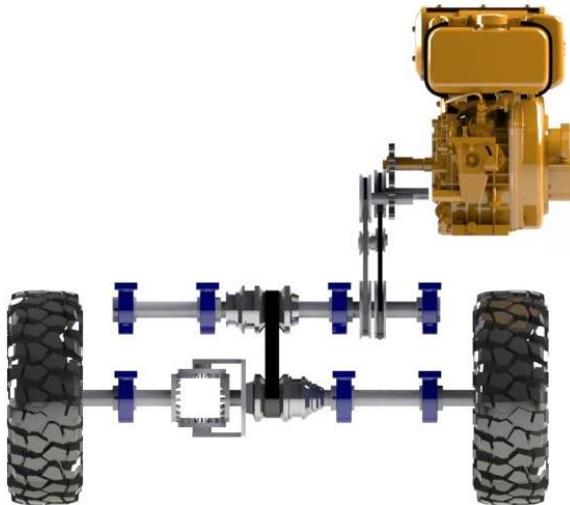
berlawanan ini ditransmisikan dengan menggunakan transmisi puli-v belt ke poros transmisi satu. Selanjutnya putaran dari poros transmisi satu ke poros transmisi dua dihubungkan dengan CVT untuk mendapatkan differential kecepatan. Selanjutnya poros transmisi dua yang terhubung langsung ke roda kiri dihubungkan ke poros roda kanan dengan mekanisme differential.



*Gambar 3. 8 Assembly Sistem Transmisi Infrastructural mobile dari hasil pertanian*

Keterangan:

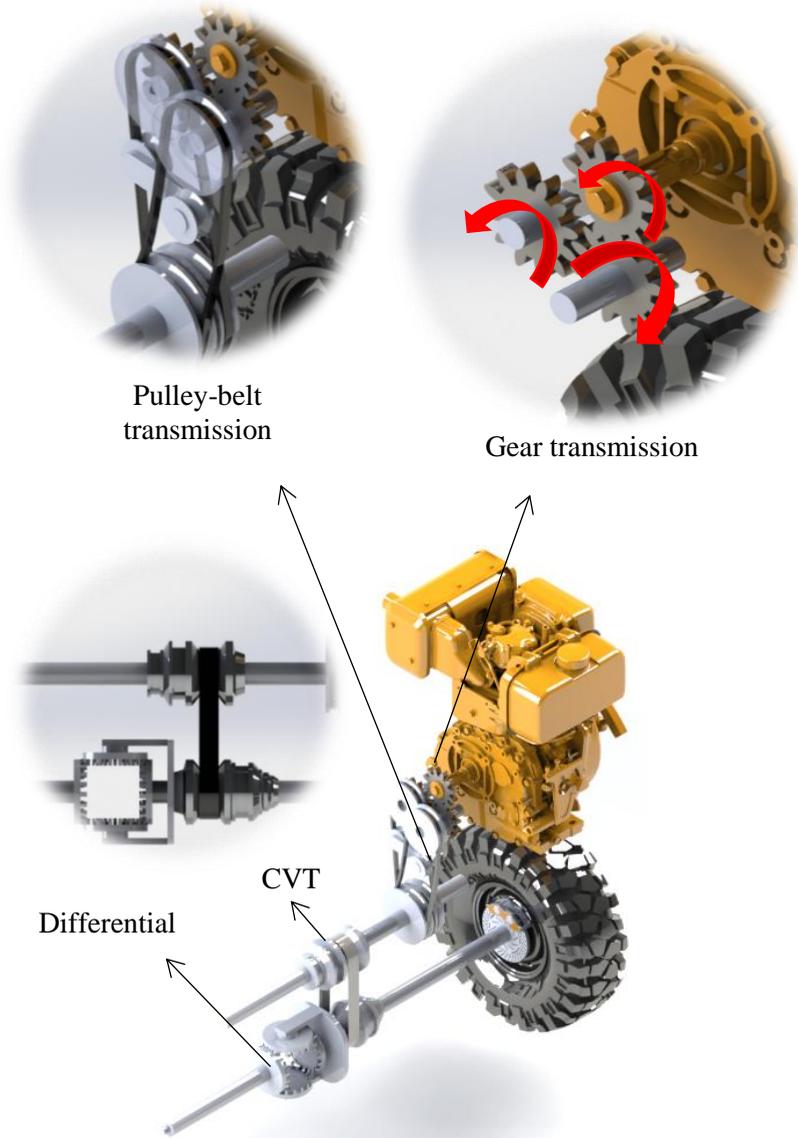
- |                               |                                       |
|-------------------------------|---------------------------------------|
| 1. Mesin Diesel               | 13. Forward-Driven Pulley             |
| 2. Poros Mesin Diesel         | 14. Backward -Driven Pulley           |
| 3. Driver Gear                | 15. Forward-Backward Transmission Sha |
| 4. Forward-Driven Gear        | 16. CVT                               |
| 5. Backward-Driven Gear       | 17. CVT Belt                          |
| 6. Forward Mechanism Shaft    | 18. CVT                               |
| 7. Backward Mechanism Shaft   | 19. Transmission Shaft                |
| 8. Forward-Driver Pulley      | 20. Differential Mechanism            |
| 9. Backward -Driver Pulley    | 21. Transmission Shaft                |
| 10. Forward Mechanism V-Belt  | 22. Roda                              |
| 11. Backward Mechanism V-Belt |                                       |



*Gambar 3. 9 3D Modeling Sistem Transmisi Infrastructural mobile dari hasil pertanian Tampak Depan*



*Gambar 3. 10 3D Modeling Sistem Transmisi Infrastructural mobile dari hasil pertanian Tampak Isometri*

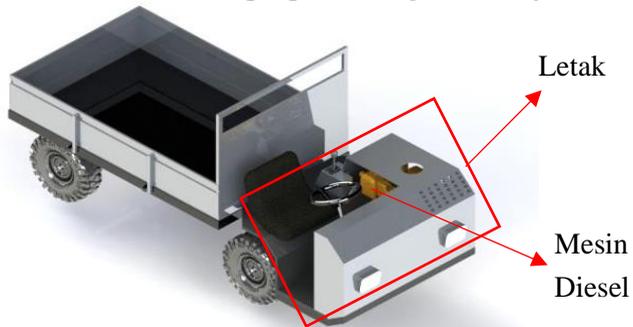


*Gambar 3.11 3D Modeling Detail Sistem Transmisi Infrastructural mobile dari hasil pertanian*

## BAB IV PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA

### 4.1 Data dan Spesifikasi Kendaraan

Desain *infrastructure mobile* dari hasil pertanian terlihat seperti gambar 4.1, dimana terdapat dua bagian kendaraan yaitu area kemudi dan area untuk mengangkut hasil pertaniannya.



Gambar 4. 1 Infrastructure mobile dari hasil pertanian

The image shows a screenshot of a 'Mass Properties' software window. The window title is 'Mass Properties' and the part name is 'depan cek.SLDASM'. The interface includes buttons for 'Options...', 'Override Mass Properties...', and 'Recalculate'. There are checkboxes for 'Include hidden bodies/components' (checked), 'Create Center of Mass feature', and 'Show weld bead mass'. A dropdown menu for 'Report coordinate values relative to:' is set to '-- default --'. The main data area lists the following properties:

- Mass = 375575.00 grams (highlighted with a red box)
- Volume = 105506823.69 cubic millimeters
- Surface area = 34620982.65 square millimeters
- Center of mass: ( millimeters )
  - X = 372.43
  - Y = 92.78
  - Z = -583.74
- Principal axes of inertia and principal moments of inertia: ( grams \* square m Taken at the center of mass.
  - ix = ( 1.00, 0.08, 0.01)      Px = 81810972502.02
  - iy = ( 0.01, 0.00, -1.00)      Py = 282829979693.82
  - iz = (-0.08, 1.00, 0.00)      Pz = 329407352877.18

To the right of the software window is a 3D model of the machine's frame, showing the internal structure and the location of the front compartment.

#### Gambar 4. 2 Perhitungan massa rangka dan body

Perhitungan estimasi berat rangka kendaraan dilakukan dengan bantuan software solidworks. Pada estimasi ini penulis menggunakan material steel DIN 17131 dan DIN 3.3549 (EN-AW 5182) pada seluruh bagian rangka dan body, sehingga didapat massanya sebesar 375,575 kg.

Tabel 4. 1 Data Spesifikasi Kendaraan

Dimensi	
Panjang	2830 mm
Tinggi	1000 mm (depan) 1600 mm (belakang)
Lebar	1200 mm
Berat	
Berat rangka dan body	375,575 kg
Berat mesin diesel	195 kg (Ratna 28HP)
Berat beban maksimum	500 kg
Berat pengendara	70 kg
Total	1140,575 kg
Berat yang dipakai dalam perhitungan	1150

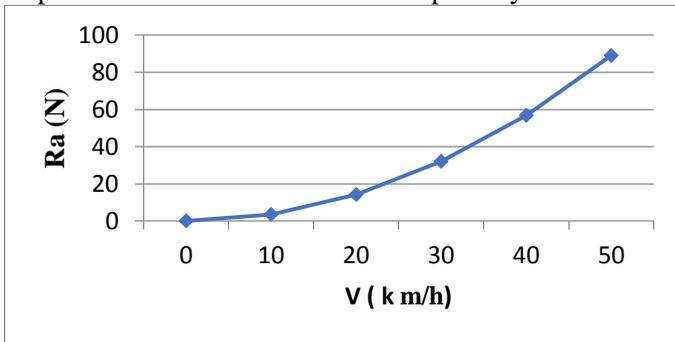
## 4.2 Perhitungan Gaya Hambat

Dalam menentukan gaya dorong yang diperlukan oleh kendaraan, terlebih dahulu dianalisa besar dari gaya hambat yang terjadi pada kendaraan. Gaya hambat yang dimaksud meliputi gaya hambat angin, gaya hambat rolling serta gaya hambat akibat tanjakan. Sehingga setelah mengetahui gaya hambat yang terjadi maka dapat ditentukan gaya dorong yang dibutuhkan oleh kendaraan berdasarkan sumber tenaga yang digunakan.

### 4.2.1 Perhitungan Gaya Hambat Udara ( $R_a$ )

Dengan  $\rho$  (massa jenis udara)  $1.2 \text{ kg/m}^3$ ,  $c_d$  (koefisien drag kendaraan) 0.4 (untuk kendaraan dengan bentuk tidak *smooth*),  $A_f$  (luas frontal kendaraan)  $1.92 \text{ m}^2$ , serta  $v$  (kecepatan) dari 0-50 km/jam dapat dihasilkan gaya hambat angin yang semakin besar

apabila kecepatan kendaraan diperbesar sesuai dengan rumus  $R_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_d \cdot A_f \cdot V k^2$ . Berdasarkan rumus tersebut, besarnya gaya hambat udara di plotkan dalam suatu grafik seperti gambar dibawah ini. Sehingga diketahui besar dari gaya hambat udara yang terjadi pada kendaraan berdasarkan kecepatannya.

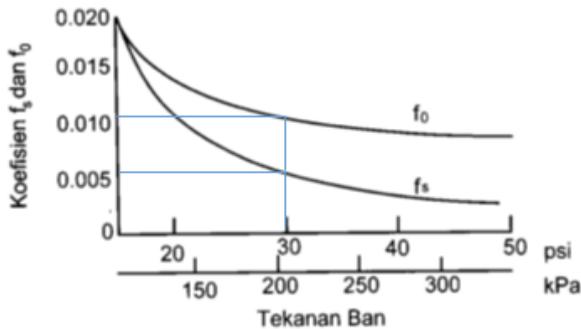


Gambar 4. 3 Grafik gaya hambat angin terhadap kecepatan kendaraan

Gaya hambat angin paling kecil terjadi pada kecepatan 0 km/jam yaitu 0 N, sedangkan untuk kecepatan 10 km/jam adalah sebesar 3,56 N dan yang paling besar adalah 88,89 N pada kecepatan 50 km/jam.

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

Langkah awal yang perlu dilakukan dalam menghitung gaya hambat *rolling* adalah menentukan besar koefisien *rolling*.



