TUGAS AKHIR

Perancangan Prime Mover loader
untuk tanah liat dengan kapasitas Bucket 5 m^3

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar sarjana Teknik Mesin
Program Studi Teknik Mesin

Diajukan oleh :

HARRY ANTONIUS
NIM : 995214038

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS SAINS DAN TEKNOLOGI

UNIVERSITAS SANATA DHARMA

YOGYAKARTA

2007

FINAL PROJECT

Loader Prime Mover designing
for clay with 5 m3 capasity of Bucket

Presented as pantial ful fillment of the requirements

To obtain the *Sarjana Teknik* degree

In mechanical engineering department

By :

Name : Harry Antonius

Student Number : 995214038

MECHANICAL ENGINEERING STUDY PROGRAM

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT

SAINS AND TECHNOLOGI FACULTY

SANATA DHARMA UNIVERSITY

YOGYAKARTA

2007

TUGAS AKHIR

Perancangan Prime Mover Loader
untuk tanah liat dengan kapasitas Bucket 5 m^3

No : 756 / TA / FT-USD / TM / Januari / 2007

Disusun oleh :

HARRY ANTONIUS
NIM : 995214038

telah disetujui oleh

Pembimbing I

(Budi Sugiharto S.T., M.T.)

Tanggal : 19 Januari 2008

TUGAS AKHIR

Perancangan Prime Mover loader
untuk tanah liat dengan kapasitas Bucket 5 m^3

Dipersiapkan dan ditulis oleh :

HARRY ANTONIUS
NIM : 995214038

Telah dipertahankan didepan panitia penguji
Pada tanggal : 6 Oktober 2007
Dan dinyatakan memenuhi syarat.

Susunan Panitia Penguji

Ketua : Budi Setyahandana, S.T., M.T. .....

Sekertaris : Ir. Rines Alapan, M.T. .....

Anggota : Budi Sugiharto, S.T., M.T. .....

Yogyakarta, 19 Januari 2008
Program Studi Teknik Mesin
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Sains dan Teknologi
Universitas Sanata Dharma
Yogyakarta

Dekan

Ir. Greg Heliarko, S.J., S.S., B.S.T., M.A., M.Sc.

PERNYATAAN

Dengan ini saya menyatakan bahwa dalam Tugas Akhir ini tidak terdapat karya yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar kesarjanaan di suatu Perguruan Tinggi dan sepanjang pengetahuan saya juga tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan oleh orang lain, kecuali yang secara tertulis diacu dalam naskah ini dan disebutkan dalam daftar pustaka.

Yogyakarta, tanggal : 6 Oktober 2007

Penulis

Harry Antonius

Untuk menjadi
Kuat ,
Kokoh,
dan
Berhasil
tidak sekedar cuma berharap saja.

“Janganlah takut, sebab Aku menyertai engkau, janganlah bimbang, sebab Aku ini Allahmu; Aku akan meneguhkan, bahkan akan menolong engkau; Aku akan memegang engkau dengan tangan kanan-Ku yang membawa kemenangan”
(Yesaya 41:10).

“Firman-Mu itu pelita bagi kakiku
dan terang bagi Jalanku “
(Mazmur 119 : 105)

Kebahagiaan adalah
saat merelakan hal yang baik
untuk,
mendapatkan hal yang terbaik
nanti.

HALAMAN PERSEMBAHAN

Tugas Akhir ini kupersembahkan untuk :

1. L.D. HASIBUAN dan MASRINAH Butar-Butar, bapak dan mamaku terkasih, Abang, Kakak, adik dan keponakanku semuanya.
2. Monang Pardamean Butar-Butar, inilah hasil pilihanku.
3. Bersama Mapasadha, mencari dan menemukan arti hidup yang sebenarnya.
4. Terkasih dihatiku, Septi Wulandari yang terus mendukung hingga kini dalam segala hal.
5. Sayangku, Endang Prasetyaningsih untuk doa, semangat dan jalanmu adalah Cinta diantara kita.

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada ”**Jesus Chris** ”, sehingga penyusunan Tugas Akhir ini yang berjudul **“Perancangan Prime Mover loader untuk tanah liat dengan kapasitas Bucket 5 m^3 ”**dapat terselesaikan dengan baik.

Proses penyusunan Tugas Akhir ini, tidak terlepas dari rangkulan dan dukungan dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini dari lubuk hatiku yang terdalam, penulis ingin mengucapkan terimakasih yang tulus, kepada :

1. Bapak **Ir. Greg. Heliarko, SJ., Ss., B.ST., MA., M.Sc.** selaku Dekan Fakultas Sains dan Teknologi Universitas Sanata Dharma.
2. Bapak **Budi Sugiharto, S.T.,M.T.** selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Sains dan Teknologi Universitas Sanata Dharma. yang merangkap selaku Dosen Pembimbing Tugas Akhir dan Dosen Pembimbing Akademik yang dengan begitu sabar dan penuh perhatian memberi bimbingan dan arahan sehingga terselesaikannya tugas akhir ini.
3. Bapak **Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.** dengan saya mencoba merefleksikan semangatnya dikelas.
4. Segenap dosen jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma.
5. Segenap staf sekretariat dan karyawan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma.
6. Segenap rekan-rekan seperjuangan se-jurusan di Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma.
7. Semua pihak yang telah banyak membantu dalam terselesaikannya Tugas Akhir ini.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa penyusunan tugas akhir **“Perancangan Prime Mover Loader untuk tanah liat dengan kapasitas Bucket 5 m^3 ”**yang jauh dari sempurna ini mengharapkan segala bentuk masukan, saran dan kritik dari pembaca. Akhir kata, semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi pembaca dan berbagai pihak yang memerlukannya.

Yogyakarta, 19 Januari 2008

Harry Antonius

INTISARI

Loader adalah salah satu jenis dari berbagai macam peralatan berat yang digunakan untuk membantu manusia menyelesaikan pekerjaan-pekerjaan seperti membersihkan lahan, menggusur bongkaran, menggusur tonggak kayu kecil, menggali pondasi basement, sampai pekerjaan memindahkan material ke atas truck yang biasanya dalam skala luas dan besar sehingga pekerjaan-pekerjaan tersebut membutuhkan efektivitas dari segi waktu dengan tetap memperhatikan produksi yang besar.

Dengan mengetahui jumlah produksi, medan kerja, efisiensi kerja, waktu yang dibutuhkan untuk menyelesaikan pekerjaan, material yang dikerjakan, berat volume dan jenis tanahnya sehingga perlu alat yang sesuai dalam pemilihan alat berat beserta perlengkapannya. Pada perancangan tugas akhir ini direncanakan Loader, dengan kapasitas bucket sebesar 5 m^3 dan memakai roda ban. Batasan masalah perancangan Loader beroda ban yang dibutuhkan, yaitu pada pemilihan *engine* sebesar 612 HP, Putaran pada daya maximum 2000 rpm, *bevel gear* dan *Power shift transmission* yang menggunakan *coupling fluida*.

Hasil perancangan *planetary gear* dengan tingkat kecepatan baik maju maupun mundur yaitu kecepatan maju tingkat 1 = 0 – 37,4 km/jam = 2,244 m/s, kecepatan maju tingkat 2 = 0 – 41,1 km/jam = 2,466 m/s, kecepatan maju tingkat 3 = 0 – 49,3 km/jam = 2,96 m/s, kecepatan mundur tingkat 1 = 0 – 41,1 km/jam = 2,466 m/s, kecepatan mundur tingkat 2 = 0 – 49,3 km.jam = 2,96 m/s, kecepatan mundur tingkat 3 = 0 – 58 km/jam = 3,48 m/s.

DAFTAR ISI

HALAMAN SAMPUL

HALAMAN JUDUL…… i

FINAL PROJECT…… ii

HALAMAN PENGESAHAN SOAL……..…… iii

HALAMAN PENGESAHAN UJIAN……..…… iv

HALAMAN PERNYATAAN……..…… v

MOTTO..... vi

HALAMAN PERSEMBAHAN……..…… vii

KATA PENGANTAR..... viii

INTISARI..... ix

DAFTAR ISI…….....…… x

DAFTAR GAMBAR……...…… xiii

DAFTAR TABEL…… xiv

BAB I . PENDAHULUAN…… 1

1. 1. Latar belakang masalah…… 1

1. 2. Pengenalan dasar peralatan berat…… 1

1. 3. Dasar pemilihan alat berat…….. 4

1. 4. Tujuan…… 4

1. 5. Batasan masalah……. 4

BAB II. LOADER…… 5

2. 1. Klasifikasi alat berat…….. 5

2. 2. Cara kerja Loader…….. 5

2.3. Analisa beban dan hambatan……..... 7

2.3.1. Berat Loader…… 8

2.3.2. Rolling Ressistance (W_{RR})…….. 8

2.3.3. Hambatan Kelandaian (Grade)…… 8

2.3.4. Traksi Kritis…… 9

2.4. Pemilihan engine……..…..... 9

2.5. Daya untuk mengatasi beban dan hambatan…….. 10

2.6. Daya untuk perlengkapan hidrolis……. 10

2.7. Koreksi diameter poros dan torsi *engine*…… 11

BAB III. PERANCANGAN DAMPER…… 13

3.1. Perancangan Kopling Karet Ban (*Damper*)…… 13

3.2. Perancangan poros. …….....… 15

3.3. Putaran kritis poros……. 19

3.4. Perhitungan baut pengikat kopling karet …… 21

BAB IV. TRANSMISION…….....… 23

4.1. Jenis-jenis Transmisi Alat berat……..... 23

4.2. Prinsip kerja roda gigi planet..... 23

4.3. Jenis Planetary gear system..... 25

4.4. Perancangan transmisi..... 26

4.5. Penentuan angka transmisi..... 27

4.6. Perancangan kecepatan maju dan mundur..... 29

4.6.1. Perancangan Gear I saat kecepatan maju (*engage*)..... 29

4.6.2. Perancangan Gear I saat kecepatan mundur (*disengage*)..... 31

4.6.3. Perancangan Gear II saat kecepatan maju (*dis*engage)..... 32

4.6.4. Perancangan Gear II saat kecepatan mundur (*engage*)..... 34

4.7. Perancangan kecepatan tiap tingkat……..... 34

4.7.1. Perhitungan kecepatan maju tingkat I.……....….....….... 35

4.7.2. Perhitungan kecepatan maju tingkat II ……..... 38

4.7.3. Perhitungan kecepatan maju tingkat III…….…..... 39

4.7.4. Perhitungan kecepatan mundur tingkat I…….…..... 40

4.7.5. Perhitungan kecepatan mundur tingkat II……..... 41

4.7.6. Perhitungan kecepatan mundur tingkat III……..... 42

BAB V. Kesimpulan dan Saran..... 44

5.1. Kesimpulan. ……..... 44

5.2. Saran……..... 46

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

LAMPIRAN REVISI UJIAN TUGAS AKHIR

LAMPIRAN GAMBAR SIZE A0

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1. Bagan Alir dari Mesin Tracktor Wheel Loader.

Gambar 1.2. Skematic rancangan komponen *prime mover loader*.

Gambar 2.3. Loader beroda ban (*wheel loader*).

Gambar 2.4. Loader beroda rantai/kelabang (*track loader*).

Gambar 3.5. Mesin Diesel untuk prime mover Loader.

Gambar 4.1. Bentuk kopling karet ban.

Gambar 4.2. Daerah kesalahan yang diizinkan pada kopling karet ban.

Gambar 4.3. Gaya vertical yang dialami poros kopling karet ban.

Gambar 4.4. Momen yang terjadi akibat berat pada poros kopling karet ban.

Gambar 5.1. Planetary Gear set.

Gambar 5.2. Planetary gear system *single pinion type*.

Gambar 5.3. Planetary gear system double *pinion type* (1 dan 2) dan arah gerak

Gambar 5.4. Rancangan transmissi planet.

Gambar 5.5. Tingkat kecepatan maju (a) dan Grafis gerakan Gear I (b).

Gambar 5.6. Tingkat kecepatan mundur.

Gambar 5.7. Grafis gerakan gear II saat kecepatan maju.

Gambar 5.8. Perencanaan Planetary gear system double *pinion type.*

Gambar 5.9. Grafis gerakan gear II saat kecepatan mundur.

Gambar 5.10. Kecepatan maju tingkat I.

Gambar 5.11. Tingkat kecepatan maju

Gambar 5.12. Kecepatan maju tingkat II.

Gambar 5.13. Kecepatan maju tingkat III.

Gambar 5.14. Kecepatan mundur tingkat I.

Gambar 5.15. Kecepatan mundur tingkat II.

Gambar 5.16. Kecepatan mundur tingkat III.

DAFTAR TABEL

Lampiran 1

Tabel 1.1. Koefisin traksi

Tabel 1.2. Tabel Faktor Rolling Ressistance

Lampiran 2

Tabel 1.3. Tabel Tarik atau DBP.

Tabel 1.4. Tabel Efisiensi kerja siang/malam

Lampiran 3

Tabel 2.1. Tabel Load faktor, prosentase sweel dan massa jenis material.

Tabel 2.2. Tabel Kemampuan wheel loader menurut Komatsu.

Lampiran 4

Table 2.3 Tabel Waktu untuk menggali (detik).

Tabel 2.4. Tabel Waktu untuk Swing (detik).

Tabel 2.5. Tabel Waktu tetap untuk Whell Loader Komatsu (menit).

LAMPIRAN 5

Tabel 2.6. Tabel Factor Pengisian Bucket Komatsu.

Tabel 2.7. Tabel Faktor koreksi keadaan medan dan keadaan manajemen.

Tabel 2.8. Tabel Bucket factor (K).

Tabel 2.9. Tabel Job efficiency (E).

LAMPIRAN 6

Tabel 3.1. Tabel kelandaian dalam % dari tiap derajatnya :

Tabel 3.2. Tabel Diameter poros.

LAMPIRAN 7

Tabel Dimensi dan kapasitas Kopling Karet Ban.

LAMPIRAN 8

Tabel Harga copel (c) menurut *Flender*.

LAMPIRAN 9

Tabel. Faktor koreksi (f_c) .

LAMPIRAN 10

Tabel bahan koefisien gesek kopling menurut *Flender*.

LAMPIRAN 11

Tabel Momen Inersia Kopling Karet Ban.

Tabel Baja paduan untuk poros.

LAMPIRAN 12

Tabel Standart baja.

LAMPIRAN 13

Tabel massa jenis sifat fisis baja.

Tabel Harga faktor keamanan

LAMPIRAN 14

Tabel ukuran baut standart JIS

LAMPIRAN 15

Tabel Bahan untuk flens dan baut kopling.

Tabel Bilangan kekuatan baut/sekrup dan mur mesin.

LAMPIRAN 16

Tabel bahan untuk poros DIN 42946

Grafik tegangan tarik Vs tegangan lelah maximal pada poros.

BAB I
PENDAHULUAN

1. 1. LATAR BELAKANG MASALAH

Pekerjaan-pekerjaan seperti membuka lahan, meratakan lahan, membersihkan lahan, memindahkan dan berbagai macam pekerjaan yang berhubungan dengan tanah, pasir, kerikil, dan batu biasanya membutuhkan alat bantu seperti peralatan berat yang memang diciptakan untuk membantu pekerjaan manusia agar lebih efektif dan mudah dalam pengerjaannya. Namun dalam penggunaannya sendiri peralatan berat lebih diperhatikan menitik beratkan pekerjaan yang membutuhkan waktu cepat dan produksi kerja yang banyak, sehingga penggunaan peralatan berat tidak percuma adanya.

Dari segala referensi dan pemantauan lapangan, dapat diketahui jenis peralatan berat apa saja yang dibutuhkan dan memang berguna untuk pekerjaan-pekerjaan yang sesuai dengan fungsi dari masing-masing alat berat tertentu. Seperti dalam pekerjaan-pekerjaan awal konstruksi yang umum ditemukan dilapangan adalah clearing ringan, menggusur bongkaran, menggusur tonggak kayu kecil, menggali pondasi basement, memindahkan hasil bongkaran ke mobil pengangkut, dan lain-lainnya.

1. 2. PENGENALAN DASAR ALAT BERAT

Factor-faktor yang menentukan dalam penggunaan alat berat adalah :

1. Tenaga yang dibutuhkan (*Power Required*),
2. Tenaga yang tersedia (*Power Available*),
3. Tenaga yang dapat dimanfaatkan (*Power Usable*).

Hubungan antara tenaga yang dibutuhkan, tenaga tersedia dan tenaga yang dapat dimanfaatkan adalah sangat penting diketahui, karena perancang dapat menentukan berapa kapasitas alat yang harus di pilih untuk sesuatu pekerjaan yang dilaksanakan.

Beberapa hal yang mempengaruhi besarnya tenaga yang dapat dimanfaatkan dari alat-alat berat, di uraikan dibawah ini :

1. Pengaruh ketinggian

   Lokasi / tempat bekerjanya alat terhadap permukaaan air laut.
2. Temperatur

Tenaga mesin berkurang sebesar 1 % untuk tiap suhu udara naik 10º F diatas temperature standar 85º F, atau tenaga mesin bertambah 1 % bila suhu udara tiap 10º F dibawah temperature standar 85º F.

3. Koefisien Traksi

   Tenaga mesin hanya dapat dijadikan tenaga traksi yang maksimal apabila ada gesekan yang cukup antara permukaan ban / roda dengan permukaan tanah tempat alat tersebut bekerja. Apabila gesekan antara tanah dengan roda / ban berkurang, maka tenaga berlebih yang dilimpahkan kepada roda hanya akan menyebabkan selip.

   Koefisien traksi adalah besarnya tenaga tarik yang menyebabkan selip dibagi dengan berat kendaraan keseluruhan atau besarnya tenaga tarik yang menyebabkan selip dibagi dengan berat kendaraan yang terlimpah pada roda geraknya. Tipe dan keadaan landasan diberikan pada Tabel 1.1. Koefisien Traksi pada lampiran 1 (Rochmanhadi, alat-alat berat dan penggunaannya, 1982, hal 8).

4. Tahanan Gelinding (*Rolling Resistance*)

   Rolling Resistance adalah tahanan pada gerakan roda kendaraan diatas permukaan tanah. Besarnya tahanan ini tergantung pada permukaan tanah tempat bekerja alat/kendaraan (keras, licin, atau lembek dll). Tanah yang lembek akan memberikan tahanan gelinding yang kecil atau kira-kira hanya 2% dari berat kendaraan saja. untuk berbagai macam kendaraan dan jenis permukaan tanah disajikan pada Tabel 1.2. lampiran 1.

