

**A REDESIGN OF MOTOR GRADER
EQUIVALENT WITH MITSUBISHI MG330**

TUGAS AKHIR

untuk memenuhi sebagian persyaratan
mencapai Derajat Sarjana S-1

Program Studi Teknik Mesin
Jurusan Teknik Mesin



diajukan oleh :

HERU SETIAWAN

N I M : 995214075

Kepada :

**FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS SANATA DHARMA
YOGYAKARTA
2004**



TUGAS AKHIR

A REDESIGN OF MOTOR GRADER EQUIVALENT WITH MITSUBISHI MG330

Yang dipersiapkan dan disusun oleh :

Nama : Heru Setiawan

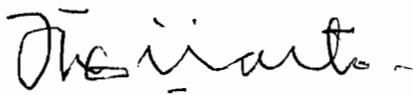
NIM : 995214075

NIRM : 990051123109120075

Telah dipertahankan di depan Dewan Penguji
pada tanggal : 22 Oktober 2004

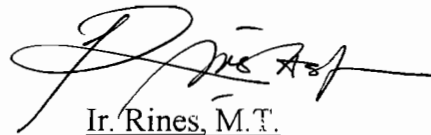
Susunan Dewan Penguji :

Pembimbing Utama



Ir. Sugijarto P.S.

Anggota Dewan Penguji



Ir. Rines, M.T.

Pembimbing Kedua



Budi Sugiharto, S.T., M.T.



Budi Setyahandana, S.T., M.T.



D. Doddy Purwadianto, S.T., M.T.

Tugas Akhir ini telah diterima sebagai salah satu persyaratan
untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik Mesin

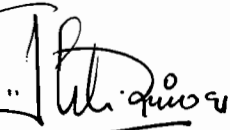
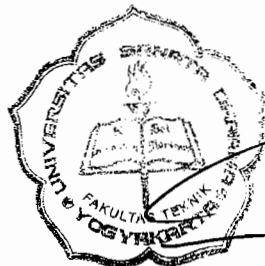
Yogyakarta, ~~30 November~~ ^{Oktober} 2004

Fakultas Teknik

Universitas Sanata Dharma

Yogyakarta

Dekan



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

PERNYATAAN KEASLIAN KARYA

Dengan ini, saya menyatakan bahwa dalam tugas akhir ini tidak terdapat karya yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar kesarjanaan di suatu perguruan tinggi, dan sejauh 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, 22 Oktober 2004



Heru Setiawan



JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK - UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman – Yogyakarta
Telp. (0274) 883037, 886530; Fax. (0274) 886529; Email: teknik@usd.ac.id

TUGAS AKHIR PROGRAM S-1 JURUSAN TEKNIK MESIN

Nomor : 304 ET USD TM Februari 2003

Diberikan kepada :
Nama Mahasiswa : Heru Setiawan
Nomor Mahasiswa : 995214075
NIKMI : 990051123109120075
Jurusan : TEKNIK MESIN
Fakultas : TEKNIK
Matakuliah : Peralatan Berat
Judul naskah soal :

Rancang " Motor Grader " kemampuannya setara dengan Komatsu tipe GD. 505 R - 2
atau Mitsubishi MG.330 .

Gide

Tanggal dimulai : 28 Februari 2003

Dosen Pembimbing Kedua

Sugiharto

Rudi Sugiharto.S.T.M.I.

Yogyakarta, 28 Februari 2003
Dosen Pembimbing Utama

Sugijarto

(Ir. Sugijarto P.S.)

INTISARI

Motor grader merupakan salah satu dari sekian banyak jenis peralatan berat yang menggunakan penggerak utama berupa *tractor* yang sering digunakan untuk melakukan pekerjaan perataan permukaan tanah (*soil grading*). *Motor grader* menggunakan jenis transmisi *hydroshift transmission*.

Peralatan kerja pada *motor grader* adalah *scarifier teeth* dan *blade*. *Scarifier teeth* berfungsi untuk menggaruk tanah yang keras dan liat sebelum diratakan dengan menggunakan *blade*. *Blade* yang berbentuk *mold board* berfungsi untuk meratakan dan membentuk permukaan tanah.

Berdasarkan jenis rangka depannya, *motor grader* dibagi menjadi dua macam, yaitu : *rigid frame*, disebut demikian karena rangka depannya kaku dan tidak dapat diserongkan ke kanan atau ke kiri, dan *articulated frame*, disebut demikian karena rangka depannya luwes dan bisa diserongkan ke kanan atau ke kiri.

ABSTRACT

Motor grader is one of many kinds of heavy equipments which uses tractor as the prime mover, it is oftenly used for soil surface grading. Motor grader is using hydroshift transmission.

The work equipments of motor grader are scarifier teeth and blade. Scarifier teeth is for scratching hard and clay soil before it is graded by blade. Blade which is its shape as mold board has a function to grade and shape the soil surface.

Based on its front frame, motor grader is classified into two types, namely rigid frame, it's called thus because its front frame is rigid and can't be slanted to the right hand or the left hand, and articulated frame, it's called thus because its front frame is flexible and can be slanted to the right hand or the left hand.

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan ke hadirat Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan berkat dan karunia sehingga penulisan Tugas Akhir perancangan salah satu jenis peralatan berat yang berjudul "*A Redesign of Motor Grader Equivalent with Mitsubishi MG330*" ini dapat terselesaikan dengan baik. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi salah satu syarat wajib untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik Mesin.

Pada kesempatan ini, penulis ingin mengucapkan terima kasih atas segala bantuan, dukungan, dan bimbingan baik secara langsung maupun tidak langsung selama proses penulisan Tugas Akhir ini kepada :

1. Bapak Ir. Sugijarto P.S., selaku Dosen Pembimbing Utama Tugas Akhir yang telah meluangkan waktu untuk memberikan nasehat, petunjuk, pengarahan dan kemudahan yang diberikan sejak awal hingga selesainya penulisan ini.
2. Bapak Budi Sugiharto, S.T., M.T., selaku Dosen Pembimbing Kedua Tugas Akhir yang telah meluangkan waktu untuk memberikan nasehat, petunjuk, pengarahan dan kemudahan yang diberikan sejak awal hingga selesainya penulisan ini.
3. Bapak Tri Harjun selaku Kepala Dinas Permukiman, dan Prasarana Wilayah Propinsi Daerah Istimewa Yogyakarta
4. Bapak Ir. Cipto Hariwibowo selaku Kepala Sub Dinas Bina Marga Propinsi Daerah Istimewa Yogyakarta
5. Bapak Ir. Agus Sumarsono selaku Pimpinan Proyek Pemeliharaan Jalan dan Jembatan Propinsi Daerah Istimewa Yogyakarta

6. Bapak Setiyawan (PakYawan), selaku Kepala Mekanik Dinas Permukiman, dan Prasarana Wilayah Propinsi Daerah Istimewa Yogyakarta yang telah banyak memberikan masukan, saran, dan kritik yang berguna kepada penulis selama penulisan Tugas Akhir ini
7. PT. Komatsu Indonesia, Tbk., dalam hal ini diwakili oleh Bapak Deden selaku *Corporate Secretary*, yang telah bersedia memberi literatur berupa brosur *Motor Grader Komatsu GD501R-1* secara cuma-cuma kepada penulis
8. PT. United Tractors, Tbk. Kantor Perwakilan Semarang, dalam hal ini diwakili oleh Bapak Marhen selaku mekanik, yang telah bersedia meminjamkan literatur berupa beberapa *manual book* kepada penulis

Akhir kata, penulis menyadari bahwa pada penulisan Tugas Akhir ini terdapat banyak kekurangan dan kesalahan, baik yang penulis sadari ataupun tidak, baik yang penulis sengaja maupun tidak. Oleh karena itu, saran dan kritik yang bersifat membangun, penulis terima dengan senang hati.

Semoga Tuhan yang Maha Kuasa membalas semua kebaikan yang telah diberikan dan senantiasa dilimpahi berkat dan rahmat-Nya dan semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi kalangan pembaca, khususnya bagi mahasiswa Jurusan Teknik Mesin yang berminat mendalami pengetahuan tentang peralatan berat.

Yogyakarta, 22 Oktober 2004
Penulis,



Heru Setiawan

MOTTO

PANTANG MENYERAH, TEKUN, DAN GIGIH

(PENULIS)

MAN FOR OTHERS

(JOHANNES DE BRITTO)

KARENA ITU AKU BERKATA KEPADAMU :

MINTALAH, MAKA AKAN DIBERIKAN KEPADAMU;

CARILAH, MAKA KAMU AKAN MENDAPAT;

KETUKLAH, MAKA PINTU AKAN DIBUKAKAN BAGIMU.

KARENA SETIAP ORANG YANG MEMINTA, MENERIMA

DAN SETIAP ORANG YANG MENCARI, MENDAPAT

DAN SETIAP ORANG YANG MENGETUK, BAGINYA PINTU DIBUKAKAN.

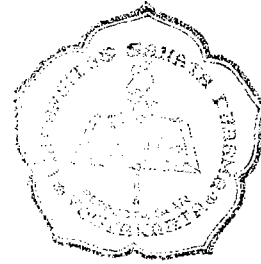
(LUKAS II : 9 -10)

PERSEMBAHAN

KUPERSEMBAHKAN TUGAS AKHIR INI KEPADA :

- BAPAK DAN IBUKU, H. SUBAGYO DAN HJ. SUHARJIMAH
- KAKAKKU, HERMAWAN SETIAJI, DAN KAKAK IPARKU SRI WAHYUTI, BESERTA
KEPONAKANKU MUHAMMAD ILHAM MULADI
- KEDUA ADIKKU, NURHADI JATMIKO, DAN RAFIKA HARJANTHI
- BAPAK JUSTINUS SOETARA (ALM.) DAN IBU M.M. SUWARTI
- KEKASIHKU, MARIA EMMILIA DARU MANUKMENG WESTRI JATININGSIH
- ALMAMATERKU, UNIVERSITAS SANATA DHARMA YOGYAKARTA

DAFTAR ISI



HALAMAN JUDUL.....	i
HALAMAN PENGESAHAN.....	ii
PERNYATAAN KEASLIAN KARYA.....	iii
LEMBAR SOAL TUGAS AKHIR.....	iv
INTISARI.....	v
<i>ABSTRACT</i>	vi
KATA PENGANTAR.....	vii
MOTTO.....	ix
PERSEMBAHAN.....	x
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR TABEL.....	xviii
DAFTAR GAMBAR.....	xxi
DAFTAR NOTASI.....	xiv
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Pengelompokan Peralatan Berat.....	1
1.3. <i>Motor Grader</i>	3
BAB II <i>POWER TRAIN</i>	6
2.1. Pengertian <i>Power Train</i>	6
2.2. Komponen-komponen <i>Power Train</i> dan Fungsinya.....	7
2.2.1. <i>Engine</i>	7
2.2.2. <i>Damper</i>	7
	xi

2.2.3. <i>Transfer</i>	7
2.2.4. <i>Planetary Gear Trains</i>	8
2.2.5. <i>Transmission</i>	8
2.2.6. <i>Reduction Gear</i>	8
2.2.7. <i>Final Drive</i>	9
2.2.8. <i>Rear Axle</i>	9
2.2.9. <i>Tandem Drive</i>	9
2.2.10. <i>Wheel</i>	10
2.2.11. <i>Wheel Brake</i>	10
2.2.12. <i>Parking Brake</i>	10
2.2.13. <i>Differential</i>	10
2.2.14. <i>Differential Lock</i>	11
2.3. <i>Proses Penyaluran Tenaga</i>	11
BAB III KEMAMPUAN BERJALAN (<i>TRAVELLING PERFORMANCE</i>)	13
3.1. <i>Perhitungan Traksi</i>	13
3.2. <i>Hambatan-hambatan yang Terjadi</i>	22
3.2.1. <i>Hambatan Gelinding (<i>Rolling Resistance</i>)</i>	23
3.2.2. <i>Hambatan Tanjakan (<i>Grade Resistance</i>)</i>	24
BAB IV PERALATAN KERJA	27
4.1. <i>Blade</i>	27
4.2. <i>Mekanisme Kerja Blade</i>	28
4.3. <i>Pemilihan Bahan Blade</i>	30
4.4. <i>Kekuatan Bahan Blade</i>	32

4.5. Mata Pisau (<i>Cutting Edge</i>).....	35
4.5.1. Perancangan Sambungan Keling.....	35
4.5.1.1. Tinjauan Kekuatan Sambungan Paku Keling	37
a. Tinjauan Kekuatan Sambungan Paku Keling Terhadap Beban Tarikan.....	37
b. Tinjauan Kekuatan Sambungan Paku Keling Terhadap Beban Geseran	38
c. Tinjauan Kekuatan Sambungan Paku Keling Terhadap Beban Desakan	37
4.6. Perhitungan Silinder Penggeser <i>Blade (Blade Sideshift Cylinder)</i>	40
4.7. Perancangan Roda Putar (<i>Circle</i>)	41
4.8. <i>Scarifier</i>	46
4.8.1. Mekanisme Kerja <i>Scarifier</i>	46
4.8.2. <i>Scarifier Lift Cylinder</i>	47
4.8.3. Perancangan <i>Scarifier</i>	47
4.8.4. Kekuatan Bahan <i>Scarifier</i>	50
4.9. <i>Circle Reverse Drive</i>	54
4.10. <i>Oil Motor</i> (Penggerak Minyak Hidrolik).....	54
4.11. <i>Circle Reverse Gear</i>	56
4.12. <i>Blade Slip Clutch</i>	59
4.12.1. Fungsi <i>Blade Slip Clutch</i>	60
4.12.2. Mekanisme Kerja <i>Blade Slip Clutch</i>	60
BAB V PERANCANGAN TRANSMISI	62

5.1. Pengertian <i>Powershift Transmission</i>	62
5.2. Prinsip Kerja Pasangan Roda Gigi Planet.....	64
5.2.1. Keadaan <i>Ring Gear</i> Diam	64
5.2.2. Keadaan Lengan (<i>Arm</i>) Diam.....	65
5.2.3. Rancangan Rangkaian Roda Gigi Planet.....	66
5.3. Mekanisme Pengoperasian Transmisi	68
5.3.1. Gerak Maju pada Transmisi Tingkat Pertama.....	69
5.3.2. Gerak Maju pada Transmisi Tingkat Kedua	71
5.3.3. Gerak Maju pada Transmisi Tingkat Ketiga	73
5.3.4. Gerak Maju pada Transmisi Tingkat Keempat	74
5.3.5. Gerak Maju pada Transmisi Tingkat Kelima.....	76
5.3.6. Gerak Maju pada Transmisi Tingkat Keenam.....	77
5.3.7. Gerak Mundur pada Transmisi Tingkat Pertama	78
5.4. Perancangan Transmisi Roda Gigi Planet.....	80
5.4.1. Perancangan Roda Gigi Gerak Mundur (<i>Reverse Clutch</i>)	80
5.4.2. Perancangan Roda Gigi Gerak Maju (<i>Forward Clutch</i>)	90
5.4.3. Perancangan Roda Gigi Kecepatan Ketiga (<i>3rd-Speed Clutch</i>).....	93
5.4.4. Perancangan Roda Gigi Kecepatan Kedua (<i>2nd-Speed Clutch</i>).....	95
5.4.5. Perancangan Roda Gigi Kecepatan Pertama (<i>1st-Speed Clutch</i>)	97
5.4.6. Perancangan Roda Gigi Kecepatan	

Rendah (<i>Low-Speed Clutch</i>).....	99
5.4.7. Perancangan Roda Gigi Kecepatan	
Tinggi (<i>High-Speed Clutch</i>)	101
5.6. Roda Gigi <i>Final Drive</i>	103
BAB VI <i>TANDEM DRIVES</i>	124
6.1. Pengertian dan Fungsi <i>Tandem Drive</i>	124
6.2. Perancangan Rantai Rol.....	125
BAB VII REM.....	140
7.1. Pengertian dan Fungsi Rem	140
7.2. Rem Parkir	145
7.2.1. Mekanisme Kerja Rem Parkir	146
7.2.2. Perancangan Rem Parkir	146
7.2.3. Perancangan Pegas Rem Parkir	149
7.3. Rem Roda (<i>Wheel Brake</i>).....	155
7.3.1. Pengertian dan Fungsi Rem Roda	156
7.3.2. Mekanisme Kerja Rem Roda	156
7.3.3. Perancangan Rem Roda.....	158
BAB VIII SISTEM HIDROLIK	159
8.1. Pengertian dan Fungsi Sistem Hidrolik	159
8.2. Sirkuit Hidrolik	160
8.3. Komponen-komponen Sistem Hidrolik.....	162
8.4. Tangki Minyak Hidrolik	163
8.5. Penyaring	163