Gambar 4. 4 Grafik Pengaruh Tekanan Ban terhadap  $f_o$  dan  $f_s$

menurut eksperimen (J.J. Taborek, 1957)

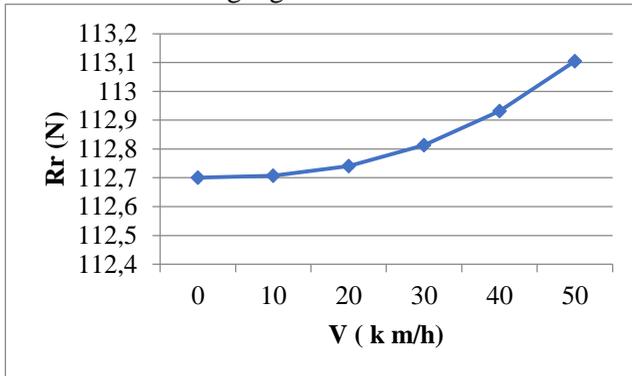
Apabila tekanan ban yang digunakan adalah 30 psi maka besar  $f_s$  adalah 0.005 dan  $f_o$  adalah 0.01. Nilai koefisien *rolling* berdasarkan kecepatan kendaraan sesuai rumus  $f_r = f_o + f_s(\frac{V}{100})^{2,5}$  adalah sebagai berikut:

Tabel 4. 2 nilai  $f_r$  tiap penambahan kecepatan

V	$f_r$
km/jam	
0	0,01
10	0,010001
20	0,010004
30	0,01001
40	0,010021
50	0,010036

Berdasarkan tabel diatas, maka nilai koefisien *rolling* pada kecepatan terbesar adalah 0,010036.

Selanjutnya, berdasarkan rumus  $R_r = f_r \times W$  gayahambat kendaraan dapat diplotkan kedalam suatu grafik dengan estimasi berat kendaraan saat mengangkat beban terbesar sebesar 11270 N.

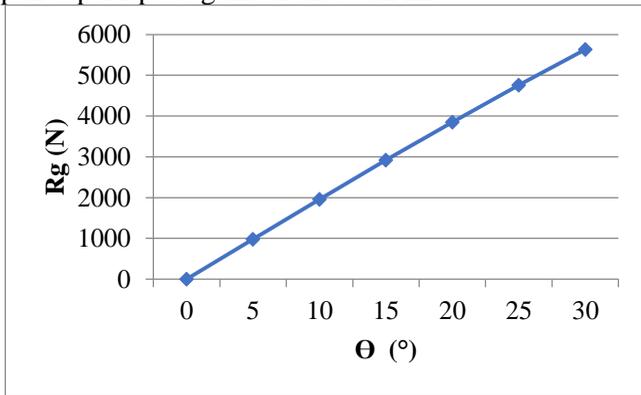


Gambar 4. 5 Grafik gaya hambat rolling terhadap kecepatan kendaraan

Maka berdasarkan rumus  $R_r = f_r \times W$ , besarnya gaya hambatan rolling yang dialami kendaraan adalah 112,7 N pada kecepatan 0 km/jam dan 113,105 N pada kecepatan 50 km/jam.

#### 4.2.3 Perhitungan Gaya Hambat Tanjakan

Gaya hambatan tanjakan merupakan gaya hambatan yang terjadi karena kendaraan melewati medan jalan yang memiliki sudut tanjakan tertentu, sehingga berat dari kendaraan akan bertambah karena adanya pengaruh dari gravitasi bumi. Berdasarkan rumus  $R_g = W \sin \theta$  dapat diketahui besar dari gaya hambatan tanjakan menunjukkan besar gaya hambatan akan semakin besar dengan kenaikan besar sudut tanjakan yang dilalui kendaraan, variasi sudut tanjakan yang ditentukan adalah 0 derajat sampai 30 derajat. Berdasarkan rumus tersebut, dapat diplotkan besarnya gaya hambatan tanjakan terhadap sudut tanjakan yang ditempuh seperti pada gambar dibawah ini.



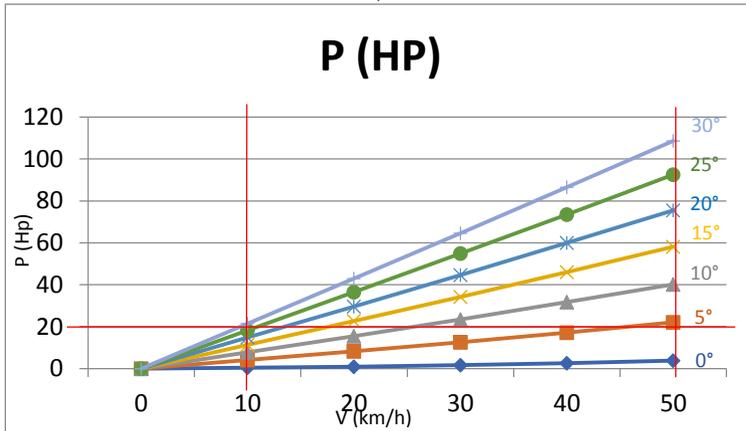
Gambar 4. 6 Grafik gaya hambatan tanjakan terhadap besarnya sudut tanjakan

Besar gaya hambatan tanjakan yang terbesar adalah 5635N pada sudut 30 derajat dan estimasi berat kendaraan saat mengangkat beban terberat sebesar 11270N, untuk 0 derajat besar gaya hambatan tanjakan adalah 0 N karena kendaraan tidak mengalami penambahan berat akibat sudut tanjakan.

### 4.3 Perhitungan Kebutuhan Daya Kendaraan

Suatu kendaraan untuk dapat berjalan memerlukan sumber tenaga penggerak, dimana sumber tenaga tersebut harus dapat melawan gaya hambat yang terjadi pada kendaraan. Pada perhitungan sebelumnya telah didapat besar dari gaya hambat kendaraan, baik itu gaya hambat angin, gaya hambat *rolling* dan gaya hambat karena tanjakan. Jadi langkah selanjutnya adalah menentukan besar power atau daya dari sumber penggerak yang diperlukan. Berdasarkan rumus  $P = Fr \times V_k$  dapat diketahui besar daya yang diperlukan oleh kendaraan.

Berikut ini merupakan grafik kebutuhan daya kendaraan untuk dapat berjalan melewati gaya hambat yang terjadi berdasarkan rumus  $P = Fr \times V_k$ ,



Gambar 4. 7 Grafik kebutuhan daya

Berdasarkan grafik pada gambar diatas, dapat diketahui bahwa dengan power atau daya sebesar 20 Hp, kendaraan dapat melaju pada tanjakan 30 derajat dengan kecepatan 10 km/jam. Sedangkan di jalan mendatar dengan power sebesar 20 Hp kendaraan dapat mencapai kecepatan kecepatan lebih dari 50 km/jam. Akan tetapi daya diatas merupakan daya pada roda penggerak, bukan daya yang dihasilkan pada sumber tenaga atau mesin diesel. Jadi dalam menentukan spesifikasi mesin diesel yang digunakan pada *Infrastuctural mobile* dari hasil pertanian ini harus

menggunakan power yang melebihi dari grafik diatas, karena mesin diesel sendiri memiliki efisiensi kerjanya.

#### 4.4 Pemilihan Mesin Diesel

Setelah mengetahui gaya hambat yang terjadi serta kebutuhan daya untuk jalan kendaraan, penulis melakukan survey mengenai mesin diesel yang sesuai untuk *infrastructural mobile* dari hasil pertanian ini. Berdasarkan beberapa jenis mesin diesel yang tersedia maka penulis memilih menggunakan mesin diesel Ratna R230HZ.



Gambar 4. 8 mesin diesel Ratna R230HZ

Tabel 4. 3 Spesifikasi mesin diesel Ratna R230HZ

Type	Horizontal, 4cycle, water cooling
Max. Power (HP/rpm)	24/2200
Continous Power (HP/rpm)	21/2200
Weight (kg)	180

#### 4.5 Perhitungan Rasio Transmisi

Transmisi merupakan komponen penggerak dalam kendaraan yang berfungsi untuk menghasilkan torsi dan kecepatan yang berbeda-beda. Rasio transmisi dibedakan berdasarkan kebutuhan kendaraan, akan tetapi pada umumnya rasio transmisi yang perlu diperhitungkan adalah mengenai rasio pada tingkat pertama yang berfungsi mengenai kemampuan kendaraan dalam menanjak, dan yang kedua adalah rasio pada tingkat akhir yang

berfungsi mengenai kemampuan kendaraan untuk melaju maksimum.

Pada *Infrastuctural mobile* dari hasil pertanian ini, rasio transmisi terdapat pada CVT, roda gigi dan puli-v belt. Besarnya rasio yang dibutuhkan agar kendaraan dapat menanjak pada sudut jalan maksimal akan lebih besar dibandingkan kebutuhan rasio untuk melaju pada kecepatan maksimum. Pada *Infrastuctural mobile* dari hasil pertanian ini terdapat transmisi CVT sehingga tidak perlu ada tingkatan transmisi pertama dan kedua seperti yang dijelaskan sebelumnya, yang diperlukan adalah mencari kebutuhan rasio terbesar dengan begitu kebutuhan rasio yang lebih kecil pun akan ter-cover oleh CVT.

Perhitungan rasio transmisi pada *infrastuctural mobile* dari hasil pertanian ini diawali dengan menghitung rasio pada CVT, dengan asumsi pada transmisi roda gigi dan puli-v belt rasionya 1:1. Berdasarkan rumus dibawah ini, besarnya rasio CVT adalah:

$$i_{vt} = \frac{Ft.r}{Ctr.ig.Me.\eta t} = \frac{(W\sin\theta_{max} + f_r.W + Ra)r}{Ctr.ig.Me.\eta t}$$

$$= \frac{(11.270 N \times \sin 30 + 0,010036 \times 11.270 N + 3,56 N)0.33}{1 \times 1x68 Nm \times 0.95}$$

$$i_{vt} = 29,38$$

Dimana besarnya Ra yang terjadi adalah saat kendaraan berada pada tanjakan maksimum. Dari perhitungan diatas didapat rasio CVT yang begitu besar yaitu 29.38, sedangkan dari referensi yang ada, rasio akhir terbesar pada suatu kendaraan yang menggunakan mesin diesel adalah sekitar 5. Sebagai solusinya, rasio pada *infrastuctural mobile* dari hasil pertanian ini akan dipecah, tidak hanya terdapat pada CVT melainkan pada transmisi roda gigi dan puli-v belt juga. Caranya, penulis terlebih dahulu menetapkan rasio transmisi yang akan digunakan pada CVT sesuai referensi yang ada, rasionya yaitu 3. Setelah itu, dengan rumus dibawah ini, akan didapat rasio yang dibutuhkan untuk transmisi roda gigi dan puli-v belt. Maka, besarnya rasio yang dibutuhkan untuk kedua transmisi tersebut adalah:

$$I_r \times I_p = \frac{F_t \cdot r}{C_{tr} \cdot i_{vt} \cdot M_e \cdot \eta_t} = \frac{(W \sin \theta_{\max} + f_r \cdot W + R_a)r}{C_{tr} \cdot i_{vt} \cdot M_e \cdot \eta_t}$$

$$I_r \times I_p = \frac{(11.270 \text{ N} \times \sin 30 + 0,010036 \times 11.270 \text{ N} + 3,56 \text{ N})0,33}{1 \times 3 \times 68 \text{ Nm} \times 0,95}$$

$$I_r \times I_p = 8,79$$

Dimana:

$I_{vt}$ =Rasio CVT

$F_t$ = gaya dorong kendaraan

$C_{tr}$ =Rasio torsi converter=  $\frac{\text{Torsi yang dihasilkan}}{\text{Torsi yang masuk}} = 1$

$I_g$ =Rasio differential (pada *infrastructure mobile* ini rasio differentialnya adalah 1:1, sehingga dalam perhitungan ini penulis mengubah rasio differential menjadi rasio-rasio lain selain rasio pada CVT( $I_r \times I_p$ )).

$I_r$ = Rasio roda gigi

$I_p$  = Rasio puli

$M_e$ =torsi mesin = 68Nm

$r$ =jari-jari roda penggerak = 0,33m (Radial P 165/80 R13)

$\eta_t$ =efisiensi transmisi = 0,95

Dari perhitungan diatas, didapat rasio yang dibutuhkan untuk transmisi roda gigi dan puli-v belt adalah sebesar 8,79. Penulis membulatkan rasio untuk transmisi roda gigi dan puli-v belt menjadi 9.