5. Pengaruh landai permukaan (*grade*).

   Kemampuan mendaki tanjakan ini adalah landai maksimal yang dapat ditempuh oleh sebuah traktor atau kendaraan yang dinyatakan dalam **%** landai. Kemampuan ini berbeda pada masing-masing keadaan kendaraan yang kosong atau isi muatan atau kecepatan pada gigi yang dipilih dan sebagainya.

   Gerakan maju traktor sebagai alat penarik (*prime mover*) dibatasi oleh :

   a) Daya tarik (DBP atau rimpull) yang disediakan oleh mesin.
   b) *Rolling ressistance* pada permukaan jalan.
   c) Berat total kendaraan dengan muatan, dan
   d) Landai permukaan jalan yang dilalui.

   Pengaruh landai (*grade*) ini adalah sebesar 10 kg atau 20 lbs per ton berat kendaraan setiap **%** grade. Dalam perhitungan kebutuhan tenaga traksi kita bedakan antara tanjakan dan turunan sebagai berikut,

a) *Grade Resistance* adalah tanjakan yang mengakibatkan bertambahnya (+) tenaga traksi yang diperlukan.

b) *Grade Assistance* adalah turunan yang mengakibatkan berkurangnya (-) tenaga traksi yang diperlukan.

Jadi total resistance = TR adalah :

TR = RR + GR atau **TR = RR – GA** …….(1.1.)

6. Tenaga Roda (*Rimpull*)

Tenaga roda adalah tenaga gerak yang dapat disediakan mesin kepada roda-roda gerak suatu kendaraan yang dinyatakan dalam kilogram atau lbs. Tenaga roda ini dapat dihitung dengan rumus :

$$Rimpull = \frac{375 \times HP \times Efisiensi}{Kecepa\tan(mph)} \text{ (lbs)} \quad \text{…….(1.2.)}$$

Efisiensi nilainya berkisar antara 80 – 85%.

7. Tenaga Tarik (*Drawbar Pull = DBP*)

Adalah tenaga yang terdapat pada gantol (*hook*) dibelakang traktor tersebut, yang dinyatakan dalam kg atau lbs. Tenaga Tarik atau DBP disajikan di Tabel 1.3. lampiran 2.

8. Pengaruh lain.

Disamping beberapa factor yang telah disebutkan diatas, beberapa hal perlu juga dipertimbangkan dalam menghitung produksi alat dan pemilihan alat yang akan digunakan, antara lain sebagai berikut :

a. Waktu yang dibutuhkan untuk menyelesaikan pekerjaan.
b. Material yang dikerjakan, berat volume, jenis tanah kohesif, lekatannya besar sehingga perlu alat yang sesuai, demikian juga untuk tanah kepasiran (lepas). Factor besar kecilnya kembang susut tanah perlu juga untuk diketahui untuk menghitung efisiensi penggunaan alat.
c. Efisiensi kerja, di sini dipertimbangkan efisiensi kerja untuk siang atau malam akan berbeda.
d. Kemampuan operator, jika operator mampu dan berpengalaman, akan diperoleh hasil yang optimal.
e. Keadaan medan yang baik akan mempengaruhi produksi kerja, sebaliknya jika medan jelek, berdebu, berkabut dan tidak rata/datar akan mengurangi produksi kerja.

1. 3. DASAR PEMILIHAN ALAT BERAT

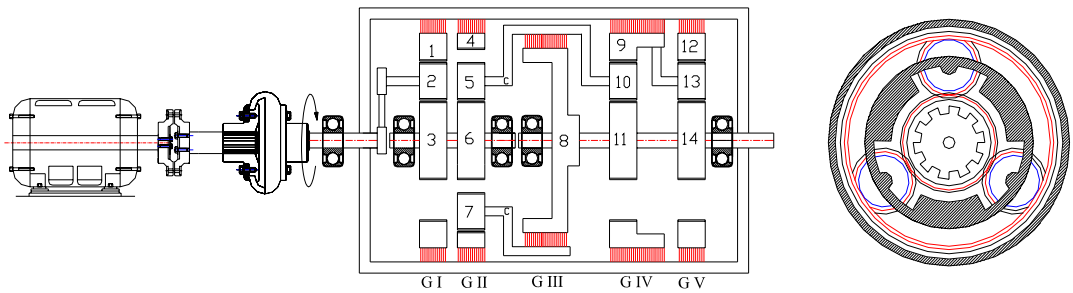
Untuk pemilihan peralatan berat yang akan digunakan di suatu pekerjaan, beberapa urutan hitungan / prakiraan yang perlu dibuat adalah sebagai berikut :

a. Hitung terlebih dahulu produksi yang diperlukan.
b. Hitung prakiraan cycle time-nya.
c. Tentukan besarnya beban angkat persiklus dalam volume (m^3) atau juga dalam berat (kg).
d. Memilih ukuran bucket.
e. memilih ukuran alat dengan ukuran bucket dan beban angkat yang sesuai dengan produksi yang harus dihasilkan.

1. 4. TUJUAN

Perancangan ini disusun untuk mendapatkan perancangan *prime mover* dari *Wheel Loader* untuk tanah liat dengan kapasitas bucket 5 m^3, sehingga didapatkan engine yang ideal untuk pergerakan *Wheel Loader*. Dalam perancangan *Wheel Loader* ini digunakan untuk pekerjaan tanah liat basah, dengan kondisi medan diasumsikan keadaan permukaan tanah tak terpelihara dan masih alami. Bagan alir perancangan *Prime mover Wheel Loader* disajikan pada Gambar 1.1. dan 1.2., berikut ini.

Gambar 1.1. Bagan Alir dari Mesin Tracktor Wheel Loader.



Gambar 1.2. Skematic rancangan komponen *prime mover loader.*

1. 5. BATASAN MASALAH

Untuk lebih mempermudah penulis dalam penyusunan tugas akhir perancangan Prime Mover *Wheel Loader* untuk tanah liat dengan kapasitas bucket 5 m^3 ini, dibatasi sampai dengan Perancangan *transmisi planet gear set* saja.

BAB II
LOADER

2.1. Klasifikasi alat berat.

Menurut penggerak utamanya peralatan berat, dibedakan sebagai berikut :

a. Traktor sebagai penggerak utama :
   - Traktor, Buldozer, Loader, Ripper, Scrapper, Motor Grader, dll.
b. Excavator sebagai penggerak utama :
   - Backhoe, Shovel, Clamshell, Skider, dll.

Sedangkan dari fungsinya peralatan berat dibedakan :

a. Alat pembersih lapangan
b. Alat pengangkat dan pemuat
c. Alat penggali dan pengangkut
d. Alat pembentuk permukaan
e. Alat pemadat, dll.

2.2. Cara kerja Loader.

Loader adalah alat pemuat material hasil galian/gusuran alat lain yang tidak dapat langsung dimuatkan ke alat angkut, misalnya bulldozer, grader, dan lain-lainnya. Pada prinsipnya Loader adalah alat pembantu untuk memuatkan dari *stockpile* ke kendaraan angkut atau alat-alat lain, disamping dapat juga berfungsi untuk pekerjaan awal yang umum.

Cara kerja Loader sendiri adalah, bekerja dengan gerakan-gerakan dasar bucket dan cara membawa muatan untuk dimuatkan ke alat angkut atau alat yang lain. Gerakan bucket yang penting ialah menurunkan bucket di atas permukaan tanah, mendorong ke depan (memuat/menggusur), mengangkat bucket, membawa dan membuang muatan.

Loader merupakan salah satu jenis peralatan berat yang menggunakan traktor sebagai penggeraknya, sama juga dengan bulldozer. Perbedaan antara loader dengan bulldozer adalah *Bucket* pada loader dapat digunakan untuk menampung beban (tanah dan pasir), sedangkan *blade* pada *bulldozer* tidak dapat digunakan untuk menampung dan membawa beban. Sesuai dengan fungsi dan kerjanya juga, maka lengan-lengan yang

mendukung kerja bucket maupun blade akan berbeda pula sehingga prinsip kerja *silinder hidrolis* lengan juga berbeda.

Jika ditinjau dari penggeraknya ada 2 macam loader yang ditunjukkan pada :

1. Loader beroda ban (*wheel loader*)

   Terbagi menjadi 2 macam :

   i. *Rear Stear*, dengan alat kemudi berada di belakang.

   ii. *Articulated Wheel Loader*, kemudi ada di depan dan roda depan atau bucket dapat dibelokkan membuat sudut sampai 40º dari sumbu memanjang alat.

2. Loader beroda rantai/kelabang (*Track Loader*)

Untuk gambarannya *Wheel Loader* dan *Track Loader*, dapat dilihat pada Gambar 2.3. dan 2.4.

Gambar 2.3. Loader beroda ban (*wheel loader*).

Gambar 2.4. Loader beroda rantai/kelabang (*track loader*).

Jika *loader* ditinjau dari jenis bucket-nya ada 2 macam, yaitu :

1. *General purpose bucket*

   Digunakan untuk material yang mempunyai kohesivitas sedang maupun tinggi, disamping itu material yang dikerjakanpun lunak.

2. *Multi purpose bucket*

   Digunakan untuk menggali dan menampung material yang kohesivitasnya rendah dan sifat materialnya keras.

Jika *bucket* ditinjau dari alat kendalinya ada 2 macam jenis, yaitu :

1. Kendali dengan kabel.
2. Kendali secara hidrolis.

Untuk bekerja dengan Loader kita kenal dengan adanya *Static Tipping Load*, ialah berat minimal beban pada pusat berat beban bucket yang menyebabkan terangkatnya roda belakang *Wheel Loader*.

Static Tipping Load dihitung berdasarkan keadaan berikut :

a. Loader bekerja pada permukaan tanah keras dan statis.
b. Unit alat bekerja pada standar operasinya.
c. Bucket dalam posisi miring kebelakang.
d. Bucket pada posisi memuat maksimal ke depan.

Dari *Static Tipping Load* yang tersedia pada alat, kemampuan angkat operasinya (*operating load*) diambil sebesar **50 %** dari *Static Tipping Load* untuk *wheel loader*, sedangkan untuk *crawler loader* dapat diambil sebesar **35 %** dari *Static Tipping Load* alatnya. Hal ini ditentukan berdasarkan standar SAE (*Society Automotive Engineers*).

2.3. Analisa beban dan hambatan.

Untuk menghitung produksi loader, factor yang mempengaruhi adalah ukuran bucket, cycle time dan kondisi kerja/efisiensi kerja. Dari Tabel 2.1. lampiran 2 bisa didapat jenis material Lempung (Tanah Liat asli). Perancangan disini menggunakan massa jenis dari tanah liat asli, yang diasumsikan masih alami.

Untuk menentukan berapa besar daya *engine* optimal yang dibutuhkan. Besar kecil daya engine yang diperlukan tergantung dari berat operasi peralatan dan kapasitas bucket saat *Wheel Loader* beroperasi.

Berat peralatan dan beban bucket akan menimbulkan hambatan-hambatan bila loader beroperasi. Dengan mengetahui daya, putaran, dan torsi engine maka perancangan *power transmision* akan lebih mudah terutama pada penentuan dimensi dan besar reduksi yang diperlukan untuk memenuhi beban torsi.

Tahap-tahap analisa yang perlu dilakukan adalah :

1. Menentukan beban total engine.
2. Menentukan tenaga yang tersedia atau kombinasi *Draw Bar Pull* dan kecepatan yang dapat dilakukan untuk melakukan tugas pekerjaan.
3. Memeriksa traksi kritis peralatan agar tenaga tarik yang dapat dimanfaatkan diketahui.
4. Mengadakan koreksi tenaga yang tersedia bila mesin bekerja pada ketinggian 750 mdpl.

Hambatan dan Beban W*heel Loader* saat beroperasi / bergerak, seperti :

1. Beban material saat bucket penuh.
2. Hambatan Gelinding (*Rolling Ressistance*)
3. Hambatan Kelandaian (*Grade*)
4. Hambatan Traksi Kritis.

2.3.1. Berat Loader

Untuk mendapatkan seberapa besar hambatan tersebut, sebelumnya dicari terlebih dahulu total berat *Wheel Loader*, yaitu :

Massa jenis dari tanah liat asli :

M_{ta} = 2800 Lb/yd^3 = 1647,1 kg/m^3.

Beban bucket saat terisi penuh :

B_b = 5 m^3 x 1647,1 kg/m^3 = 8235,5 kg

Berat loader saat bucket kosong :

$B_L = 3 \times B_b = 3 \times 8235{,}5$ kg = 24706,5 kg

2.3.2. *Rolling Ressistance* (W_{RR}).

Secara praktis *Rolling Ressistance* bisa dihitung dengan rumus :

$W_{RR} = C_{RR} .(B_L + B_b) = 0{,}09 \times 32942$ kg = 2964,78 kg

Koefisien Rolling Ressistance dapat dilihat pada Tabel 1.1. lampiran 1.

2.3.3. Hambatan Kelandaian (*Grade*)

Pengaruh gravitasi juga berpengaruh saat *Wheel Loader* berada pada kondisi permukaan landai (*grade*), sebesar 10 kg per ton berat kendaraan setiap **%** grade, untuk tingkatan tiap grade lebih lanjut lihat pada Tabel 3.1. lampiran 4. Diasumsikan *Wheel Loader* mampu menanjak, pada kemiringan maximal 30°.

$W_G = B_L \times Sin\alpha$. .....(2.1.)

W_G = 24706,5 kg x Sin 30° (dalam kondisi tanpa beban)

W_G = 12353,25 kg

Apabila kendaraan dikondisikan mendaki dengan beban penuh, kelandaian yang mampu diatasi :

$W_G = (B_L + B_b) \times \text{Sin } \alpha$

12353,25 kg = 32942 x Sin α

$$Sin\ \alpha = \frac{12353,25}{32942} \times 1\%$$

$\text{Sin}\,\alpha$ = 0,375 % atau dengan kemiringan α = 22°

2.3.4. Traksi Kritis.

Untuk Koefisien Traksi (C_t), dipilih 0,45 (Tabel 1.2.Lampiran 1.) untuk *Wheel Loader* dengan jenis roda ban, dan jenis permukaan tanahnya Lempung liat basah, lempung liat becek, tanah pertanian basah. Maka didapat Traksi Kritis (T_c) dengan menggunakan persamaan 2.2. :

$$T_c = C_t \text{ x } (B_L + B_b) \qquad \text{.....……..(2.2.)}$$

$$T_c = 0,45 \text{ x } 32942 = 14823,9 \text{ kg}$$

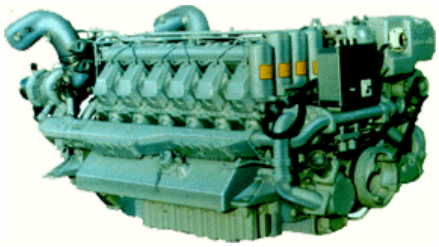
2.4. Pemilihan engine.

Mesin penggerak peralatan berat dituntut untuk mampu beroperasi pada beban-beban berat kerjanya. Dalam *combustion engine* terdapat dua macam type mesin yaitu mesin diesel dan mesin bensin, yaitu :

1. Mesin bensin dengan kompresi rasio rendah, pembakaran harus dibantu dengan percikan bunga api sehingga sering disebut *spark ignition engine*.
2. Mesin diesel sering disebut *compression ignition engine* karena penyalaan bahan bakar tidak menggunakan percikan bunga api melainkan dengan memanfaatkan suhu tinggi yang diperoleh akibat udara ditekan pada perbandingan kompresi tinggi.

Untuk mesin-mesin dengan daya output besar akan lebih effisien apabila menggunakan mesin diesel, hal ini disebabkan karena besar kecil daya output yang diinginkan akan tergantung pada banyak atau sedikitnya suplai bahan bakar saja.

Dengan demikian dapat diambil kesimpulan bahwa mesin penggerak peralatan berat sebaiknya dipilih mesin diesel sesuai kebutuhan tenaga dan kondisi kerjanya. Mesin diesel umumnya memakai enam buah silinder segaris, dalam operasinya mesin ini menimbulkan getaran torsi yang lebih besar bila dibandingkan dengan mesin bensin. Untuk gambaran mesin diesel ditunjukan pada gambar 2.5.



Gambar 2.5. Mesin Diesel untuk prime mover Loader.

Beban dan hambatan yang sudah diketahui untuk sementara, adalah :

Hambatan Gelinding (*Rolling Ressistance*)	W_{RR}	=	2964,78	kg
Hambatan Kelandaian (*Grade*)	W_G	=	12353,25	kg
Traksi Kritis	Tc	=	14823,9	kg +
Beban dan Hambatan Total :	**B_{HT}**	**=**	**30141,93**	**kg**

2.5. Daya untuk mengatasi beban dan hambatan.

Dapat menggunakan rumus dari persamaan 2.3. berikut ini :

$$Ne = \frac{B_{HT} \times v}{273{,}85 \times \eta_m} \qquad \text{……..(2.3)}$$

$$Ne = \frac{30141{,}93\ kg \times 6\ {}^{km}\!/_{jam}}{273{,}85 \times 0{,}85} = 776{,}95\ \text{HP}$$

Keterangan :

Ne = tenaga engine (HP)

B_{HT} = tahanan yang harus ditanggung oleh engine (kg)

η_m = efisiensi mekanis (85 %)

ν = kecepatan pada transmisi 1 (asumsi 6 km/jam)

2.6. Daya untuk perlengkapan hidrolis :

Dengan asumsi, diameter piston hidrolik untuk bucket = 14 cm.

$$N_p = \frac{Q \times p}{455 \times \eta_p} \qquad \text{.....(2.4.)}$$

$$N_p = \frac{30 \times 250}{455 \times 0{,}85} = 55{,}41\ \text{HP}$$

Keterangan :

N_p = daya pompa (HP)
Q = debit maksimum (ltr/menit), asumsi 30 ltr/menit.

P = tekanan kerja pompa (kg/cm^2).
η_p = efisiensi pompa 85 % $\approx$ 0,85

Total daya yang dibutuhkan *prime mover Wheel Loader* :

$$P_t = N_p + N_e$$

$$P_t = 55{,}41 + 776{,}95$$

$$P_t = 832{,}4 \text{ HP}$$

Maka dipilih engine minimal, seperti spesifikasi sebagai berikut ini :

ENGINE: Model No. of cylinders.(Bore x Stroke) Piston displacement	 mm (in) ltr. (cu.in)	 KOMATSU SDA12V140-1 6 - 140 x 165 (5,51 x 6,50) 30,5 (1861)
OPERATING WEIGHT* FLYWHEEL **HORSEPOWER:** SAE	kg (lb) HP(kW)/rpm	 899 (671) / 2000

Koreksi daya engine dengan persamaan 1.2 :

$$Rimpull = \frac{375 \times HP \times Efisiensi}{Kecepa\tan(mph)} \quad (\text{ lbs })$$

$$Rimpull = \frac{375 \times 899 \times 85\%}{100\ (mph)} = 2865{,}563 \text{ lbs} = 1300{,}96 \text{ kg}$$

Efisiensi nilainya berkisar antara 80 – 85%, sedang HP adalah tenaga mesin dalam *Horse Power*.