8.6. Saluran Minyak Hidrolik	164
8.7. Perapat Hidrolik.....	167
8.8. Pedoman Pemilihan Minyak Hidrolik	167
8.9. Mekanisme Penyaluran Minyak Hidrolik.....	170
8.10. Pemilihan Jenis Pompa	171
8.11. Pompa Roda Gigi.....	172
8.12. Katup-katup Pengatur (<i>Control Valves</i>)	174
8.13. <i>Block Assembly (upper)</i>	175
8.14. <i>Block Assembly (lower)</i>	177
8.15. <i>Blade Lift Section and Scarifier Lift Section</i>	178
BAB IX KESIMPULAN.....	179
9.1. Spesifikasi Teknis	179
9.2. Peralatan Kerja.....	180
9.2.1. <i>Blade</i>	181
9.2.2. Roda Putar	181
9.2.2. <i>Scarifier</i>	182
9.3. Transmisi	183
9.4. Roda Gigi <i>Final Drive</i>	183
9.5. <i>Tandem Drives</i>	184
9.5.1. Rantai Rol.....	185
9.6. Rem.....	186
9.6.1. Rem Parkir (<i>Parking Brake</i>).....	187
9.6.2. Pegas Rem Parkir	187

9.6.3. Rem Roda (<i>Wheel Brake</i>).....	188
9.7. Sistem Hidrolik.....	188
DAFTAR PUSTAKA.....	190
LAMPIRAN	

DAFTAR TABEL

Tabel 1.1.	Spesifikasi Mitsubishi <i>Motor Grader</i> Tipe MG 330	5
Tabel 3.1	Daya yang Dihasilkan untuk <i>Engine Model</i> 6D16-TE1 pada Putaran 1500 rpm – 2800 rpm	16
Tabel 3.2.	Kecepatan Sudut dan Torsi <i>Engine</i> pada Putaran 1500 rpm – 1800 rpm	17
Tabel 3.3.	Kecepatan V (m/s) dan Traksi P_t (kg) pada Arah Gerak Maju untuk $\omega_e = 188,50 \text{ rad/s} - 293,22 \text{ rad/s}$ dan $T_e = 51,93 \text{ kg m} - 64,86 \text{ kg m}$	20
Tabel 3.4.	Kecepatan V (m/s) dan Traksi P_t (kg) pada Arah Gerak Mundur untuk $\omega_e = 157,08 \text{ rad/s} - 293,22 \text{ rad/s}$ dan $T_e = 51,93 \text{ kg m} - 64,94 \text{ kg m}$	21
Tabel 3.5.	Koefisien Hambatan Gelinding	23
Tabel 3.6.	Hambatan Gelinding pada Setiap Tipe dan Keadaan Landasan....	24
Tabel 3.7.	Sudut Kemiringan dan Hambatan Tanjakan yang Dapat Dilalui pada Setiap Traksi dengan Hambatan Gelinding $P_R = 1752,8 \text{ kg}$ pada Arah Gerak Maju.....	25
Tabel 4.1.	Harga Minimum λ untuk Rumus Euler dan σ_K menurut Tetmajer	34
Tabel 4.2.	Nilai Tegangan yang Diijinkan untuk Bahan Paku Keling (dalam N/mm^2)	36
Tabel 4.3.	Kekuatan Bahan Roda Gigi	45

Tabel 5.1.	Hubungan Roda Gigi, Kecepatan, dan Arah Gerakan.....	67
Tabel 5.2.	Faktor Bentuk Gigi	86
Tabel 5.3.	Faktor Dinamis f_v	88
Tabel 5.4.	Hasil-hasil Perhitungan untuk Perancangan Pasangan Roda Gigi Planet Arah Gerak Maju (<i>Forward Clutch</i>).....	92
Tabel 5.5.	Hasil-hasil Perhitungan untuk Perancangan Pasangan Roda Gigi Planet Kecepatan Ketiga (<i>3rd-Speed Clutch</i>).....	94
Tabel 5.6.	Hasil-hasil Perhitungan untuk Perancangan Pasangan Roda Gigi Planet Kecepatan Kedua (<i>2nd-Speed Clutch</i>).....	96
Tabel 5.7.	Hasil-hasil Perhitungan untuk Perancangan Pasangan Roda Gigi Planet Kecepatan Pertama (<i>1st-Speed Clutch</i>)	98
Tabel 5.8.	Hasil-hasil Perhitungan untuk Perancangan Pasangan Roda Gigi Planet Kecepatan Rendah (<i>Low-Speed Clutch</i>).....	100
Tabel 5.9.	Hasil-hasil Perhitungan untuk Perancangan Pasangan Roda Gigi Planet Kecepatan Tinggi (<i>High-Speed Clutch</i>).....	102
Tabel 5.10.	Tegangan Lentur yang Diiijinkan dan Tegangan Kontak yang Diiijinkan untuk Bahan Roda Gigi Kerucut	116
Tabel 5.11.	Faktor Beban Lebih K_0	118
Tabel 5.12.	Faktor Distribusi Beban K_m	118
Tabel 5.13.	Koefisien Elastis C_p ($\sqrt{\text{kg/mm}}$).....	120
Tabel 6.1.	Baja Karbon untuk Konstruksi Mesin	127
Tabel 6.2.	Ukuran-ukuran Umum Rantai Rol (dalam satuan mm).....	130
Tabel 6.3.	Ukuran-ukuran Individual Rantai Rol	131

Tabel 7.1.	Bahan Pegas Menurut Jenis Pemakaiannya.....	150
Tabel 7.2.	Harga Modulus Geser G	151
Tabel 7.3.	Hasil Perhitungan pada Perancangan Rem Roda.....	158
Tabel 8.1.	Ukuran-ukuran Umum Selang (<i>Hose</i>).....	166
Tabel 8.2.	Karakteristik Pompa	171
Tabel 9.1.	Spesifikasi <i>Motor Grader</i> yang Dirancang.....	180
Tabel 9.2.	Pasangan Roda Putar (<i>Circle</i>) dengan <i>Circle Reverse Gear</i>).....	182
Tabel 9.3.	Pasangan Roda Gigi <i>Final Drive</i>	184
Tabel 9.4.	Rantai Rol pada Tandem Drives.....	186
Tabel 9.5.	Rem Parkir (<i>Parking Brake</i>).....	187
Tabel 9.6.	Pegas Rem Parkir.....	188

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1.	<i>Motor Grader</i>	4
Gambar 2.1.	Skema <i>Power Train</i>	6
Gambar 3.1.	Grafik <i>Rimpull</i> vs Kecepatan untuk Arah Gerak Maju.....	21
Gambar 3.2.	Grafik <i>Rimpull</i> vs Kecepatan untuk Arah Gerak Mundur.....	22
Gambar 4.1.	<i>Blade</i> dan Komponen-komponen Pendukung.....	27
Gambar 4.2.	Pandangan Depan dan Pandangan Kanan <i>Blade</i>	30
Gambar 4.3.	<i>Scarifier</i> dan Komponen-komponen Pendukung.....	46
Gambar 4.4.	Pandangan Depan dan Pandangan Kanan Gigi <i>Scarifier</i>	48
Gambar 4.5.	Ukuran- ukuran Gigi <i>Scarifier</i>	51
Gambar 4.6.	<i>Oil Motor</i>	54
Gambar 4.7.	Prinsip Kerja <i>Oil Motor</i>	55
Gambar 4.8.	<i>Circle Reverse Gear</i>	57
Gambar 4.9	<i>Blade Slip Clutch</i>	59
Gambar 4.10	Plat Berpasangan dan Plat Gesek pada <i>Blade Slip Clutch</i>	61
Gambar 5.1.	Pasangan Roda Gigi Planet (<i>Planetary Gear Trains</i>).....	63
Gambar 5.2.	Pasangan Roda Gigi Planet pada Keadaan <i>Ring Gear</i> Diam.....	64
Gambar 5.3.	Pasangan Roda Gigi Planet pada Keadaan Lengan (<i>Arm</i>) Diam...	65
Gambar 5.4.	Rangkaian Transmisi Pasangan Roda Gigi Planet.....	66
Gambar 5.5.	Penggunaan Roda Gigi Gerak Maju Kecepatan Pertama.....	69
Gambar 5.6.	Penggunaan Roda Gigi Gerak Maju Kecepatan Kedua.....	72
Gambar 5.7.	Penggunaan Roda Gigi Gerak Maju Kecepatan Ketiga.....	73
Gambar 5.8.	Penggunaan Roda Gigi Gerak Maju Kecepatan Keempat.....	75

Gambar 5.9.	Penggunaan Roda Gigi Gerak Maju Kecepatan Kelima	76
Gambar 5.10.	Penggunaan Roda Gigi Gerak Maju Kecepatan Keenam.....	77
Gambar 5.11.	Penggunaan Roda Gigi Gerak Mundur Kecepatan Pertama.....	79
Gambar 5.12.	<i>Final Drive</i> dengan Diferensial	104
Gambar 5.13.	Roda Gigi Kerucut Lurus dan Nama Bagian-bagiannya	105
Gambar 5.14.	Faktor Dinamis K_v pada Roda Gigi Kerucut.....	117
Gambar 5.15.	Faktor Geometri J pada Roda Gigi Kerucut	117
Gambar 5.16.	Faktor Geometri I pada Roda Gigi Kerucut.....	121
Gambar 6.1.	<i>Tandem Drive</i> pada Salah Satu Sisi Roda Belakang	124
Gambar 6.2.	Rantai Rol	125
Gambar 6.3.	Diagram Pemilihan Rantai Rol.....	129
Gambar 6.4.	Ukuran Rantai Rol	130
Gambar 6.5.	Ilustrasi untuk Posisi Saling Bersinggungan antara Dia- meter Lingkaran Luar <i>Sprocket</i> Kecil dengan Dia- meter Lingkaran Luar <i>Sprocket</i> Besar Bagian Belakang.....	137
Gambar 7.1.	<i>Motor Grader</i> Bekerja dengan Roda Depan pada Posisi <i>Leaning</i>	141
Gambar 7.2.	Skema Rangkaian Sistem Udara.....	143
Gambar 7.3.	Pengoperasian Rem Parkir.....	145
Gambar 7.4.	Tegangan Geser Maksimum dari Pegas Tekan	152
Gambar 7.5.	Rem Roda	155
Gambar 7.6.	Rem Roda pada Saat Bekerja dan pada Saat Tidak Bekerja	156
Gambar 8.1.	Skema Sirkuit Hidrolik	161

Gambar 8.2.	Lapisan-lapisan Selang (<i>Hose</i>)	165
Gambar 8.3.	Pompa Roda Gigi.....	172
Gambar 8.4.	Katup-katup Pengatur (<i>Control Valves</i>)	174
Gambar 8.5.	<i>Block Assembly (upper)</i>	176
Gambar 8.6.	<i>Block Assembly (lower)</i>	177
Gambar 8.7.	<i>Blade Lift Section dan Scarifier Lift Section</i>	178

DAFTAR NOTASI

BAB III KEMAMPUAN BERJALAN (*TRAVELLING PERFORMANCE*)

α	sudut tanjakan, satuan $^{\circ}$
ω_e	kecepatan sudut <i>engine</i> , satuan rad/s
μ_r	koefisien hambatan gelinding
G	berat <i>motor grader</i> beroperasi, satuan kg
i_1	perbandingan reduksi pasangan roda gigi planet kecepatan pertama
i_2	perbandingan reduksi pasangan roda gigi planet kecepatan kedua
i_3	perbandingan reduksi pasangan roda gigi planet kecepatan ketiga
i_F	perbandingan reduksi pasangan roda gigi planet arah gerak maju
i_{fd}	perbandingan reduksi pasangan roda gigi <i>final drive</i>
i_H	perbandingan reduksi pasangan roda gigi planet kecepatan tinggi
i_L	perbandingan reduksi pasangan roda gigi planet kecepatan rendah
i_R	perbandingan reduksi pasangan roda gigi planet arah gerak mundur
i_{td}	perbandingan reduksi rangkaian <i>tandem drive</i>
i_{t1F}	perbandingan reduksi total kecepatan pertama arah gerak maju
i_{t2F}	perbandingan reduksi total kecepatan kedua arah gerak maju
i_{t3F}	perbandingan reduksi total kecepatan ketiga arah gerak maju
i_{t4F}	perbandingan reduksi total kecepatan keempat arah gerak maju
i_{t5F}	perbandingan reduksi total kecepatan kelima arah gerak maju
i_{t6F}	perbandingan reduksi total kecepatan keenam arah gerak maju
i_{t1R}	perbandingan reduksi total kecepatan pertama arah gerak mundur

i_{t2R}	perbandingan reduksi total kecepatan kedua arah gerak mundur
i_{t3R}	perbandingan reduksi total kecepatan ketiga arah gerak mundur
i_{t4R}	perbandingan reduksi total kecepatan keempat arah gerak mundur
i_{t5R}	perbandingan reduksi total kecepatan kelima arah gerak mundur
i_{t6R}	perbandingan reduksi total kecepatan keenam arah gerak mundur
N_e	daya <i>engine</i> , satuan kW atau HP (menyesuaikan dengan persamaan yang digunakan)
n_e	putaran <i>engine</i> , satuan rpm
P_G	hambatan tanjakan, satuan kg
P_R	hambatan gelinding, satuan kg
P_{t1F}	traksi maksimum untuk kecepatan maksimum pertama arah gerak maju, satuan kg
P_{t2F}	traksi maksimum untuk kecepatan maksimum kedua arah gerak maju, satuan kg
P_{t3F}	traksi maksimum untuk kecepatan maksimum ketiga arah gerak maju, satuan kg
P_{t4F}	traksi maksimum untuk kecepatan maksimum keempat arah gerak maju, satuan kg
P_{t5F}	traksi maksimum untuk kecepatan maksimum kelima arah gerak maju, satuan kg
P_{t6F}	traksi maksimum untuk kecepatan maksimum keenam arah gerak maju, satuan kg

P_{11R}	traksi maksimum untuk kecepatan maksimum pertama arah gerak mundur, satuan kg
P_{12R}	traksi maksimum untuk kecepatan maksimum kedua arah gerak mundur, satuan kg
P_{13R}	traksi maksimum untuk kecepatan maksimum ketiga arah gerak mundur, satuan kg
P_{14R}	traksi maksimum untuk kecepatan maksimum keempat arah gerak mundur, satuan kg
P_{15R}	traksi maksimum untuk kecepatan maksimum kelima arah gerak mundur, satuan kg
P_{16R}	traksi maksimum untuk kecepatan maksimum keenam arah gerak mundur, satuan kg
R_b	jari-jari ban, satuan m
T_e	torsi <i>engine</i> , satuan kg m
V_{1F}	kecepatan maksimum pertama arah gerak maju, satuan m/s
V_{1R}	kecepatan maksimum pertama arah gerak mundur, satuan m/s
V_{2F}	kecepatan maksimum kedua arah gerak maju, satuan m/s
V_{2R}	kecepatan maksimum kedua arah gerak mundur, satuan m/s
V_{3F}	kecepatan maksimum ketiga arah gerak maju, satuan m/s
V_{3R}	kecepatan maksimum ketiga arah gerak mundur, satuan m/s
V_{4F}	kecepatan maksimum keempat arah gerak maju, satuan m/s
V_{4R}	kecepatan maksimum keempat arah gerak mundur, satuan m/s
V_{5F}	kecepatan maksimum kelima arah gerak maju, satuan m/s

V_{5R}	kecepatan maksimum kelima arah gerak mundur, satuan m/s
V_{6F}	kecepatan maksimum keenam arah gerak maju, satuan m/s
V_{6R}	kecepatan maksimum keenam arah gerak mundur, satuan m/s

BAB IV PERALATAN KERJA

α	sudut tekanan pahat, satuan $^{\circ}$
λ_b	koefisien kerampingan (<i>slenderness ratio</i>) bahan <i>blade</i>
λ_s	koefisien kerampingan (<i>slenderness ratio</i>) bahan <i>scarifier</i>
θ	sudut kelengkungan <i>blade</i> , satuan $^{\circ}$ atau radian (dengan nilai konversi)
σ	tegangan akibat gaya dorong, satuan N/mm^2
σ_{a1}	tegangan lentur yang diijinkan bahan <i>circle reverse gear</i> , satuan kg/mm^2
σ_{a2}	tegangan lentur yang diijinkan bahan <i>circle</i> , satuan kg/mm^2
σ_B	tegangan tarik bahan <i>scarifier</i> , satuan N/mm^2
σ_{B1}	tegangan tarik bahan <i>circle reverse gear</i> , satuan kg/mm^2
σ_{B2}	tegangan tarik bahan <i>circle</i> , satuan kg/mm^2
σ_{Bb}	tegangan tarik bahan <i>blade</i> , satuan N/mm^2
$\bar{\sigma}_{des}$	tegangan desak yang diijinkan untuk bahan paku keling, satuan N/mm^2 atau kg/mm^2 (dengan nilai konversi)
σ_{Kb}	tegangan tekuk bahan <i>blade</i> menurut Tetmajer, satuan N/mm^2
σ_{Ks}	tegangan tekuk bahan <i>scarifier</i> menurut Tetmajer, satuan N/mm^2
σ_s	tegangan geser bahan <i>scarifier</i> , satuan N/mm^2
σ_{sb}	tegangan geser bahan <i>blade</i> , satuan N/mm^2