Selanjutnya, rasio pada transmisi roda gigi ditetapkan sebesar 3. Sehingga, rasio pada transmisi puli-v belt pun menjadi 3.

Berikut merupakan rasio-rasio yang ditentukan dalam perancangan sistem transmisi pada *infrastructure mobile* dari hasil pertanian ini.

Tabel 4. 4 Rasio-rasio dalam transmisi pada *infrastructure mobile* dari hasil pertanian

Rasio CVT	3
Rasio roda gigi	3
Rasi puli	3

#### 4.6 Perhitungan Transmisi Roda Gigi

Pada perhitungan transmisi roda gigi ini, standar yang digunakan dalam perhitungan adalah AGMA 901-A92 (*A Rational Procedure for the Preliminary Design of Minimum Volume Gears*).

Tabel 4. 5 Input data perhitungan roda gigi

Input Data			
Input power	P	21 Hp= 15,6597Kw	
Speed	$n_p$	2200 rpm	
Gear ratio	$m_G$	3	
Asumsi			
Gear life	L	9000 jam	
Allowable contact strength number	$S_{ac}$	590 N/mm <sup>2</sup>	Through Hardened Steel 180 BHN (grade 1)
Allowable bending strength number	$S_{at}$	170 N/mm <sup>2</sup>	Through Hardened Steel 180 BHN (grade 1)
normal profile angle of cutter	$\Phi_n$	20°	
Standard helix angle	$\Psi$	0°	
aspect (F/d) ratio	$m_a$	0,25	
pitting resistance factor of safety	$n_c$	1	
bending strength factor of safety	$n_t$	1	

combined derating factor-pitting	$C_d$	1	
combined derating factor-bending	$K_d$	1	
number of power paths	b	1	
rim thickness factor	$K_B$	1	
number of contacts per revolution	q	1	
elastic coefficient	$C_P$	$191 \text{ [N/mm}^2\text{]}^{0,5}$	

- Pitting resistance geometry factor (I):

$$I = \frac{\sin^{\phi_n} \cos^{\phi_n}}{2} \frac{mG}{mG+1} = \frac{\sin 20^\circ \cos 20^\circ}{2} \frac{3}{3+1} = 0,1205$$

- Bending strength geometry factor (J):

$$J=0,45$$

- Total number of load cycles in gear life (N):

$$N=60.L.n.q=60. 9000.2200.1=118,8 \times 10^7 \text{ siklus}$$

- Pitting resistance life factor ( $C_L$ ):

$$C_L = 2,4660.N^{-0,0560} = 2,4660. [118,8 \times 10^7]^{-0,0560} = 0,76525$$

- Bending strength life factor ( $K_L$ ):

$$K_L = 1,6831.N^{0,0323} = 1,6831. [118,8 \times 10^7]^{0,0323} = 0,85702$$

- Contact strength ( $S_{nc}$ ):

$$S_{nc} = C_L. S_{ac} = 0,76525. 590 \text{ N/mm}^2 = 451,4975 \text{ N/mm}^2$$

- Bending strength ( $S_{nt}$ ):

$$S_{nt} = K_L. S_{nc} = 0,85702. 170 \text{ N/mm}^2 = 145,6934 \text{ N/mm}^2$$

- Pitting resistance constant ( $K_c$ ):

$$K_c = \frac{1,91 \times 10^7 P C_d}{b I n_p} \left( \frac{C_p \cdot n_c}{S_{nc}} \right)^2 = \frac{1,91 \times 10^7 \cdot 15,6597 \cdot 1}{1 \cdot 0,1205 \cdot 2200} \left( \frac{191,1}{451,4975} \right)^2 = 201787,39$$

- Bending strength constant ( $K_t$ ):

$$K_t = \frac{1,91 \times 10^7 P K_d}{b J n_p} \frac{n_t}{S_{nt}} = \frac{1,91 \times 10^7 \cdot 15,6597 \cdot 1}{1 \cdot 0,45 \cdot 2200} \frac{1}{145,6934} = 2073,685$$

- Operating pitch diameter of pinion ( $d_p$ ):

$$d_p = \left( \frac{K_c}{m_a} \right)^{1/3} = \left( \frac{201787,39}{0,3} \right)^{1/3} = 87,61 \text{ mm}$$

- Preferred number of pinion teeth ( $N_{ppre}$ ):

$$N_{ppre} = \frac{K_c}{K_t} = \frac{201787,39}{2073,685} = 97,308 = 97$$

- *Normal Module* ( $M_n$ ):

$$M_n = \frac{d_p}{N_{ppre}} = \frac{87,61}{97} = 0,9035$$

Berdasarkan standar modul JIS B 1701 (unit: mm), modul standar yang mendekati perhitungan diatas adalah sebesar 0,9.

- Pitch diameter of pinion ( $d$ ):

$$d = M_n \cdot N_{ppre} = 0,9 \cdot 97 = 87,3 \text{ mm}$$

- Number of gear teeth ( $N$ ):

$$N = N_{ppre} \cdot m_G = 97 \cdot 3 = 291$$

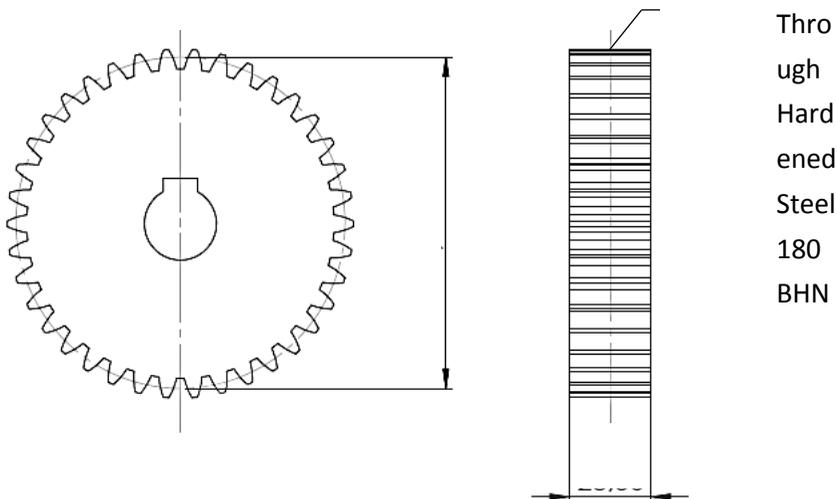
- Pitch diameter of gear ( $D$ ):

$$D = N \cdot M_n = 291 \cdot 0,9 = 261,9 \text{ mm}$$

- Net face width ( $F$ ):

$$F = d \cdot m_a = 87,3 \cdot 0,3 = 26,19 \text{ mm}$$

Berikut merupakan kesimpulan dari dimensi dan geometri roda gigi berdasarkan perhitungan-perhitungan diatas.



Gambar 4. 9 Dimensi-dimensi pada roda gigi  
Tabel 4. 6 dimensi dan geometri roda gigi pada infrastuctural mobile dari hasil pertanian

Rasio transmisi	$m_G$	3
<i>Normal Module</i>	$M_n$	0,9
Diameter pitch pinion	$d$	87,3 mm
Diameter pitch gear	$D$	261,9 mm
Jumlah gigi pinion	$N_{Ppre}$	97
Jumlah gigi Gear	$N$	291
<i>Net face width</i>	$F$	26,19mm

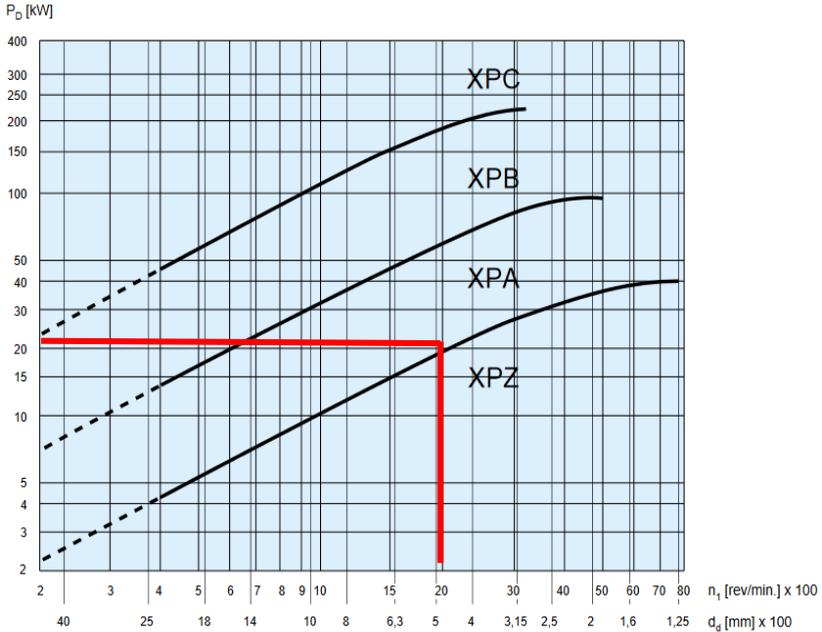
#### 4.7 Perhitungan Transmisi Puli- v belt

Pada perhitungan transmisi puli- v belt ini, standar yang digunakan dalam perhitungan adalah roulunds.

Tabel 4. 7Input data pada perhitungan puli – v belt

<i>Input Data</i>			
<i>Input power</i>	$P$	21 Hp= 15,6597Kw	
<i>Speed</i>	$n_p$	2200 rpm	
<i>Speed Ratio</i>	$m_G$	3	
<i>Service Factor</i>	$c_1$	1.4	Line Shaft

- *Design Horsepower* ( $P_d$ ):  
 $P_d = P \cdot c_1 = 15,6597 \text{ Kw} \cdot 1.4 = 21,92 \text{ Kw}$
- *Belt Section*:



Gambar 4. 10 Pemilihan jenis belt pada infrastuctural mobile dari hasil pertanian

Berdasarkan diatas dengan *design horsepower* sebesar 22Kw dan *speed* 2200 jenis v-belt yang digunakan berdasarkan standar roulunds adalah XPA.

- Diameter puli ( $D_d$ ,  $d_d$ )

Berdasarkan standar roulunds dengan jenis belt XPA dipilih diameter puli sebesar 50mm.

$$d_d = 50 \text{ mm}$$

$D_d = i \times d_d = 150 \text{ mm}$  (besar puli dengan diameter ini terdapat pada standar diameter puli, sesuai gambar 2. sehingga tidak perlu dcari diameter yang mendekati perhitungan dan menghitung ulang rasio transmisi).

- Diameter idler ( $d_i$ )

Berdasarkan standar roulunds, diameter idler minimal besarnya harus  $1,4 \times$  diameter terkecil puli.

$$d_{i,\min} = 1,4 \times 50\text{mm} = 70\text{mm}$$

Berdasarkan standar diameter roulunds pada gambar 2. , besarnya diameter yang mendekati perhitungan diatas adalah 71mm.

$$d_i = 71\text{mm}$$

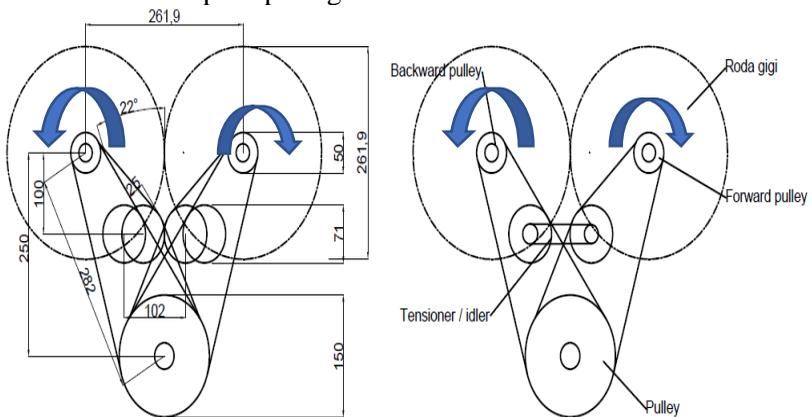
- Jarak pusat (C):

Jarak pusat puli minimal,  $C > 0,7(D_d + d_d) = 0,7(150 + 50) = 140$  mm

Jarak pusat puli maksimal,  $C < 2(D_d + d_d) = 2(150 + 50) = 400$  mm

Jarak pusat antar puli harus berada diantara 140 sampai 400 mm.