2.7. Koreksi diameter poros dan torsi *engine*.

Kopling karet ban menghubungkan tenaga dari *engine* ke sistem transmissi, sehingga beban yang diterima kopling karet ban cukup besar dan bekerja secara terus-menerus, sehingga perlu dilakukan koreksi terhadap faktor tambahan beban (*c*) dan kopel nominal (M_W).

Momen puntir dari *engine* (T_m) :

$$T_m = 9{,}74.10^5 \times \frac{P}{n_1} \qquad \text{.....(2.5.)}$$

$$T_m = 9{,}74.10^5 \times \frac{671}{2000} = 326777 \text{ kg.mm}$$

Dianggap bahan poros mesin terbuat dari bahan berikut ini :

Bahan poros	:	JIS G 4104 (SCr 3)
Perlakuan panas	:	Pengerasan kulit
Kekuatan tarik	:	90 kg/mm^2
Factor koreksi daya (f_c)	:	1,5 daya normal

Kelelahan puntir

$$M_{ptr} = \sigma_B \times 18\% = 90 \times 0{,}18 = 16{,}2\ Kg/mm^2 \qquad \text{……(2.6.)}$$

Kelelahan tarik

$$M_{trk} = \sigma_B \times 45\% = 90 \times 0{,}45 = 40{,}5\ Kg/mm^2 \qquad \text{……(2.7.)}$$

Tegangan Geser

$$\tau_a = M_{trk} \text{ x } 40\% = 40{,}5 \text{ x } 0{,}4 = 16{,}2 \text{ Kg/mm}^2 \qquad \text{……(2.8.)}$$

Sf_1 = 6,0 (bahan S-C dengan pengaruh massa dan baja paduan)

Sf_2 = 1,3 – 3,0 dipilih 1,3. (bertangga)

Dalam hal ini besarnya tegangan geser (τ_a) maximum :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{(Sf_1 \times Sf2)} = \frac{90}{(6{,}0 \times 1{,}3)} = 11{,}5\ Kg/mm^2 \qquad \text{……..(2.9.)}$$

K_t = 2,0 (tumbukan besar)

C_b = 1,0 (asumsi tidak ada beban lentur)

Maka didapat diameter poros engine (d_s) :

$$d_s = \left[\frac{5{,}1}{\tau_a}.K_t.C_b.T\right]^{\frac{1}{3}} \qquad \text{……(2.10.)}$$

$$d_s = \left[\frac{5{,}1}{11{,}5}.\ 2{,}0.1{,}0\ .326777\right]^{\frac{1}{3}} = 67{,}2 \text{ mm}$$

dari Tabel 2.8. lampiran 4, dapat dipilih diameter poros engine dengan menganggap diameter poros sebesar (d_s) = 70 mm

Tegangan geser (τ) yang terjadi :

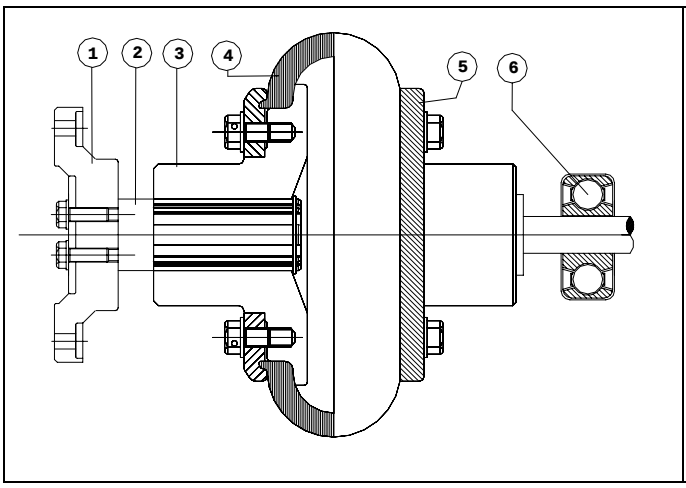
$$\tau = \frac{5{,}1 \times 358432}{70^3} = 5{,}33\ Kg/mm^2 \qquad \text{……(2.11.)}$$

Maka tegangan geser poros (τ_a) maximum 11,5 Kg/mm^2 dapat terpenuhi dengan Tegangan geser (τ) yang terjadi 5,33 Kg/mm^2, artinya poros aman.

BAB III
PERANCANGAN DAMPER

3.1. Perancangan Kopling Karet Ban (*Damper*)

Sebagai peredam dari getaran engine maka, jenis kopling yang dipilih adalah kopling *flexsibel* jenis karet ban. Adapun bahan yang digunakan terbuat dari karet ban dengan elastisitas tinggi yang didalamnya dilapisi kawat yang ditenun dan ditekan oleh dua buah cincin penekan pada kedua paruhan kopling. Pada bubungan paruhan kopling yang menekan blok elastik diperkuat dengan dilapisi kanvas. Elemen transmisi berupa mangkok karet berbentuk cincin peredaman. Kopling ini tersambung oleh sebuah poros dari *engine* yang di pasang pada *flange engine.* Pada Gambar 3.1. berikut ini merupakan gambaran bentuk kopling karet ban :



Keterangan :
1. Flange
2. Poros kopling karet ban
3. *Boss* kopling
4. Karet ban
5. Perapat kopling
6. Bantalan

Gambar 3.1. Bentuk kopling karet ban.

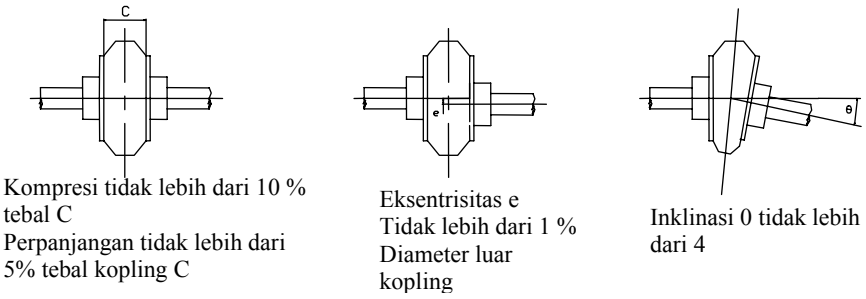
Fungsi dari kopling karet ban :

a. Sebagai pemindah daya dari *engine* ke sistem *power train* (*torqflow transmission)* dengan torsi yang dihasilkan lebih kecil, hal ini dikarenakan adanya perubahan momen yang di terima akibat gaya poros pada *output engine*.
b. Berfungsi sebagai peredam *(damper)* yang berguna meredam getaran yang berasal dari momen puntir *engine* (akibat putaran *crankshaft*), sehingga dapat melindungi komponen dari kerusakan akibat torsi yang dihasilkan oleh *engine*.
c. Mengurangi gejala *resonansi.*

d. Sebagai pengkoreksi adanya penyimpangan pada poros dan sebagai isolasi listrik pada poros yang disambung.
e. Memindahkan gaya tumbukan dengan hasil lebih kecil dari satu bagian kebagian lainnya, hal ini dikarenakan adanya :
   - Sebagian dari kerja tumbukan yang diubah menjadi bentuk kerja lain (pada bagian yang elastik seperti pegas).
   - Sebagian dari kerja yang mengalami perubahan bentuk pada karet diubah menjadi kalor.

Keuntungan dari kopling karet ban :

a. Dapat bekerja baik meskipun kedua poros yang dihubungkannya tidak benar-benar lurus.
b. Apabila terjadi kesalahan pada pemasangan poros, dalam batas-batas tertentu kopling ini masih dapat meneruskan daya dengan halus dan untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada Gambar 3.2.
c. Pemasangan dan pelepasan dapat dilakukan dengan mudah.
d. Variasi beban dapat diserap oleh karet ban dan hubungan listrik antara kedua poros dapat dicegah.



Gambar 3.2. Daerah kesalahan yang diizinkan pada kopling karet ban.
(Sumber : Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin, hal 36, Sularso.)

Prinsip kerja kopling karet ban :

Putaran dan torsi dari *engine* di pindahkan ke *flange* dan diteruskan ke kopling karet ban melalui sebuah poros. Pada kopling karet ban ini daya, putaran dan torsi diteruskan ke *Torqueflow transmission* melalui sebuah poros.

Sebelumnya sudah didapat :

Daya (P) = 671 kW

Putaran engine (n) = 2000 rpm

Momen puntir dari *engine* (T_m) = 326777 kg.mm

3.2. Perancangan poros.

Menurut perhitungan daya engine, maka dipilih kopling karet ban sementara dengan ukuran berikut (lampiran 5):

Diameter luar (D)		445 mm
Kopling	S_1	41410 mm^2
	S_2	17082 mm^2
	d_1	356 mm
	d_2	272 mm
	C	139 mm
	τ_a (diizinkan)	0,04 kg/mm^2
Flens	E	332 mm
	F	160 mm
	D. poros max	90 mm
Lebar total (L_T)		363 mm
Momen normal max (kg.m) Momen puncak (kg.m) Kecepatan max (rpm)		160 kg.m 400 kg.m 1600 rpm
Bahan poros		S45C

Dalam hal ini diasumsikan bahwa momen terbesar terjadi pada kopling karet ban, dengan tekanan bidang yang dikerjakan pada bahan elastis dan harga yang diijinkan untuk karet 0,8 - 1,4 N/mm^2.

Untuk memperoleh harga momen, dapat dicari melalui Persamaan 3.12. dan 3.13. berikut ini :

Dengan daya 671 kW

$$M_c = c \times M_t \qquad \text{.....(3.12.)}$$

$$T_m = \frac{P}{\omega} \qquad \text{.....(3.13.)}$$

Sehingga :

Jika 1 kW = 102 Kg.m/s,

maka $$671 \text{ kW} \times 102 = \frac{68442 \ \text{kg.m/s}}{60 \text{ s}} = 1140{,}7 \ kg.m/s^2$$

$$T_m = \frac{1140{,}7 \times 9{,}81}{2.\pi \frac{2000}{60} \ (1/\det)} = 53{,}45 \ N.m$$

Dari lampiran 6, harga c untuk kopling gesek menurut *Flender* (Ir.J.Stolk dan Ir.C.Kros, *Elemen konstruksi bangunan mesin*, penerbit ERLANGGA Jakarta Pusat, Edisi 22 1993, hal 209). Harga c lebih dari pemakaian 8 Jam/hari harus dikalikan 0,9,

1,06 dan 1,12 dan karena *engine daya* menggunakan 6 silinder maka diambil angka 0,43 yang sebanding dengan Turbin Air, Motor Bakar dengan 4.....6 silinder, derajat ketak-beraturan 1 : 100 sampai dengan 1 : 200.

c = 0,9 x 4,3 = 3,87

Momen puntir koreksi (M_k) :

$M_k = c \times T_m$

$M_k = 3,87 \times 53,45$

$M_k = 206,87$ N.m (dibagi gravitasi 9,81 m/s^2)

$M_k = 21,088$ kg.m = 21088 kg.mm

Poros ini menerima beban momen puntir (T_m) dan beban lentur akibat berat dari kopling karet ban dan *flange* penyambung poros engine dengan poros kopling karet ban.

Nama komponen	Boss pada piringan dan silinder kopling	Bahan *flange*
Bahan (Tabel. Pemilihan bahan pada lampiran.14)	S45C	S40C
Massa jenis bahan (Tabel.Massa jenis untuk bahan pada lampiran.12)	7,801 kg/m^3.	7,801 kg/m^3.

Reaksi gaya vertikal kopling karet ban diakibatkan oleh berat boss pada piringan dan silinder kopling karet ban, sehingga dengan persamaan 3.14. berikut ini dapat dicari berat dari boss (W_k) dan berat dari flange (W_f) :

Berat boss :

$$W_k = \rho . \pi . \left(\frac{D/1000}{2} \right)^2 . L_T \qquad \text{.....(3.14.)}$$

$$W_k = 7,801 \times 10^3 . \pi . \left(\frac{0,445}{2} \right)^2 . 0,363$$

$W_k = 440,196$ kg (satu sisi) (↓)

Berat bahan karet : 5 kg

Berat keseluruhan kopling karet ban (W_k) = 881 + 5 = 890.393 kg

Flange penghubung :

Diketahui >>> diameter (d_f) = 90 mm

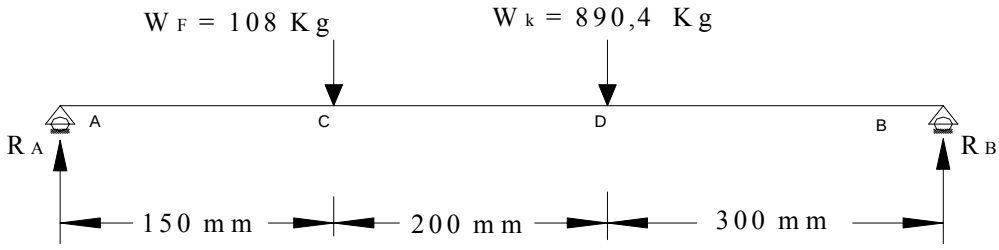
lebar (b_f) = 181,5 mm

$$W_f = \rho . \pi . \left(\frac{E/1000}{2} \right)^2 . F$$

$$W_f = 7{,}801 \times 10^3 \cdot \pi \cdot \left(\frac{0{,}332}{2} \right)^2 \cdot 0{,}160$$

$$= 108 \text{ kg } (\downarrow)$$

Berikut disajikan gambaran poros yang mengalami beban vertical dari beban massa kopling karet ban dan flange, dari kedua ujung poros kopling karet ban pada Gambar 3.3. berikut.



Gambar 3.3. Gaya vertical yang dialami poros kopling karet ban.

Reaksi gaya vertical yang dialami R_A dan R_B :

$$\sum M_A = 0$$

$$R_B = \frac{(890{,}4 \times 350) + (108 \times 150)}{650} = 504{,}4 \text{ kg}$$

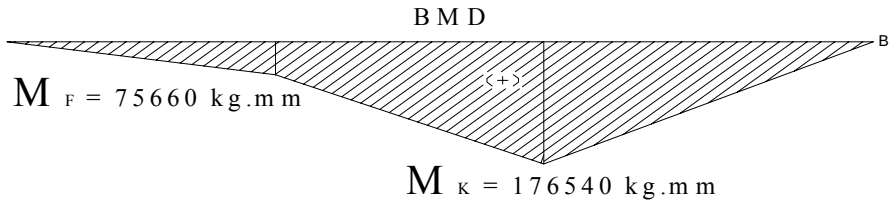
$$\sum F = 0$$

$$R_A = (108 + 890{,}4) - 504{,}4 = 494 \text{ kg}$$

Besarnya momen yang terjadi pada W_F dan W_k :

M_F = 504,4 x 150 = 75660 kg.mm

M_k = 504,4 x 350 = 176540 kg.mm



Gambar 3.4. Momen yang terjadi akibat berat pada poros kopling karet ban.

Untuk mendapatkan momen pengimbang dapat dicari melalui persamaan 3.15. berikut ini :

$$M_V = \sqrt{(M_k)^2 + (a/2.M_F)^2} \qquad \text{.....(3.15.)}$$

Dengan, a = 1,0 (untuk σ_B tidak konstan dan τ_t membesar)

Maka,

$$M_V = \sqrt{(176540)^2 + (1{,}0/2.75660)^2}$$

$$M_V = 176540 \text{ kg.mm}$$

Besarnya diameter minimal poros dapat dicari dengan persamaan 3.16. berikut ini :

$$d_s \geq 2{,}17 \sqrt[3]{b \frac{M_V}{\sigma_{bzul}}} \qquad \text{.....(3.16.)}$$

Sesuai dengan Tabel bahan poros pada lampiran 9, bahan poros yang digunakan adalah baja C45 dengan kekuatan tarik bahan 820 N/mm^2 ≈ 84 kg/mm^2.

Tegangan lentur izin yang diizinkan dapat dicari melalui persamaan 3.17. berikut ini :

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bw10}\ b_0}{S_s\ c} \qquad \text{.....(3.17.)}$$

dengan,

b_0 = factor ukuran diambil 0,65

S_s = factor keamanan kerja diambil 1,5

c = factor kesalahan pembebanan (ditentukan 30%)

Sesuai dengan Grafik pada lampiran 14, Grafik hubungan antara tegangan lelah dengan tegangan tarik maksimal pada poros. (Sumber : G.Niemann & H.Winter Elemen mesin Jilid I Edisi II, Jakarta 1994, hal.249-263) untuk kekuatan tarik bahan 84 kg/mm^2 pada kurva 1 didapatkan σ_{bw10} = 37 kg/mm^2.

Sehingga :

$$\sigma_{bZul} = \frac{37\ .\ 0{,}65}{1{,}5\ .\ 0{,}3} 10^2 = 5344 \text{ kg/cm}^2$$

$$ds \geq 2{,}17 \sqrt[3]{1{,}0\ .\ \frac{176540}{5344}} \geq 5{,}75 \text{ cm} \approx 57{,}5 \text{ mm}$$

Besarnya tegangan puntir poros dapat dicari melalui Persamaan 3.18. (Ir.J.Stolk dan Ir.C.Kros, 1993.hal.189) :

$$\tau_w = \frac{M_t}{0{,}2.ds^3} \qquad \text{……....……(3.18.)}$$

Dengan : $M_t = 21088$ kg.mm

Sehingga :

$$\tau_w = \frac{21088}{0{,}2\ .\ 57{,}5^3} = 0{,}555\ kg/mm^2$$

Tegangan puntir yang terjadi pada poros lebih kecil daripada tegangan tarik bahan poros yang diijinkan. Dalam hal ini poros dapat dinyatakan pada kondisi aman, dengan ukuran poros minimal kopling karet 57,5 mm.