σ_{sblade}	tegangan geser bahan <i>blade</i> ketika digunakan untuk bekerja, satuan N/mm ²
σ_t	tegangan tarik, satuan kg/mm ²
$\bar{\sigma}_t$	tegangan tarik yang diijinkan untuk bahan paku keling, satuan N/mm ² atau kg/mm ² (dengan nilai konversi)
τ	tegangan geser pada <i>pin</i> , satuan kg/mm ²
τ_s	tegangan geser, satuan kg/cm ²
$\bar{\tau}_s$	tegangan geser yang diijinkan untuk bahan paku keling, satuan N/mm ² atau kg/mm ² (dengan nilai konversi)
a	jarak antar sumbu poros, satuan mm
a_0	jarak antar poros roda gigi, satuan mm
A_b	luas permukaan <i>blade</i> , satuan mm ²
A_{sc}	luas permukaan <i>scarifier</i> , satuan mm ²
A_{sh}	luas permukaan silinder hidrolik yang diperlukan, satuan mm ²
b	panjang mata pisau, satuan mm
b_{gigi}	beban satu gigi pada <i>scarifier</i> , satuan kg atau N (dengan nilai konversi)
	kg/mm ²
c_k	kelonggaran puncak, satuan mm
d	diameter paku keling, satuan mm
d_{01}	diameter lingkaran jarak bagi <i>circle reverse gear</i> , satuan mm
d_{02}	diameter lingkaran jarak bagi <i>circle</i> , satuan mm
d_1	diameter dalam silinder, satuan mm

d_{f1}	diameter lingkaran kaki <i>circle reverse gear</i> , satuan mm
d_{f2}	diameter lingkaran kaki <i>circle</i> , satuan mm
d_{k1}	diameter lingkaran kepala <i>circle reverse gear</i> , satuan mm
d_{k2}	diameter lingkaran kepala <i>circle</i> , satuan mm
d_p	diameter <i>pin</i> , satuan mm
d_r	diameter <i>rod</i> , satuan mm
\bar{F}_b	gaya dorong <i>blade</i> yang diijinkan, satuan N
FK	faktor keamanan silinder hidrolik
F_b	gaya pengoperasian terberat <i>blade</i> pada arah gerakan maju
\bar{F}_{tekan1}	gaya tekan bahan <i>blade</i> yang diijinkan, satuan N
\bar{F}_{tekan2}	gaya tekan yang diijinkan untuk bahan <i>scarifier</i> , satuan N
H	tinggi gigi, satuan mm
H_{B1}	kekerasan Brinell bahan <i>circle reverse gear</i>
H_{B2}	kekerasan Brinell bahan <i>circle</i>
I_{AGJK}	momen inersia segi empat AGJK, satuan mm ⁴
i_b	jari-jari inersia penampang <i>blade</i> , satuan mm
I_b	momen inersia penampang permukaan <i>blade</i> , satuan mm ⁴
I_{EFIH}	momen inersia segi empat EFIH, satuan mm ⁴
I_{FGJI}	momen inersia busur FGJI, satuan mm ⁴
i_{pk}	jumlah paku keling dalam satu baris
i_s	jari-jari inersia permukaan gigi <i>scarifier</i> , satuan mm
I_s	momen inersia total permukaan gigi <i>scarifier</i> , satuan mm ⁴

k'_H	faktor tegangan kontak bahan kedua roda gigi, satuan kg/mm^2
L_b	panjang busur <i>blade</i> , satuan mm
L_{Kb}	panjang tekuk bebas <i>blade</i> yang mendapat tekanan, satuan mm
L_{Ks}	panjang tekuk gigi <i>scarifier</i> , satuan mm
m	modul
n_{pk}	jumlah keseluruhan paku keling
p	tekanan kerja hidrolis, satuan kg/cm^2
s	tebal mata pisau, satuan mm
S_K	faktor keamanan
$t_{scarifier}$	tinggi <i>scarifier</i> sesungguhnya, satuan mm
t_{keling}	jarak antar paku keling, satuan mm
t_{pisau}	kedalaman pisau menembus tanah
t_{sh}	tebal silinder hidrolis, satuan cm
W_b	berat <i>blade</i> , satuan kg
Y_1	faktor bentuk gigi <i>circle reverse gear</i>
Y_2	faktor bentuk gigi <i>circle</i>
z_1	jumlah gigi <i>circle reverse gear</i>
z_2	jumlah gigi <i>circle</i>

BAB V PERANCANGAN TRANSMISI

α_0	sudut tekanan pahat, satuan $^\circ$
σ_{a1}	tegangan lentur yang diijinkan bahan roda gigi matahari, satuan kg/mm^2

- tegangan lentur yang diijinkan bahan roda gigi kerucut pinion, satuan kg/mm^2
- σ_{a2} tegangan lentur yang diijinkan bahan roda gigi planet, satuan kg/mm^2
tegangan lentur yang diijinkan bahan roda gigi kerucut besar, satuan kg/mm^2
- σ_{a3} tegangan lentur yang diijinkan bahan roda gigi cincin, satuan kg/mm^2
- σ_{B1} kekuatan tarik bahan roda gigi matahari, satuan kg/mm^2
kekuatan tarik bahan roda gigi kerucut pinion, satuan kg/mm^2
- σ_{B2} kekuatan tarik bahan roda gigi planet, satuan kg/mm^2
kekuatan tarik bahan roda gigi kerucut besar, satuan kg/mm^2
- σ_{B3} kekuatan tarik bahan roda gigi cincin, satuan kg/mm^2
- a jarak antar sumbu poros, satuan mm
- b lebar gigi, satuan mm
- b_p lebar profil, satuan mm
- c_k kelonggaran puncak, satuan mm
- C_o kelonggaran belakang, satuan mm
- d_{01} diameter lingkaran jarak bagi roda gigi matahari, satuan mm
- d_{02} diameter lingkaran jarak bagi roda gigi planet, satuan mm
- d_{03} diameter lingkaran jarak bagi roda gigi cincin, satuan mm
- d_1 diameter dalam poros bintang, satuan mm
- d_2 diameter luar poros bintang, satuan mm
- d_{f1} diameter lingkaran kaki roda gigi matahari, satuan mm
- d_{f2} diameter lingkaran kaki roda gigi planet, satuan mm

d_B	diameter lingkaran kaki roda gigi cincin, satuan mm
d_{k1}	diameter lingkaran kepala roda gigi matahari, satuan mm diameter lingkaran kepala roda gigi kerucut pinion, satuan mm
d_{k2}	diameter lingkaran kepala roda gigi planet, satuan mm diameter lingkaran kepala roda gigi kerucut besar, satuan mm
d_{k3}	diameter lingkaran kepala roda gigi cincin, satuan mm
F'_{b1}	beban lentur yang diijinkan untuk roda gigi matahari, satuan kg/mm^2 beban lentur yang diijinkan untuk roda gigi kerucut pinion, satuan kg/mm^2
F'_{b2}	beban lentur yang diijinkan untuk roda gigi planet, satuan kg/mm^2 beban lentur yang diijinkan untuk roda gigi kerucut besar, satuan kg/mm^2
F'_{b3}	beban lentur yang diijinkan untuk roda gigi cincin, satuan kg/mm^2
f_c	faktor koreksi
F_t	gaya tangensial, satuan kg
f_v	faktor dinamis
H	tinggi gigi, satuan mm
H_{B1}	kekerasan Brinell bahan roda gigi matahari kekerasan Brinell bahan roda gigi kerucut pinion (SNC 21)
H_{B2}	kekerasan Brinell bahan roda gigi planet kekerasan Brinell bahan roda gigi kerucut besar (S45C)
H_{B3}	kekerasan Brinell bahan roda gigi cincin
i	perbandingan reduksi
k_H	faktor tegangan kontak, satuan kg/mm^2

L	panjang poros yang membawa beban terpakai, satuan mm
m	modul
n_1	putaran roda gigi/poros penggerak, satuan rpm
n_2	putaran poros roda gigi/poros yang digerakkan, satuan rpm
n_3	putaran roda gigi cincin, satuan rpm
P	daya yang akan ditransmisikan, satuan kW
p	tekanan permukaan yang terjadi, satuan N/mm^2
\bar{p}	tekanan permukaan ijin, satuan N/mm^2
P_d	daya rencana, satuan kW
v	kecepatan keliling, satuan m/s
Y_1	faktor bentuk gigi roda gigi matahari
Y_2	faktor bentuk gigi roda gigi planet
Y_3	faktor bentuk gigi roda gigi cincin
z_a	jumlah gigi roda gigi matahari
z_b	jumlah gigi roda gigi planet
z_c	jumlah gigi roda gigi cincin
η_t	efisiensi transmisi
Σ	sudut antar poros
R	sisi kerucut, satuan mm
p	jarak bagi diametral pada ujung luar
δ'_1	sudut kerucut jarak bagi sementara roda gigi kerucut pinion
δ'_2	sudut kerucut jarak bagi sementara roda gigi kerucut besar

d'_1	diameter lingkaran jarak bagi sementara roda gigi kerucut pinion, satuan mm
d'_2	diameter lingkaran jarak bagi sementara roda gigi kerucut besar, satuan mm
Σ	sudut poros roda gigi kerucut, satuan $^\circ$
R	sisi kerucut, satuan mm
p	jarak bagi diametral pada ujung luar, satuan mm
δ'_1	sudut kerucut jarak bagi sementara roda gigi kerucut pinion, satuan $^\circ$
δ'_2	sudut kerucut jarak bagi sementara roda gigi kerucut besar, satuan $^\circ$
d''_1	diameter lingkaran jarak bagi sementara roda gigi kerucut pinion, satuan mm
d''_2	diameter lingkaran jarak bagi sementara roda gigi kerucut besar, satuan mm
z_1	jumlah gigi roda gigi kerucut pinion
z_2	jumlah gigi roda gigi kerucut besar
δ_1	sudut kerucut jarak bagi dipakai roda gigi kerucut pinion, satuan $^\circ$
δ_2	sudut kerucut jarak bagi sementara roda gigi kerucut besar, satuan $^\circ$
d_1	diameter lingkaran jarak bagi dipakai roda gigi kerucut pinion, satuan mm
d_2	diameter lingkaran jarak bagi dipakai roda gigi kerucut besar, satuan mm
x_1	faktor perubahan kepala roda gigi kerucut pinion
x_2	faktor perubahan kepala roda gigi kerucut besar
h_{k1}	tinggi kepala roda gigi kerucut pinion, satuan mm

h_{k2}	tinggi kepala roda gigi kerucut besar, satuan mm
h_{f1}	tinggi kaki roda gigi kerucut pinion, satuan mm
h_{f2}	tinggi kaki roda gigi kerucut besar, satuan mm
θ_{k1}	sudut kepala roda gigi kerucut pinion, satuan $^{\circ}$
θ_{k2}	sudut kepala roda gigi kerucut besar, satuan $^{\circ}$
θ_{f1}	sudut kaki roda gigi kerucut pinion, satuan $^{\circ}$
θ_{f2}	sudut kaki roda gigi kerucut besar, satuan $^{\circ}$
δ_{k1}	sudut kerucut kepala roda gigi kerucut pinion, satuan $^{\circ}$
δ_{k2}	sudut kerucut kepala roda gigi kerucut besar, satuan $^{\circ}$
δ_{f1}	sudut kerucut kaki roda gigi kerucut pinion, satuan $^{\circ}$
δ_{f2}	sudut kerucut kaki roda gigi kerucut besar, satuan $^{\circ}$
X_1	diameter lingkaran kaki roda gigi kerucut pinion, satuan mm
X_2	diameter lingkaran kaki roda gigi kerucut besar, satuan mm
s_1	tebal lingkar gigi roda gigi kerucut pinion, satuan mm
s_2	tebal lingkar gigi roda gigi kerucut besar, satuan mm
H_{RC1}	kekerasan permukaan bahan roda gigi kerucut pinion (SNC 21)
H_{RC2}	kekerasan permukaan bahan roda gigi kerucut besar (S45C)
K_v	faktor dinamis roda gigi kerucut
J_1	faktor geometri roda gigi kerucut pinion
J_2	faktor geometri roda gigi kerucut besar
K_0	faktor beban lebih roda gigi kerucut
K_m	faktor distribusi beban roda gigi kerucut
K_s	faktor ukuran roda gigi kerucut

σ_c	tegangan kontak terkecil antara roda gigi kerucut pinion dengan roda gigi kerucut besar, satuan kg/mm^2
C_p^2	koefisien elastis roda gigi kerucut, satuan kg/mm
C_v	faktor dinamis roda gigi kerucut
C_0	faktor beban lebih roda gigi kerucut
C_m	faktor distribusi beban roda gigi kerucut
I	faktor geometri roda gigi kerucut
F'_H	beban permukaan yang diijinkan per satuan lebar pada penampang rata-rata, satuan kg/mm
F'_{\min}	harga terkecil dari F'_{b1} , F'_{b2} , dan F'_H

BAB VI TANDEM DRIVES

τ_a	tegangan geser yang diijinkan, satuan kg/mm^2
σ_B	kekuatan tarik bahan poros, satuan kg/mm^2
C	jarak antar sumbu poros sementara, satuan mm
C	jarak antar sumbu poros, satuan mm
C_b	faktor koreksi beban lentur
$d_{B\max}$	diameter naf maksimum <i>sprocket</i> kecil, satuan mm
$D_{B\max}$	diameter naf maksimum <i>sprocket</i> besar, satuan mm
D_k	diameter luar <i>sprocket</i> besar, satuan mm
d_k	diameter luar <i>sprocket</i> kecil, satuan mm
D_p	diameter lingkaran jarak bagi <i>sprocket</i> besar, satuan mm
d_p	diameter lingkaran jarak bagi <i>sprocket</i> kecil, satuan mm

d_{s1}	diameter poros gandar belakang, satuan mm
d_{s2}	diameter poros kedua roda belakang, satuan mm
F	beban rencana, satuan kg
F_B	batas kekuatan tarik rata-rata, satuan kg
f_c	faktor koreksi
F_u	beban maksimum yang diijinkan, satuan kg
i	perbandingan reduksi
K_t	faktor koreksi beban tumbukan
L	panjang rantai (dinyatakan dalam jumlah mata rantai)
L_p	panjang rantai dalam jarak bagi (dinyatakan dalam jumlah mata rantai)
n_1	putaran poros <i>sprocket</i> , satuan rpm
P	daya yang akan ditransmisikan, satuan kW
p	jarak bagi rantai
P_d	daya rencana, satuan kW
S_{f1}	faktor keamanan
S_{f2}	faktor keamanan
T_1	momen rencana poros gandar belakang, satuan kg mm
T_2	momen rencana poros kedua roda belakang, satuan kg mm
v	kecepatan rantai, satuan m/s
z_1	jumlah gigi <i>sprocket</i> kecil
z_2	jumlah gigi <i>sprocket</i> besar

BAB VII REM

μ	koefisien gesek bahan rem
δ	lendutan, satuan mm
τ	tegangan geser, satuan kg/mm^2
τ_a	tegangan geser maksimum bahan pegas, satuan kg/mm^2
δ_b	lendutan total yang bekerja, satuan mm
δ_D	lendutan awal terpasang, satuan mm
τ_d	tegangan geser rencana bahan pegas, satuan kg/mm^2
c	indeks pegas
C_l	kelonggaran antar kawat pada lendutan maksimum, satuan mm
C_s	kelonggaran antar kawat pada awal terpasang, satuan mm
d	diameter kawat, satuan mm
D	diameter pegas, satuan mm
d	diameter poros, satuan mm
D	diameter poros, satuan mm
F_n	gaya normal, satuan kg
G	harga modulus geser, satuan kg/mm^2
H_c	tinggi mampat, satuan mm
H_f	tinggi bebas, satuan mm
H_l	tinggi pegas pada lendutan maksimum, satuan mm
H_s	tinggi awal terpasang, satuan mm
K	faktor tegangan Wahl
k	konstanta pegas

n	jumlah bidang gesek
n	jumlah lilitan yang bekerja
n_{disc}	jumlah cakram
n_{plate}	jumlah plat berpasangan
p	tekanan udara minimal, satuan kgf/cm^2
r	jari-jari rata-rata bidang yang bergesekan, satuan mm
T_p	torsi poros, satuan kg mm
T_r	torsi rem, satuan kg mm
W	lebar bidang gesek, satuan mm
W_0	beban awal terpasang, satuan kg
W_1	beban maksimum, satuan kg

BAB I PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Peralatan berat (*heavy equipments*) diciptakan manusia karena manusia menyadari bahwa dirinya mempunyai kemampuan yang terbatas untuk melakukan pekerjaan konstruksi yang membutuhkan tenaga yang besar, efisiensi waktu tinggi, kemampuan yang cukup, dan tingkat keamanan yang tinggi, antara lain : membuka lahan, pembuatan parit, penggusuran tanah, penggalian tanah untuk pondasi gedung, perataan tanah, dan pengerukan tanah berbukit.