Dengan besar diameter puli dan idler yang didapat dari perhitungan, dengan clearance yang diberikan antara puli ke idler sebesar 20 mm, penulis membuat sket jarak antar puli yang dibutuhkan seperti pada gambar 4.11.



Gambar 4. 11 Jarak antar puli yang dibutuhkan

Berdasarkan gambar rancangan jarak antar puli diatas didapat nilai C, yaitu:

$$C = 282\text{mm}$$

Berdasarkan standar roulunds, nilai C diatas memenuhi standar karena ada diantara jarak pusat puli minimal dan maksimal.

- Panjang belt ( $L_d$ ):

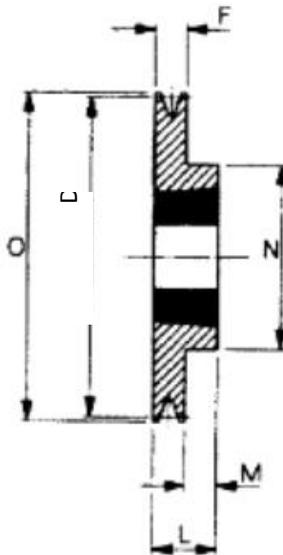
$$L_d = 2xC + 1,57x(Dd + dd) + \frac{(Dd+dd)}{4xC} = 2x282 + 1,57x(150 + 50) + \frac{(150+50)}{4x282} = 878,18 \text{ mm}$$

Berdasarkan standar roulunds, panjang belt standar yang mendekati perhitungan diatas adalah 898.

- *Installation and take-up allowance (x,y):*

Berdasarkan tabel standar Roulunds besarnya take-up allowance (x) minimal adalah 10 mm, dan installation allowance (y) minimal adalah 21 mm. Berdasarkan gambar rancangan jarak antar puli diatas, besarnya jarak take-up allowance (x) adalah 25 mm, nilai ini memenuhi standar.

Berikut merupakan kesimpulan dari dimensi dan geometri puli – v belt berdasarkan perhitungan-perhitungan diatas.



Gambar 4. 12 Dimensi-dimensi pada puli

Tabel 4. 8 dimensi dan geometri puli – v belt pada infrastuctural mobile dari hasil pertanian

Rasio transmisi	$i$	3			
Puli driver diameter	$d_d$	50mm	F	25	Roulunds
			M	-	
			N	-	
Puli driven diameter	$D_d$	150mm	F	25	Roulunds /Taper Lock
			M	5	
			N	92	
Idler diametr	$d_i$	71mm			
Jenis belt		XPA			
Panjang belt	$L_d$	898 mm			
<i>Net face width</i>	F	35mm			
	M	5mm			

#### 4.8 Perhitungan Differential

Pada perhitungan differential ini, standar yang digunakan dalam perhitungan adalah ANSI/AGMA 2005-D03 (*Design Manual for Bevel Gears*).

Tabel 4. 9 Data yang dibutuhkan untuk transmisi roda gigi bevel

Input Data			
Input power	P	21 Hp= 15,6597Kw	
Speed	$n_p$	2200 rpm	
Ratio	$m_G$	1	
Type		Straight bevel gear	
Shaft angle		90°	
Pressure angle		20°	
Asumsi			
Gear life	L	10000 jam	
Allowable contact strength number	$S_{ac}$	590 N/mm <sup>2</sup>	Through Hardened Steel

			180 BHN (grade 1)
Allowable bending strength number	S <sub>at</sub>	170 N/mm <sup>2</sup>	Through Hardened Steel 180 BHN (grade 1)

- Torsi (T<sub>p</sub>):  

$$T_p = \frac{63000 P}{n_p} = \frac{63000 \cdot 21}{2200} = 601,36 \text{ lb in}$$
- Diameter pitch pinion (d):  
 Berdasarkan gambar standar pitch diameter pinion AGMA, dengan torsi sebesar 601,36 lb in, dan rasio putaran 1:1 pertemuannya terdapat pada sekitar diameter 63,5 mm.  
 Untuk straight bevel gear, nilai pada grafik harus dikalikan 1,2, maka:  
 $d = 1,2 \cdot 63,5 = 76,2 \text{ mm}$
- Diameter pitch gear (D):  
 Dengan rasio putaran sebesar 1:1 maka besar diameter pitch gear sama dengan diameter pitch pinion.  
 $D = d = 76,2 \text{ mm}$
- Jumlah gigi pada pinion (n) dan gear (N):  
 Berdasarkan gambar standar jumlah gigi berdasarkan AGMA jumlah gigi yang dianjurkan untuk rasio 1:1 dan diameter pitch sebesar 76,2 adalah sekitar 23 buah.  
 $N = n = 23$
- Face width (F):  
 Berdasarkan gambar 2. dengan rasio 1:1 dan diameter pitch pinion sebesar 76,2 maka didapat face face width sebesar 25mm.

Berikut merupakan kesimpulan dari dimensi dan geometri roda gigi bevel pada *differential infrastuctural mobile* dari hasil pertanian:

Tabel 4. 10 dimensi dan geometri differential pada infrastuctural mobile dari hasil pertanian

Rasio transmisi	m <sub>G</sub>	1
-----------------	----------------	---

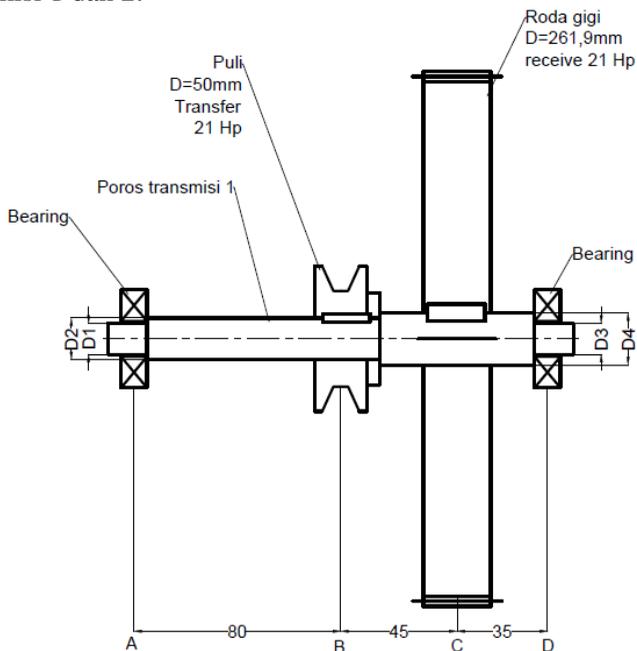
Diameter pitch pinion	d	76,2 mm
Diameter pitch gear	D	76,2 mm
Jumlah gigi pinion	n	23
Jumlah gigi Gear	N	23
Net face width	F	25mm

## 4.9 Perhitungan Poros Transmisi

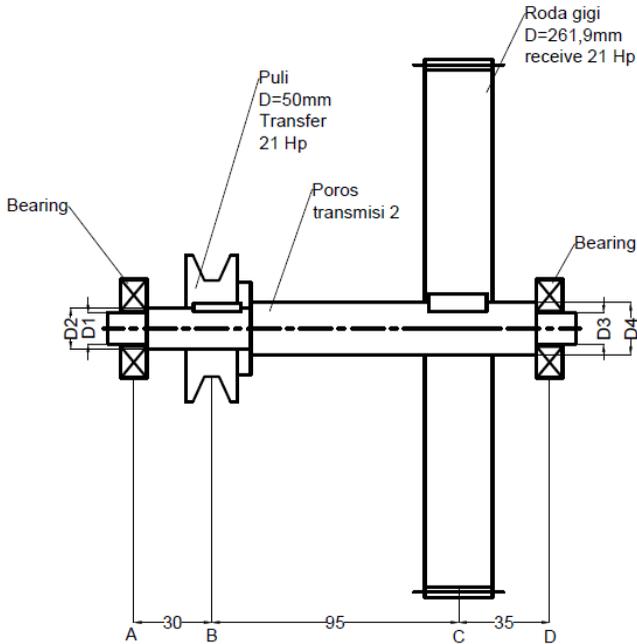
### 4.9.1 Poros Transmisi 1 dan 2

Pada perhitungan kedua poros transmisi ini, akan dilakukan perhitungan hanya pada poros transmisi 1 karena keduanya merupakan poros yang sama tetapi poros transmisi 1 lebih kritis bebannya dibandingkan dengan poros transmisi 2 berdasarkan peletakan bebannya.

Berikut merupakan gambar sketsa dari rancangan poros transmisi 1 dan 2:



Gambar 4. 13 Sketsa rancangan poros transmisi 1



Gambar 4. 14 Sketsa rancangan poros transmisi 2

Tabel 4. 11 Data perhitungan poros transmisi 1 dan 2

Asumsi			
Material	AISI 1040	Sy	71000psi
		Su	80000psi
		Sn	30000psi
Reliability	0,99		
Reasonable estimate (Cs)	0,85		
Cr	0,81		
Design factor (N)	2		
Faktor konsentrasi tegangan (kt)	2,5	Sharp fillet	

- Mencari  $S'_n$

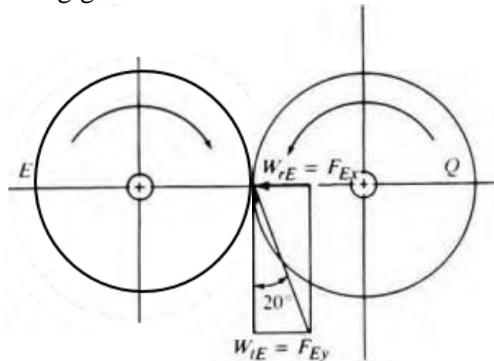
$$S'_n = S_n \times C_s \times C_r = 20655 \text{ psi}$$

- Mencari torsi

$$T = \frac{63000 \times P}{n} = \frac{63000 \times 21}{\frac{2200}{3}} = 1202,73 \text{ lb.in}$$

- Mencari Gaya

- a. Gaya pada roda gigi



Gambar 4. 15 Gaya-gaya yang bekerja pada transmisi roda gigi

$$W_{tc} = \frac{T}{(D/2)} = \frac{1202,73 \text{ lb.in}}{(10,31 \text{ in}/2)} = 116,66 \text{ lb}$$

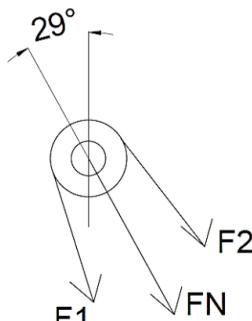
$$W_{rc} = W_t \tan \phi = 116,66 \text{ lb} \cdot \tan 20 = 42,46 \text{ lb}$$

Maka:

$$W_{tc} = F_{CY} = 116,66 \text{ lb}$$

$$W_{rc} = F_{CX} = 42,46 \text{ lb}$$

- b. Gaya pada puli



Gambar 4. 16 Gaya gaya yang bekerja pada puli

$$F_N = F_1 - F_2$$

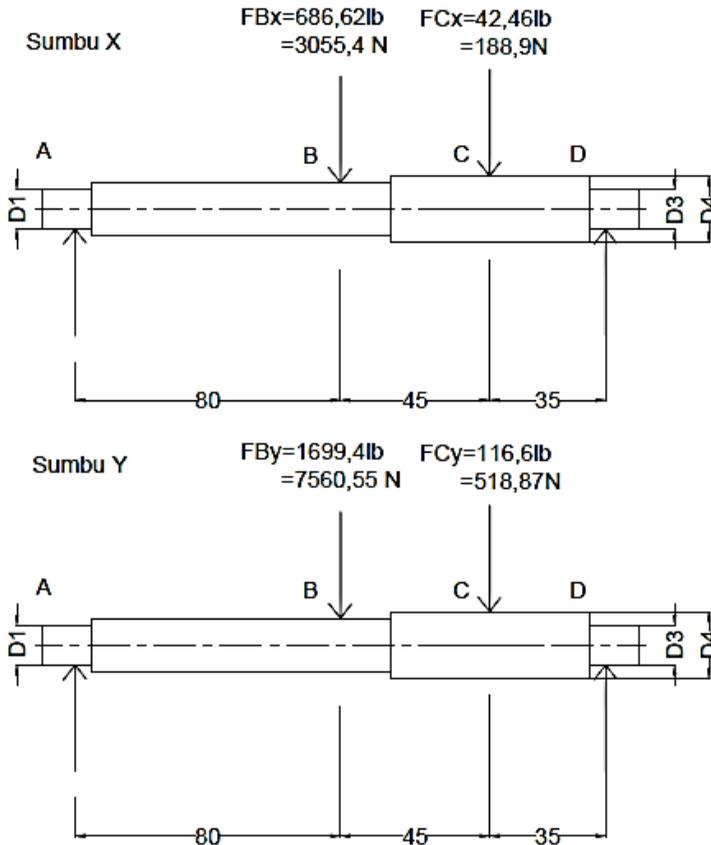
$$F_N = \frac{T}{(D/2)} = \frac{1202,73 \text{ lb.in}}{(1,968/2)} = 1221,98 \text{ lb}$$

$$F_B = 1.5 \times F_N = 1.5 \times 1221,98 \text{ lb} = 1832,96 \text{ lb}$$

$$F_{bx} = F_b \sin 29^\circ = 1832,96 \text{ lb} \cdot \sin 29^\circ = 686,62 \text{ lb}$$

$$F_{by} = F_b \cos 29^\circ = 1832,96 \text{ lb} \cdot \cos 29^\circ = 1699,43 \text{ lb}$$