3.3. Putaran kritis poros :

Berat benda yang berputar W_k = 890.393 kg dan W_f = 108 kg

Dengan menggunakan persamaan 4.24. maka berat poros kopling karet ban (W_p) bisa didapat :

$$W_p = 7{,}801 \times 10^3 \cdot 3{,}14 \cdot \left(\frac{57{,}5/1000}{2} \right)^2 .\ 200/1000$$

$$W_p = 4{,}15 \text{ kg}$$

Besarnya putaran kritis yang terjadi pada masing-masing benda yang berputar dapat dicari melalui Persamaan 3.19. (Soelarso dan Kiyokatsu .S, 1997, hal.19) :

$$N_C = 52700 \times \frac{d_s^{\ 2}}{L_1 \times L_2} \sqrt{\frac{L}{W}} \qquad \text{.....(3.19.)}$$

$$N_{Cf} = 52700 \times \frac{57{,}5^2}{150 \times 200} \sqrt{\frac{1000}{108}} \qquad = 17673{,}12 \text{ rpm}$$

$$N_{CK} = 52700 \times \frac{57{,}5^2}{350 \times 300} \sqrt{\frac{1000}{890{,}4}} \qquad = 1731{,}33 \text{ rpm}$$

$$N_{Cp} = 52700 \times \frac{57{,}5^2}{150 \times 300} \sqrt{\frac{1000}{4{,}15}} \qquad = 60127{,}61 \text{ rpm}$$

Maka, besarnya putaran kritis sistem tersebut adalah :

$$\frac{1}{N_{co}^2} = \frac{1}{(17673{,}12)^2} + \frac{1}{(1731{,}33)^2} + \frac{1}{(60127{,}61)^2} \qquad \text{.....(3.20.)}$$

$$\frac{1}{N_{co}^2} = 10^{-6} \cdot (3{,}2.10^{-3} + 0{,}334 + 2{,}8.10^{-4})$$

$$N_{co}^2 = 10^6 \cdot 12{,}5735$$

$$N_{co} = 3546 \text{ rpm}$$

Koreksi terhadap faktor keamanan :

$\frac{2000}{3546} = 0{,}564 \leq (0{,}6 - 0{,}7)$, syarat keamanan terpenuhi.

Sudah didapat :

Diameter Poros *engine* (d_s) = 70 mm

Diameter Maximal Poros Kopling Karet Ban (d_{kb}) = 90 mm

Diameter Minimal Poros Kopling Karet Ban (d_{kb}) = 57,5 mm

Maka dipilih dimensi kopling karet ban yang sesuai dengan syarat tersebut, dari lampiran 4 didapat dimensi kopling karet ban dapat dilihat pada tabel dibawah ini :

Tabel Ukuran Kopling Karet Ban		
Diameter luar (D)		340 mm
Kopling	S_1	20012 mm^2
	S_2	12045 mm^2
	d_1	267 mm
	d_2	214 mm
	C	106 mm
	τ_a (diizinkan)	0,04 kg/mm^2
Flens	E	264 mm
	F	125 mm
	D. poros max	71 mm
Lebar total (L_T)		286 mm
Momen normal max (kg.m) Momen puncak (kg.m) Kecepatan max (rpm)		82 kg.m 205 kg.m 2100 rpm
Bahan poros		S45C

Besarnya toleransi kesalahan yang diperbolehkan pada pemasangan kopling karet ban dapat ditentukan sebagai berikut :

- *Ekssentrisitas* e < 1 % dari diameter luar kopling (A)

$$e = \frac{1}{100} \text{ x } 340 = 3{,}4 \text{ mm}$$

- Besarnya sudut *inklinasi* yang diperbolehkan : $\theta < 4^o$

- Kompresi *Pc* < 10 % dari tebal kopling (C) :

$$Pc = \frac{10}{100} \text{ x } 106 = 10{,}6 \text{ mm}$$

Gesekan pada bahan kopling karet ban akan berpengaruh pada putaran *output* yang dihasilkan. Pada penjelasan diatas, diketahui bahwa bahan kopling terbuat dari karet elastis yang ditenun dan dilapisi kanvas. Maka sesuai dengan Tabel bahan koefisien gesek kopling menurut *Flender* pada Lampiran.8, maka koefisien gesek yang diijinkan sebesar 0,65.

3.4. Perhitungan baut pengikat antara kopling karet ban dengan *boss.*

Jumlah baut : n = 2 x 6, maka nilai efektif baut $\varepsilon = 0{,}5$, hal ini dikarenakan hanya 50 % yang menerima beban secara merata,

sehingga jumlah baut efektif (n_e) :

(n_e) = 0,5 x 12 = 6 buah.

Sebelum melakukan perancangan dan perhitungan baut, perlu dilakukan pemeriksaan terhadap tegangan geser yang terjadi pada bagian yang menempel, yaitu bagian piringan dan silinder. Tegangan geser yang terjadi dapat dicari melalui Persamaan 3.21. berikut ini (Soelarso dan Kiyokatsu .S, 1997, hal.39) :

$$\tau_t = \frac{M_k}{\left(S_1 \frac{d_1 + d_2}{4} + S_2 \frac{d_2}{2} \right)} \qquad \text{.....(3.21.)}$$

Diketahui tegangan geser yang diijinkan τ_{ta} = 0,04 kg/mm$^{2.}$

Tegangan geser yang terjadi antara ban kopling dan logam pemasang :

$$\tau_t = \frac{176540}{\left(20012 \frac{267 + 214}{4} + 12045 \frac{214}{2} \right)} = 0{,}023 \text{ kg/mm}^2$$

Jenis baut yang dipilih baut tanam, maka sesuai dengan Tabel Ukuran baut standar JIS pada Lampiran.12, ukuran baut M12.

Koreksi terhadap baut :

Sesuai dengan Tabel Bahan baut pada kopling pada Lampiran.12, bahan baut yang dipilih adalah SS50B (JIS G 3101) kekuatan tarik bahan (σ_B) = 50 kg/mm^2.

Harga faktor keamanan yang dipilih Sf_1 = 6 dan Sf_2 = 3 (dikarenakan pengaruh konsentrasi tegangan).

Tegangan geser baut yang diijinkan : 4,6 kg/mm^2

Gaya yang terjadi pada baut :

$$F_b = \frac{M_k}{R_p} \qquad \text{.....(3.22.)}$$

$$= \frac{176540}{140} = 1261 \text{ kg, dibagi jumlah baut 6 buah} = 210{,}2 \text{ kg}$$

Keterangan :

R_p = radius pembautan (140 mm)

Tegangan geser baut yang terjadi :

$$\tau_b = \frac{F_b}{\pi \times r_b^2} \qquad \text{.....(3.23.)}$$

$$= \frac{210{,}2}{3{,}14 \times 5{,}05^2} = 2{,}63 \text{ kg/mm}^2$$

Keterangan : r_b = jari – jari baut (5,05 mm)

Hasil dari perhitungan diketahui bahwa tegangan yang terjadi pada baut 0,22 kg/mm^2 lebih kecil daripada tegangan 4,76 kg/mm^2 yang diizinkan, sehingga hal tersebut memenuhi syarat keamanan.

BAB IV
TRANSMISI

4.1. Jenis-jenis Transmisi Alat berat.

Secara umum sistem *transmisi* pada peralatan berat ada 3 macam, yaitu :

1. *Direct Drive Transmision.*

   Direct drive Transmision adalah transmisi yang menggunakan *flywheel clutch* sebagai media penghubung dan pemutus antara *engine* dengan transmisi. *Clutch* ini dioperasikan secara manual. *Flywheel clutch* berfungsi pada saat *machine* akan bergerak ketika terjadi perpindahan gigi *(gear shifting).* Berdasarkan cara kerjanya *direct drive Transmision* dibedakan atas tiga macam, yaitu *sliding gear, collar shift* dan *synchromesh.* Sistem transmisi ini digunakan untuk kendaraan alat berat dengan pengoperasian ringan dengan kondisi medan kerja yang relatif rata.

2. *Hydrostatic Transmision.*

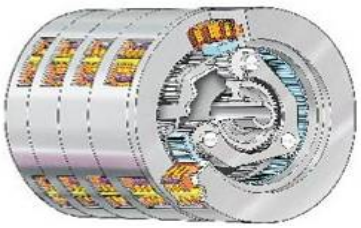
   Hydrostatic transmision adalah sistem transmisi yang mentransfer tenaga dengan menggunakan *hydraulic system* yang berfungsi untuk mengatur kecepatan dan arahnya. Sistem transmisi ini digunakan untuk kendaraan alat berat dengan pengoperasian relatif ringan dengan daya *engine* kecil.

3. *Power Shift Transmision.*

   Power shift transmision adalah transmisi yang menggunakan *coupling fluida,* dimana perpindahan giginya langsung tanpa harus memutus hubungan antara *engine* dengan transmisi, hal ini untuk mempermudah dalam pengoperasiannya. Sistem kerja transmisi ini menggunakan *planetary gear set.* Sistem tersebut lebih efektif penggunaannya dibanding dengan *sliding gear transmision* dan untuk menghubungkankan *clutch* digunakan *transmision control valve.*

Wheel loader sesuai dengan beban bucket 5 m^3 dan kondisi kerjanya ditanah liat/lempung lebih cocok menggunakan tipe *Power shift transmision.* Dengan menggunakan *transmision* Roda gigi planet yang dirangkai sedemikian rupa sehingga antara roda gigi planet yang satu dengan yang lainnya saling

bekerja sama, dalam proses penerusan daya dan putaran. Bentuk roda gigi planet disajikan pada Gambar 4.1. dibawah ini.



Gambar 4.1. Planetary Gear set.

4.2. Prinsip kerja roda gigi planet.

Pada suatu rangkaian roda gigi terdapat tiga komponen utama yaitu *ring gear*, *sun gear* dan *planet carrier*. Hubungan antara roda gigi planet tersebut melalui perantaraan pembawa planet (*carrier*). Berikut penjelasan fungsi dan tugas kerja tiap bagian didalam *planetary system*.

a. *Ring gear* diam.

Ketika *ring gear* dibuat diam oleh aplikasi *disc clutch* dan *sun pinion* (sebagai input) berputar searah jarum jam (*clock wise*) oleh engine, maka *planet pinion* akan menggelinding pada *ring gear* searah dengan *sun gear* dan pada waktu yang bersamaan *planet pinion* tersebut akan berputar pada *carrier* (pembawa planet) berlawanan dengan putaran *sun gear* (*counter clock wise*). Sedangkan *planet carrier* akan berputar searah dengan putaran *sun gear* namun dengan perbandingan kecepatan tertentu.

b. *Sun Gear* diam.

Sekarang kita asumsikan *sun gear* diam dan sebagai input adalah *ring gear*, apabila *ring gear* diputar maka *planet carrier* akan berputar searah dengan putaran *ring gear*, sedangkan *planet pinion* akan berputar menggelinding pada *sun gear*.

c. *Carrier*.

Sebagai perantaraan dan hanya mengikuti putaran *planet pinion* dengan berbeda perbandingan putaran yang juga bertugas sebagai *output* dari putaran *input sun pinion*.

Pada umumnya pembawa planet (*carrier*) didukung oleh tiga buah *planet pinion* atau lebih. Dengan penggunaan jumlah roda gigi planet yang banyak maka

gaya yang akan diterima gigi akan lebih merata dengan catatan semua gigi mendapat kontak secara tepat.

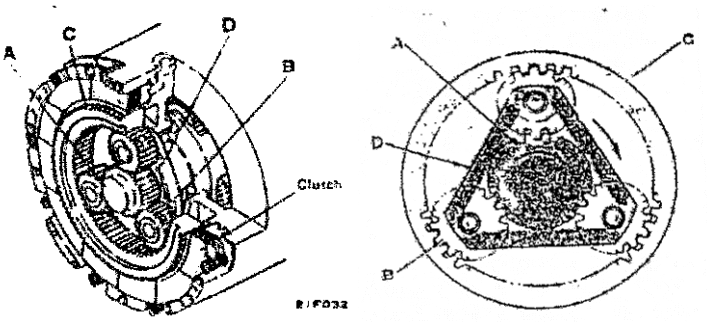
Untuk meneruskan daya dan putaran, sistem transmisi roda gigi planet perlu dihentikan (dibuat fixed) salah satu komponen penyusunnya. *Ring Gear* sesuai dengan posisinya pada sistem biasanya yang dibuat diam agar konstruksi pembuatannya lebih mudah, tidak akan mengganggu kerja komponen yang lain dan dapat menghasilkan perbandingan reduksi yang lebih besar. Dengan aplikasi *disc clutch* maka operasi penghentian akan berjalan lebih cepat, pada transmisi *Wheel loader* ini digunakan *multiple disc in oil clutch*.

4.3. Jenis Planetary gear system.

Planetary gear system terdiri dari dua jenis, yaitu *single pinion type* dan *double pinion type*.

a. *Single pinion type*.

Cara kerjanya dari system ini seperti prinsip kerja yang sudah dijelaskan diatas.

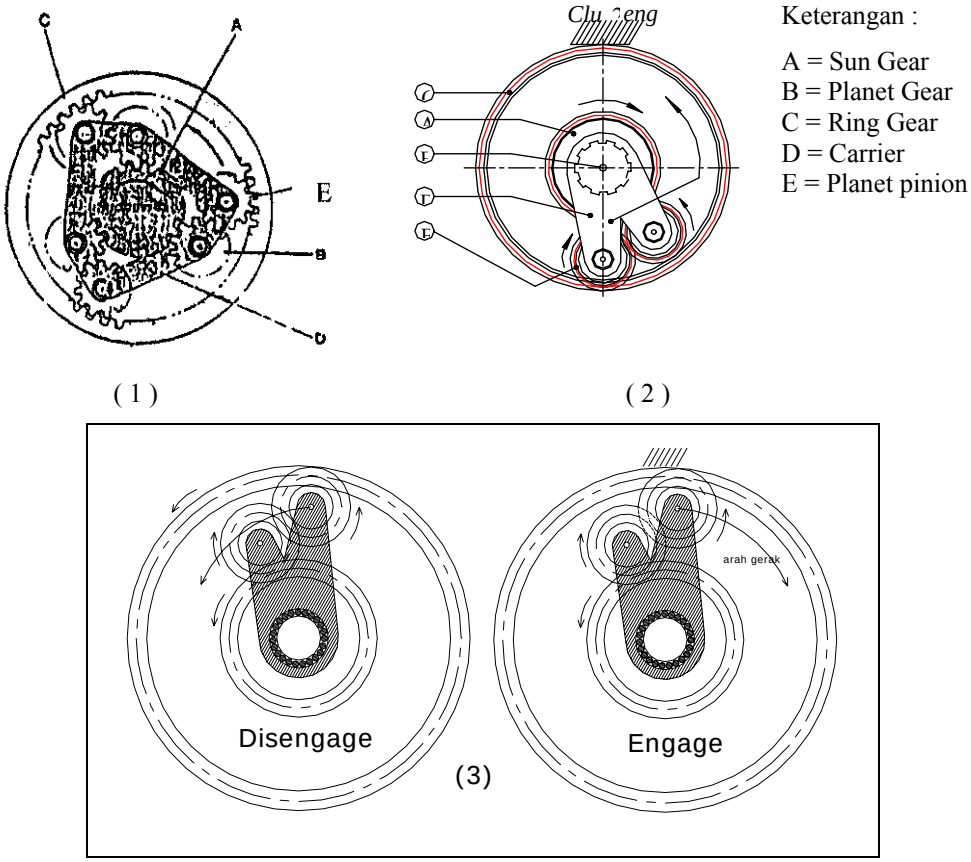


Keterangan :
A = Sun Gear
B = Planet Gear
C = Ring Gear
D = Carrier

Gambar 4.2. Planetary gear system *single pinion type*.

b. Double pinion type.

Cara kerjanya adalah dengan menahan *ring gear*. *Sun gear* berputar searah jarum jam bersamaan memutar *planet pinion* dengan arah *planet pinion* (B) akan memutar *planet pinion* (E) dengan arah yang berlawanan juga. *Carrier* yang terpasang pada *planet pinion* ikut berputar berlawanan arah dengan *sun gear*. *Sun gear* sebagai *input* dan *carrier* sebagai *output*, maka didapatkan putaran *input* berlawanan arah dengan *output*. Secara sederhana *Double pinion type* disajikan pada Gambar 4.3.



Gambar 4.3. Planetary gear system double *pinion type* (1 dan 2) dan arah gerak (3).

Penggunaan sistem *torqflow transmision* ini memiliki beberapa keuntungan dan kekurangan, diantaranya :

1). Keuntungan sistem *torqflow transmision* :

a. Transfering torque lebis luas dan hal ini menyebabkan lebih tahan lama.

b. Reduksi besar dan effisiensi mekanis relatif tinggi.

c. Ukuran transmisi relatif kecil, sehingga pengoperasiannya lebih efektif.

d. Setiap perpindahan kecepatan atau perubahan arah gerak maju (*forward*) dan mundur (*reverse*) tanpa menghentikan putaran input shaft.

e. Gesekan yang ditimbulkannya lebih sedikit (lebih halus).

f. Pelumasannya lebih merata.

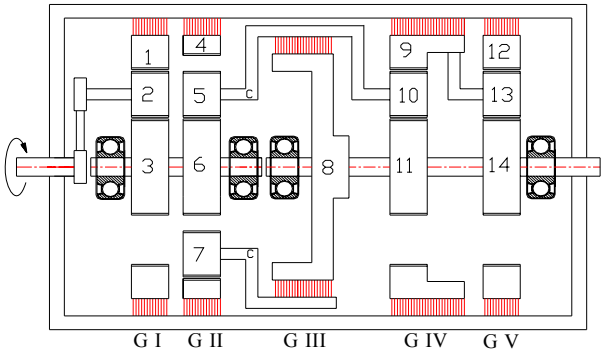
2). Kekurangan sistem *torqflow transmision* :

a. Kontruksinya lebih rumit

b. Perawatannya lebih rumit.

4.4. Perancangan transmisi.

Pada perancangan *prime mover wheel loader* untuk tanah liat ini menggunakan enam tingkat kecepatan dengan perinciannya adalah tiga tingkat untuk kecepatan maju dan tiga tingkat untuk kecepatan mundur. Untuk gambaran perencanaan transmisi dan sistem pada setiap kecepatan dapat dilihat pada Gambar 4.4. dan Tabel 4.1. Sistem pada setiap tingkat kecepatan perencanaan transmisi planetary.



Keterangan :
1,4,8,9,12. = Ring Gear
2,5,7,10,13. = Planet Gear
3,6,11,14. = Sun Gear
GI = Gigi maju
GII = Gigi mundur
GIII = Gigi kecepatan I
GIV = Gigi kecepatan II
GV = Gigi kecepatan III

Gambar 4.4. Rancangan transmisi planet.

Arah dan Tingkat kecepatan	Gigi Engage
Maju I	GI dan GV
Maju II	GI dan GIV
Maju III	GI dan GIII
Mundur I	GII dan GV
Mundur II	GII dan GIV
Mundur III	GII dan GIII

Tabel 4.1. System kecepatan pada perencanaan transmissi planetary.