1.2. Pengelompokan Peralatan Berat

Terdapat dua macam penggerak utama untuk peralatan berat, yaitu *tractor* dan *excavator*, berikut ini adalah pengelompokannya. (Sugijarto, 2002)

Peralatan berat dengan *tractor* sebagai penggerak utama (*prime mover*) dapat dirinci sebagai berikut :

1. *Bulldozer*, alat berat yang dilengkapi *blade* pada bagian depan yang digunakan untuk penggusuran tanah dan pembukaan lahan.
2. *Scraper*, alat berat yang dilengkapi *bowl* pada bagian bawah yang berfungsi untuk mengikis permukaan terluar dari tanah atau jalan beraspal.
3. *Motor grader*, alat berat yang dilengkapi *blade* pada bagian tengah yang berfungsi untuk membentuk permukaan jalan, dan meratakan gundukan tanah yang belum lama ditempatkan pada badan jalan.

4. *Loader*, alat berat yang dilengkapi bucket pada bagian depan yang digunakan untuk pemuatan material kepada *dump truck*.

5. *Ripper*, alat berat yang dilengkapi dengan alat bajak yang dapat digunakan untuk menggemburkan tanah yang keras.

Peralatan berat dengan *excavator* sebagai penggerak utama (*prime mover*) dapat dirinci sebagai berikut :

1. *Power shovel*, alat berat yang dilengkapi dengan bucket di bagian depan yang berfungsi untuk menggaruk material dengan arah ke depan yang bekerja menyerupai sekop.
2. *Backhoe*, alat berat yang dilengkapi dengan bucket di bagian depan yang berfungsi untuk menggaruk material dengan arah ke belakang yang bekerja menyerupai cangkul.
3. *Clamshell*, alat berat yang dilengkapi dengan alat penjepit di bagian depan yang berfungsi untuk mengangkat material lepas, seperti kerikil, batu pecah, batu bara, pasir dan sebagainya.
4. *Dragline*, alat berat yang dilengkapi dengan *crane boom* dan *drag bucket* pada bagian depan yang berfungsi untuk menggali tanah kemudian ditarik dengan kendali kabel pada arah ke belakang atau pada arah ke bawah untuk penggalian di bawah permukaan tanah.
5. *Mobile Crane*, alat berat yang dilengkapi dengan *crane boom* yang berfungsi untuk mengangkat material dengan bantuan kendali kabel atau kendali hidrolis.
6. *Skidder*, alat berat yang dilengkapi dengan penjepit di bagian depan untuk mengangkat dan memindahkan balok-balok kayu.

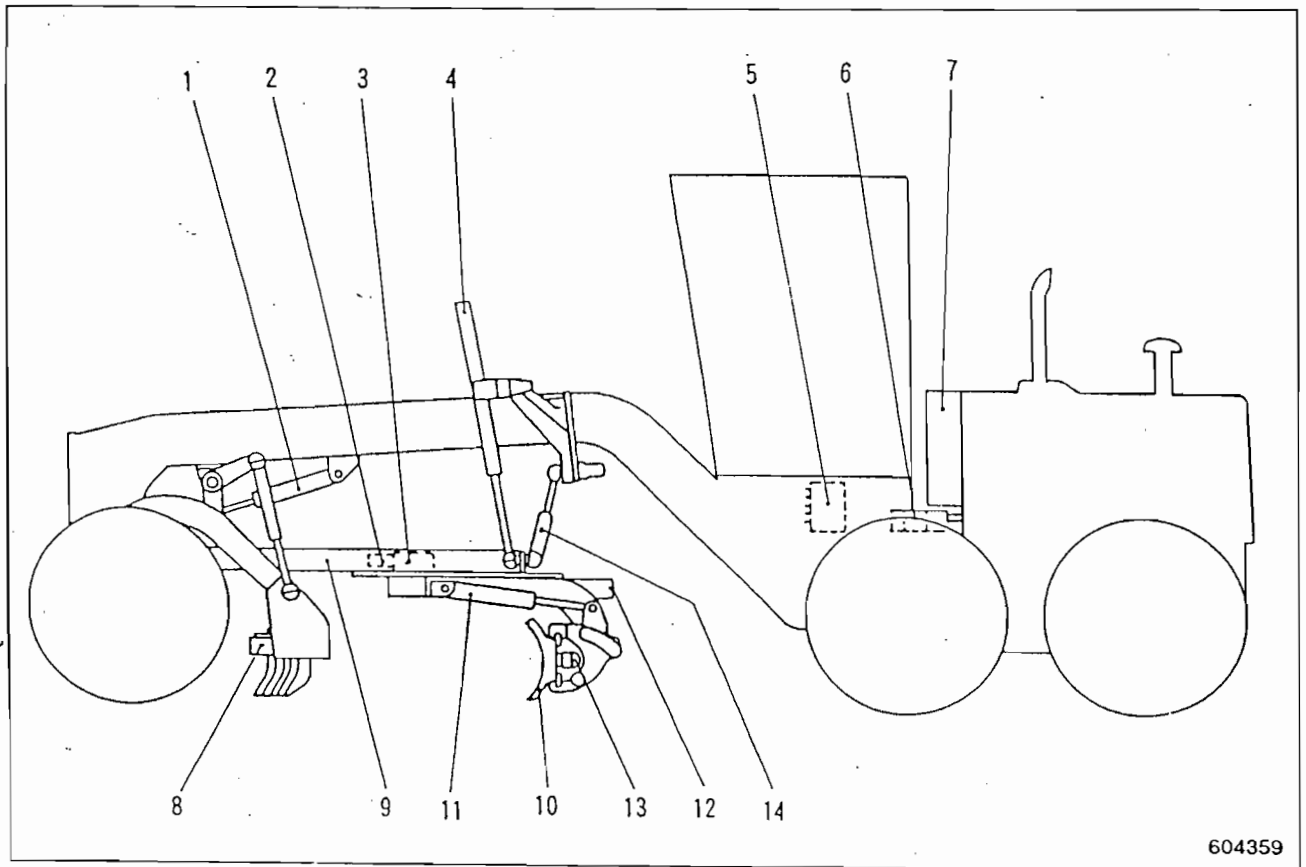
1.3. *Motor Grader*

Dari sekian banyak jenis peralatan berat, penulis hanya merancang salah satunya yaitu *Motor Grader*. Kata *grader* berasal dari kata *grade*. *Grade* adalah suatu kata dalam bahasa Inggris yang berarti meratakan atau mengatur, sehingga *motor grader* bisa diartikan sebagai alat yang digunakan untuk meratakan permukaan tanah dan mengaturnya dengan kemiringan tertentu dan dilengkapi dengan *motor* sebagai tenaga penggerak.

Dalam hal pekerjaan konstruksi, *motor grader* mampu melakukan pekerjaan meratakan tanah, menyelesaikan bentuk, membuat kemiringan, dan pembuatan parit. *Motor grader* mempunyai alat kerja berupa *scarifier teeth* dan *blade* (yang disebut juga dengan istilah *mold board*). Ada kalanya tanah yang akan dikerjakan dengan *motor grader* adalah tanah yang keras dan liat sehingga sulit untuk dilakukan pengerjaan terhadapnya. Kendala seperti ini dapat diatasi oleh *motor grader* dengan alat kerja yang bernama *scarifier teeth*. Alat ini mampu menggaruk tanah yang keras dan liat sehingga akan menjadi mudah diratakan dengan *blade*. Hal inilah yang menjadi dasar pemikiran bahwa *scarifier teeth* harus diletakkan di depan *blade*.

Bagian-bagian utama pada *motor grader* diperlihatkan pada gambar 1.1. (Mitsubishi, 1998 : 50)

Gambar 1.1. Motor Grader



604359

(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p.50)

keterangan :

- | | |
|----------------------------|-------------------------------|
| 1. Scarifier lift cylinder | 8. Scarifier block |
| 2. Oil Motor | 9. Drawbar |
| 3. Circle reverse gear | 10. Blade |
| 4. Blade lift cylinder | 11. Blade tip cylinder |
| 5. Control valve | 12. Circle |
| 6. Gear pump (3-section) | 13. Blade sideshift cylinder |
| 7. Hydraulic tank | 14. Circle sideshift cylinder |

Perancangan *motor grader* ini menggunakan referensi dari alat yang sudah ada yaitu *motor grader* yang merupakan produk dari *Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.* tipe MG 330 dengan spesifikasi pada tabel 1.1.

Tabel 1.1. Spesifikasi Mitsubishi Motor Grader Tipe MG330

Frame Type	<i>Articulated frame</i>
Flywheel Horsepower	139 kW (186 HP) / 2200 rpm *)
Berat Kendaraan Beroperasi	10955 kg
Dimensi Keseluruhan	
panjang	7820 mm
lebar	2380 mm
tinggi	2800 mm
<i>wheelbase</i>	5700 mm
Mesin	
model	Mitsubishi 6D16-TE1
<i>piston displacement</i>	7,545 liter
sistem kelistrikan	24 V
Transmisi	<i>Powershift</i> (roda gigi planet, digerakkan secara hidrolik) dengan kecepatan maju dan mundur masing-masing 6 tingkat kecepatan
Kemampuan	
kecepatan maksimum	Maju : 42,6 km/jam Mundur : 43,3 km/jam
radius putar minimum	6,6 m
Rem	
roda	Rem cakram, berpengerak udara, terletak pada keempat roda belakang
parkir	Rem cakram, berpengerak udara, menggunakan pegas, terletak pada poros transmisi
Ban	13.00 – 24 – 8PR
Ukuran Blade	
panjang	3710 mm
tinggi	610 mm
tebal	19 mm
Sudut potong maksimum	90°

(Sumber : www.mhi.co.jp/general_machinery_&_special_vehicles)

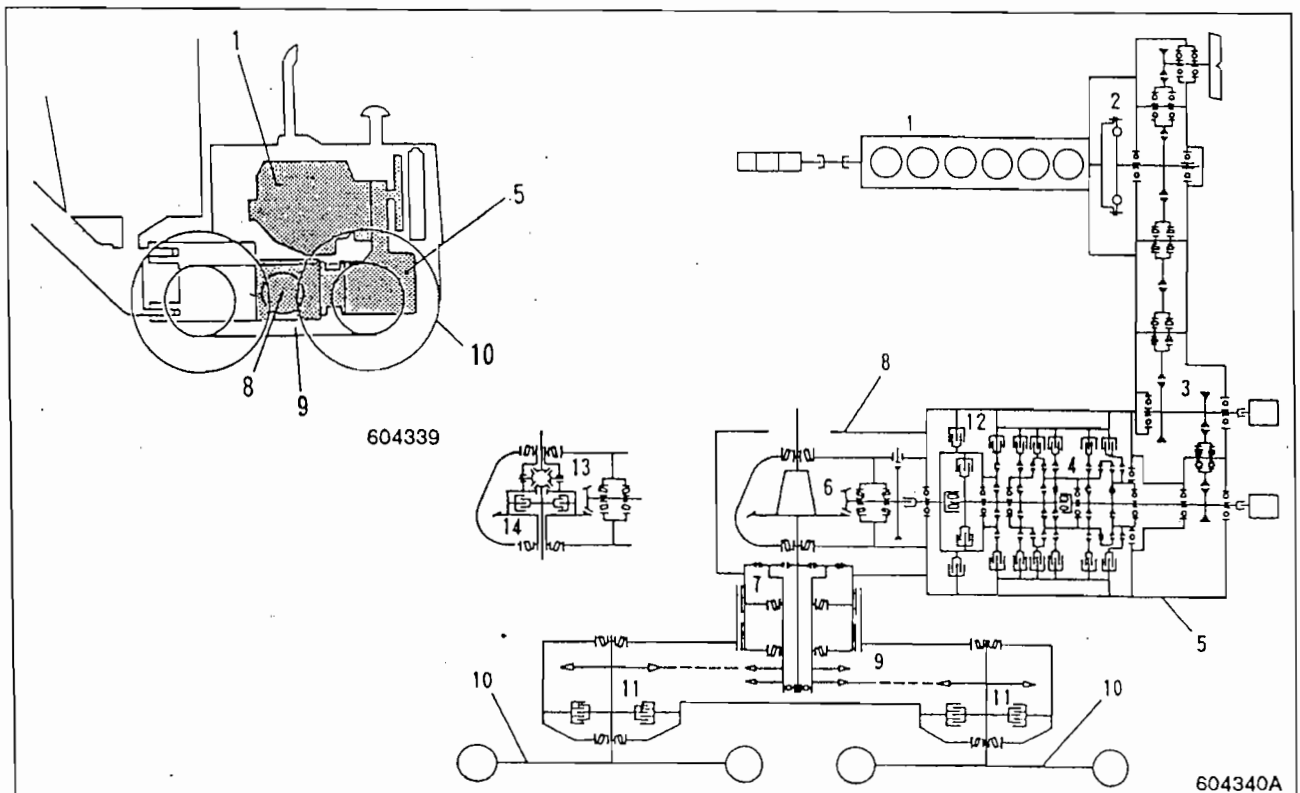
*) *High-Speed Specification*

BAB II POWER TRAIN

2.1. Pengertian Power Train

Power train adalah sistem penyaluran tenaga dari mesin menuju ke roda penggerak. *Power train* untuk motor grader dapat digambarkan (Mitsubishi, 1998 :1) :

Gambar 2.1. Skema Power Train



(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p. 1)

keterangan :

- | | |
|--------------------------|-----------------------|
| 1. Engine | 8. Rear axle |
| 2. Damper | 9. Tandem drive |
| 3. Transfer | 10. Wheel |
| 4. Planetary gear trains | 11. Wheel brake |
| 5. Transmission | 12. Parking brake |
| 6. Reduction gear | 13. Differential |
| 7. Final drive | 14. Differential lock |

2.2. Komponen-komponen *Power Train* dan Fungsinya

Fungsi dari masing-masing komponen untuk sistem *power train* sesuai dengan keterangan pada gambar 2.1.

2.2.1. *Engine*

Engine merupakan sumber tenaga yang dibutuhkan untuk menggerakkan segala komponen pada *motor grader*. *Engine* yang digunakan adalah *diesel engine* yang mempunyai tenaga yang besar sehingga akan mendukung penggunaan *motor grader*.

2.2.2. *Damper*

Damper merupakan alat peredam getaran yang sekaligus juga berfungsi sebagai kopling elastik. Pada *motor grader*, alat ini terletak di antara *engine* dan *transfer*, sehingga dapat disimpulkan bahwa *damper* sebenarnya adalah alat yang digunakan untuk meneruskan daya dari *engine* sekaligus meredam getarannya.

2.2.3. *Transfer*

Perangkat ini terletak sesudah *damper* dan sebelum *planetary gear trains*. *Transfer* digunakan untuk beberapa hal, yaitu : penerus daya dari *damper* menuju *planetary gear trains*, penerus daya untuk pompa transmisi (*transmission pump*), dan penerus daya pada pompa pelumasan untuk *rear axle* (*rear axle lubrication pump*).

2.2.4. Planetary Gear Trains

Komponen ini diberi nama demikian karena terdiri dari serangkaian roda gigi planet yang keseluruhannya berjumlah enam pasang; masing-masing terdiri dari roda gigi planet (*planet gear*), roda gigi matahari (*sun gear*), dan roda gigi cincin (*ring gear*) sesuai dengan tingkat kecepatan dari *motor grader*.

2.2.5. Transmission

Transmisi untuk peralatan berat termasuk ke dalam jenis transmisi hidrolis. Transmisi hidrolis adalah pemindahan gaya/daya dengan perantara zat cair, sehingga transmisi juga digunakan untuk menggerakkan *oil pump* yang terhubung langsung dengan poros belakang transmisi. Terdapat dua macam transmisi hidrolis, yaitu : *hydroshift transmission* atau *hydrostatic transmission*, dan *torqflow transmission*. *Hydroshift transmission* yang disebut juga *powershift transmission* atau *hydrostatic transmission* adalah pemindahan daya dengan menggunakan zat cair yang diam. *Hydrodynamic transmission* adalah pemindahan daya dengan aliran zat cair yang bergerak, dan *torqflow transmission* adalah pemindahan daya dengan menggunakan penyaluran torsi (*torque*) dengan bantuan zat cair. *Motor grader* ini menggunakan jenis transmisi *hydroshift transmission*.