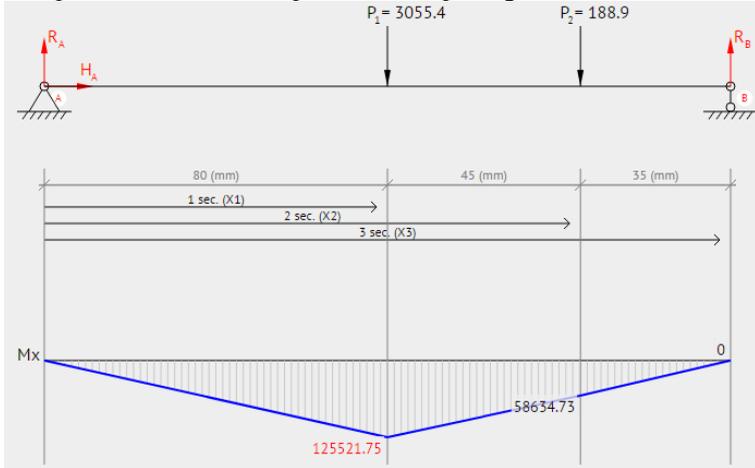
Berikut merupakan gaya gaya pada poros berdasarkan hitungan diatas:



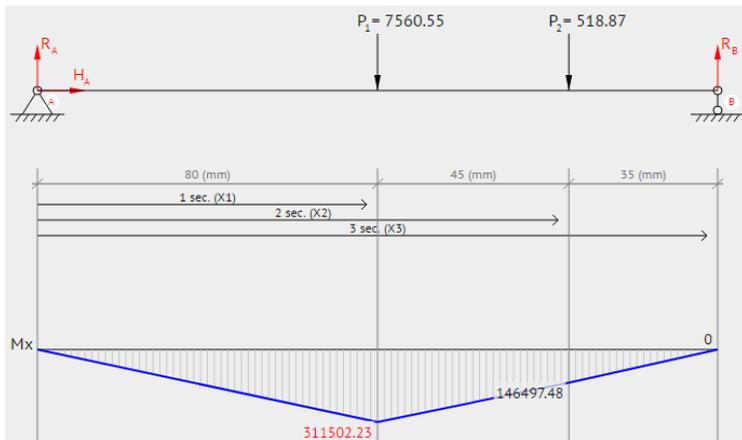
Gambar 4. 17 Gaya gaya yang bekerja pada poros transmisi 1 di sumbu x dan y

- Mencari momen yang terjadi pada poros

Besarnya momen yang terjadi pada poros transmisi 1 dapat dicari dengan bantuan software dengan menginputkan gaya-gaya yang bekerja pada poros tersebut. Besarnya momen yang terjadi pada poros transmisi 1 dapat dilihat seperti gambar dibawah ini.



Gambar 4. 18 Momen yang terjadi pada poros transmisi 1 sumbu x



Gambar 4. 19 Momen yang terjadi pada poros transmisi 1 sumbu y

$$\begin{aligned}
 M_B &= \sqrt{M_{horizontal}^2 + M_{vertical}^2} \\
 &= \sqrt{125521,75^2 + 311502,23^2} \\
 &= 335841,2557 \text{ Nm} \\
 &= 1917,70 \text{ lb in}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_C &= \sqrt{M_{horizontal}^2 + M_{vertical}^2} \\
 &= \sqrt{58634,73^2 + 146497,48^2} \\
 &= 157795,89 \text{ Nm} \\
 &= 901,03 \text{ lb in}
 \end{aligned}$$

- Mencari besarnya diameter

$$D_B = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t \times M}{S'_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{1/3}$$

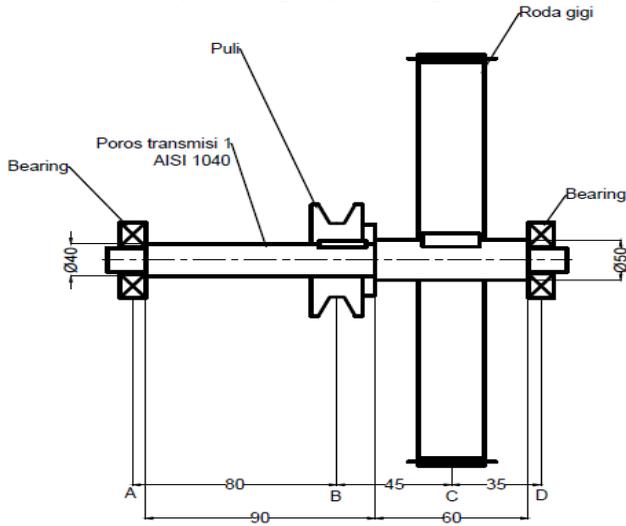
$$\begin{aligned}
 D_B &= \left[ \frac{32.2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2,5 \times 1917,70 \text{ lb in}}{20655}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1202,73}{71000}\right)^2} \right]^{1/3} \\
 &= 1,6 \text{ in} \\
 &= 40,64 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Maka, besarnya diameter pada titik B minimal pada poros transmisi 1 dan 2 adalah 40,64mm mm. Besarnya diameter pada poros transmisi 1 dan 2 di titik B akan ditentukan sebesar 40mm.

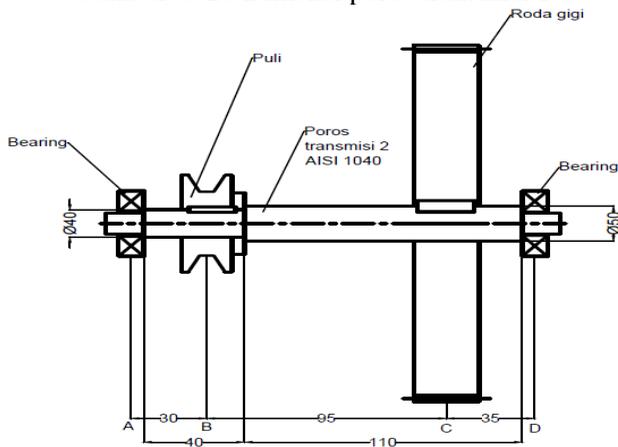
$$D_C = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t \times M}{S'_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{1/3}$$

$$\begin{aligned}
 D_C &= \left[ \frac{32.2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2,5 \times 901,03 \text{ lb in}}{20655}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1202,73}{71000}\right)^2} \right]^{1/3} \\
 &= 1,3 \text{ in} \\
 &= 33,02 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Maka, besarnya diameter pada titik C minimal pada poros transmisi 1 dan 2 adalah 33,02mm. Besarnya diameter pada poros transmisi 1 dan 2 di titik C akan ditentukan sebesar 50mm. Berikut merupakan kesimpulan dari dimensi poros transmisi satu dan dua berdasarkan perhitungan-perhitungan diatas:



Gambar 4. 20 Dimensi poros transmisi 1

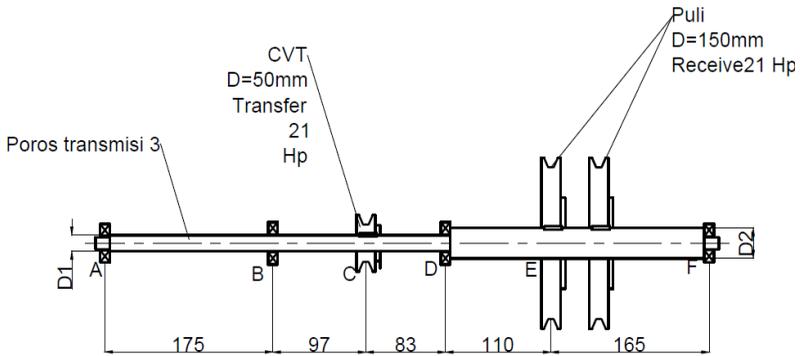


Gambar 4. 21 Dimensi poros transmisi 2

### 4.9.2 Poros Transmisi 3

Pada perhitungan poros transmisi 3 ini, akan dilakukan perhitungan dimana beban pada transmisi puli belt hanya salah satu yang dihitung yaitu yang jaraknya terdekat dengan tumpuan. Hal ini terjadi karena saat infrastuctural mobile dari hasil pertanian ini digerakkan, hanya salah satu transmisi saja yang aktif.

Berikut merupakan gambar sketsa dari rancangan poros transmisi 3:



Gambar 4. 22 Sketsa rancangan poros transmisi 3

Tabel 4. 12 Data perhitungan poros transmisi 3

Asumsi			
Material	AISI 1040	Sy	71000psi
		Su	80000psi
		Sn	30000psi
Reliability	0,99		
Reasonable estimate (Cs)	0,85		
Cr	0,81		
Design factor (N)	2		
Faktor konsentrasi tegangan (kt)	2,5	Sharp fillet	

- Mencari  $S'_n$

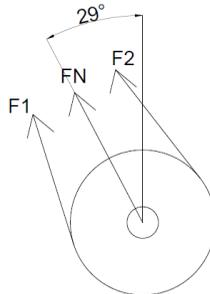
$$S'_n = S_n \times C_s \times C_r = 20655 \text{ psi}$$

- Mencari torsi

$$T = \frac{63000 \times P}{n} = \frac{63000 \times 21}{\frac{2200}{3 \times 3}} = 5412,27 \text{ lb.in}$$

- Mencari Gaya

- a. Gaya pada puli



Gambar 4. 23 Gaya gaya yang bekerja pada puli 2

$$F_N = F_1 - F_2$$

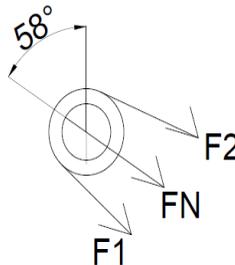
$$F_N = \frac{T}{(D/2)} = \frac{5412,271 \text{ lb.in}}{(5,85/2)} = 925,17 \text{ lb}$$

$$F_E = 1.5 \times F_N = 1.5 \times 925,17 = 1387,755 \text{ lb}$$

$$F_{E_x} = F_E \sin 29^\circ = 1387,755 \text{ lb} \cdot \sin 29^\circ = 672,79 \text{ lb}$$

$$F_{E_y} = F_E \cos 29^\circ = 1387,755 \text{ lb} \cdot \cos 29^\circ = 1213,75 \text{ lb}$$