Sudah diketahui dari bab sebelumnya bahwa :

Putaran pada daya maximum (n_{engine}) = 2000 rpm

Diameter Poros input planetary dari perhitungan awal (D_{in}) = 60 mm

Diameter Poros output kopling karet ban sebesar (D_{kb}) = 60 mm.

4.5. Penentuan angka transmisi.

Rimpull Wheel loader pada gerakan maju kecepatan tingkat I lebih diutamakan karena merupakan awal operasi yang membutuhkan tenaga besar, sedang kecepatan pergerakannya mengikuti *speed ratio* yang diperlukan untuk mengatasi *rimpull*. Besar masing-masing angka transmisi akan mempengaruhi kecepatan gerak dan tenaga yang mampu dihasilkan peralatan.

Angka transmisi gerak maju pada kecepatan tingkat I ditentukan berdasarkan pada gaya traksi maksimal dan torsi engine maksimal yang dilengkapi dengan besarnya diameter roda jenis *Tubless Tire* dan juga dikarenakan pergerakan awal loader dengan beban penuh mendapatkan hambatan yang besar.

Diketahui :

Gaya traksi maksimal (FT_c) = 14823,9 kg

Torsi poros input (T_m) = 326777 kg.mm

Diameter ban = 1651 mm

Kecepatan	**Gaya Traksi Maximal (kg)**	**Tenaga yang difungsikan (kg)**
Maju / Mundur	Tingkat I	14823,9 kg
	Tingkat II (60%)	8894,34 kg
	Tingkat III (25%)	3705,975 kg

Tabel 4.2. Tenaga traksi maxmimal yang difungsikan transmissi.

PERFORMANCE	**Travel speeds**	
Maju	1st	0 – 37,4 km/jam = 2,244 m/s
	2nd	0 – 41,1 km/jam = 2,466 m/s
	3rd	0 – 49,3 km/jam = 2,96 m/s
Mundur	1st	0 – 41,1 km/jam = 2,466 m/s
	2nd	0 – 49,3 km.jam = 2,96 m/s
	3rd	0 – 58 km/jam = 3,48 m/s

Tabel 4.3. Kecepatan yang direncanakan kondisi beban total.

Laju kecepatan Loader dipengaruhi oleh besarnya diameter roda (*whell*). Kecepatan maju I (0 – 37,4 km/jam) merupakan kecepatan paling rendah, maka dijadikan dasar untuk mencari besarnya (*i*) total :

Dari Tabel 4.3. Kecepatan yang direncanakan. : 37,4 km/jam = 2,244 m/s

Maka putaran roda rencana (n_r) transmisi maju I dengan beban penuh :

$$n_{roda} = \frac{2{,}244\ m/s\ .\ 60}{\pi\ .\ 1{,}651 m} = 25{,}98 \text{ rpm}$$

Harga (*i*) dapat dicari melalui Persamaan 4.24. :

$$i_T = \frac{n_{engine}}{n_{roda}} = \frac{2000}{25{,}98} = 76{,}98 \qquad \text{.....(4.24)}$$

Reduksi putaran sampai dengan putaran roda sebanyak dua tingkat, untuk *hypoid bevel gear* perbandingan reduksinya diambil sebesar (i_g) = 4,01 berdasarkan perhitungan-perhitungan uji coba perancang (*trial and error*).

Maka total sampai dengan perputaran roda dari *whell loader* sebesar :

$$i_{F1} = \frac{i_T}{i_g} = \frac{76{,}98}{4{,}01} = 19{,}19$$

Dengan :

i_{F1} = perbandingan transmisi planet

i_g = perbandingan *hypoid bevel gear*

Perhitungan diatas mewakili perhitungan tingkat kecepatan yang lainnya, pada Tabel 4.4. ditampilkan perbandingan tiap tingkat kecepatan.

Tingkat Kecepatan		n_{roda} (rpm)	i_T	i_{F1}
Maju	I	25,98	76,98	19,19
	II	28,54	70,07	17,47
	III	34,25	58,39	14,56
Mundur	I	28,54	70,07	17,47
	II	34,25	58,39	14,56
	III	40,27	49,66	12,38

Tabel 4.4. Perbandingan reduksi tiap tingkat kecepatan.

Dengan bentuk sistem dan perbandingan yang sudah ditetapkan diatas, maka planetary dapat diasumsikan memiliki perbandingan seperti berikut ini ditampilkan dalam Tabel 4.5. untuk lebih mudah dalam perhitungan transmisi planetary sampai dengan perputaran roda akhir.

	G_I	G_{II}	G_{III}	G_{IV}	G_V	i_g	i_T
Maju I	12,7				1,51	4,01	76,98
II				1,37			70,07
III			1,14				58,39
Mundur I		11,3			1,54		70,07
II				1,28			58,39
III			1,09				49,66

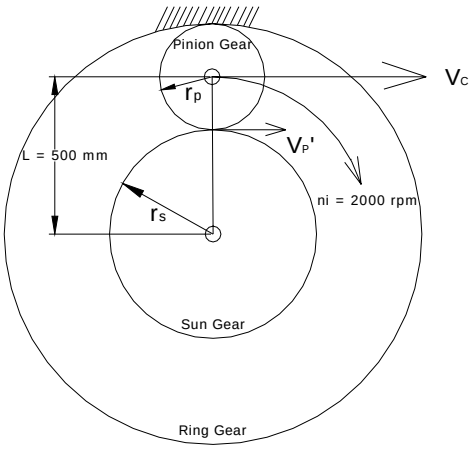
Tabel 4.5. Spesifik reduksi tiap tingkat kecepatan.

4.6. Perancangan kecepatan maju dan mundur.

4.6.1. Perancangan Gear I saat kecepatan maju (*engage*) :

Perancangan kecepatan maju mundur untuk transmisi planetary ditetapkan pada Gear I *single pinion type* untuk maju dengan kondisi *engage* (fix) dan

mundur dengan kondisi *disengage*, begitu juga dengan Gear II *double pinion type* sebagai pembalik putaran mundur, dengan mengasumsikan semua diameter *ring*, *sun* dan *pinion gear* pada GI, GIV dan GV adalah sama. Dengan menggunakan grafis, didapat kecepatan dari *carrier* (V_C) yang juga sama dengan kecepatan *pinion gear* 2.



Gambar 4.5. Grafis gerakan gear I (b).

$n_i = n_c = n_{P2} = 2000$ rpm

Kecepatan sementara dari carrier :

$$V_C' = \frac{2.\pi.L_C.n_C}{60000} = \frac{2.\pi.500.2000}{60000} = 104{,}67 \quad \text{m/s}$$

Diketahui *i* = 12,7, dapat ditetapkan jari-jari *sun gear* dan *pinion gear* dengan menggunakan persamaan 4.25. berikut ini.

$$i_{G\,I} = \frac{n_C}{n_S} = \frac{r_S}{2.r_C} \qquad \text{.....(4.25.)}$$

Untuk jari-jari *carrier* sebesar (r_C) :

$V_C \approx r_C \,.\, n_C$

$104{,}67$ m/s $\approx r_C$. 2000 rpm

$$r_C = \frac{104{,}67\ .1000}{2000\ .\pi.2} = 8{,}33 \text{ mm}$$

Untuk diameter pinion gear 2 (D_{P2}) : 2 x d_c = 2 x 16,66 = 33,33 mm

$$V_{P2} = \frac{2.\pi.r_{P2}.n_C}{60000} = \frac{2.\pi.16{,}66.2000}{60000} = 6{,}98 \quad \text{m/s}$$

Putaran sementara *sun gear* 3 didapat sebesar (n_{S3}) :

$$12{,}7 = \frac{2000}{n_{S3}}$$

$n_{S3} = 157{,}48$ rpm

Diketahui jari-jari *sun gear* 3 (r_{S3}) :

$$i_{G\,I} = \frac{r_S}{4.r_C}$$

$$12{,}7 = \frac{r_S}{4.8{,}33}$$

r_{S3} = 12,7 .33,33 = 423,33 mm

Putaran dan kecepatan sebenarnya dari *sun gear* 3 (n_{S3}) :

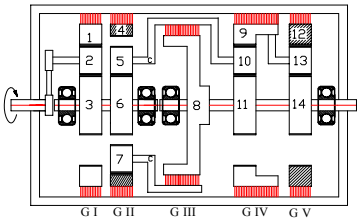
$V_{S3} = V_{P2} = 6{,}98$ m/s

$$N_{S3} = \frac{V_{P2}}{2.\pi\,.\,r_{S3}} = \frac{6{,}98\ m/s}{2.\pi.0{,}4233\ m} = 2{,}63\ s \times 60\ s = 157{,}48 \text{ rpm}$$

Diameter *ring gear* 1 sebesar (D_{R1}) :

D_{R1} = (2 . 33,33) + (2 . 423,33) = 66,66 + 846,66 = 913,4 mm

4.6.2. Perancangan Gear I saat kecepatan mundur (*disengage*) :



Gambar 4.6. Tingkat kecepatan mundur.

Putaran *ring gear* 1 diketahui sebesar (N_{R1}) :

$$N_{R1} = \frac{V_{P2}}{\pi\,.\,r_{R1}} = \frac{6{,}98\ m/s}{\pi.0{,}4566\ m} = 2{,}63\ s \times 60\ s = 145{,}99 \text{ rpm}$$

Kecepatan sebenarnya *ring gear* 1 sebesar (V_{R1}) :

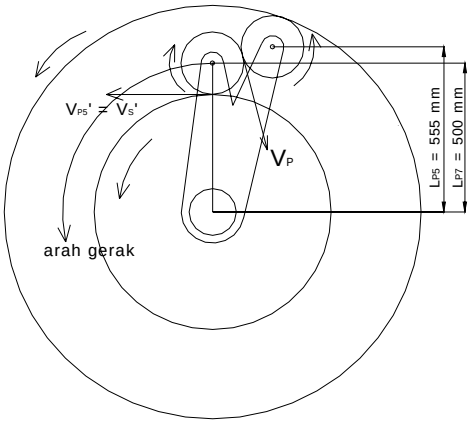
$$V_{R1} = \frac{2.\pi.r_{R1}.n_{R1}}{60000} = \frac{2.\,\pi.\,456{,}67\,.\,145{,}99}{60000} = 6{,}98 \text{ m/s}$$

Didapat dimensi dari ring, sun, pinion dan carrier seperti berikut :

Gear	Jari-jari (mm)	Maju (*n*)	Mundur (*n*)
Ring	456,67	0 rpm	145,99 rpm
Sun	423,33	157,48 rpm	157,48 rpm
Pinion	33,33	2000 rpm	2000 rpm
Carrier	8,33	2000 rpm	2000 rpm

Tabel 4.6. Diameter dan putaran gear dari planetary GI.

4.6.3. Perancangan Gear II saat kecepatan maju (*dis*engage).



Gambar 4.7. Grafis gerakan gear II saat kecepatan maju.

G II merupakan sistim utama dari transmisi *planetary* untuk pembalik putaran saat transmisi kecepatan mundur. Telah diketahui input kecepatan *sun gear* 6, maka *pinion gear* yang diasumsikan perbandingan *pinion gear* 5 dan *pinion gear* 7 adalah 1. *Planetary whell loader* bisa juga dikatakan gabungan beberapa jenis *planetary* menjadi 1 bagian, maka diasumsikan semua *ring gear* memiliki diameter yang sama (D_{R4}) = 489,8 mm. maka untuk mendapatkan dimensi dari G II sudah didapat diameter *ring gear* 4. Untuk diameter *pinion gear* 5 dan 7 dengan *sun gear* 3, bisa didapat melalui Gambar 4.8. dibawah ini.

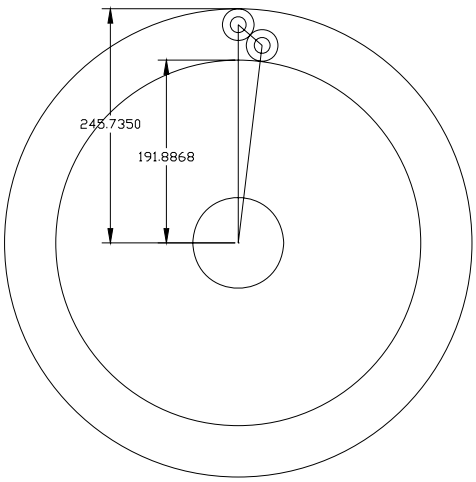
Diketahui :

i = 11,3.

$N_i = N_{S3} = N_{S6} =$ 157,48 rpm

$D_{S3} = D_{S6} =$ 846,66 mm

$D_{R1} = D_{R4} =$ 913,34 mm



Gambar 4.8. Perencanaan *Planetary gear system double pinion type.*

Diketahui putaran *pinion* gear 5 (N_{S5}) :

$$i_{G\,II} = \frac{N_{P5}}{N_S}$$

$$11{,}3 = \frac{N_{P5}}{157{,}48}$$

N_{P5} = 1749,524 rpm

Dengan mengasumsikan bertingkat sejajar, maka jari-jari *pinion gear* 5 (r_{S5}) :

$$i_{G\,II} = \frac{r_{R4}}{2.r_P}$$

$$11{,}3 = \frac{456{,}67}{2.r_P}$$

$$2\ .\ r_P = \frac{456{,}67}{11{,}3}$$

$$r_P = \frac{40{,}41}{2} = 20{,}21 \text{ mm}$$

$D_{P5} = D_{P7} =$ 2 . 20,21 mm = 40,41 mm

Kecepatan dan putaran sebenarnya *pinion gear* 5 :

$$V_{P5} = \frac{2.\pi.r_P.n_P}{60000} = \frac{2.\pi.20{,}21.1749{,}524}{60000} = 3{,}764 \text{ m/s}$$

Diameter *ring gear* 4 sudah ditetapkan agar seragam dengan planetary yang lain sebesar (D_{R4}) = 913,34 mm, dan juga diameter *sun gear* 6 (D_{S6}) G II dimensinya sama dengan dimensi *sun gear* 3 (D_{S3}) G I sebesar = 846,66 mm

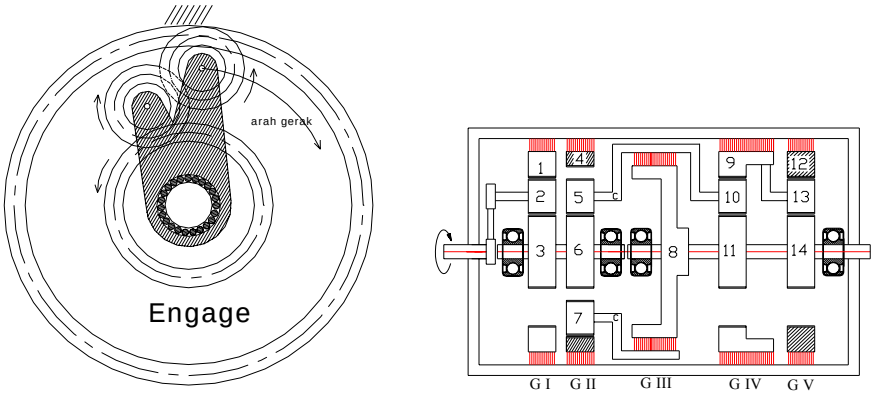
Kecepatan *ring gear* 4 sebesar (V_{R4}) :

$$V_{R4} = \frac{2.\pi.r_{R4}.n_{P7}}{60000} = \frac{2.\ \pi.\ 456{,}67\ .\ 1749{,}524}{60000} = 83{,}62 \text{ m/s}$$

Putaran *ring gear* 4 sebesar (N_{R4}) :

$$N_{R4} = \frac{V_{R4}}{2.\pi.r_{R4}} = \frac{83{,}62\ m/s}{2.\pi.0{,}456\ m} = 29{,}2\ s \times 60\ s = 1752 \text{ rpm}$$

4.6.4. Perancangan Gear II saat kecepatan mundur (*engage*)



Gambar 4.9. Grafis gerakan gear II saat kecepatan mundur.

Diketahui dari awal perancangan dan dasar teori dari *double pinion type* untuk pembalik putaran saat gigi mundur. Maka dengan kecepatan *sun gear* dan *pinion gear* yang sama dengan kecepatan maju, terjadi perubahan arah gerak *pinion gear* ke arah yang berlawanan dengan arah gerak maju, untuk membedakannya tanda minus menampilkan gerak yang berlawanan.

Kecepatan dan putaran sebenarnya *pinion gear* 5 :

N_{R4} = 0 rpm, N_{S6} = 157,48 rpm, $N_{P5} = N_{P7}$ = -1749,524 rpm.

$V_{P5} = V_{P7}$ = 3,764 m/s

V_{S6} = 6,98 m/s

Didapat dimensi dari ring, sun, pinion dan carrier G II seperti berikut :

Gear	**Jari-jari** (mm)	**Maju** (*n*)	**Mundur** (*n*)
Ring 4	456,67	1752 rpm	0 rpm
Sun 6	423,33	157,48 rpm	157,48 rpm
Pinion 5 & 7	23,51	1749,52 rpm	-1749,52 rpm

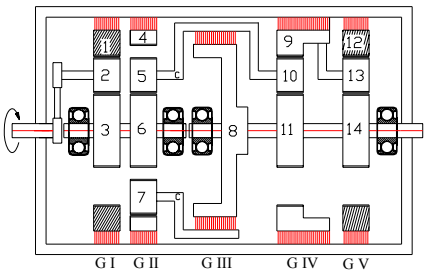
Table 4.7. Diameter dan putaran gear dari planetary G II.

4.7. Perancangan kecepatan tiap tingkat.

Setelah mendapatkan perhitungan maju dan mundur, kemudian perhitungan tiap tingkat kecepatan yang direncanakan dari awal dengan 6 tingkat

kecepatan dengan pembagian 3 tingkat kecepatan maju dan 3 tingkat kecepatan mundur, Berikut perhitungannya :

4.7.1. Perhitungan kecepatan maju tingkat I.



Gambar 4.10. Kecepatan maju tingkat I.

Ring Gear 1 dan *Ring Gear* 12 di *engage*kan. Karena *ring gear* pada G.I ditahan, maka *planet pinion* 2 menggelinding pada *ring gear* 1 sehingga putaran dan torsi dari *pinion gear* 2 diteruskan oleh *sun gear* 3 ke *sun gear* 6 G.II. yang diteruskan *planet pinion* 5 melalui *carrier* yang terhubung dengan *planetari* G.IV yaitu *planet pinion* 10 dan diteruskan kembali ke *ring gear* 9 sebagai keluaran G IV diteruskan kembali oleh *pinion gear* 13 untuk *sun gear* 14 sebagai output.