2.2.6. Reduction Gear

Reduction gear adalah rangkaian roda gigi kerucut (*bevel gear*) yang digunakan untuk mengurangi putaran poros dari transmisi sehingga akan dihasilkan penambahan torsi. Putaran poros perlu dikurangi karena *motor grader*

tidak memerlukan kecepatan yang tinggi. Pada saat bekerja, *motor grader* justru membutuhkan kecepatan yang rendah supaya hasil kerja sesuai dengan yang diinginkan.

2.2.7. Final Drive

Komponen ini menghubungkan *reduction gear* dengan *rear axle*. *Final drive* pada *motor grader* berjumlah satu pada masing-masing sisi sehingga keseluruhan terdapat dua buah *final drive*. Komponen ini digunakan untuk menggerakkan *rear axle* setelah putaran poros dikurangi dengan *reduction gear*.

2.2.8. Rear Axle

Rear axle digunakan untuk menyalurkan tenaga dari *final drive* menuju *tandem drive* dengan cara mengurangi putaran dengan satu pasang roda gigi kerucut. Komponen ini hanya berjumlah satu saja dan dihubungkan oleh poros dengan kedua *tandem drive* pada sisi kiri dan kanan.

2.2.9. Tandem Drive

Komponen ini berjumlah dua, masing-masing pada sisi kiri dan kanan. *Tandem drive* digunakan untuk menggerakkan dua roda belakang pada masing-masing sisi secara bersamaan dengan menggunakan *drive chain* dan *sprocket*. Hal ini diperlukan agar *motor grader* mempunyai daya dorong yang cukup sehingga mendukung penggunaan *blade* dan *scarifier*

2.2.10. *Wheel*

Komponen ini digunakan untuk menggerakkan ban belakang dengan menyalurkan tenaga yang berasal dari *tandem drive* sehingga putaran roda dan ban akan saling bersamaan. Komponen ini berjumlah dua pasang pada sisi kiri dan kanan, sehingga keseluruhan berjumlah empat buah demikian juga dengan jumlah bannya.

2.2.11. *Wheel Brake*

Komponen ini digunakan untuk menghentikan putaran roda (dan ban) pada saat *motor grader* bekerja atau berjalan. Masing-masing roda mempunyai satu alat untuk mengerem yaitu rem cakram dengan tekanan udara. *Wheel brake* pada *motor grader* termasuk jenis *pneumatic*.

2.2.12. *Parking Brake*

Komponen ini digunakan untuk menjaga agar semua roda tidak menggelinding pada saat *motor grader* tidak digunakan atau diparkir. Sama seperti *wheel brake*, *parking brake* juga termasuk jenis *pneumatic*.

2.2.13. *Differential*

Komponen ini berfungsi untuk membuat perbedaan putaran antara roda kiri dan kanan pada saat berbelok dengan cara mengurangi putaran roda (dan ban) pada salah satu sisi yang sama dengan arah belokan. Komponen ini terdiri dari pasangan roda gigi kerucut.

2.2.14. *Differential Lock*

Differential lock adalah komponen yang digunakan untuk mengunci *differential*. Ada kalanya salah satu dari keempat ban belakang *motor grader* mengalami slip karena terjebak dalam pasir sehingga mengakibatkan kehilangan traksi, untuk mengatasi hal ini maka *differential* perlu dikunci sehingga roda kiri dan kanan berputar secara bersamaan dan mendorong kendaraan agar terlepas dari jebakan tersebut. Di dalam kabin operator tersedia tombol khusus untuk mengaktifkan komponen ini sehingga tidak perlu diaktifkan setiap saat.

2.3. Proses Penyaluran Tenaga

Sistem *power train* terdiri dari *engine*, terletak di belakang kursi *operator*, *direct power shift (D.P.S.) transmission (hydroshift transmission)*, *damper*, *transfer*, dan roda gigi planet, *reduction gear* (yang terletak di depan transmisi), *rear axle, final drive* pada tiap sisi dan *tandem drive*, kiri dan kanan, masing-masing dengan dua roda.

Berdasarkan strukturnya, *engine*, transmisi, dan *rear axle* merupakan satu unit terpadu karena *casing* ketiga bagian itu dibaut menyatu dari ujung ke ujung.

Tenaga dari *engine* disalurkan melalui *damper* menuju transmisi, kemudian melalui serangkaian roda gigi planet masing-masing dengan koplingnya akan menghasilkan enam tingkat kecepatan baik pada kecepatan maju maupun mundur.

Dari poros *output* transmisi, tenaga disalurkan menuju *rear axle*, kemudian putaran poros direduksi dengan roda gigi kerucut untuk menambah

tenaga putar (torsi) dan disalurkan menuju ke *tandem drive* pada sisi kiri dan kanan.

Pada setiap sisi *tandem drive*, tenaga disalurkan menuju roda belakang melalui rantai penggerak. Masing-masing roda belakang memiliki *wheel brake*, sedangkan *parking brake* diletakkan pada poros *output* transmisi.

BAB III

KEMAMPUAN BERJALAN (*TRAVELLING PERFORMANCE*)

Sesuai dengan keterangan pada subbab 2.1.1. bahwa *engine* yang digunakan adalah *diesel engine* model 6D16 – TE1. Dalam hal ini, kemampuan *motor grader* MG330 perlu dihitung untuk mengetahui kemampuan yang dimilikinya.

3.1. Perhitungan Traksi

Telah dijelaskan pada tabel 1.1. bahwa jumlah tingkat kecepatan *motor grader* MG330 adalah enam tingkat kecepatan baik untuk gerak maju maupun mundur yang dihasilkan melalui tujuh pasangan roda gigi planet. Ketujuh pasangan roda gigi planet tersebut masing-masing memiliki perbandingan transmisi sebagai berikut (Mitsubishi, 1998 : viii) :

1. gerak maju $i_F = 2,35$
2. gerak mundur $i_R = 2,21$
3. kecepatan pertama $i_1 = 4,86$
4. kecepatan kedua $i_2 = 3,69$
5. kecepatan ketiga $i_3 = 2,81$
6. kecepatan rendah $i_L = 4,81$
7. kecepatan tinggi $i_H = 2,11$

Selain ketujuh pasangan roda gigi planet tersebut terdapat juga rangkaian roda gigi *final drive* dengan perbandingan transmisi sebesar $i_{fd} = 1,25$ serta

terdapat rangkaian *tandem drives* dengan perbandingan reduksi sebesar $i_{td} = 1,77$.

(Mitsubishi, 1998 : viii)

Kecepatan tingkat pertama arah gerakan maju dihasilkan dengan cara menghubungkan pasangan roda gigi planet gerak maju, pasangan roda gigi planet kecepatan pertama, pasangan roda gigi planet kecepatan rendah, dan roda gigi *final drive*, sehingga akan dihasilkan reduksi total untuk kecepatan pertama sebesar :

$$i_{t1F} = i_F \times i_1 \times i_L \times i_{fd} \times i_{td} \dots\dots\dots(3.1.)$$

$$= 2,35 \times 4,86 \times 4,81 \times 1,25 \times 1,77 = 121,54$$

Kecepatan tingkat kedua arah gerakan maju dihasilkan dengan cara menghubungkan pasangan roda gigi planet gerak maju, *clutch* kecepatan kedua, *clutch* kecepatan rendah, dan roda gigi *final drive*, sehingga akan dihasilkan reduksi total untuk kecepatan kedua sebesar :

$$i_{t2F} = i_F \times i_2 \times i_L \times i_{fd} \times i_{td} \dots\dots\dots(3.2.)$$

$$= 2,35 \times 3,69 \times 4,81 \times 1,25 \times 1,77 = 92,28$$

Kecepatan tingkat ketiga arah gerakan maju dihasilkan dengan cara menghubungkan *clutch* gerak maju, *clutch* kecepatan ketiga, *clutch* kecepatan rendah, dan roda gigi *final drive*, sehingga akan dihasilkan reduksi total untuk kecepatan ketiga sebesar :

$$i_{t3F} = i_F \times i_3 \times i_L \times i_{fd} \times i_{td} \dots\dots\dots(3.3.)$$

$$= 2,35 \times 2,81 \times 4,81 \times 1,25 \times 1,77 = 70,28$$

Kecepatan tingkat keempat arah gerakan maju dihasilkan dengan cara menghubungkan *clutch* gerak maju, *clutch* kecepatan pertama, *clutch* kecepatan

tinggi, dan roda gigi *final drive*, sehingga akan dihasilkan reduksi total untuk kecepatan keempat sebesar :

$$i_{t4F} = i_F \times i_1 \times i_H \times i_{fd} \times i_{td} \dots \dots \dots (3.4.)$$

$$= 2,35 \times 4,86 \times 2,11 \times 1,25 \times 1,77 = 53,32$$

Kecepatan tingkat kelima arah gerakan maju dihasilkan dengan cara menghubungkan *clutch* gerak maju, *clutch* kecepatan kedua, *clutch* kecepatan tinggi, dan roda gigi *final drive*, sehingga akan dihasilkan reduksi total untuk kecepatan kelima sebesar :

$$i_{t5F} = i_F \times i_2 \times i_H \times i_{fd} \times i_{td} \dots \dots \dots (3.5.)$$

$$= 2,35 \times 3,69 \times 2,11 \times 1,25 \times 1,77 = 40,48$$

Kecepatan tingkat keenam arah gerakan maju dihasilkan dengan cara menghubungkan *clutch* gerak maju, *clutch* kecepatan ketiga, *clutch* kecepatan tinggi, dan roda gigi *final drive*, sehingga akan dihasilkan reduksi total untuk kecepatan keenam sebesar :

$$i_{t6F} = i_F \times i_3 \times i_H \times i_{fd} \times i_{td} \dots \dots \dots (3.6.)$$

$$= 2,35 \times 2,81 \times 2,11 \times 1,25 \times 1,77 = 30,83$$

Analog dengan arah gerakan maju, untuk arah gerakan mundur dapat dihasilkan dengan cara menghubungkan *clutch* gerak mundur dengan masing-masing tingkat kecepatan yang diinginkan. Sehingga akan diperoleh reduksi total untuk kecepatan pertama, kedua, ketiga, keempat, kelima, dan keenam untuk arah gerakan mundur sebagai berikut :

$$i_{t1R} = i_R \times i_1 \times i_L \times i_{fd} \times i_{td} \dots \dots \dots (3.7.)$$

$$= 2,21 \times 4,86 \times 4,81 \times 1,25 \times 1,77 = 114,30$$

$$i_{t2R} = i_R \times i_2 \times i_L \times i_{fd} \times i_{td} \dots \dots \dots (3.8.)$$

$$= 2,21 \times 3,69 \times 4,81 \times 1,25 \times 1,77 = 86,79$$

$$i_{t3R} = i_R \times i_3 \times i_L \times i_{fd} \times i_{td} \dots \dots \dots (3.9.)$$

$$= 2,21 \times 2,81 \times 4,81 \times 1,25 \times 1,77 = 66,09$$

$$i_{t4R} = i_R \times i_1 \times i_H \times i_{fd} \times i_{td} \dots \dots \dots (3.10.)$$

$$= 2,21 \times 4,86 \times 2,11 \times 1,25 \times 1,77 = 50,14$$

$$i_{t5R} = i_R \times i_2 \times i_H \times i_{fd} \times i_{td} \dots \dots \dots (3.11.)$$

$$= 2,21 \times 3,69 \times 2,11 \times 1,25 \times 1,77 = 38,07$$

$$i_{t6R} = i_R \times i_3 \times i_H \times i_{fd} \times i_{td} \dots \dots \dots (3.12.)$$

$$= 2,21 \times 2,81 \times 2,11 \times 1,25 \times 1,77 = 28,99$$

Tabel 3.1. Daya yang Dihasilkan untuk Engine Model 6D16 – TE1 pada Putaran 1500 rpm – 2800 rpm

Daya kW (HP)	Putaran Mesin (rpm)
101 (136)	1500
121 (163)	1800
131 (175)	2000
139 (186)	2200
147 (197)	2500
151 (203)	2800

(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p. viii)

Dengan menggunakan data-data pada tabel 3.1., dapat dihitung kecepatan sudut *engine* ω_e (dalam rad/s), dan torsi *engine* T_e (dalam kg m) dengan menggunakan persamaan :

$$\omega_e = \frac{2\pi n_e}{60} \dots \dots \dots (3.13)$$

$$T_e = 716,20 \times \frac{N_e}{n_e} \dots\dots\dots(3.14)$$

dengan keterangan :

N_e = daya *engine* (HP)

n_e = putaran *engine* (rpm)

dengan menggunakan persamaan (3.13.) dan (3.14.), maka hasil perhitungan dapat disajikan dalam tabel 3.2.

Tabel 3.2. Kecepatan Sudut dan Torsi *Engine* pada Putaran 1500 rpm – 2800 rpm

n_e (rpm)	1500	1800	2000	2200	2500	2800
ω_e (rad/s)	157,08	188,50	209,44	230,38	261,80	293,22
N_e (HP)	136	163	175	186	197	203
T_e (kg m)	64,94	64,86	62,67	60,55	56,44	51,93

ukuran ban dari tabel 1.1. : 13.00 – 24 – 8PR

ukuran ban tersebut mempunyai arti sebagai berikut :

lebar ban = 13.00 inci

tinggi ban = 13.00 inci

diameter pelek = 24 inci

kemampuan ban dalam menerima beban = 8

PR = *ply rating*

jari-jari ban :

$$R_b = 13 + \frac{24}{2} = 25 \text{ inci} = 25 \times 25,4 \text{ mm} = 635 \text{ mm} = 0,635 \text{ m}$$

dari data-data pada tabel 3.2. dapat dihitung kecepatan V (dalam m/s) dan gaya tarik/traksi P_t (dalam kg) dengan efisiensi transmisi $\eta_t = 0,85$ dengan menggunakan beberapa persamaan sebagai berikut (Wihadi, 2003) :

$$V = \frac{\omega_e \times R_b}{i_t} \dots\dots\dots(3.15.)$$

$$P_t = \frac{T_e \times i_t}{R_b} \times \eta_t \dots\dots\dots(3.16.)$$

arah gerak maju :

untuk $\omega_e = 157,08 \text{ rad/s} : \rightarrow \omega_e \times R_b = 157,08 \text{ rad/s} \times 0,635 \text{ m} = 99,7458 \text{ m/s}$

$$\begin{aligned} V_{1F} &= \frac{\omega_e \times R_b}{i_{t1F}} = \frac{99,7458}{i_1 \times i_F \times i_L \times i_{fd} \times i_{td}} \\ &= \frac{99,7458}{4,86 \times 2,35 \times 4,81 \times 1,25 \times 1,77} = 0,82 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{2F} &= \frac{\omega_e \times R_b}{i_{t2F}} = \frac{99,7458}{i_2 \times i_F \times i_L \times i_{fd} \times i_{td}} \\ &= \frac{99,7458}{3,69 \times 2,35 \times 4,81 \times 1,25 \times 1,77} = 1,08 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{3F} &= \frac{\omega_e \times R_b}{i_{t3F}} = \frac{99,7458}{i_3 \times i_F \times i_L \times i_{fd} \times i_{td}} \\ &= \frac{99,7458}{2,81 \times 2,35 \times 4,81 \times 1,25 \times 1,77} = 1,42 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$V_{4F} = \frac{\omega_e \times R_b}{i_{t4F}} = \frac{99,7458}{i_1 \times i_F \times i_H \times i_{fd} \times i_{td}}$$

$$= \frac{99,7458}{4,86 \times 2,35 \times 2,11 \times 1,25 \times 1,77} = 1,87 \text{ m/s}$$

$$V_{3F} = \frac{\omega_e \times R_b}{i_{t2F}} = \frac{99,7458}{i_2 \times i_F \times i_H \times i_{fd} \times i_{td}}$$

$$= \frac{99,7458}{3,69 \times 2,35 \times 2,11 \times 1,25 \times 1,77} = 2,46 \text{ m/s}$$

$$V_{6F} = \frac{\omega_e \times R_b}{i_{t3F}} = \frac{99,7458}{i_3 \times i_F \times i_H \times i_{fd} \times i_{td}}$$

$$= \frac{99,7458}{2,81 \times 2,35 \times 2,11 \times 1,25 \times 1,77} = 3,24 \text{ m/s}$$

$$P_{11F} = \frac{T_e \times i_{t1F}}{R_b} \times \eta_t = \frac{64,94 \times 4,86 \times 2,35 \times 4,81 \times 1,25 \times 1,77}{0,635} \times 0,8 = 9944,00 \text{ kg}$$

$$P_{12F} = \frac{T_e \times i_{t2F}}{R_b} \times \eta_t = \frac{64,94 \times 3,69 \times 2,35 \times 4,81 \times 1,25 \times 1,77}{0,635} \times 0,8 = 7550,07 \text{ kg}$$

$$P_{13F} = \frac{T_e \times i_{t3F}}{R_b} \times \eta_t = \frac{64,94 \times 2,81 \times 2,35 \times 4,81 \times 1,25 \times 1,77}{0,635} \times 0,8 = 5749,51 \text{ kg}$$

$$P_{14F} = \frac{T_e \times i_{t4F}}{R_b} \times \eta_t = \frac{64,94 \times 4,86 \times 2,35 \times 2,11 \times 1,25 \times 1,77}{0,635} \times 0,8 = 4362,13 \text{ kg}$$

$$P_{t5F} = \frac{T_e \times i_{t5F}}{R_b} \times \eta_t = \frac{64,94 \times 3,69 \times 2,35 \times 2,11 \times 1,25 \times 1,77}{0,635} \times 0,85 = 3311,99 \text{ kg}$$

$$P_{t6F} = \frac{T_e \times i_{t6F}}{R_b} \times \eta_t = \frac{64,94 \times 2,81 \times 2,35 \times 2,11 \times 1,25 \times 1,77}{0,635} \times 0,85 = 2522,14 \text{ kg}$$

hasil perhitungan untuk kecepatan sudut $\omega_e = 188,50 \text{ rad/s} - 293,22 \text{ rad/s}$ dapat disajikan dalam tabel 3.3.