- b. Gaya pada cvt



Gambar 4. 24 Gaya gaya yang bekerja pada puli CVT 1

$$F_N = F_1 - F_2$$

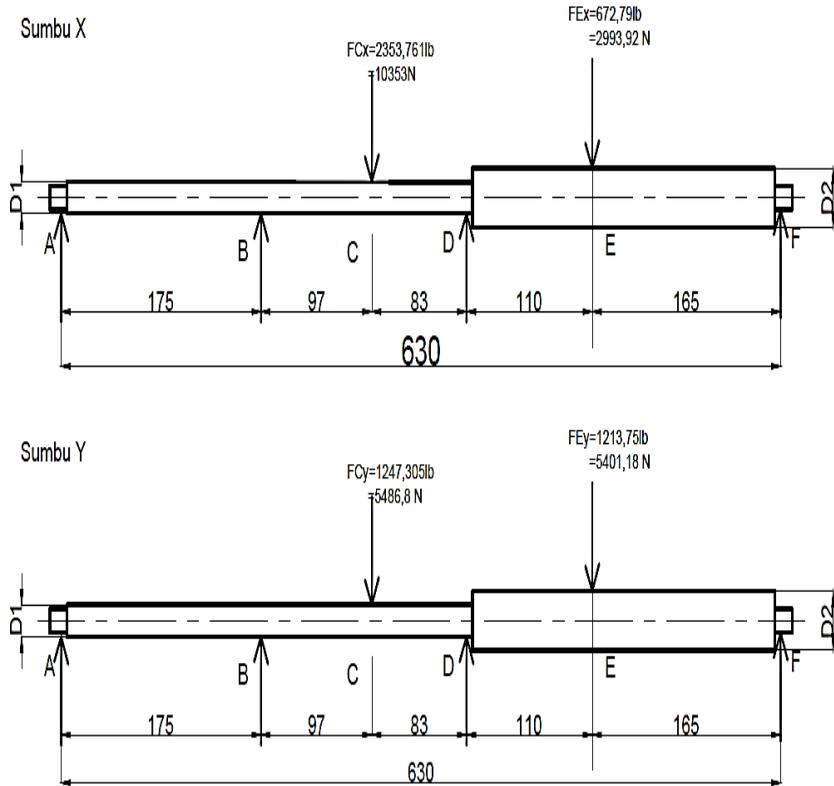
$$F_N = \frac{T}{(D/2)} = \frac{5412,271 \text{ lb.in}}{(5,85/2)} = 1850,4 \text{ lb}$$

$$F_E = 1.5 \times F_N = 1.5 \times 1850,4 = 2775,51 \text{ lb}$$

$$F_{Ex} = F_E \sin 29^\circ = 2775,5 \text{ lb} \cdot \sin 58^\circ = 2353,76 \text{ lb}$$

$$F_{Ey} = F_E \cos 29^\circ = 2775,5 \text{ lb} \cdot \cos 58^\circ = 1247,305 \text{ lb}$$

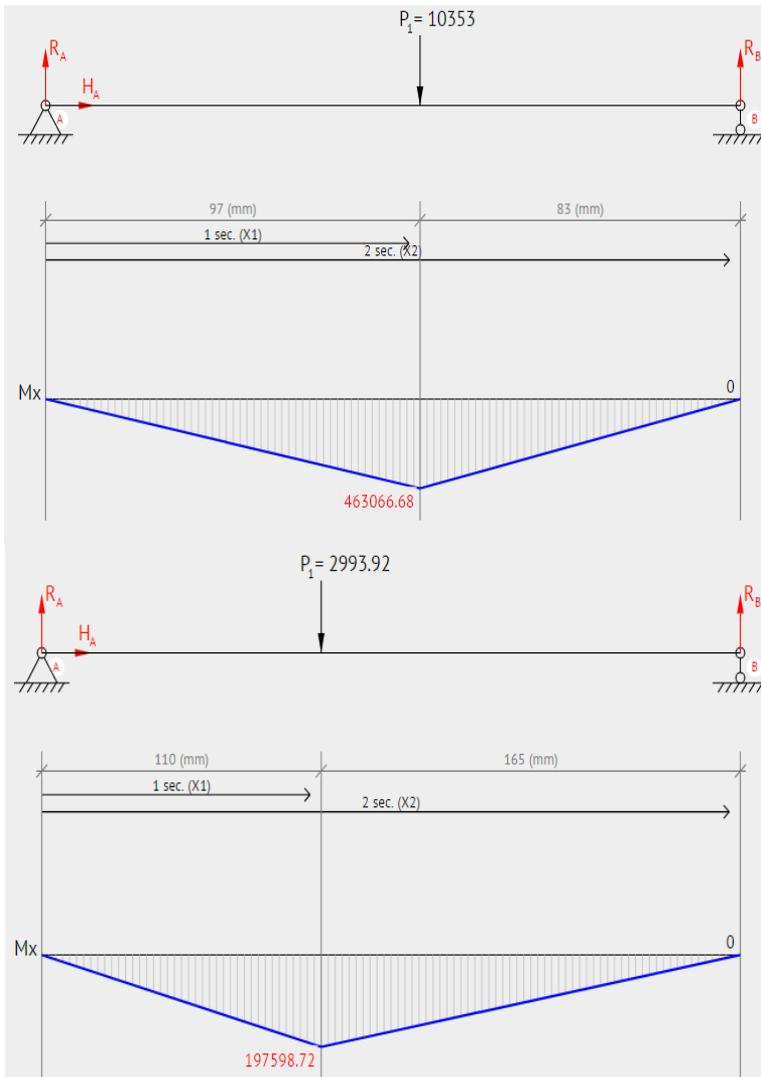
Berikut merupakan gaya-gaya pada poros transmisi 3 berdasarkan hitungan di atas:



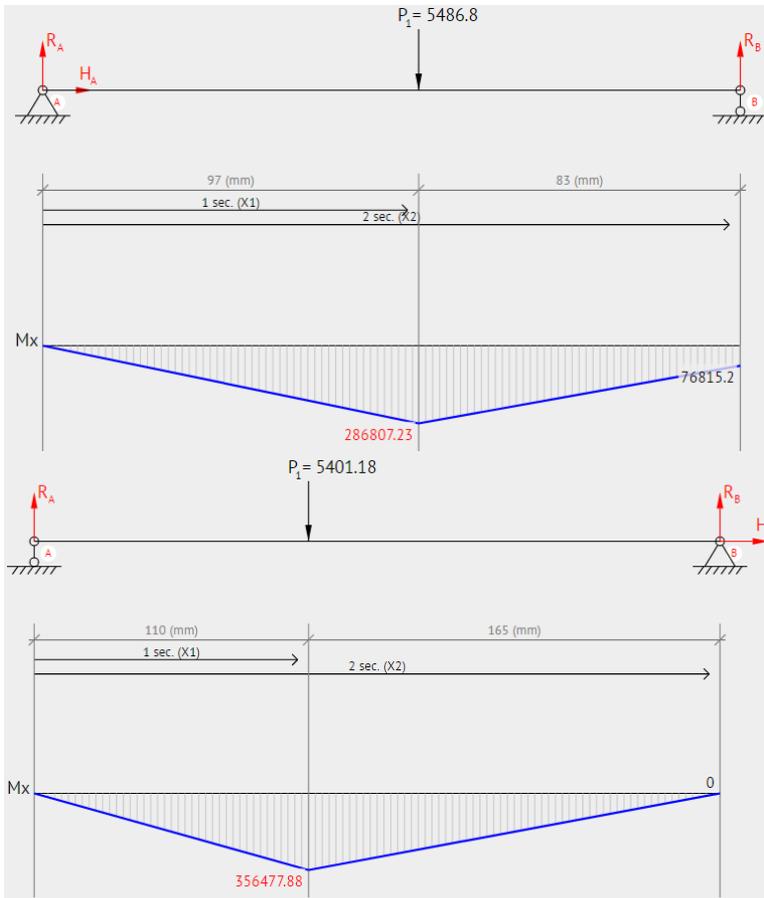
Gambar 4. 25 Gaya-gaya yang bekerja pada poros transmisi 3 di sumbu x dan y

- Mencari momen yang terjadi pada poros

Besarnya momen yang terjadi pada poros transmisi 3 dapat dicari dengan bantuan software dengan menginputkan gaya-gaya yang bekerja pada poros tersebut. Besarnya momen yang terjadi pada poros transmisi 3 dapat dilihat seperti gambar dibawah ini.



Gambar 4. 26 Momen yang terjadi pada poros transmisi 3 sumbu  
x



Gambar 4. 27 Momen yang terjadi pada poros transmisi 3 sumbu

$$\begin{aligned}
 M_C &= \sqrt{M_{horizontal}^2 + M_{vertical}^2} \\
 &= \sqrt{463066^2 + 286807^2} \\
 &= 544691,08 \text{ Nm} \\
 &= 3110,26 \text{ lb in}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_E &= \sqrt{M_{horizontal}^2 + M_{vertical}^2} \\
 &= \sqrt{197598^2 + 356477^2} \\
 &= 407579,22 \text{ Nm} \\
 &= 2327,33 \text{ lb in}
 \end{aligned}$$

- Mencari besarnya diameter

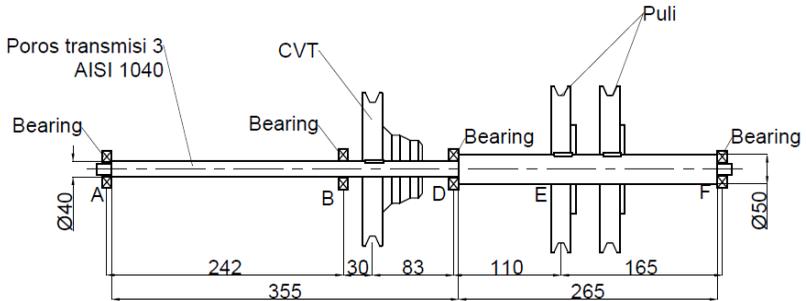
$$\begin{aligned}
 D_C &= \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t \times M}{S'_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{1/3} \\
 D_C &= \left[ \frac{32.2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2,5 \times 3110,26 \text{ lb in}}{20655}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{5412,27}{71000}\right)^2} \right]^{1/3} \\
 &= 1,9 \text{ in} \\
 &= 48,26 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Maka, besarnya diameter pada titik C minimal pada poros transmisi 3 adalah 48,26mm mm. Besarnya diameter pada poros transmisi 3 di titik C akan ditentukan sebesar 40mm.

$$\begin{aligned}
 D_E &= \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t \times M}{S'_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{1/3} \\
 D_E &= \left[ \frac{32.2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2,5 \times 2327,33 \text{ lb in}}{20655}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{5412,27}{71000}\right)^2} \right]^{1/3} \\
 &= 1,8 \text{ in} \\
 &= 45,72 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Maka, besarnya diameter pada titik E minimal pada poros transmisi 3 adalah 45,72mm. Besarnya diameter pada poros transmisi 3 di titik E akan ditentukan sebesar 50mm.

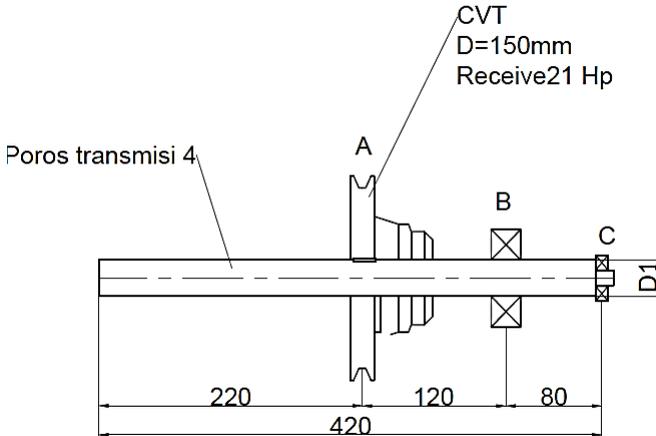
Berikut merupakan kesimpulan dari dimensi poros transmisi tiga berdasarkan perhitungan-perhitungan diatas:



Gambar 4. 28 Dimensi poros transmisi 3

### 4.9.3 Poros Transmisi 4

Pada perhitungan poros transmisi 4 ini, akan dilakukan perhitungan dimana pada poros transmisi ini hanya terdapat satu beban yang diakibatkan oleh transmisi CVT. Berikut merupakan gambar sketsa dari rancangan poros transmisi 4:



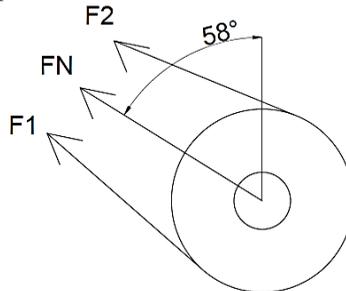
Gambar 4. 29 Sketsa rancangan poros transmisi 4

Tabel 4. 13 Data perhitungan poros transmisi 4

Asumsi			
Material	AISI 1040	Sy	71000psi
		Su	80000psi

		Sn	30000psi
Reliability	0,99		
Reasonable estimate (Cs)	0,85		
Cr	0,81		
Design factor (N)	2		
Faktor konsentrasi tegangan (kt)	2,5	Sharp fillet	