System putaran gear :

Telah diketahui sebelumnya :

Output GI : N_{S3} = 157,48 rpm

Output GII : N_{P5} = 1749,52 rpm

Input GIII yang merupakan output GII yaitu *pinion gear* 5 dan 7 dan diteruskan oleh *carrier* dengan perbandingan transmisi $i_{G\,III}$ = 1,14 . Untuk mendapatkan kecepatan sebenarnya (V_{G8}), dicari terlebih dahulu jari-jari G8 dengan persamaan 4.25 seperti sebelumnya.

Maka putaran sebenarnya dari *Gear* III (N_8) sendiri sebesar :

$$i_{GIII} = \frac{n_{P5}}{n_8}$$

$$1{,}14 = \frac{1749{,}52}{n_8}$$

$$N_8 = \frac{13{,}94}{1{,}14} = 1534{,}7 \text{ rpm}$$

Kecepatan sebenarnya dari Gear 8 :

$$V_8 = \frac{2.\pi.r_{P5}.n_8}{60000} = \frac{2.\pi.33{,}33.1534{,}7}{60000} = 5{,}35 \text{ m/s}$$

Dimensi dari jari-jari Gear 8 (r_8) yang menaikan putaran karena perbandingan *i* >1 :

$$\frac{1534{,}7\ rpm}{60} = \frac{5{,}35.1000}{2.\pi.r_8}$$

$$25{,}528 = \frac{5350}{r_8}$$

$$r_8 = \frac{5250}{25{,}53} = 209{,}57 \text{ mm}$$

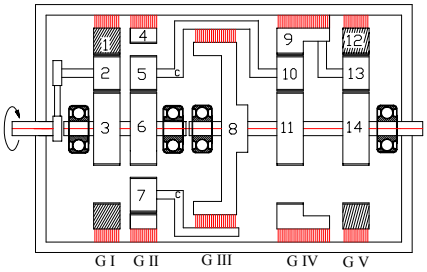
$$D_8 = 209{,}57 . 4 = 838{,}3 \text{ mm}$$

Gear IV :

$i_{G\,IV} = 1{,}37$

$D_{R1} = D_{R9} = 913{,}34$ mm

$n_{P5} = n_{P10} = 1749{,}52$ rpm



Dengan menggunakan persamaan 4.25 diketahui *output* G IV yaitu putaran *ring gear* 9 (N_{R9}) :

$$i_{GIV} = \frac{n_{P10}}{n_{S11}} = \frac{r_{S11}}{2.r_C}$$

$$1{,}37 = \frac{1749{,}52}{n_{S11}}$$

$N_{R9} = 1277$ rpm

Kecepatan *ring gear* 9 sebesar (V_{R9}) :

$$V_{R9} = \frac{2.\pi.r_{R9}.n_{R9}}{60000} = \frac{2.\pi.456{,}67.1277}{60000} = 61{,}04 \text{ m/s}$$

Putaran sebenarnya dari *ring gear* 9 (n_{P9}) :

$$N_{R9} = \frac{V_{R9}}{2.\pi.r_{R9}} = \frac{61{,}04\ m/s}{2.\pi.0{,}456\ m} = 21{,}31\ s \times 60\ s = 1278{,}91 \text{ rpm}$$

Kecepatan sebenarnya dari *pinion gear* 10 (n_{P10}) :

$$V_{P10} = \frac{2.\pi.r_{P10}.n_{P10}}{60000} = \frac{2.\pi.16{,}66\ .\ 1749{,}52}{60000} = 3{,}05 \text{ m/s}$$

Kecepatan sebenarnya dari *sun gear* 11 (n_{S11}) :

$$V_{S11} = \frac{2.\pi.r_{S11}.n_{P10}}{60000} = \frac{2\ .\ \pi\ .\ 423{,}33\ .\ 1749{,}52}{60000} = 77{,}52 \text{ m/s}$$

Gear	***r*** (mm)	***n*** (rpm)	***v*** (m/s)
Ring	456,67	1278,91	61,04
Sun	423,33	157,48	77,52
Pinion	16,66	1749,52	3,05

Table 4.8. Hasil dari perhitungan G IV.

Gear V :

i_{GV} = 1,51

N_{P10} = 1749,52 rpm

V_{R9} = 61,04 m/s

Kecepatan sebenarnya dari pinion gear 13 (n_{P13}) :

$$V_{P13} = V_{S14} = \frac{2.\pi.r_{P13}.n_{R9}}{60000} = \frac{2.\pi.16{,}66.1749{,}52}{60000} = 3{,}05 \text{ m/s}$$

Kecepatan sebenarnya dari *sun gear* 14 (n_{S14}) jika input dari pinion gear 13 (n_{P13}) :

$$N_{S14} = \frac{V_{P13}}{2.\pi.r_{S14}} = \frac{3{,}05\ m/s}{2.\pi.0{,}42333\ m} = 1{,}15\ s \times 60\ s = 68{,}85 \text{ rpm}$$

Perencanaan kecepatan maju tingkat I yang di *engage* adalah *ring gear* 1 (GI) dan *ring gear* 12 (GV), putaran dari *pinion gear* 5 di teruskan oleh *carrier* ke *pinion gear* 10 direduksi kembali oleh *ring gear* 9 yang langsung terhubung oleh *pinion gear* 13, sehingga kecepatan dan putaran yang dihasilkan *sun gear* 14 sebagai *output planetary* kecepatan maju tingkat I sebesar (V_{S14}) = 28,61, m/s.

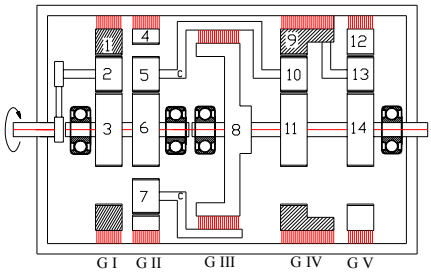
Gear	***r*** (mm)	***n*** (rpm)	***v*** (m/s)

Pinion	16,66	1749,52	3,05
Sun	423,33	201,9	8,94
Ring	456,67	0	0

Table 4.9. Hasil dari perhitungan GV.

4.7.2. Perhitungan kecepatan maju tingkat II :

Hasil perhitungan untuk kecepatan maju tingkat II ditampilkan dalam bentuk Tabel 4.10. dan Gambar 4.11. karena perhitungan diatas sudah dapat mewakili langkah-langkah perhitungan tingkat kecepatan berikutnya yang akan dibahas dan juga dimaksudkan untuk lebih mempersingkat perancangan planetary.



Gambar 4.11. Kecepatan maju tingkat II.

Ring Gear 1 dan Gear 9 di *engage*kan. Karena *ring gear* pada G.I ditahan, maka *planet pinion* 2 menggelinding pada *ring gear* 1 sehingga putaran dan torsi dari *pinion gear* 2 diteruskan oleh *sun gear* 3 ke *sun gear* 6 G.II. yang diteruskan *planet pinion* 5 melalui *carrier* yang terhubung dengan *planetari* G.IV yaitu *planet pinion* 10 karena *ring gear* 9 di *engage* sebagai keluaran G IV diteruskan oleh *sun gear* 13 sama dengan putaran *sun gear* 14 sebagai output.

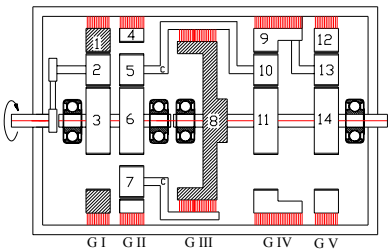
Gear I	**rpm** (*n*)	**m/s** (*v*)
Pinion gear 2	2000	3,48
Sun gear 3	157,2	3,48
Ring gear 1	0	0
Gear II		
Pinion gear 13	1414,22	3,48
Sun gear 14	157,2	3,48
Ring gear 12	1414,4	36,4
Gear III	**(diabaikan)**	
Gear 8	133,5	3,48
Gear IV		
Pinion gear 13	1286,89	33,1
Sun gear 14	1414,22	2,466
Ring gear 12	0	0

Gear V		
Pinion gear 13	(diabaikan)	-
Sun gear 14	110,92	2,466
Ring gear 12	(diabaikan)	-

Tabel 4.10. Hasil perhitungan v dan *n* dari kecepatan maju tingkat II.

4.7.3. Perhitungan kecepatan maju tingkat III :

Hasil perhitungan untuk kecepatan maju tingkat III ditampilkan dalam bentuk Table 4.11. dan Gambar 4.12.



Gambar 4.12. Kecepatan maju tingkat III.

Ring Gear 1 dan *Ring Gear* 8 di *engage*kan. Karena *ring gear* pada *planetari* G.I ditahan, maka *planet pinion* 2 menggelinding pada *ring gear* 1 kondisi *fix* sehingga putaran dan torsi diteruskan oleh *sun gear* 3 ke *sun gear* 6 G.II. yang diteruskan *planet pinion* 5 melalui *carrier* ke *planetari* G.IV yang juga terhubung langsung dengan *gear* 8 dengan kondisi *fix*, maka putaran dan torsi diteruskan oleh *gear* 8 ke *sun gear* 11 hingga *output planetary* adalah *sun gear* 14. Putaran ini merupakan putaran *output* terbesar.

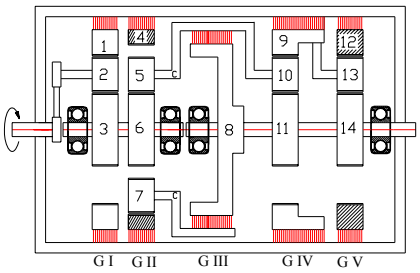
Gear I	**m/s** (*v*)	**rpm** (*n*)
Pinion gear 2	2000	3,48
Sun gear 3	157,2	3,48
Ring gear 1	0	0
Gear II		
Pinion gear 5 & 7	1414,22	3,48
Sun gear 6	157,2	3,48
Ring gear 4	1414,4	36,4
Gear III		
Gear 8	0	0
Gear IV		
Pinion gear 10	1414,22	3,48
Sun gear 11	133	2,96
Ring gear 9	135,3	3,48

Gear V		
Pinion gear 13	135,3	0,24
Sun gear 14	133	2,96
Ring gear 12	Diabaikan	-

Tabel 4.11. Hasil perhitungan *v* dan *n* dari kecepatan maju tingkat III.

4.7.4. Perhitungan kecepatan mundur tingkat I :

Hasil perhitungan untuk kecepatan mundur tingkat I hanya ditampilkan dalam bentuk Table 4.12. dan Gambar 4.13. untuk lebih mempersingkat perancangan planetary.



Gambar 4.13. Kecepatan mundur tingkat I.

Gerak mekanis yang hampir sama dengan kecepatan maju I perbedaannya adalah ring gear 4 dan ring gear 12 di *engage*kan, sehingga diperoleh arah putaran berlawanan dengan input pada saat Gear II di *engage* maka *pinion* akan bergerak kearah sebaliknya dari putaran *sun gear* 6.

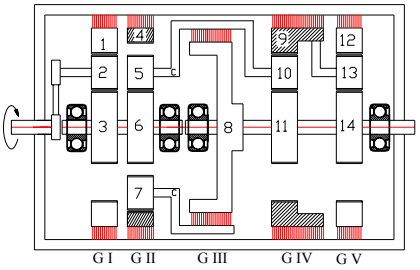
Gear I	**m/s** (*v*)	**rpm** (*n*)
Pinion gear 2	2000	3,48
Sun gear 3	157,2	3,48
Ring gear 1	Diabaikan	-
Gear II		
Pinion gear 5 & 7	-1414,22	3,48
Sun gear 6	157,73	3,48
Ring gear 4	0	0
Gear III		
Gear 8	-133.53	3,48
Gear IV		
Pinion gear 10	-1414,22	3,48
Sun gear 11	-156,52	3,48
Ring gear 9	-1414,22	36,37
Gear V		
Pinion gear 13	-1414,22	2,466

Sun gear 14	-110,92	2,466
Ring gear 12	0	0

Tabel 4.12. Hasil perhitungan *v* dan *n* dari kecepatan mundur tingkat I.

4.7.5. Perhitungan kecepatan mundur tingkat II :

Hasil perhitungan untuk kecepatan mundur tingkat II hanya ditampilkan dalam bentuk Table 4.13. dan Gambar 4.14.



Gambar 4.14. Kecepatan mundur tingkat II.

Gerak mekanis yang hampir sama dengan kecepatan maju II perbedaannya adalah *Ring Gear* 4 dan *Ring Gear* 9 di *engage*kan agar diperoleh putaran output yang berlawanan dengan putaran input.

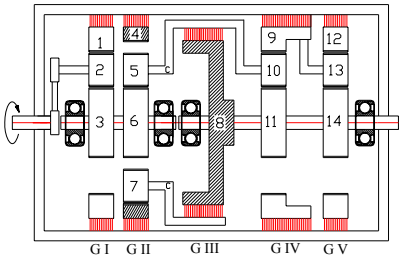
Gear I	**m/s** (*v*)	**rpm** (*n*)
Pinion gear 2	2000	3,48
Sun gear 3	157,2	3,48
Ring gear 1	Diabaikan	-
Gear II		
Pinion gear 5 & 7	-1414,22	3,48
Sun gear 6	157,73	3,48
Ring gear 4	0	0
Gear III		
Gear 8	-133.53	3,48
Gear IV		
Pinion gear 10	-1414,22	3,48
Sun gear 11	-133,53	2,96
Ring gear 9	0	0
Gear V		
Pinion gear 13	(diabaikan)	-
Sun gear 14	-133,53	2,96

Ring gear 12	(diabaikan)	-

Tabel 4.13. Hasil perhitungan *v* dan *n* dari kecepatan mundur tingkat II.

4.7.6. Perhitungan kecepatan mundur tingkat III :

Hasil perhitungan untuk kecepatan mundur tingkat III hanya ditampilkan dalam bentuk Table 4.14. dan Gambar 4.15.



Gambar 4.15. Kecepatan mundur tingkat III.

Gerak mekanis yang hampir sama dengan kecepatan maju III perbedaannya adalah *Ring Gear* 4 dan *Gear* 8 di *engage*kan agar diperoleh arah putaran output yang berlawanan dengan putaran input.

Gear I	**m/s** (*v*)	**rpm** (*n*)
Pinion gear 2	2000	3,48
Sun gear 3	157,2	3,48
Ring gear 1	Diabaikan	-
Gear II		
Pinion gear 5 & 7	-1414,22	3,48
Sun gear 6	157,73	3,48
Ring gear 4	0	0
Gear III		
Gear 8	0	0
Gear IV		
Pinion gear 10	-1414,22	3,48
Sun gear 11	-132,994	3,48
Ring gear 9	-1414,22	36,37
Gear V		
Pinion gear 13	-1414,22	2,466
Sun gear 14	-132,994	3,48
Ring gear 12	Diabaikan	-

Tabel 4.14. Hasil perhitungan *v* dan *n* dari kecepatan mundur tingkat III.

Maka dapat dibuat table hasil perhitungan transmisi *planetary gear set* yang dimana awal perencanaan dengan kecepatan dilampirkan seperti table Tabel 4.3. Kecepatan yang direncanakan kondisi beban total sebelumnya namun **kecepatan saat loader berjalan**, yaitu :

PERFORMANCE	Travel speeds	
Maju	1st	0 – 2,244 m/s
	2nd	0 – 2,466 m/s
	3rd	0 – 2,96 m/s
Mundur	1st	0 – 2,466 m/s
	2nd	0 – 2,96 m/s
	3rd	0 – 3,48 m/s

Tabel 4.3. Kecepatan yang direncanakan kondisi beban total.

PERFORMANCE	Travel speeds	
Maju	1st	0 – 2,244 m/s
	2nd	0 – 2,466 m/s
	3rd	0 – 2,96 m/s
Mundur	1st	0 – 2,466 m/s
	2nd	0 – 2,96 m/s
	3rd	0 – 3,48 m/s

Tabel 4.15. Kecepatan hasil perhitungan dari system planetary.

Dan dilihat dari Tabel 4.15. Kecepatan hasil perhitungan dari system planetary dengan kondisi beban total yang sama, namun kecepatan output dari *planetary gear set* bukan *output* saat *louder* berjalan.

BAB V
PENUTUP

5.1. Kesimpulan.

Pada perancangan penggerak utama loader untuk tanah liat dengan kapasitas bucket 5 m^3 ini dibatasi sampai dengan perancangan planetary, dan dapat diambil kesimpulan :

A. Untuk beban loader

Kapasitas bucket = 5 m^3

Daya mengatasi beban dan hambatan (Ne) = 595 HP

Daya untuk perlengkapan hidrolis (N_p) = 17 HP

Maka dipilih engine minimal, seperti spesifikasi sebagai berikut ini :

ENGINE: Model No. of cylinders.(Bore x Stroke) Piston displacement	 mm (in) ltr. (cu.in)	 KOMATSU SAA6D170E 6-170 x 170 (6.7 x 6.7) 23.15 (1,412)
OPERATING WEIGHT* FLYWHEEL HORSEPOWER: SAE DIN	kg(lb) HP(kW)/rpm	 641(478)/2000 650(478)/2000

Momen puntir dari *engine* (T_m) = 232786 $Kg.mm$

Diameter poros engine (d_s) = 59,104 mm

B. Damper

Jenis kopling karet ban

Diameter luar (D) 60 mm

C. **Kecepatan**

Diameter ban = 1651 mm

Tenaga traksi maxmimal yang difungsikan transmisi :

Kecepatan	**Gaya Traksi Maximal (kg)**	**Tenaga yang difungsikan (kg)**
Maju / Mundur	Tingkat I	11340 kg
	Tingkat II (60%)	6804 kg
	Tingkat III (25%)	2835 kg

Perbandingan tiap tingkat kecepatan :

Tingkat Kecepatan		n_{roda} (rpm)	i_T	i_{F1}
Maju	I	25,98	76,98	19,19
	II	28,54	70,07	17,47
	III	34,25	58,39	14,56
Mundur	I	28,54	70,07	17,47
	II	34,25	58,39	14,56
	III	40,27	49,66	12,38

Spesifik reduksi tiap tingkat kecepatan :

	G_I	G_{II}	G_{III}	G_{IV}	G_V	i_g	i_T
Maju I	12,7				1,51	4,01	76,98
II				1,37			70,07
III			1,14				58,39
Mundur I		11,3			1,54		70,07
II				1,28			58,39
III			1,09				49,66

Kecepatan yang didapat dari perhitungan *planetary gear set* dengan kondisi beban total :

PERFORMANCE	**Travel speeds**	
Maju	1st	0 – 2,244 m/s
	2nd	0 – 2,466 m/s
	3rd	0 – 2,96 m/s
Mundur	1st	0 – 2,466 m/s
	2nd	0 – 2,96 m/s
	3rd	0 – 3,48 m/s

5.2. Saran

Kurangnya kemampuan dan wawasan penulis, sehingga membatasi kesempurnaan dari perancangan penggerak utama loader beroda untuk tanah liat dengan kapasitas bucket 5 m^3 ini, didapat kendala-kendala yang harus dialami penulis dalam menyusun naskah dan juga penelusuran data-data sebagai penunjang dan reverensi rancangan ini. Beberapa kendala diantaranya adalah saran untuk kalangan sendiri sebatas Program study Teknk Mesin Universitas Sanata Dharma dan para pembaca umum sebagai kalangan civitas akademika, adalah :

a) Terbatasnya buku-buku tentang pembahasan peralatan berat.
b) Perkuliahan yang kurang membahas masalah komponen peralatan berat.
c) Perancangan *planetary gear set* yang memang berbeda dari transmisi yang biasa di jumpai di pasaran umum.