Tabel 3.3. Kecepatan V (m/s) dan Traksi P_t (kg) pada Arah Gerak Maju untuk $\omega_e = 188,50 \text{ rad/s} - 293,22 \text{ rad/s}$ dan $T_e = 51,93 \text{ kg m} - 64,86 \text{ kg m}$

ω_e (rad/s)	188,50	209,44	230,38	261,80	293,22
T_e (kg m)	64,86	62,67	60,55	56,44	51,93
V_{1F} (m/s)	0,98	1,09	1,20	1,37	1,53
V_{2F} (m/s)	1,30	1,44	1,59	1,80	2,02
V_{3F} (m/s)	1,70	1,89	2,08	2,37	2,65
V_{4F} (m/s)	2,24	2,49	2,74	3,12	3,49
V_{5F} (m/s)	2,96	3,29	3,61	4,11	4,60
V_{6F} (m/s)	3,88	4,31	4,75	5,39	6,04
P_{t1F} (kg)	9931,75	9596,40	9271,78	8642,43	7951,83
P_{t2F} (kg)	7540,77	7286,16	7039,68	6561,84	6037,50
P_{t3F} (kg)	5742,43	5548,54	5360,84	4996,96	4597,66
P_{t4F} (kg)	4356,75	4209,65	4067,24	3791,17	3488,22
P_{t5F} (kg)	3307,91	3196,21	3088,09	2878,48	2648,47
P_{t6F} (kg)	2519,03	2433,97	2351,64	2192,01	2016,85

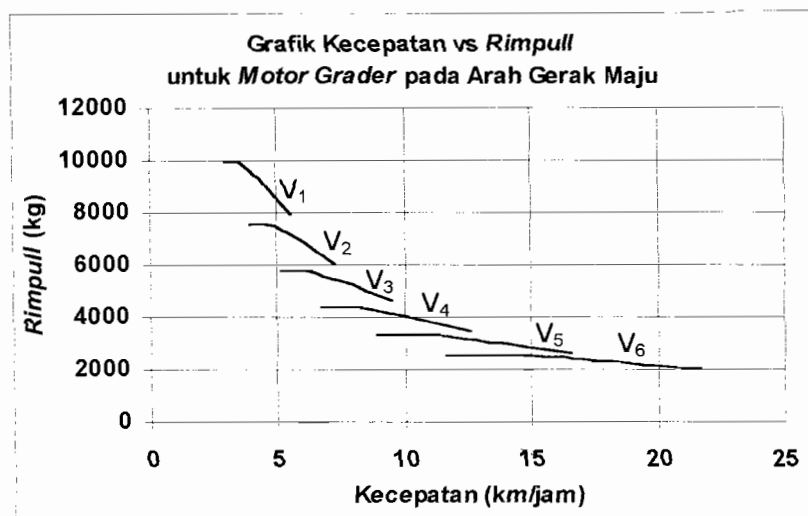
Persamaan-persamaan yang digunakan untuk menghitung kecepatan dan traksi pada arah gerak maju dapat digunakan pada perhitungan-perhitungan arah gerak mundur, dan hasil-hasil perhitungannya disajikan dalam tabel 3.4.

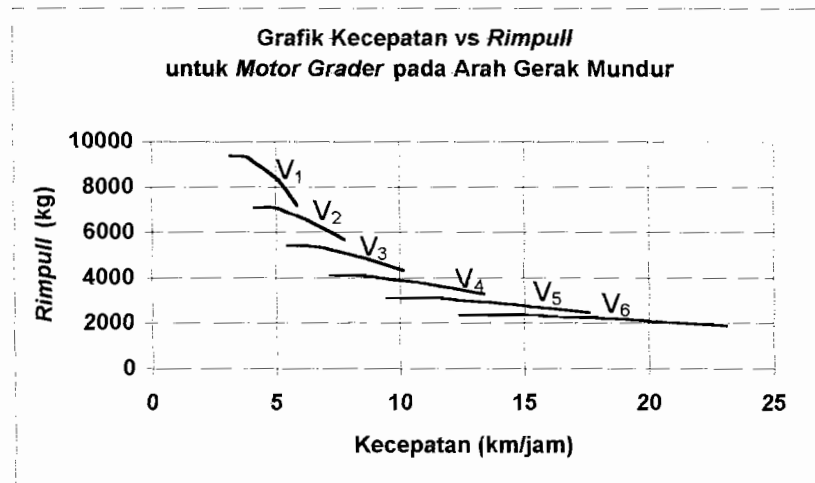
Tabel 3.4. Kecepatan V (m/s) dan Traksi P_t (kg) pada Arah Gerak Mundur untuk $\omega_e = 157,08 \text{ rad/s} - 293,22 \text{ rad/s}$ dan $T_e = 51,93 \text{ kg m} - 64,94 \text{ kg m}$

ω_e (rad/s)	157,08	188,50	209,44	230,38	261,80	293,22
T_e (kg m)	64,94	64,86	62,67	60,55	56,44	51,93
V_1 (m/s)	0,87	1,05	1,16	1,28	1,45	1,63
V_2 (m/s)	1,15	1,38	1,53	1,69	1,92	2,15
V_3 (m/s)	1,51	1,81	2,01	2,21	2,52	2,82
V_4 (m/s)	1,99	2,39	2,65	2,92	3,32	3,71
V_5 (m/s)	2,62	3,14	3,49	3,84	4,37	4,89
V_6 (m/s)	3,44	4,13	4,59	5,05	5,73	6,42
P_{t1} (kg)	9351,59	9340,07	9024,70	8719,41	8127,56	7478,10
P_{t2} (kg)	7100,28	7091,53	6852,09	6620,30	6170,92	5677,82
P_{t3} (kg)	5406,99	5400,33	5217,99	5041,47	4699,27	4323,76
P_{t4} (kg)	4102,26	4097,20	3958,86	3824,94	3565,31	3280,42
P_{t5} (kg)	3114,68	3110,84	3005,80	2904,12	2707,00	2490,69
P_{t6} (kg)	2371,88	2368,96	2288,97	2211,54	2061,43	1896,70

Pada dasarnya traksi merupakan kemampuan suatu kendaraan untuk menarik atau mendorong suatu beban, dengan demikian traksi dapat juga disebut sebagai *rimpull*. Gambar 3.1. merupakan grafik *rimpull* (kg) vs kecepatan (km/jam) untuk arah gerak maju, sedangkan gambar 3.2. merupakan grafik *rimpull* (kg) vs kecepatan (m/s) untuk arah gerak mundur.

Gambar 3.1. Grafik *Rimpull* vs Kecepatan untuk Arah Gerak Maju



Gambar 3.2. Grafik Rimpull vs Kecepatan untuk Arah Gerak Mundur

3.2. Hambatan-hambatan yang Terjadi

Setelah memperoleh data-data tentang kecepatan maksimum dan besarnya *rimpull*/traksi pada setiap kecepatan, maka langkah selanjutnya adalah menghitung kemampuan *motor grader* dalam mengatasi beberapa hambatan. Hambatan-hambatan pada peralatan berat ada dua macam, yaitu hambatan gelinding (*rolling resistance*), dan hambatan tanjakan (*grade resistance*). Hambatan gelinding terjadi sebagai akibat beban kendaraan yang ditumpu oleh roda pada saat menggelinding (berputar), sedangkan hambatan tanjakan terjadi sebagai akibat pengaruh kelandaian landasan.

3.2.1. Hambatan Gelinding (*Rolling Resistance*)

Hambatan gelinding (*rolling resistance*) dinotasikan dengan P_R dapat dihitung dengan persamaan (Sugijarto, 2001) :

$$P_R = \mu_r \times G \dots \dots \dots (3.17.)$$

dengan keterangan :

G = berat kendaraan beroperasi = 10955 kg

μ_r = koefisien hambatan gelinding, diambil dari tabel berikut :

Tabel 3.5. Koefisien Hambatan Gelinding

Tipe dan Keadaan Landasan	Koefisien Hambatan Gelinding μ_r	
	Roda Besi	Roda Ban
rel besi	0,01	–
beton	0,02	0,02
perkerasan kayu	0,03	–
jalan datar, tanpa perkerasan, 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

(Sumber : Rochmanhadi, *Alat-alat Berat dan Penggunaannya*)

Dengan menggunakan tabel 3.5., maka dapat dihitung hambatan gelinding *motor grader* MG330 pada setiap tipe dan keadaan landasan untuk roda ban.

Hasil-hasil perhitungannya dapat disajikan pada tabel 3.6.

**Tabel 3.6. Hambatan Gelinding
pada Setiap Tipe dan Keadaan Landasan**

Tipe dan Keadaan Landasan	μ_t	P_R (kg)
beton	0,02	219,1
jalan datar, tanpa perkerasan, kering	0,04	438,2
landasan tanah keras	0,04	438,2
landasan tanah gembur	0,05	547,75
landasan tanah lunak	0,09	985,95
kerikil, tidak dipadatkan	0,12	1314,6
pasir, tidak dipadatkan	0,12	1314,6
tanah basah, lumpur	0,16	1752,8

3.2.2. Hambatan Tanjakan (*Grade Resistance*)

Hambatan tanjakan (*grade resistance*) dinotasikan dengan P_G dan dapat dihitung dengan persamaan (Wihadi, 2003) :

$$P_t = P_R + P_G \dots\dots\dots(3.18.)$$

$$\rightarrow P_G = G \sin \alpha$$

dengan keterangan :

α = sudut kemiringan tanjakan

Besarnya sudut kemiringan tanjakan bervariasi untuk setiap *rimpull*/traksi pada setiap tingkat kecepatan dan hambatan gelinding.

Penulis menyajikan hasil-hasil perhitungan sudut kemiringan tanjakan dengan hambatan gelinding $P_G = 1752,8$ kg pada tabel 3.7.



Tabel 3.7. Sudut Kemiringan dan Hambatan Tanjakan yang Dapat Dilalui pada Setiap Traksi dengan Hambatan Gelinding $P_R = 1752,8$ kg pada Arah Gerak Maju

Putaran Engine	Kecepatan Sudut Engine	Traksi		Sudut Kemiringan Tanjakan		Hambatan Tanjakan P_G (kg)
				α°		
1500 rpm	$\omega_e = 157,08$ rad/s	P_{t1} (kg)	9944,00	α°	48,37	8191,20
		P_{t2} (kg)	7550,07	α°	31,94	5797,27
		P_{t3} (kg)	5749,51	α°	21,39	3996,71
		P_{t4} (kg)	4362,13	α°	13,77	2609,33
		P_{t5} (kg)	3311,99	α°	8,18	1559,19
		P_{t6} (kg)	2522,14	α°	4,03	769,34
1800 rpm	$\omega_e = 188,50$ rad/s	P_{t1} (kg)	9931,75	α°	48,28	8178,95
		P_{t2} (kg)	7540,77	α°	31,88	5787,97
		P_{t3} (kg)	5742,43	α°	21,35	3989,63
		P_{t4} (kg)	4356,75	α°	13,75	2603,95
		P_{t5} (kg)	3307,91	α°	8,16	1555,11
		P_{t6} (kg)	2519,03	α°	4,01	766,23
2000 rpm	$\omega_e = 209,44$ rad/s	P_{t1} (kg)	9596,40	α°	45,71	7843,60
		P_{t2} (kg)	7286,16	α°	30,33	5533,36
		P_{t3} (kg)	5548,54	α°	20,26	3795,74
		P_{t4} (kg)	4209,65	α°	12,95	2456,85
		P_{t5} (kg)	3196,21	α°	7,57	1443,41
		P_{t6} (kg)	2433,97	α°	3,56	681,17
2200 rpm	$\omega_e = 230,38$ rad/s	P_{t1} (kg)	9271,78	α°	43,32	7518,98
		P_{t2} (kg)	7039,68	α°	28,84	5286,88
		P_{t3} (kg)	5360,84	α°	19,22	3608,04
		P_{t4} (kg)	4067,24	α°	12,19	2314,44
		P_{t5} (kg)	3088,09	α°	7,00	1335,29
		P_{t6} (kg)	2351,64	α°	-	-
2500 rpm	$\omega_e = 261,80$ rad/s	P_{t1} (kg)	8642,43	α°	38,95	6889,63
		P_{t2} (kg)	6561,84	α°	26,03	4809,04
		P_{t3} (kg)	4996,96	α°	17,22	3244,16
		P_{t4} (kg)	3791,17	α°	10,72	2038,37
		P_{t5} (kg)	2878,48	α°	5,90	1125,68
		P_{t6} (kg)	2192,01	α°	-	-
2800 rpm	$\omega_e = 293,22$ rad/s	P_{t1} (kg)	7951,83	α°	34,45	6199,03
		P_{t2} (kg)	6037,50	α°	23,01	4284,70
		P_{t3} (kg)	4597,66	α°	15,05	2844,86
		P_{t4} (kg)	3488,22	α°	9,11	1735,42
		P_{t5} (kg)	2648,47	α°	4,69	895,67
		P_{t6} (kg)	2016,85	α°	-	-

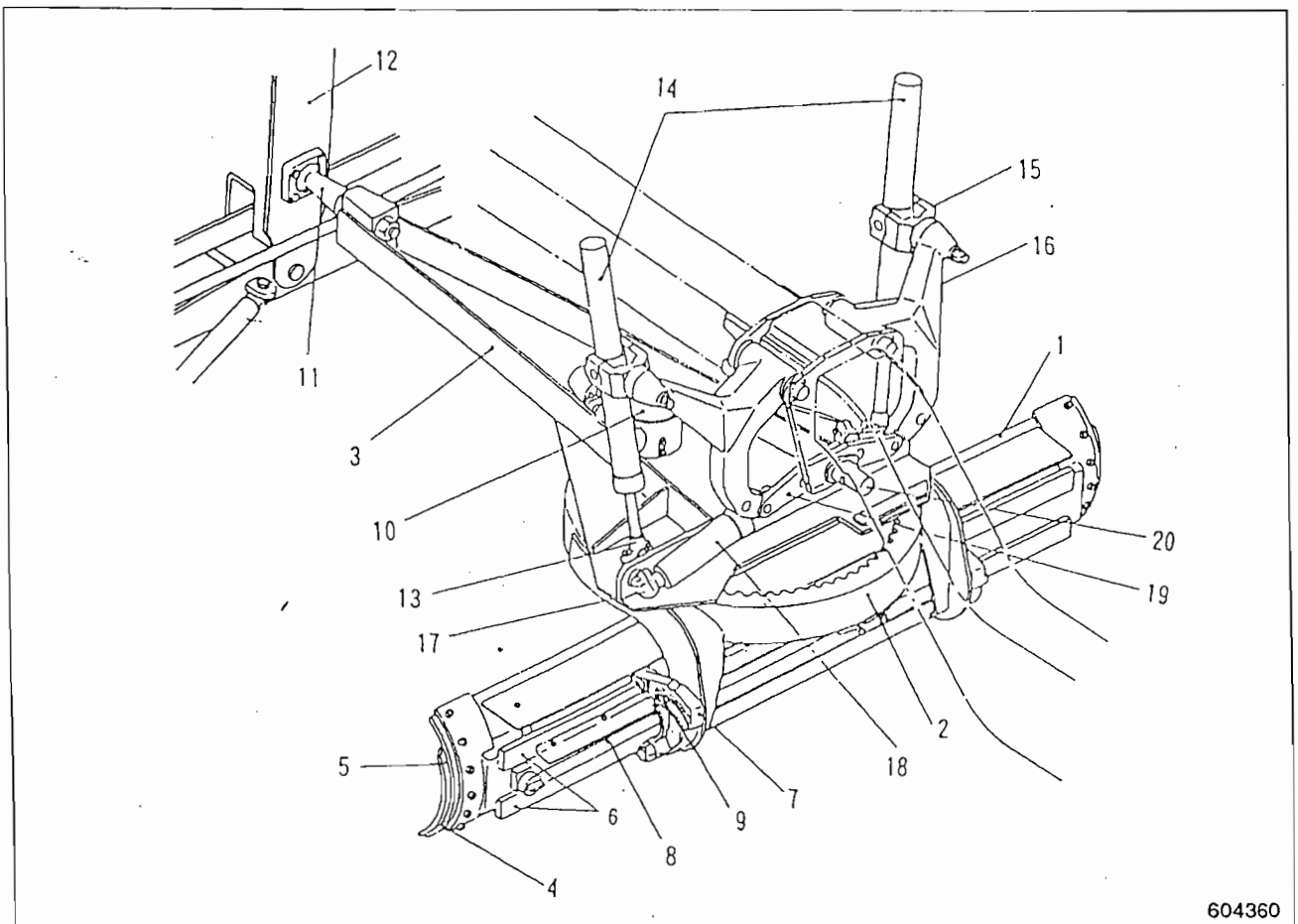
Dengan menggunakan analog perhitungan, maka akan diperoleh hasil-hasil perhitungan hambatan tanjakan dengan hambatan gelinding yang berbeda pada tipe dan keadaan landasan yang berbeda pula.