- Mencari  $S'_n$   
 $S'_n = S_n \times C_s \times C_r = 20655 \text{ psi}$
- Mencari torsi  
 $T = \frac{63000 \times P}{n} = \frac{63000 \times 21}{\frac{2200}{3 \times 3 \times 3}} = 16236,8 \text{ lb.in}$
- Mencari gaya pada CVT



Gambar 4. 30 Gaya gaya yang bekerja pada CVT 2

$$F_N = F_1 - F_2$$

$$F_N = \frac{T}{(D/2)} = \frac{16236,8 \text{ lb.in}}{(5,85/2)} = 5551,04 \text{ lb}$$

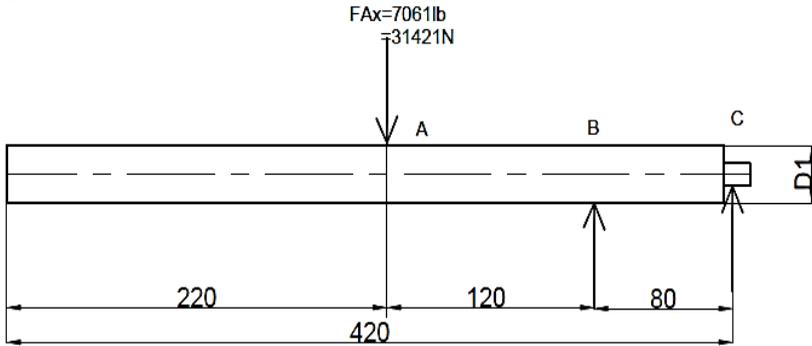
$$F_E = 1,5 \times F_N = 1,5 \times 5551,04 = 8326,57 \text{ lb}$$

$$F_{Ex} = F_E \sin 29^\circ = 8326,57 \text{ lb} \cdot \sin 58^\circ = 7061,33 \text{ lb}$$

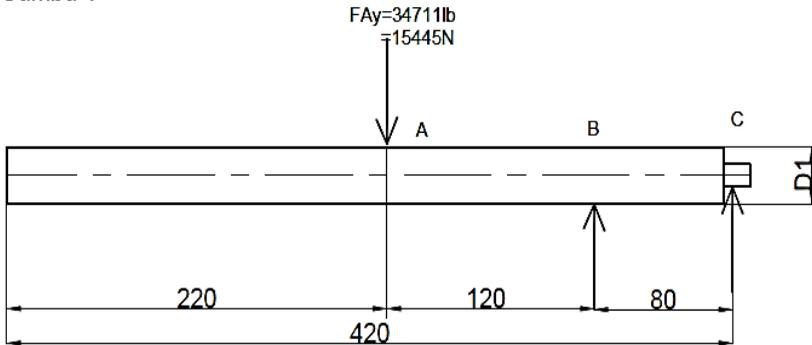
$$F_{Ey} = F_E \cos 29^\circ = 8326,57 \text{ lb} \cdot \cos 58^\circ = 3741,93 \text{ lb}$$

Berikut merupakan gaya gaya pada poros transmisi 4 berdasarkan hitungan diatas:

Sumbu X



Sumbu Y



Gambar 4. 31 Gaya gaya yang bekerja pada poros transmisi 4 di sumbu x dan y

- Mencari momen yang terjadi pada poros

Besarnya momen yang terjadi pada poros transmisi 4 dapat dicari dengan mengalikan besarnya gaya yang terjadi dengan jarak gaya ke tumpuan poros.

$$\begin{aligned}
 M_A &= \sqrt{M_{horizontal}^2 + M_{vertical}^2} \\
 &= \sqrt{(31421 \cdot 120)^2 + (15445 \cdot 120)^2} \\
 &= 4201417,9 \text{ Nm} \\
 &= 23948,08 \text{ lb in}
 \end{aligned}$$

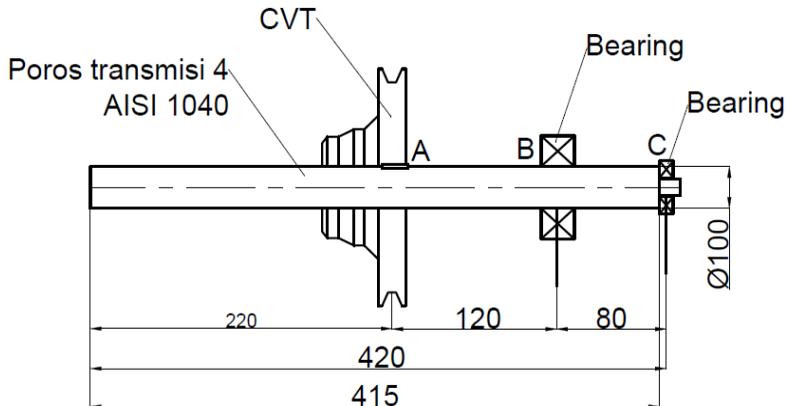
- Mencari besarnya diameter

$$D_c = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left( \frac{K_t \times M}{S'_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D_c = \left[ \frac{32.2}{\pi} \sqrt{\left( \frac{2,5 \times 23948,08 \text{ lb in}}{20655} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{16236,8}{71000} \right)^2} \right]^{1/3}$$

=3,8 in  
 =98,986mm

Maka, besarnya diameter pada titik A minimal pada poros transmisi 4 adalah 98,986mm mm. Besarnya diameter pada poros transmisi 4 di titik A akan ditentukan sebesar 100mm. Berikut merupakan kesimpulan dari dimensi poros transmisi empat berdasarkan perhitungan-perhitungan diatas:

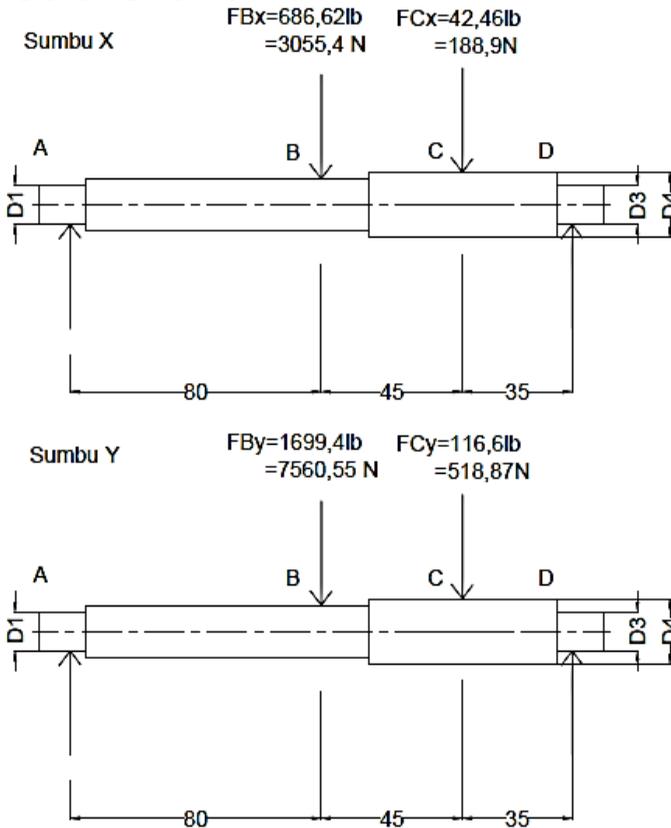


Gambar 4. 32 Dimensi poros transmisi 4

## 4.10 Perhitungan Putaran Kritis

### 4.10.1 Putaran Kritis pada Poros Transmisi 1 dan 2

Pada perhitungan kedua poros transmisi ini, akan dilakukan perhitungan putaran kritis hanya pada poros transmisi 1 karena keduanya merupakan poros yang sama tetapi poros transmisi 1 lebih kritis bebannya dibandingkan dengan poros transmisi 2 berdasarkan peletakan bebannya. Berikut merupakan gaya-gaya yang terjadi pada poros transmisi 1:



Gambar 4. 33 Gaya gaya yang bekerja pada poros transmisi 1 di sumbu x dan y

1. Mencari resultan gaya pada poros

- $FB = \sqrt{FBx^2 + FBy^2}$

$$FB = \sqrt{3055,4^2 + 7560,55^2}$$

$$FB = 8154,59 \text{ N} = w1$$

- $FC = \sqrt{FCx^2 + FCy^2}$

$$FC = \sqrt{188,9^2 + 518,87^2}$$

$$FC = 552,185 \text{ N} = w2$$

2. Mencari koefisien-koefisien yang diperlukan dalam perhitungan

- $I = \frac{\pi d^2}{64} = \frac{\pi 0,04^2}{64} = 7,85 \times 10^{-5} \text{ m}^4$

- $E = 190 \times 10^9 \text{ Pa}$  (AISI 1040)

- $l = 0,17 \text{ m}$

- $6EIl = 6 \times 190 \times 10^9 \times 7,85 \times 10^{-5} \times 0,17 = 15.213.300 \text{ Nm}^3$

- $\delta_{11} = \frac{bj xi}{6EIl} (l^2 - bj^2 - xi^2) = \frac{0,08 \times 0,08}{15.213.300} (0,17^2 - 0,08^2 - 0,08^2) = 6,77 \times 10^{-12} \text{ m/N}$

- $\delta_{22} = \frac{bj xi}{6EIl} (l^2 - bj^2 - xi^2) = \frac{0,035 \times 0,125}{15.213.300} (0,17^2 - 0,035^2 - 0,125^2) = 3,465 \times 10^{-12} \text{ m/N}$

- $\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{bj xi}{6EIl} (l^2 - bj^2 - xi^2) = \frac{0,035 \times 0,08}{15.213.300} (0,17^2 - 0,035^2 - 0,08^2) = 3,91 \times 10^{-12} \text{ m/N}$

	<i>j</i>	
<i>i</i>	1	2
1	$6,77 \times 10^{-12}$	$3,91 \times 10^{-12}$
2	$3,91 \times 10^{-12}$	$3,465 \times 10^{-12}$

- $y_1 = w1. \delta_{11} + w2. \delta_{12} = 8154,59 \text{ N} \cdot 6,77 \times 10^{-12} \text{ m/N} + 552,185 \text{ N} \cdot 3,91 \times 10^{-12} \text{ m/N} = 7,74 \times 10^{-8} \text{ m}$

- $y_2 = w1. \delta_{21} + w2. \delta_{22} = 8154,59 \text{ N} \cdot 3,91 \times 10^{-12} \text{ m/N} + 552,185 \text{ N} \cdot 3,465 \times 10^{-12} \text{ m/N} = 3,38 \times 10^{-8} \text{ m}$

3. Mencari  $\sum w_y$  and  $\sum w_y^2$

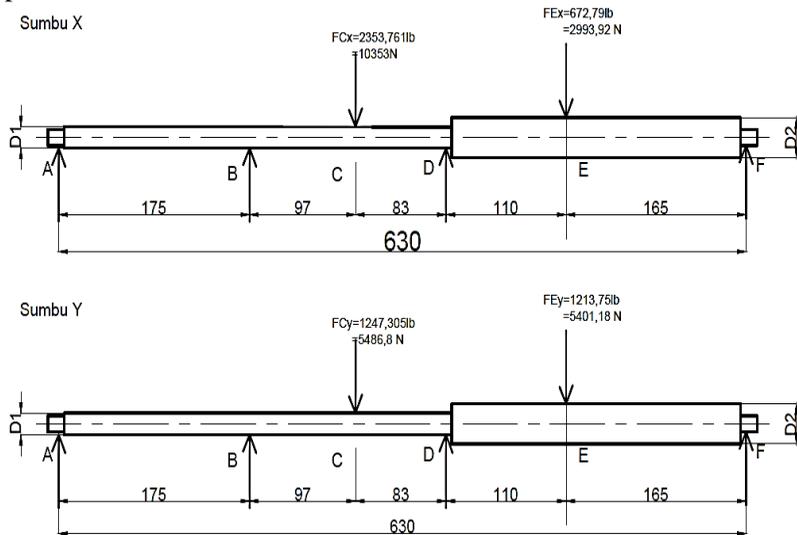
- $w_i y_i = w1. y_1 + w2. y_2 = 8154,59 \text{ N} \cdot 7,74 \times 10^{-8} \text{ m} + 552,185 \text{ N} \cdot 3,38 \times 10^{-8} \text{ m} = 6,49 \times 10^{-4} \text{ Nm} = 6,62 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}$