Sekiranya penulis mengharapkan para pembaca, untuk lebih mengkritisi hasil tulisan ini yang memang jauh dari kata sempurna.

DAFTAR PUSTAKA

Indonesianto, Y., 2001, Diktat I - *Pemindahan Tanah Mekanis*, Universitas Pembangunan Nasional "Veteran", Yogyakarta.

Mitchell, L.D., 1994, *Perencanaan Teknik Mesin*, edisi ke 4, Jilid 2, Erlangga.

Mahardika, P., *Penggerak Utama Loader*, Universitas Sanata Dharma.

Niemann, G., 1994, *Elemen Mesin*, Jilid 1, edisi ke 2, Erlangga.

Peurifoy, R.L., dan Ledbetter, W.B., 1985, *Construction Planning Equipment & Methods*, fourth edition, McGraw-Hill Book Company,

Rochmanhadi, 1992, *Alat-alat Berat dan Penggunaannya*, Departemen Pekerjaan Umum.

Stolk, J., dan Kros, C., 1993, *Elemen Konstruksi Bangunan Mesin*, Edisi 22, penerbit ERLANGGA, Jakarta Pusat.

Sularso, Kiyokatsu, S., 1997, *Dasar Pemilihan dan Perencanaan Elemen Mesin*, cetakan ke 9, P.T.Pradnya Paramita, Jakarta.

Suprianto, I., *Perancangan Swamp Dozer*, Universitas Sanata Dharma.

Sudibyo, B., *Roda Gigi*, Diklat Akademi Teknik Mesin Industri ST.Mikail, bagian ke 2, ATMI Press, Surakarta.

Wigroho, H.Y., dan Suryadharma, H., *Pemindahan Tanah Mekanis*, Universitas Atma Jaya Yogyakarta.

WWW.Komatsu.com, *Whell Loaders*, section 4A. download 3 Juli 2001.

LAMPIRAN 1

Tabel 1.1. Tabel Faktor Rolling Ressistance.

Tipe dan keadaan landasan	C_{RR}	
	Roda Besi	**Roda Ban**
Rel besi	0,01	-
Beton	0,02	0,02
Jalan, macadam	0,03	0,03
Perkerasan kayu	0,03	-
Jalan datar, tanpa pengerasan, kering.	0,05	0,04
Landasan tanah keras	0,10	0,04
Landasan tanah gembur.	0,12	0,05
Landasan tanah lunak.	0,16	**0,09**
Kerikil, tidak dipadatkan	0,15	0,12
Pasir, tidak dipadatkan	0,15	0,12
Tanah basah, lumpur	-	0,16

(Rochmanhadi, alat-alat berat dan penggunaannya, 1982, hal 8)

Tabel 1.2.Tabel koefisin traksi untuk berbagai macam jenis roda dan jenis permukaan tanah.

Tipe dan keadaan tanah	Jenis Roda		
	Roda ban	**Track**	**Crawler**
Lempung, liat kering, tanah kering, jalan datar tanpa pengerasan, kering.	0,55	0.70	0,90
Lempung liat basah, lempung liat becek, tanah pertanian basah.	**0,45**	0,55	0,70
Tempat pengambilan batu.	0,65	0,45	0,55
Pasir basah.	0,40	0,45	0,50
Jalan kerikil, gembur.	0,36	0,40	0,50
Pasir kering, gembur.	0,20	-	0,30
Tanah basah, berlumpur.	0,20	-	0,25

LAMPIRAN 2

Tabel 1.3.Tabel Tenaga Tarik atau DBP.

PERFORMANCE:	km/h (MPH)
Travel speeds:	
Forward	
1st	6.4 (4.0)
2nd	11.1 (6.9)
3rd	18.7 (11.6)
4th	30.0(18.6)
Reverse	
1st	7.1 (4.4)
2nd	12.3 (7.6)
3rd	20.5 (12.7)
4th	32.3 (20.1)

Sumber www.Komatsu .com hal 4a-8.

Tabel 2.1. Tabel Load factor, prosentase sweel dan massa jenis material.

Material	Lb/BCY	(%) Sweel	Lb/LCY	Load factor (%)
Lempung, tanah liat asli	3400	22	2800	82
Kering untuk digali	3100	23	2500	81
Basah untuk digali	3500	25	2800	80
Lempung & kerikil :				
Kering	2800	41	2000	71
Basah	3100	11	2800	80

Sumber : Ir.Rochmanhadi, Alat-alat berat dan penggunaannya, Semarang 1992.Hal 7

Tabel 2.2. Tabel Kemampuan whell loader menurut Komatsu.

Model	Kapasitas Bucket (m^3)	Static Tipping Load (kg)		Kecepatan (km/jam)	
		Lurus	Membelok	Peres	Mundur
W.20	0,60	2.400	2.150	7,5 – 25	5 – 10
W.30	0,80	2.940	2.635	7,5 – 25	5 – 10
W.40	1,20	4.350	3.800	7,2 – 34.5	7,2 – 35
W.60	1,40	5.170	4.240	7,6 – 38,1	7,6 – 38,3
W.70	1,70	6.690	6.080	7,1 – 34,5	7,1 – 34,5
W.90	2,30	9.670	8.700	7,5 – 30,4	8,0 - 32,3
W.120	3,30	13.150	11.840	7,1 - 30	7,5 – 32,3
W.170	3,50	14.300	12.900	7 - 40	7 – 40
W.260	5,70	27.200	24.450	7,2 – 32,6	7,2 – 32,6

LAMPIRAN 3

Tabel 2.3. Tabel Factor Pengisian Bucket Komatsu.

	Kondisi Muatan	**Faktor**
MUDAH	Gali dan muat material dari stockpile, atau material yang sudah di gusur dengan alat lain, sehingga tidak diperlukan tenaga menggali yang besar dan bucket dapat penuh Misalnya : tanah pasir, tanah gembur.	0,8 – 1,0
SEDANG	Gali dan mujat dari stockpile yang memerlukan tekanan yang cukup, kapasitas bucket kurang dapat munjung. Misalnya : pasir kering, tanag lempung lunak, kerikil.	0,6 – 0,8
AGAK SULIT	Sulit untuk mengisi bucket pada jenis material yang digali. Misalnya : batu-batuan, lempung keras, kerikil berpasir, tanah berpasir, Lumpur.	0,5 – 0,6
SULIT	Menggali pada batu-batuan yang tidak beraturan bentuknya yang sulit diambil dengan bucket. Misalnya : batu pecah dengan gradasi jelek.	0,4 – 0,5

(Sumber : Pemindahan tanah mekanis, Haryanto Yoso Wigroho, hal 82).

Tabel 2.4. Tabel Faktor koreksi keadaan medan dan keadaan manajemen.

Keadaan Medan	**Keadaan Manajemen**			
	Sangat baik	**Baik**	**Sedang**	**Kurang**
Sangat Baik	0,84	0,81	0,76	0,70
Baik	0,78	0,75	0,71	0,65
Sedang	0,72	0,69	0,65	0,60
Kurang	0,63	0,61	0,57	0,52

Tabel 2.5. Tabel Bucket factor (K).

Bucket factor (K)

Loading conditions	K
Easy loading	1.0 ~ 1.1
Average loading	0.85 ~ 0.95
Rather difficult loading	0.8 ~ 0.85
Difficult loading	0.75 ~ 0.8

Tabel 2.6. Tabel Job efficiency (E).

Job efficiency(E)

Operating conditions	E
Good	0.83
Average	0.75
Rather poor	0.67
Poor	0.58

LAMPIRAN 4

Tabel 2.7. Tabel kelandaian dalam % dari tiap derajatnya :

Grade resistance (%) converted from angle (°) of gradient

Angle	% (sin α)	Angle	% (sin α)	Angle	% (sin α)
1	1.8	11	19.0	21	35.8
2	3.5	12	20.8	22	37.5
3	5.2	13	22.5	23	39.1
4	7.0	14	24.2	24	40.2
5	8.7	15	25.9	25	42.3
6	10.5	16	27.6	26	43.8
7	12.2	17	29.2	27	45.4
8	13.9	18	30.9	28	47.0
9	15.6	19	32.6	29	48.5
10	17.4	20	34.2	30	50.0

Tabel 2.8. Tabel Diameter poros.

4	10	*22.4	40	100	*224	400
		24		(105)	240	
	11	25	42	110	250	420
					260	440
4.5	*11.2	28	45	*112	280	450
	12	30		120	300	460
		*31.5	48		*315	480
5	*12.5	32	50	125	320	500
				130	340	530
		35	55			
*5.6	14	*35.5	56	140	*355	560
	(15)			150	360	
6	16	38	60	160	380	600
	(17)			170		
*6.3	18		63	180		630
	19			190		
	20			200		
	22		65	220		
7			70			
*7.1			71			
			75			
8			80			
			85			
9			90			
			95			

Keterangan :

Tanda * menyatakan bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standar.

Bilangan di dalam kurung hanya dipakai untuk bagian di mana akan dipasang bantalan gelinding.

(Sularso, ”Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin”, hal.9)

LAMPIRAN 5

Tabel Dimensi dan kapasitas Kopling Karet Ban.

No. atau Diameter luar	Ukuran kopling					Baut			Flens			Lebar total	Momen normal maksimum	Momen puncak	Kecepatan maksimum
	Lubang jepitan		Dia. jepitan		Lebar	Dia. baut	Jumlah baut	Dia. x jarak bagi	Dia. luar	Dia. bus	Dia. pusat maks.				
A	S_1	S_2	d_1	d_2	C	B	n	$d \times p$	E	F		W	(kg.m)	(kg.m)	(rpm)
100	2023	1254	82	64	37	50	2 x 6	6 x 1,0	84	32	18	93	4	10	5000
120	2286	1684	99	83	39	65	2 x 6	8 x 1,25	98	40	22	111	8	20	4500
140	3308	2713	116	96	45	75	2 x 6	10 x 1,5	112	45	25	125	12	30	4200
160	4041	2996	128	106	51	85	2 x 6	10 x 1,5	125	50	28	141	17	42	4000
185	5047	3408	146	122	58	100	2 x 6	12 x 1,75	140	64	36	158	20	50	3600
210	6681	4333	166	138	67	112	2 x 6	12 x 1,75	162	80	45	179	29	72	3200
265	10287	6180	200	164	82	140	2 x 6	12 x 1,75	195	100	56	224	36	90	2600
300	20072	12045	267	214	106	180	2 x 6	16 x 2,0	264	125	71	286	82	205	2100
405	41400	17002	356	272	139	236	2 x 6	18 x 2,5	332	160	90	368	160	400	1600
550	43633	26376	422	330	173	290	2 x 8	24 x 3,0	445	232	130	473	500	1250	1200
700	72044	43286	526	430	228	370	2 x 12	24 x 3,0	560	310	200	600	1000	2500	1000

(Sularso, ”Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin”, hal.39)

LAMPIRAN 6

Tabel Harga copel (c) menurut *Flender*.

Koefisien-eksperimen *c* untuk kopling-gesek, menurut Flender

Harga di bawah ini untuk *c* berlaku untuk pemakaian selama 8 jam tiap hari. Untuk lama pemakaian 2 jam/hari, lebih dari 8 jam/hari dan lebih dari 16 jam/hari, harga ini harus dikalikan masing-masing dengan 0,9, 1,06 dan 1,12.

MESIN PENGGERAK

Motor-bakar 1 . . . 3 sil. derajat-ketakberaturan 1 : 80 sampai 1 : 100

Turbin-air, motor-bakar dengan 4 . . . 6 sil, derajat-ketakberaturan 1 : 100 sampai 1 : 200

Motor-listrik dan turbin-uap

MESIN YANG DIGERAKKAN			
a. dengan massa sangat ringan yang hendak dipercepat: generator penerangan, pompa sentrifugal, ventilator;	1,5	1,85	2,25
b. dengan massa kecil yang hendak dipercepat: elevator, ventilator, kompresor-turbo, mesin-pengolah kayu ringan, mesin perkakas ringan, mesin tekstil ringan, mesin pelengkung plat, ban konveyor;	1,75	2,1	2,5
c. dengan massa yang sedang besarnya dan yang hendak dipercepat: mesin pintal cincin, penggerak-gelondong, mesin gerinda, wins, perangkat-aduk, lift barang.	2,0	2,45	2,95
d. dengan massa yang sedang besarnya dan yang hendak dipercepat serta dengan beban-tumbuk: mesin kard (wol), perkakas tenun, mesin pintal halus (bagal), sentrifugal, mesin aduk beton, lift orang, mesin penebah, mesin ketam logam, palu tumbuk, silinder pengering.	2,25	2,7	3,2
e. dengan tumbukan kuat dan massa besar yang hendak dipercepat: pompa torak, instalasi keran, mesin pres, gunting, mesin pengkilap, palu, penggilingan dengan dua buah batu-giling vertikal, mesin penarik kawat...	2,75	3,2	3,7
f. dengan tumbukan sangat kuat dan massa besar yang hendak dipercepat: mesin gilas karet, kompresor torak dan pompa torak tanpa roda-daya, mesin gilas, generator las, pemecah batu.	3,75	4,3	4,8

Sumber : Ir.J.Stolk dan Ir.C.Kros, Elemen konstruksi bangunan mesin, penerbit ERLANGGA Jakarta Pusat, Edisi 22 1993, hal 209.

LAMPIRAN 7

Tabel. Faktor koreksi (f_c) .

Watak sisi \ Macam penggerak mula		Variasi momen puntir		
		Kecil	**Sedang**	**Besar**
		Motor listrik turbin uap	**Motor diesel dengan 6 silinder atau lebih. Motor bensin dengan 4 silinder atau lebih.**	**Motor diesel dengan 6 silinder atau kurang. Motor bensin dengan 4 silinder atau kurang.**
I	Momen awal : kecil Variasi momen : kecil Kejutan : ringan Putaran balik : tidak ada	1 – 1,5	1,5 – 2	2 – 3
II	Momen awal : sedang Variasi momen : sedang Kejutan : sedang Putaran balik : tidak ada	1,5 – 2	2 – 2,5	2,5 – 4
III	Momen awal : besar Variasi momen : besar Kejutan : besar Putaran balik : banyak	2 – 2,5	2,5 – 3,5	3,5 – 5

Pemakaian praktek	f_s	Pemakaian praktek	f_s
Motor listrik – pompa minyak	1,0	Motor torak – roda gigi reduksi (4 silinder)	2,5
Motor listrik – roda gigi reduksi	2,0	Motor torak – pompa minyak (4 silinder)	2,5
Motor listrik – kompresor	3,0	Motor torak – generator (6 silinder)	3,5

(Sumber Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 38.)

LAMPIRAN 8

Tabel bahan koefisien gesek kopling menurut *Flender*.

Koefisien-gesek *f* dan tekanan bidang yang diperbolehkan $\overline{\sigma}_0^*$					
bahan	Koefisien-gesek *f*		Tekanan bidang σ_o N/mm^2	Temp.yang diperbolehkan °C	
	Kering	Dilumas dengan minyak		Terus-menerus	Waktu singkat
Besi-cor abu-abu, baja-cor atau baja pada :					
Pelbagai bahan buatan	0,25….0,45	0,1…0,25	0,05….0,7	100	150
Tenunan-kapas dengan damar-buatan	**0,4…..0,65**	0,1…0,2	0,05….1,2	100	150
Tenunan-asbes dengan damar-buatan …….	0,3…..0,5	0,1…0,2	0,05….2	200	300
idem, dipres hydraulic……	0,2…..0,35	0,1…0,15	0,05….8	250	500
Kayu-poplar…….	0,2…..0,35	0,1…0,15	0,05….0,5	100	160
Kulit…….	0,3…..0,6	0,12…0,15	0,05….0,3	100	
Gabus……...	0,3…..0,5	0,15…0,25	0,05….0,1	100	
Besi-cor abu-abu pada Baja…….	0,15…0,2	0,03….0,06	0,8……1,4	260	
Besi-cor abu-abu pada Besi-cor abu-abu…….	0,15…0,25	0,02….0,1	1 ……1,8	300	
Baja-keras pada baja-keras atau pada logam lebur…….	Dalam keadaan diam	Ketika meluncur			
Dibasahi dengan minyak….	0,12……0,17	0,06…0,11	0,5 ….3	100	
Idem, dengan minyak yang mengalir……..	0,08……0,12	0,03…0,06	0,5 ….4	100	

Sumber : Ir.J.Stolk dan Ir.C.Kros, Elemen konstruksi bangunan mesin, penerbit ERLANGGA Jakarta Pusat, Edisi 22 1993, hal 209.

LAMPIRAN 9

Tabel Momen Inersia Kopling Karet Ban.

No. Kopling	Konstanta pegas puntir kopling (kg·cm/rad)	Momen inersia (kg·cm²)	
		Badan kopling	Logam pemasang
No.100	$4,25 \times 10^3$	0,0035	0,0086
No.120	$7,91 \times 10^3$	0,0079	0,020
No.140	$2,02 \times 10^4$	0,016	0,040
No.160	$1,77 \times 10^4$	0,030	0,074
No.185	$2,94 \times 10^4$	0,049	0,130
No.210	$3,91 \times 10^4$	0,087	0,23
No.265	$6,07 \times 10^4$	0,38	0,83
No.340	$1,88 \times 10^5$	1,07	3,1
No.445	$5,10 \times 10^5$	3,4	10,1
No.550	$1,00 \times 10^6$	7,5	29
No.700	$1,80 \times 10^6$	17	84

Sumber : Sularso, ”Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin”, hal.40.

Tabel Baja paduan untuk poros.