Transmisi roda gigi planet dibahas lebih lanjut dan detil pada bab V yang menekankan pengertian bahwa transmisi roda gigi planet berbeda dengan transmisi roda gigi pada umumnya, terutama dalam hal perbandingan reduksi, dan gaya-gaya yang bekerja.

BAB IV PERALATAN KERJA

4.1. Blade

Gambar 4.1. Blade dan Komponen-komponen Pendukung



604360

(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p. 51)

keterangan :

- | | |
|-------------------------|---|
| 1. Blade | 8. Blade sideshift cylinder |
| 2. Circle | 9. Notched washer (L.H. and R.H.) |
| 3. Drawbar | 10. Circle reverse gear |
| 4. Cutting edge (2 pcs) | 11. Ball journal |
| 5. End bit (4 pcs) | 12. Front axle bracket |
| 6. Rail | 13. Ball joint |
| 7. Guide bracket | 14. Blade lift cylinder (L.H. and R.H.) |

15. *Yoke (L.H. and R.H.)*
16. *Arm (L.H. and R.H.)*
17. *Ball joint*

18. *Circle centershift cylinder*
19. *Bar*
20. *Lock cylinder*

Permukaan dari *blade* berbentuk kurva cekung, yang dirancang khusus baik untuk penghamparan, perataan maupun pengerjaan tanah lunak atau tanah lepas. Hal ini didukung oleh sudut potong *blade* yang dapat diatur sesuai kebutuhan.

Mata pisau (*cutting edge*) adalah komponen yang berfungsi untuk memotong material dan penghamparan. Alat ini sengaja dipasang di bagian bawah dari *blade* dan diposisikan miring ke depan agar dapat menerima beban semaksimal mungkin dan menghasilkan pemotongan yang paling baik.

4.2. Mekanisme Kerja *Blade*

Dalam mekanisme kerja *blade*, terdapat tiga komponen utama, yaitu *blade*, *circle*, dan *drawbar*.

a. *blade*

Blade dilengkapi dengan mekanisme pemutar (*circle*) sehingga dapat diputar membentuk sudut tertentu. *Blade* yang berbentuk *moldboard* merupakan tempat terpasangnya dua *cutting edge* pada bagian bawah dan empat *end bit* pada ujung kiri dan ujung kanan. Keempat *end bit* ini terpasang pada *blade* dengan baut. Pada bagian belakang dari *blade* terdapat dua rel (*rail*) yang dilas dan dua *guide bracket* (kanan dan kiri) yang berguna untuk menuntun *blade sideshift cylinder*.

Blade sideshift cylinder, yang berupa silinder *double acting*, berguna untuk menggeser kedudukan *blade* ke kanan dan ke kiri juga terletak pada bagian belakang dari *blade*. Masing-masing dari *guide bracket* terhubung dengan rangkaian *blade* melewati *notched washer* pada bagian atas dan melewati rangkaian poros lengan pada bagian bawah. Celah penuntunnya mampu meluncur sepanjang rel (*rail*) mengikuti gerak ulur atau tarik dari *blade sideshift cylinder*. Pergeseran *blade* dapat divariasikan dengan cara mengatur posisi dari mekanisme penggeser.

b. *circle*

Circle diletakkan di bawah *drawbar* dengan empat roda pengarah; gerigi dalamnya saling bertautan dengan *circle reverse gear*, sehingga *circle* dan *blade* dapat diputar. Motor oli yang menggerakkan *circle reverse gear* dikendalikan dari tuas yang berada di kabin operator.

c. *drawbar*

Drawbar adalah struktur kaku yang bagian puncaknya dihubungkan pada *front axle bracket* dengan *ball journal*.

Dua buah *blade lift cylinder* (kanan dan kiri) yang menggantung pada bagian samping dari rangka dengan bantuan *arms* dan *yokes*, mengendalikan *circle* dan *blade* dengan bantuan *ball joints*. Di bagian belakang rangkaian ini, terdapat *circle centershift cylinder* yang terhubung dengan *bar* melalui *ball joint* pada sebelah kiri. Silinder ini dan *bar* terhubung dengan rangka berguna untuk mengendalikan bagian ujung dari *drawbar*. Dengan demikian, *drawbar* yang bertumpu pada *ball journal* dapat bebas membelok pada setiap arah dan

memungkinkan bagian pangkal dari *drawbar* mengikuti gerak membelok dengan gerak menyamping dan vertikal sesuai dengan yang diinginkan, dengan menggunakan bantuan *blade lift cylinders* dan *circle centershift cylinder*.

4.3. Pemilihan Bahan *Blade*

Dalam memilih bahan untuk *blade*, penulis menggunakan referensi dari DIN 17100 (September 1966). Penulis memilih untuk menggunakan bahan plat baja St 37-1R dengan nomor bahan 1.0110, jenis baja menurut EURONORM 25 adalah Fe 37-A, kadar C $\leq 0,20$ %, tegangan tarik $\sigma_B = 360$ N/mm² sampai dengan 440 N/mm², tegangan geser $\sigma_s = 240$ N/mm², kekerasan Brinell HB = 105 sampai dengan 125. Baja ini termasuk baja tempa, biasa dipakai di konstruksi mesin, untuk tangki dan ketel, mudah dilas. (Niemann, 1994 : 96)

Gambar 4.2. Pandangan Depan dan Pandangan Kanan *Blade*



dari gambar 4.2. diketahui bahwa sudut kelengkungan *blade* adalah :

$$\theta = 90^\circ = \frac{\pi}{2} \text{ radian}$$

Sudut kelengkungan *blade* yang diketahui tersebut dapat dipergunakan untuk menghitung panjang busur *blade*.

$$\begin{aligned} \text{panjang busur } blade \ L_b &= \theta r \dots\dots\dots(4.1.) \\ &= \frac{\pi}{2} \times 431 = 677,01 \text{ mm} \end{aligned}$$

Setelah panjang busur *blade* diketahui, maka langkah selanjutnya adalah menghitung luas permukaan *blade* dan mengkonversi gaya dorong terbesar *blade* dari satuan kg menjadi satuan newton.

$$\text{luas permukaan } blade \ A_b = 3710 \times 677,01 = 2511707,1 \text{ mm}^2$$

Gaya dorong terbesar *blade* adalah gaya dorong pada arah gerakan maju kecepatan pertama, yaitu $F_b = 9944,00 \text{ kg}$. Harga F_b ini jika dikonversi ke dalam satuan N adalah :

$$\begin{aligned} F_b &= 9944,00 \text{ kg} \\ &= 9944,00 \text{ kg} \times \frac{9,80655 \text{ N}}{\text{kg}} \\ &= 97516,3332 \text{ N} \end{aligned}$$

Pada saat *blade* digunakan untuk bekerja, *blade* akan mengalami tegangan geser. Tegangan geser tersebut dapat dihitung dengan cara membagi gaya dorong terbesar *blade* F_b dengan luas permukaan *blade* A_b :

$$\begin{aligned} \sigma_{sblade} &= \frac{F_b}{A_b} \dots\dots\dots(4.2.) \\ &= \frac{97516,3332}{2511707,1} \\ &= 0,0388 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Harga tegangan geser *blade* jauh lebih kecil daripada harga tegangan geser dari bahan, sehingga pemilihan bahan ini dapat dikatakan memenuhi syarat dan aman untuk digunakan.

4.4. Kekuatan Bahan *Blade*

Blade akan mengalami tekanan pada saat digunakan untuk mendorong tanah/material. *Blade* akan mengalami tekanan akibat gaya gravitasi yang dialami tanah/material yang didorongnya. Selain itu, *blade* akan melembung apabila menerima beban tekan, lentur, atau putar sebagai akibat gaya-gaya pengoperasian.

Untuk menentukan ukuran yang tepat agar tekukan dan lembungan itu tidak melebihi batas keamanan, digunakan persamaan Euler atau Tetmajer.

Pada saat *motor grader* bekerja, beban terbesar pada *blade* terjadi pada saat bekerja dengan kecepatan 0,82 m/s yaitu sebesar 9944,00 kg.

gaya dorong *blade* yang diijinkan

$$\begin{aligned}\bar{F}_b &= \sigma_B \times A_b \dots \dots \dots (4.3.) \\ &= 440 \text{ N/mm}^2 \times 2511707,1 \text{ mm}^2 = 1105151124 \text{ N}\end{aligned}$$

Harga gaya dorong *blade* \bar{F}_b ini dibandingkan dengan harga gaya dorong terbesar *blade* F_b , dan diperoleh kesimpulan bahwa gaya dorong terbesar *blade* (F_b) tidak melampaui batas dari gaya dorong *blade* yang diijinkan (\bar{F}_b), sehingga pemilihan bahan *blade* sudah tepat untuk digunakan dalam perancangan.

Harga tegangan tarik bahan σ_B pada persamaan (4.3.) sengaja dipilih harga yang terbesar (dipilih dari 340 N/mm^2 sampai dengan 440 N/mm^2), untuk mengetahui gaya dorong maksimal yang diijinkan \bar{F}_b .

Selain menerima gaya dorong, *blade* juga menerima gaya tekan yang terjadi pada saat *blade* mengikis permukaan tanah, misalnya untuk membentuk kemiringan permukaan jalan.

Sebelum menghitung gaya tekan dari *blade*, langkah-langkah awal yang dilakukan adalah menghitung : momen inersia penampang *blade* I_b , jari-jari inersia penampang *blade* i_b , koefisien kerampingan bahan *blade* λ_b , dan tegangan tekuk bahan *blade* σ_{Kb} .

momen inersia penampang *blade* yang mendapat gaya reaksi dari tanah/material (Niemann, 1994 : 42) :

$$I_b = \frac{1}{4} \times \frac{\pi d^4}{64} \dots\dots\dots(4.4.)$$

$$= \frac{1}{4} \times \frac{\pi \times (2 \times 431,34)^4}{64} = 6796867848,53 \text{ mm}^4$$

jari-jari inersia penampang *blade* :

$$i_b = \sqrt{\frac{I_b}{A_b}} \dots\dots\dots(4.5.)$$

$$= \sqrt{\frac{6796867848,53}{2511707,1}} = 52,02 \text{ mm}$$

panjang tekuk bebas yang mendapat tekanan adalah panjang busur *blade*, sehingga panjang tekuk bebas $L_{Kb} = 677,01 \text{ mm}$

koefisien kerampingan (*slenderness ratio*) bahan *blade* λ_b :

$$\lambda_b = \frac{L_{Kb}}{i_b} \dots\dots\dots(4.6.)$$

$$= \frac{677,01}{52,02} = 13,01$$

Tabel 4.1. Harga Minimum λ untuk Rumus Euler dan σ_K menurut Tetmajer

Bahan	σ_p (N/mm ²)	E (N/mm ²)	$\sigma_K \cdot \lambda^2 = \pi^2 \cdot E$ (N/mm ²)	Rumus Euler		Tetmajer σ_K (N/mm ²)
				$\lambda \geq$	$L_K \geq$	
Baja St 37	205	$2,1 \cdot 10^5$	$20,7 \cdot 10^5$	100	25 d	$310 - 1,14 \lambda$
St 60	240	$2,1 \cdot 10^5$	$20,7 \cdot 10^5$	93	23 d	
Baja pegas 1	575	$2,1 \cdot 10^5$	$20,7 \cdot 10^5$	60	15 d	$335 - 0,62 \lambda$
Cor kelabu	154	$1 \cdot 10^5$	$9,87 \cdot 10^5$	80	20 d	$776 - 12 \lambda + 0,053 \lambda^2$
Duralumin	200	$0,7 \cdot 10^5$	$6,9 \cdot 10^5$	59	14,8 d	–
Kayu pinus	9	$0,1 \cdot 10^5$	$0,98 \cdot 10^5$	100	25 d	$29,3 - 0,194 \lambda$

(Sumber : G. Niemann, Elemen Mesin, Jilid 1, hal. 50)

Apabila hasil perhitungan koefisien kerampingan λ lebih besar atau sama dengan harga yang tertera pada tabel 4.1. tersebut, maka digunakan rumus Euler, namun apabila sebaliknya, maka digunakan rumusan Tetmajer.

Hasil perhitungan koefisien kerampingan (*slenderness ratio*) pada persamaan (4.6.) adalah 13,01 sedangkan harga koefisien kerampingan pada tabel 4.1. adalah 100. Maka dapat disimpulkan bahwa hasil perhitungan koefisien kerampingan jauh lebih kecil daripada harga koefisien kerampingan pada tabel 4.1., oleh karena itu dipergunakan persamaan Tetmajer.

tegangan tekuk bahan *blade* menurut Tetmajer :

$$\sigma_{Kb} = 310 - 1,14 \lambda \dots\dots\dots(4.7.)$$

$$= 310 - 1,14 \times 13,03 = 295,15 \text{ N/mm}^2$$

faktor keamanan terhadap beban tekuk $S_{Kb} = 2,9$ (diambil nilai tengah dari 1,75 sampai dengan 4)

gaya tekan bahan *blade* yang diijinkan :

$$\begin{aligned}\bar{F}_{\text{tekanI}} &= \frac{A_b \times \sigma_{Kb}}{S_{Kb}} \dots\dots\dots(4.8.) \\ &= \frac{2511707,1 \times 295,15}{2,9} = 255835053,13 \text{ N}\end{aligned}$$

4.5. Mata Pisau (*Cutting Edge*)

Mata pisau (*cutting edge*) merupakan alat bantu bagi *blade* yang berguna untuk memudahkan pekerjaan terutama dalam hal mengiris tanah. Mata pisau dipasang pada *blade* dengan sambungan keling.

4.5.1. Perancangan Sambungan Keling

Mata pisau ini berjumlah dua buah dengan ketebalan yang sama dengan *blade* yaitu 19 mm. Mata pisau ini dipasang pada *blade* dengan bantuan paku keling dalam arah memanjang sepanjang 3710 mm, sehingga paku keling harus mampu mengikat tiga buah plat cekung yang masing-masing tebalnya sama. Diketahui data-data awal perhitungan sebagai berikut :

$b =$ panjang mata pisau = 3710 mm

tebal bagian yang akan dipaku keling = $3 \times 19 \text{ mm} = 57 \text{ mm}$

bahan paku keling dipilih dari tabel 4.2.