- $\sum wi yi^2 = w1.y1^2 + w2.y2^2 =$   
 $8154,59 \text{ N} \cdot (7,74 \times 10^{-8})^2 \text{ m}^2 +$   
 $552,185 \text{ N} \cdot (3,38 \times 10^{-8})^2 \text{ m}^2 =$   
 $4,94 \times 10^{-11} \text{ Nm}^2 = 5,04 \times 10^{-12} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
4. Mencari kecepatan angular kritis menggunakan persamaan Rayleigh

- $\omega = \sqrt{\frac{g \cdot \sum wi yi}{\sum wi yi^2}} = \sqrt{\frac{9,8 \cdot 6,62 \times 10^{-5}}{5,04 \times 10^{-12}}} = 11345,58 \text{ rad/s}$

#### 4.10.2 Putaran Kritis pada Poros Transmisi 3

Pada perhitungan poros transmisi 3 ini, akan dilakukan perhitungan putaran kritis. Berikut merupakan gaya-gaya pada poros transmisi 3:



Gambar 4. 34 Gaya-gaya yang bekerja pada poros transmisi 3 di sumbu x dan y

##### 4.10.2.1 Pada titik C

1. Mencari resultan gaya pada poros

$$FC = \sqrt{FCx^2 + FCy^2}$$

$$FC = \sqrt{10353^2 + 5486,8^2}$$

$$FC = 11717,06 \text{ N} = w$$

2. Mencari koefisien-koefisien yang diperlukan dalam perhitungan

- $I = \frac{\pi d^2}{64} = \frac{\pi 0,04^2}{64} = 7,85 \times 10^{-5} \text{ m}^4$
- $E = 190 \times 10^9 \text{ Pa}$  (AISI 1040)
- $l = 0,18 \text{ m}$
- $6E Il = 6 \times 190 \times 10^9 \times 7,85 \times 10^{-5} \times 0,18 = 16.108.200 \text{ Nm}^3$
- $\delta = \frac{bj xi}{6E Il} (l^2 - bj^2 - xi^2) = \frac{0,083 \times 0,097}{16.108.200} (0,18^2 - 0,083^2 - 0,097^2) = 8,04 \times 10^{-12} \text{ m/N}$
- $y = w \cdot \delta = 11717,06 \text{ N} \cdot 8,04 \times 10^{-12} \text{ m/N} = 9,43 \times 10^{-8}$

3. Mencari  $\sum wy$  and  $\sum wy^2$

- $wy = 11717,06 \text{ N} \cdot 9,43 \times 10^{-8} = 1,104 \times 10^{-3} \text{ Nm} = 1,13 \times 10^{-4} \text{ kg.m}$
- $\sum w y^2 = 11717,06 \text{ N} \cdot (9,43 \times 10^{-8})^2 = 1,04 \times 10^{-10} \text{ Nm}^2 = 1,06 \times 10^{-11} \text{ kg.m}^2$

4. Mencari kecepatan angular kritis menggunakan persamaan Rayleigh

$$\omega = \sqrt{\frac{g \cdot \sum w_i y_i}{\sum w_i y_i^2}} = \sqrt{\frac{9,8 \cdot 1,13 \times 10^{-4}}{1,06 \times 10^{-11}}} = 10221,14 \text{ rad/s}$$

4.10.2.2 Pada titik E

1. Mencari resultan gaya pada poros

$$FE = \sqrt{FE_x^2 + FE_y^2}$$

$$FE = \sqrt{2993,92^2 + 5401,18^2}$$

$$FE = 6175,46 \text{ N} = w$$

2. Mencari koefisien-koefisien yang diperlukan dalam perhitungan

- $I = \frac{\pi d^2}{64} = \frac{\pi 0,05^2}{64} = 1,23 \times 10^{-4} \text{ m}^4$
- $E = 190 \times 10^9 \text{ Pa}$  (AISI 1040)
- $l = 0,275 \text{ m}$
- $6E Il = 6 \times 190 \times 10^9 \times 1,23 \times 10^{-4} \times 0,275 = 38.560.500 \text{ Nm}^3$

- $\delta = \frac{bj xi}{6E I} (l^2 - bj^2 - xi^2) = \frac{0,165 \times 0,11}{38.560.500} (0,275^2 - 0,165^2 - 0,11^2) = 1,7 \times 10^{-11} \text{m/N}$
  - $y = w. \delta = 6175,46 \text{ N} \cdot 1,7 \times 10^{-11} \text{m/N} = 1,04 \times 10^{-7}$
3. Mencari  $\sum wy$  and  $\sum wy^2$
- $wy = 6175,46 \text{N} \cdot 1,04 \times 10^{-7} = 6,48 \times 10^{-4} \text{Nm} = 6,62 \times 10^{-5} \text{kg.m}$
  - $\sum wy^2 = 6175,46 \text{ N} \cdot (1,04 \times 10^{-7})^2 = 6,68 \times 10^{-11} \text{Nm}^2 = 6,8 \times 10^{-12} \text{kg.m}^2$
4. Mencari kecepatan angular kritis menggunakan persamaan Rayleigh
- $\omega = \sqrt{\frac{g \cdot \sum wi yi}{\sum wi yi^2}} = \sqrt{\frac{9,8 \cdot 6,62 \times 10^{-5}}{6,8 \times 10^{-12}}} = 9767,59 \text{ rad/s}$

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Setelah melakukan analisa perhitungan dan pembahasan maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut,

1. Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan, maka besar gaya hambat yang terjadi adalah 88,89 N untuk gaya hambat angin pada kecepatan 50 km/jam, 113,11 N untuk gaya hambat rolling pada jalan mendatar dengan kecepatan 50 km/jam dan 5635 N untuk gaya hambat pada tanjakan 30 derajat.
2. Berdasarkan analisa perhitungan dan pembahasan yang telah dilakukan maka mesin diesel yang sesuai untuk *infrastructural mobile* dari hasil pertanian adalah Ratna R230HZ dengan maksimum power sebesar 24Hp dan *continous power* sebesar 21 Hp.
3. Berdasarkan analisa perhitungan dan pembahasan yang telah dilakukan maka rasio transmisi CVT ditetapkan sebesar 3 sesuai dengan rasio standar kendaraan berpengerak mesin diesel. Setelah dilakukan perhitungan, rasio yang dibutuhkan untuk transmisi lainnya adalah sebesar 9. Rasio 9 ini akan dipecah untuk dua transmisi lainnya yaitu roda gigi dan puli-v belt, dengan masing-masing rasio sebesar 3.
4. Berdasarkan analisa perhitungan pada transmisi roda gigi yang telah dilakukan maka didapat pitch diameter dari pinion sebesar 87,3 mm, dan jumlah gigi sebesar 97. Pitch diameter gear sebesar 261,9 mm, dan jumlah gigi sebesar 291. Ketebalan untuk pinion dan gear adalah sebesar 26,19mm.
5. Berdasarkan analisa perhitungan yang telah dilakukan pada transmisi puli- v belt maka didapat jenis v belt yang digunakan adalah XPA berdasarkan standar roulunds dengan panjang sebesar 898 mm dan *installation allowance* sebesar 21mm. Diameter puli terkecil sebesar 50mm dan diameter puli terbesar sebesar 150mm.

6. Berdasarkan analisa perhitungan idler *coupling featrure* yang telah dilakukan maka didapat diameter idler sebesar 71mm. *Take up allowance* yang didapat adalah sebesar 25mm.
7. Berdasarkan analisa perhitungan *differential* yang telah dilakukan maka didapat diameter pitch sebesar 76,2 dengan jumlah gigi sebesar 23 dan *face width* sebesar 25mm.
8. Berdasarkan analisa perhitungan poros tranmisi satu dan dua didapat diameter sebesar 50mm pada poros roda gigi, dan 40mm pada poros puli.
9. Berdasarkan analisa perhitungan poros tranmisi tiga didapat diameter sebesar 50mm pada poros puli, dan 40mm pada poros CVT.
10. Berdasarkan analisa perhitungan poros tranmisi tiga didapat diameter sebesar 100mm pada poros puli, dan 40mm pada poros CVT.

## 5.2 Saran

Saran dari penulis untuk kedepannya mengenai tugas akhir ini adalah sebagai berikut,

1. Perlu dianalisa kembali mengenai material yang tepat untuk pemilihan komponen.
2. Perlu dianalisa kembali mengenai standar perhitungan dimensi yang tepat untuk pemilihan komponen.
3. Perlu dianalisa kekuatan dari konstruksi *differential* pada *infrastuctural mobile* dari hasil pertanian ini karena bukan merupakan part standar .

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] AGMA Standard., “**AGMA/ANSI 2005- D03, Design Manual for Bevel Gears**, AGMA, Virginia, 2003.
- [2] AGMA Standard., “**AGMA 901-A92, A Rational Procedure for the Preliminary Design of Minimum Volume Gears** , AGMA, Virginia, 1992.
- [3] Budynas, Richard G., Nisbett, J. Keith “**Shigley’s Mechanical Engineering Design 9th edition**”, McGraw-Hill, New York, 2011.
- [4] Dieter, George E. , Schmidt, Linda C., “**Engineering Design 5th edition**”, New York, 2013.
- [5] Kemenperin Kembangkan Mobil Pedesaan, 2017, **Artikel Kemenperin**, Jakarta.,  
<http://kemenperin.go.id/artikel/13954/KemenperinKembangkan-Mobil-Perdesaan>
- [6] Kisah Mobil Mahesa Menggunakan Mesin Traktor Buatan Yogyakarta, 2017, **Artikel Tempo**, Jakarta.,  
<https://otomotif.tempo.co/read/1022067/kisah-mobil-mahesa-menggunakan-mesin-traktor-buatan-yogyakarta>
- [7] Kubota, Masao., Nyumon, Haguruma., “**General Tooth Form**”, Ohmsha Ltd., Tokyo, 1963.
- [8] Mott, Robert L., “**Machine Elements in Mechanical Design 4th edition**”, Pearson, Ohio 2004.
- [9] Prasetyo, Dika Bayu., “**Desain dan Analisa Sistem Tenaga dan Transmisi pada Mobil Angkutan Multiguna Pedesaan Bertenaga Listrik**”, Tugas Akhir 2017.
- [10] Ross, Carl., John, Bird “**Mechanical Engineering Principle**”, Newnes, UK, 2002.
- [11] Roulunds. “**Roulunds Design Manual**”, A/S Roulunds Fabriker, Desnmark, 2002.
- [12] Sutantra, I. Nyoman., Sampurno, Bambang., “**Teknologi Otomotif Edisi Kedua, Institut Teknologi Sepuluh Nopember**”, Guna Widya, Surabaya, 2010.

[13] Taborek, Jaroslav j., “*Mechanics of Vehicles*”, Penton Publishing Co., Ohio, 1957.)

[14] Taper Lock., “*Pulley Standard*”, Farnell

## BIODATA PENULIS



Nur Faiha Rahim dilahirkan di Bandung, 30 Mei 1994 merupakan anak kedua dari tiga bersaudara dari orangtua bernama Bapak Diman Juanda dan Ibu Siti Maryamah. Riwayat pendidikan penulis diawali di TK ARUM SARI selama 1 tahun, selanjutnya SDN JATI ENDAH selama 6 tahun dari tahun 2001-2006, kemudian masuk SMPN 50 BANDUNG selama 3 tahun dari tahun 2007-2009, SMAN 01 BANDUNG dari tahun 2010-2012, dan Politeknik Manufaktur Negeri Bandung selama 3 tahun dari tahun 2012-2015. Setelah lulus diploma penulis bekerja di PT. Aisin Indonesia Automotive selama 10 bulan. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui program lintas jalur.

Di Jurusan Teknik Mesin, penulis mengambil bidang studi Desain. Penulis bergabung di Laboratorium Mekanika Benda Padat sejak 2017-2018.

Penulis mempunyai prinsip bahwa apa yang kita tanam itulah yang akan kita tuai, dalam aspek apapun. Selain itu penulis meyakini, banyak faktor yang mempengaruhi kesuksesan bukan hanya dari apa yang kita usahakan tetapi juga dari pengaruh doa kepada Allah SWT dan perilaku kita terhadap makhluk-Nya. Apabila ada keluh kesah mengenai tugas akhir ini atau masalah lainnya bisa menghubungi penulis melalui email: [faiha.rahim@gmail.com](mailto:faiha.rahim@gmail.com).