Standar dan macam	Lambamg	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm²)
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	–	85
	SNC 3	–	95
	SNC21	Pengerasan kulit	80
	SNC22	″	100
Baja khrom nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM 1	–	85
	SNCM 2	–	95
	SNCM 7	–	100
	SNCM 8	–	105
	SNCM22	Pengerasan kulit	90
	SNCM23	″	100
	SNCM25	″	120
Baja khrom (JIS G 4104)	SCr 3	–	90
	SCr 4	–	95
	SCr 5	–	100
	SCr21	Pengerasan kulit	80
	SCr22	″	85
Baja khrom molibden (JIS G 4105)	SCM 2	–	85
	SCM 3	–	95
	SCM 4	–	100
	SCM 5	–	105
	SCM21	Pengerasan kulit	85
	SCM22	″	95
	SCM23	″	100

Sumber : Sularso, ”Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin”, hal.3.

LAMPIRAN 10

Tabel Standart baja.

Nama	Standar Jepang (JIS)	Standar Amerika (AISI), Inggris (BS), dan Jerman (DIN)
Baja karbon konstruksi mesin	S25C	AISI 1025, BS060A25
	S30C	AISI 1030, BS060A30
	S35C	AISI 1035, BS060A35, DIN C35
	S40C	AISI 1040, BS060A40
	S45C	AISI 1045, BS060A45, DIN C45, CK45
	S50C	AISI 1050, BS060A50, DIN St 50.11
	S55C	AISI 1055, BS060A55
Baja tempa	SF 40,45 50,55	ASTM A105-73
Baja nikel khrom	SNC	BS 653M31
	SNC22	BS En36
Baja nikel khrom molibden	SNCM 1	AISI 4337
	SNCM 2	BS830M31
	SNCM 7	AISI 8645, BS En100D
	SNCM 8	AISI 4340, BS817M40, 816M40
	SNCM22	AISI 4315
	SNCM23	AISI 4320, BS En325
	SNCM25	BS En39B
Baja khrom	SCr 3	AISI 5135, BS530A36
	SCr 4	AISI 5140, BS530A40
	SCr 5	AISI 5145
	SCr21	AISI 5115
	SCr22	AISI 5120
Baja khrom molibden	SCM2	AISI 4130, DIN 34CrMo4
	SCM3	AISI 4135, BS708A37, DIN34CrMo4
	SCM4	AISI 4140, BS708M40, DIN42CrMo4
	SCM5	AISI 4145, DIN50CrMo4

Sumber : Sularso, "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin", hal.5.

LAMPIRAN 11

Tabel massa jenis sifat fisis baja.

Jenis Baja	$\rho.\left(\times 10^3\ kg/m^3\right)$	$C_p\ \left(kJ/kg.^\circ C\right)$	$k,\left(W/m.^\circ C\right)$	$\alpha,\left(\times 10^6\ m^2/s\right)$
Baja karbon				
C ≈ 0,5 %	7,833	0,465	54	1,474
≈ 1,0 %	7,801	0,473	43	1,172
≈ 1,5 %	7,753	0,486	36	0,970
Baja nikel				
Ni ≈ 0 %	7,897	0,452	73	2,026
≈ 20 %	7,933	0,460	19	0,526
≈ 40 %	8,169	0,460	10	0,279
≈ 80 %	8,618	0,460	35	0,872
Baja krom				
Cr ≈ 0%	7,897	0,452	73	2,026
≈ 1%	7,865	0,460	61	1,665
≈ 5%	7,833	0,460	40	1,110
≈ 20%	7,689	0,460	22	0,635

Sumber : J.P.Holman, Ir.E.Jasjfi M.Sc, Perpindahan Panas, Edisi keenam, Erlangga Jakarta, Indonesia, Hal 581.

Tabel Harga faktor keamanan

Faktor keamanan	Harga (*Sfk*)	Keterangan
Sf_{k1}	6	Beban dikenakan secara berlahan – lahan
Sf_{k2}	1 – 1,5	Beban dikenakan secara berlahan – lahan
	1,5 – 3	Beban dikenakan dengan tumbukan ringan
	2 – 5	Beban dikenakan secara kejut dengan tumbukan berat

Sumber : Sularso, Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin, Jakarta,, 1997 : 25

LAMPIRAN 12

Tabel ukuran baut standart JIS

Ukuran standart ulir kasar metris (JIS B 0205)

Ulir			Jarak bagi (P)	Tinggi kaitan (H_1)	Ulir dalam		
					Diameter luar (D)	Diameter efektif (D_2)	Diameter dalam (D_1)
					Ulir luar		
1	2	3			Diameter luar (d)	Diameter efektif (d_2)	Diameter dalam (d_1)
M 6			1	0,541	6,000	5,350	4,917
		M 7	1	0,541	7,000	6,350	5,917
M 8			1,25	0,677	8,000	7,188	6,647
		M 9	1,25	0,677	9,000	8,188	7,647
M 10			1,5	0,812	10,000	9,026	8,376
		M 11	1,5	0,812	11,000	10,026	9,376
M 12			**1,75**	**0,947**	**12,000**	**10,863**	**10,106**
	M 14		2	1,083	14,000	12,701	11,835
M 16			2	1,083	16,000	14,701	13,835
	M18		2,5	1,353	18,000	16,376	15,294
M 20			2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
	M 22		2,5	1,353	22,000	20,376	19,294
M 24			3	1,624	24,000	22,051	20,752
	M 27		3	1,624	27,000	25,051	23,752
M 30			3,5	1,894	30,000	27,727	26,211
	M 33		3,5	1,894	33,000	30,727	29,211
M 36			4	2,165	36,000	34,402	31,670
	M 39		4	2,165	39,000	36,402	34,670
M 42			4,5	2,436	42,000	39,077	37,129
	M 45		4,5	2,436	45,000	42,077	40,129
M 48			5	2,706	48,000	44,752	42,587
	M 52		5	2,706	52,000	48,752	46,587
M 56			5,5	2,977	56,000	52,428	50,046
	M 60		5,5	2,977	60,000	56,428	54,046
M 64			6	3,248	64,000	60,103	57,505
	M 68		6	3,248	68,000	64,103	61,505

Catatan : kolom 1 merupakan pilihan utama. Kolom 2 atau kolom 3 hanya dipilih jika terpaksa.

LAMPIRAN 13

Tabel Bahan untuk flens dan baut kopling.

Elemen	Tipe standar	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm²)	Keterangan
Flens	Besi cor kelabu (JIS G 5501)	FC20 FC25 FC30 FC35	Pelunakan temperatur rendah " " "	20 25 30 35	
	Baja karbon cor (JIS G 5101)	SC37 SC42 SC46 SC49	Pelunakan " " "	37 42 46 49	Penormalan. Kadang-kadang setelah penormalan dilanjutkan dengan ditemper.
	Baja karbon tempa (JIS G 3201)	SF50 SF55 SF60	Pelunakan " "	50–60 55–65 60–70	Perlakuan panas yang lain juga dilakukan.
Baut dan mur	Baja karbon untuk konstruksi mesin (JIS G 3102)	S20C S35C S40C S45C	– – – –	40 50 60 70	
	Baja karbon untuk konstruksi biasa (JIS G 3101)	SS41B SS50B	– –	40 50	
	Baja batang difinis dingin (JIS G 3123)	S20C–D S35C–D	– –	50 60	

Sumber : Sularso, "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin", hal.33.

Tabel Bilangan kekuatan baut/sekrup dan mur mesin.

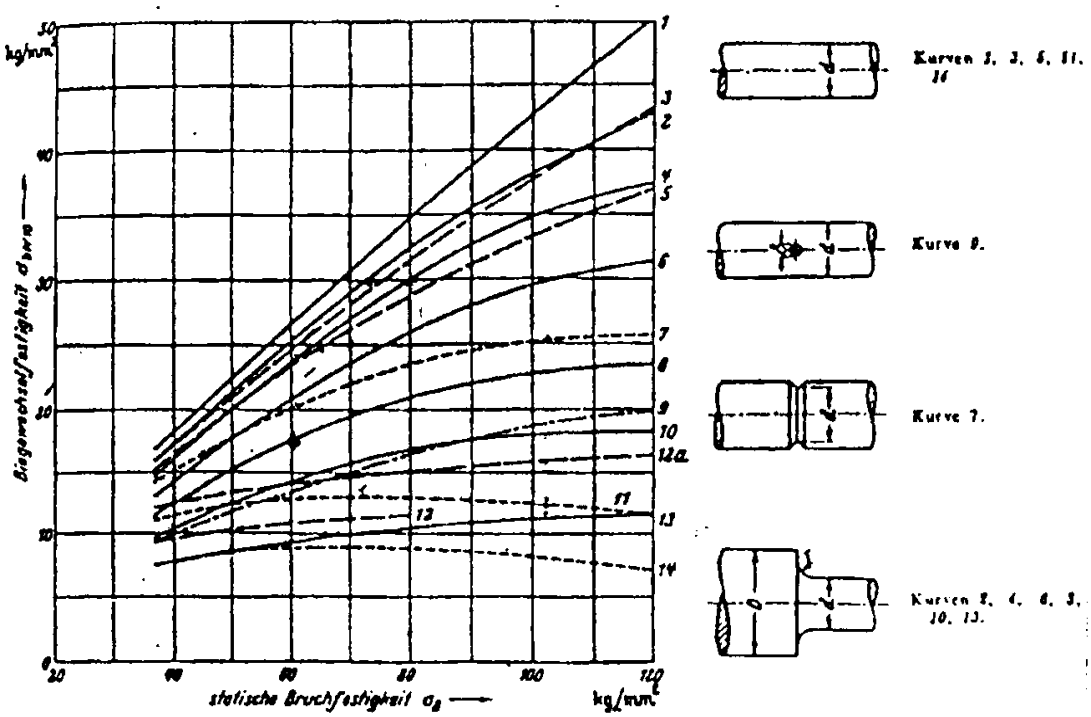
Baut mesin (JIS B1051)	Bilangan kekuatan		3,6	4,6	4,8	5,6	5,8	6,6	6,8	6,9	8,8	10,9	12,9	14,9
	Kekuatan tarik bahan (σ_B) kg/mm²	Min	34	40		50		60			80	100	120	140
		Mak	49	55		70		80			100	120	140	160
	Batas mulur (σ_y) kg/mm²	Min	20	24	32	30	40	36	48	54	64	90	108	126
Mur (JIS B1052)	Bilangan kekuatan		4			5		6			8	10	12	14
	Tegangan beban kg/mm²		40			50		60			80	100	120	140

LAMPIRAN 14

Tabel bahan untuk poros DIN 42946

Nama	Kekuatan Tarik σ_B (N/mm^2)	Kekerasan HV (dapat dikerasakan sampai)	Kekuatan tekuk berubah-ubah/membesar N/mm^2		Kekuatan torsi berubah-ubah/membesar N/mm^2	
			$\sigma_b W$	$\sigma_b S_{ch}$	$\tau_t W$	$\tau_t S_{ch}$
St 42-2	B 420…500	115 (450)	220	360	150	180
St 50-2	B 500…600	135 (530)	260	420	180	210
St 60-2	B 600…720	165 (720)	300	470	210	230
St 70-2	B 700…850	190	340	520	240	260
C 22, Ck 22	V 500…650	150	280	490	190	250
C 35, Ck 35	V 590…740	140 (530)	330	550	230	300
C 45, Ck 45	V 670…820	170 (720)	370	630	260	340
25CrMo4	V 800…950	186 (610)	430	730	300	450
34Cr4	V 900…1100	229 (670)	480	810	330	550
C 15, Ck 15	E 500…650[3]	140 (840)	260	420	180	210
16MnCr5	E 800…1100[3]	210 (840)	390	670	270	430

(G.Niemann & H.Winter elemen mesin Jilid I edisi II, Jakarta 1994, hal.249-263)



Grafik tegangan tarik Vs tegangan lelah maximal pada poros.
G.Niemann & H.Winter elemen mesin Jilid I edisi II, Jakarta 1994, hal.249-263)

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS SAINS DAN TEKNOLOGI
UNIVERSITAS SANATA DHARMA YOGYAKARTA

UJIAN PENDADARAN TUGAS AKHIR / SKRIPSI
TANGGAL : 6 Oktober 2007

NAMA Mhs. : Harry Antonius

NIM : 995214038
JUDUL :

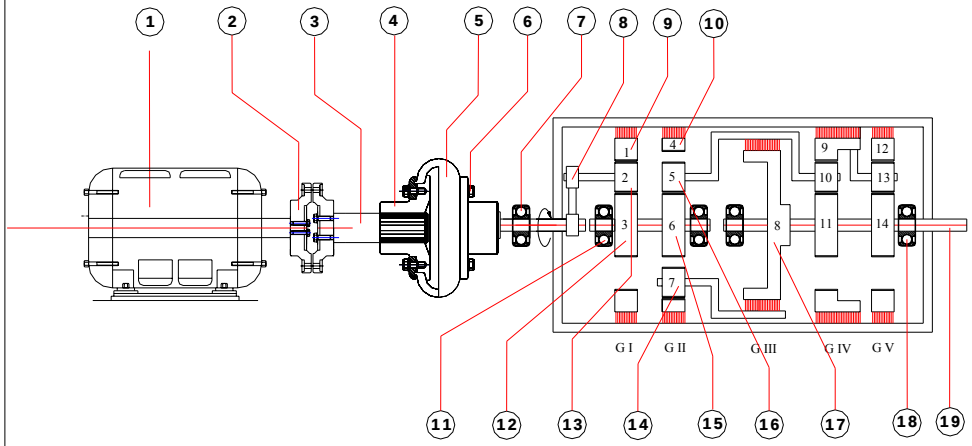
Perancangan Prime Mover Loader Untuk Tanah Liat Dengan Kapasitas Bucket 5 Meter Kubik

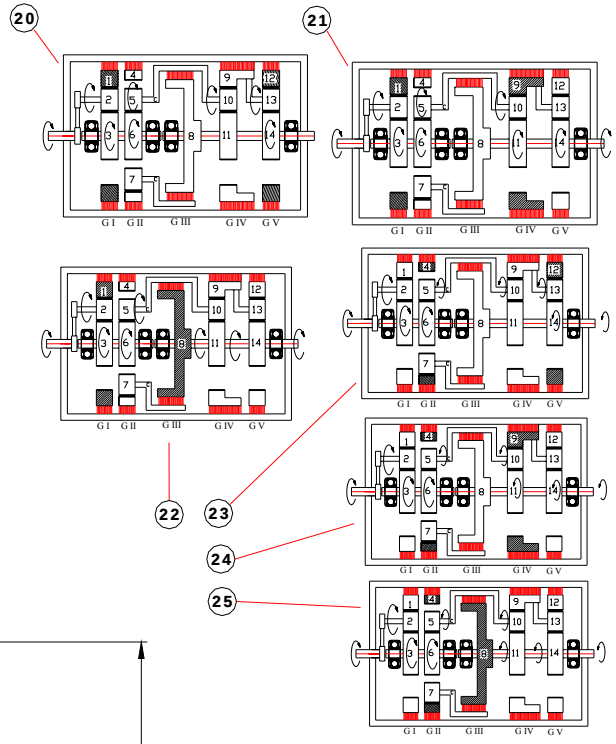
Pembimbing Utama : Budi Sugiharto, S.T., M.T.
Pembimbing Kedua :

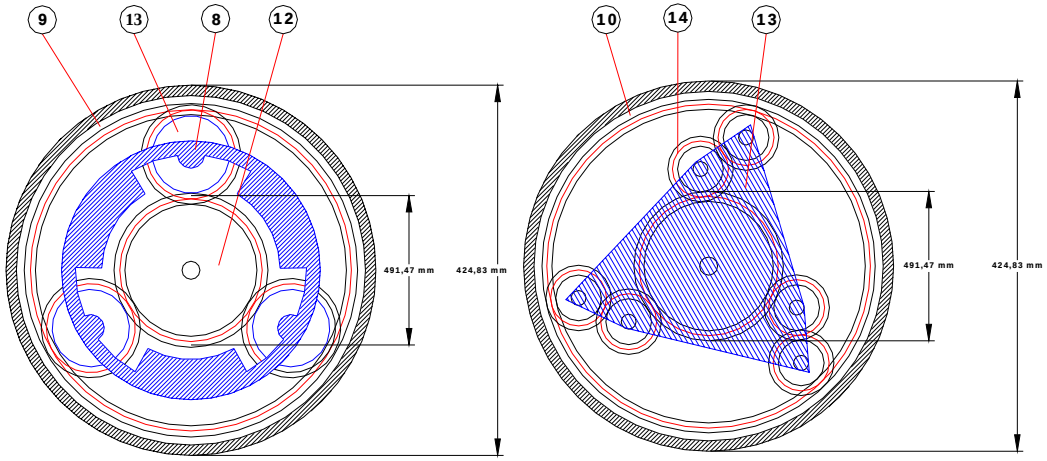
USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI

1. 1 lembar untuk mahasiswa
2. 1 lembar untuk dosen pembimbing

* Penulisan satuan, mis. Kg diganti kg.
* Intisari
* Kesimpulan
* Daftar pustaka, diurutkan dan dituliskan sesuai pedoman
* Konversi satuan dihilangkan.







No.	Qty.	Parts	Materials	Type	Note
26		Kecepatan Mundur Tingkat 3			
24		Kecepatan Mundur Tingkat 2			
23		Kecepatan Mundur Tingkat 1			
22		Kecepatan Maju Tingkat 3			
21		Kecepatan Maju Tingkat 2			
20		Kecepatan Maju Tingkat 1			
19	1	Input shaft			
18	2	Bantalan output			
17	1	Gear 8			
16		Pinion 5			
15		Sun gear 6			
14		Pinion 7			
13	1	Pinion 2, 10, 13			
12		Sun gear 3, 11, 14			
11	2	Bantalan GI & GII			
10	1	Ring gear 4			
9	1	Ring gear 1, 9, 12			
8	1	Carrier input			
7	1	Angular ball bearing		7309 A DB	Stock
6	12	Colar bolts	SS41B	JIS G 3101	M12x1.75x(30.91mm)
5		Elastis rubber	Karet dilapisi kawat yang ditenun		
4	2	Boss silindris	S45C	JIS G 4501	Kontruksi umum
3		Input shaft	25CrMo4	DIN 42946	
2	1	Flanges	S40C	JIS G 4501	Kontruksi umum
1		Engine Diesel			

Scale : 1:10	Drawn by : Harry Antonius	Note	
Dimension : mm	NIM : 995214028		
Date : 6-10-2007	Checked by : Budi Sugiharto S.T., M.T.		
MECH. ENGR. ED-USD	Prime Mover Loader Untuk Tanah Liat dengan Kapasitas 5 m3	01	A0