Tabel 4.2. Nilai Tegangan yang Diijinkan untuk Bahan Paku Keling (dalam N/mm²)

Nilai Tegangan yang Diijinkan	Bahan Paku Keling		
	St 34	St 44	St 52
tegangan tarik yang diijinkan $\bar{\sigma}_t$	140	180	220
tegangan geser yang diijinkan $\bar{\tau}_s$	270	354	434
tegangan desak yang diijinkan $\bar{\sigma}_{des}$	60	90	110

(Sumber : G. Niemann, Elemen Mesin, Jilid 1, hal. 169)

dari tabel 4.2. dipilih bahan paku keling St 34, dengan nilai tegangan-tegangan yang diijinkan sebagai berikut :

tegangan tarik yang diijinkan :

$$\bar{\sigma}_t = 140 \text{ N/mm}^2 = \frac{140}{9,80655} \text{ kg/mm}^2 = 14,28 \text{ kg/mm}^2$$

tegangan geser yang diijinkan :

$$\bar{\tau}_s = 270 \text{ N/mm}^2 = \frac{270}{9,80655} \text{ kg/mm}^2 = 27,53 \text{ kg/mm}^2$$

tegangan desak yang diijinkan :

$$\bar{\sigma}_{des} = 60 \text{ N/mm}^2 = \frac{60}{9,80655} \text{ kg/mm}^2 = 6,12 \text{ kg/mm}^2$$

Setelah memilih bahan paku keling, langkah selanjutnya adalah menentukan diameter paku keling d dan jarak antar paku keling t_{keling} dalam pemasangan (Malau :19) :

diameter paku keling :

$$d = \frac{4 \times s \times \bar{\sigma}_{des}}{\pi \times \bar{\tau}_s} \dots\dots\dots(4.10.)$$

$$= \frac{4 \times 57 \times 6,12}{\pi \times 27,53} = 16,13 \text{ mm}$$

dipakai diameter paku keling $d = 16 \text{ mm}$

jarak antar paku keling :

$$t = \frac{d \left(\bar{\sigma}_{des} + \bar{\sigma}_t \right)}{\bar{\sigma}_t} \dots\dots\dots(4.11.)$$

$$= \frac{16 \times (6,12 + 14,28)}{14,28} = 22,86 \text{ mm}$$

dipakai jarak pemasangan antar paku keling $t = 23 \text{ mm}$

4.5.1.1. Tinjauan Kekuatan Sambungan Paku Keling

Sambungan paku keling pada *blade* dan mata pisau perlu ditinjau kekuatannya untuk memastikan sambungan paku keling mampu menahan gaya dorong terbesar *blade*, sehingga ketika digunakan untuk bekerja, sambungan ini benar-benar aman. Tinjauan-tinjauan kekuatan sambungan paku keling dilakukan sebagai berikut. (Malau : 15)

a. Tinjauan Kekuatan Sambungan Paku Keling Terhadap Beban Tarikan

Beban tarikan ini terjadi ketika *blade* dan mata pisau (*cutting edge*) diputar oleh motor hidrolik, perhitungannya adalah sebagai berikut :

$$F_b \leq (b - id) s \bar{\sigma}_t \dots\dots\dots(4.12.)$$

dengan keterangan bahwa :

F_b = gaya dorong terbesar *blade*, dalam satuan kg

b = panjang *blade* dan mata pisau sebagai lebar daerah pemasangan paku keling, dalam satuan mm

i = jumlah paku keling dalam satu baris = 15

d = diameter paku keling, dalam satuan mm

s = tebal bagian yang dipaku keling, dalam satuan mm

$\bar{\sigma}_t$ = tegangan tarik yang diijinkan untuk bahan paku keling, dalam satuan kg/mm^2

sehingga diperoleh perhitungan :

$$9944,00 \text{ kg} < (3710 - 15 \times 16) \times 57 \times 14,28$$

$$9944,00 \text{ kg} < 2824441,2 \text{ kg}$$

gaya F_b tidak melebihi gaya tarik yang diijinkan untuk bahan paku keling yang digunakan, sehingga pemilihan bahan paku keling sudah tepat

b. Tinjauan Kekuatan Sambungan Paku Keling Terhadap Beban Geseran

Beban geseran ini terjadi ketika *blade* dan mata pisau digeser ke samping kanan dan kiri, perhitungannya sebagai berikut :

$$F_b \leq n (\pi/4)d^2 \bar{\tau}_s \dots\dots\dots(4.13.)$$

dengan keterangan :

n = jumlah keseluruhan paku keling = 90

$\bar{\tau}_s$ = tegangan geser yang diijinkan untuk bahan paku keling, dalam satuan kg/mm^2

sehingga diperoleh perhitungan :

$$9944,00 \text{ kg} < 90 \times \frac{\pi}{4} \times 16^2 \times 27,53$$

$$9944,00 \text{ kg} < 498171,14 \text{ kg}$$

gaya F_b tidak melebihi gaya geser yang diijinkan untuk bahan paku keling yang digunakan, sehingga pemilihan bahan paku keling sudah tepat

c. Tinjauan Kekuatan Sambungan Paku Keling Terhadap Beban Desakan

Beban desakan terjadi ketika *blade* digunakan untuk mendorong tanah/material, perhitungannya sebagai berikut :

$$F_b \leq n d s \bar{\sigma}_{des} \dots\dots\dots(4.14.)$$

$$9944,00 \text{ kg} < 90 \times 16 \times 57 \times 6,12$$

$$9944,00 \text{ kg} < 502329,6 \text{ kg}$$

gaya F_b tidak melebihi gaya desak yang diijinkan untuk bahan paku keling yang digunakan, sehingga pemilihan bahan paku keling sudah tepat

Dengan demikian dapat disimpulkan bahwa perancangan sambungan keling ini aman dan memenuhi syarat, sebab sambungan keling masih mampu menahan beban, baik beban sebagai akibat gaya penetrasi maupun beban sebagai akibat gaya dorong dari *engine*, serta mampu menahan beban tarikan, geseran, dan desakan.

4.6. Perhitungan Silinder Penggeser *Blade* (*Blade Sideshift Cylinder*)

Silinder ini berfungsi untuk menggeser *blade* ke kiri dan ke kanan. Dalam perhitungan ini diambil posisi *blade* tegak lurus dengan rangka depan (*articulated frame*). Beban pada silinder adalah berat *blade* saja.

Diketahui berat *blade* $W_b = 730$ kg (Mitsubishi, 1998 : 234), dengan tekanan kerja hidrolik $p = 175$ kg/cm², dan dipilih faktor keamanan silinder hidrolik $FK = 4$, maka luas permukaan silinder hidrolik yang diperlukan (Fitch, 1966 : 171) :

$$A_{sh} = \frac{W_b \times FK}{p} \dots\dots\dots(4.15.)$$

$$= \frac{730 \times 4}{175} = 16,69 \text{ cm}^2 = 1669 \text{ mm}^2$$

diameter *rod* $d_r = 50$ mm, terbuat dari bahan S40C dilapisi dengan krom

diameter dalam silinder (Fitch, 1966 : 171) :

$$d_1^2 = \left(\frac{4}{\pi} \times A_{sh} \right) + d_r^2 \dots\dots\dots(4.16.)$$

$$= \left(\frac{4}{\pi} \times 1669 \right) + 50^2 = 4625,04 \text{ mm}^2$$

$$d_1 = 68,0 \text{ mm}$$

dipakai diameter dalam silinder $d_1 = 70$ mm

Bahan silinder dipilih SFCM80S (JIS G 3221) baja krom molibden dengan tegangan geser $\tau_s = 1800$ kg/cm², sehingga tebal silinder hidrolik dapat dihitung dengan persamaan (Fitch, 1966 : 173) :

$$t_{sh} = 0,5 \times \left[\left(\frac{\tau_s + p}{\tau_s - p} \right)^{1,2} + 1 \right] \dots\dots\dots(4.11.)$$

$$= 0,5 \times \left[\left(\frac{1800 + 175}{1800 - 175} \right)^{1,2} + 1 \right]$$

$$t_{sh} = 0,55 \text{ cm}$$

karena ada pertimbangan keausan, maka silinder harus dibuat lebih tebal dan dalam hal ini diambil $t_{sh} = 1 \text{ cm}$

Pada perancangan ini dapat dipilih silinder yang setara dengan yang dipakai oleh MG330. *Pin* untuk menghubungkan silinder dengan *blade* dapat dihitung sebagai berikut :

direncanakan diameter *pin* $d_p = 45 \text{ mm}$, $W_b = 730 \text{ kg}$

tegangan geser pada *pin* (τ) (Fitch, 1966, 171) :

$$\tau = \frac{W_b}{\pi \times 0,25 \times d_p^2} \dots\dots\dots(4.12.)$$

$$= \frac{730}{\pi \times 0,25 \times 45^2} = 0,459 \text{ kg/mm}^2$$

dipilih bahan *pin* SC 37 dengan $\sigma_t = 37 \text{ kg/mm}^2$ $\tau_s = 6,66 \text{ kg/mm}^2$

4.7. Perancangan Roda Putar (*Circle*)

Roda putar (*circle*) digunakan untuk memutar *blade* sehingga membentuk sudut tertentu terhadap rangka depan. Telah dijelaskan pada sub bab 4.2 bahwa roda putar ini terletak di bawah *drawbar* dan ditahan oleh empat roda pengarah,

dan geriginya saling bertautan dengan *circle reverse gear*. Perhitungan untuk pasangan roda gigi ini adalah sebagai berikut.

Dengan sudut tekanan pahat $\alpha = 20^\circ$, bahan *circle reverse gear* (roda gigi 1) S35C dan bahan *circle* (roda gigi 2) FC30, dan modul $m = 5$, maka perhitungan roda gigi dapat dilakukan dengan urutan sebagai berikut :

- a. langkah pertama adalah menentukan jumlah gigi z_1 dan z_2

z_1 direncanakan 50

z_2 direncanakan 220

jumlah gigi *circle reverse gear* bernilai negatif $z_2 = -152$, sebab gigi-giginya terletak di sebelah dalam. (Decker, 1991 : 14)

- b. dengan jumlah gigi z_1 dan z_2 , dan modul m , maka dapat ditentukan diameter lingkaran jarak bagi d_{01} dan d_{02} dengan menggunakan persamaan (4.19.) dan (4.20.) (Sularso, 1997 : 220)

$$d_{01} = z_1 \times m \dots \dots \dots (4.19.)$$

$$= 50 \times 5 = 250 \text{ mm}$$

$$d_{02} = z_2 \times m \dots \dots \dots (4.20.)$$

$$= -220 \times 5 = -1100 \text{ mm}$$

- c. dengan diketahuinya diameter lingkaran jarak bagi d_{01} dan d_{02} , maka jarak antar poros kedua roda gigi ditentukan dengan menggunakan persamaan (4.21.) (Sularso, 1997 : 220)

$$a_0 = \frac{(d_{01} + d_{02})}{2} \dots \dots \dots (4.21.)$$

$$= \frac{(250 - 1100)}{2} = -425 \text{ mm}$$

- d. supaya suatu roda gigi dapat melakukan kontak dengan roda gigi pasangannya, maka harus memiliki diameter lingkaran kepala yang ditentukan dengan menggunakan persamaan (4.22.) dan (4.23.), persamaan (4.22.) untuk menghitung diameter lingkaran kepala roda gigi 1, dan persamaan (4.23.) digunakan untuk menghitung diameter lingkaran kepala roda gigi 2 (Sularso, 1997 : 220)

$$d_{k1} = (z_1 + 2) \times m \dots \dots \dots (4.22.)$$

$$= (50 + 2) \times 5 = 260 \text{ mm}$$

$$d_{k2} = (z_2 + 2) \times m \dots \dots \dots (4.23.)$$

$$= (-220 + 2) \times 5 = -1090 \text{ mm}$$

- e. apabila suatu roda gigi memiliki diameter lingkaran kepala, maka suatu roda gigi pasti juga memiliki diameter lingkaran kaki, yang disimbolkan d_{f1} untuk roda gigi 1 dan d_{f2} untuk roda gigi 2, dan dihitung dengan persamaan (4.24.) dan (4.25.) (Sularso, 1997 : 220)

$$d_{f1} = (z_1 - 2) \times m - 2 \times c_k \dots \dots \dots (4.24.)$$

$$= (50 - 2) \times 5 - 2 \times 1,25 = 237,5 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = (z_2 - 2) \times m - 2 \times c_k \dots \dots \dots (4.25.)$$

$$= (-220 - 2) \times 5 - 2 \times 1,25 = -1112,5 \text{ mm}$$

untuk memudahkan dalam hal pembuatan roda gigi, maka digunakan diameter lingkaran kaki $d_{f1} = 238 \text{ mm}$, dan $d_{f2} = -1113 \text{ mm}$

- f. pada saat kedua roda gigi melakukan kontak, diameter lingkaran kepala dari roda gigi yang satu tidak bersentuhan dengan diameter lingkaran kaki dari roda gigi lainnya, atau dapat dikatakan terdapat kelonggaran dengan tujuan untuk mengurangi keausan roda gigi, kelonggaran ini disebut kelonggaran puncak c_k dan dapat dihitung dengan mempergunakan persamaan (4.25.) (Sularso, 1997 : 219)

$$c_k = 0,25 \times m \dots\dots\dots(4.26.)$$

$$= 0,25 \times 5 = 1,25 \text{ mm}$$

- g. kelonggaran puncak tersebut dapat dipergunakan untuk menghitung tinggi gigi H dengan menggunakan persamaan (4.27.) (Sularso, 1997 : 234)

$$H = 2 \times m + c_k \dots\dots\dots(4.27.)$$

$$= 2 \times 5 + 1,25 = 11,25 \text{ mm}$$

digunakan tinggi gigi H = 11 mm

h. untuk referensi kekuatan bahan roda gigi, digunakan tabel 4.3.

Tabel 4.3. Kekuatan Bahan Roda Gigi

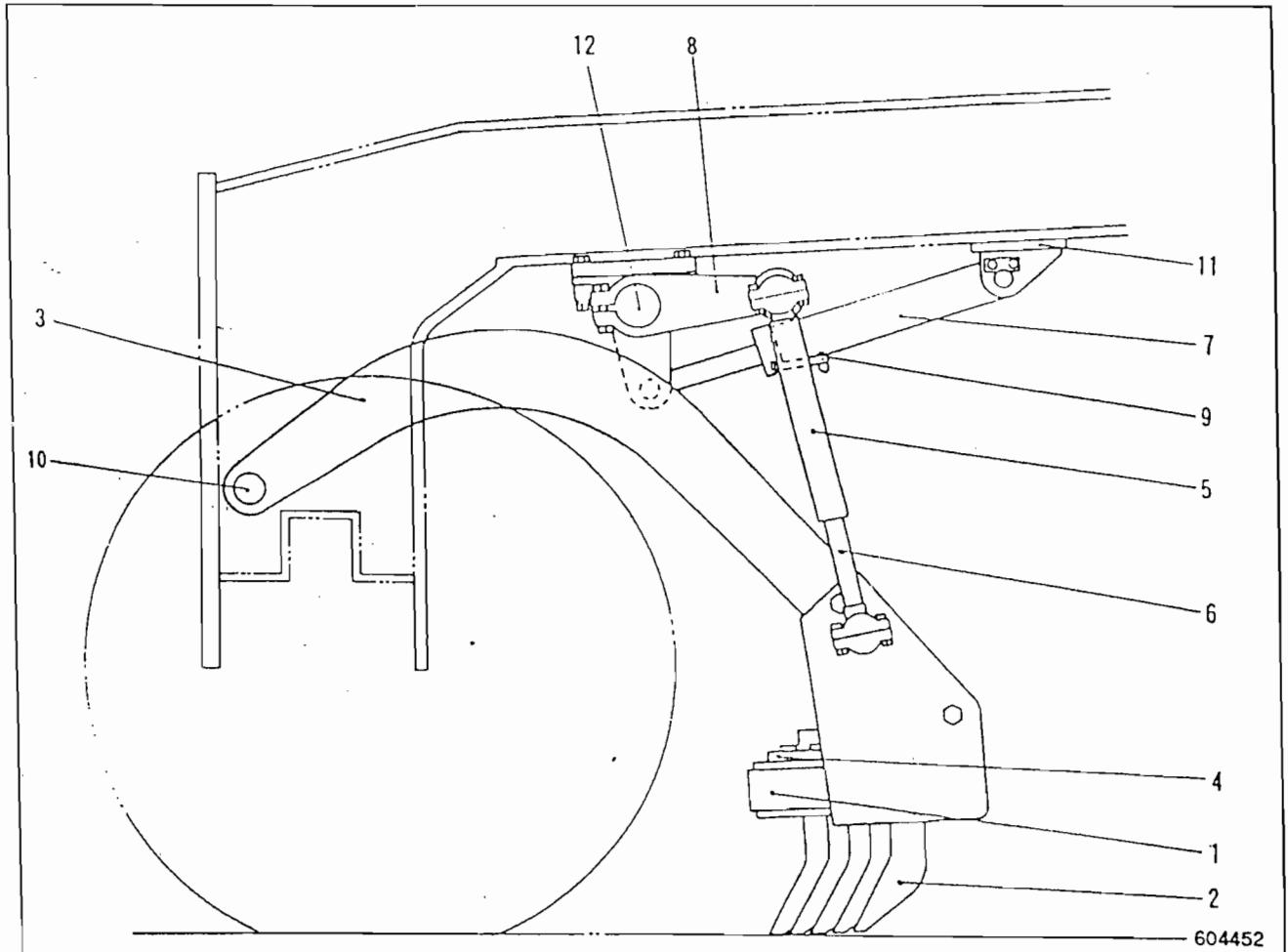
Kelompok bahan	Lambang bahan	Kekuatan tarik σ_B (kg/mm ²)	Kekerasan (Brinell) H_B	Tegangan lentur yang diijinkan (kg/mm ²)
Besi cor	FC 15	15	140 – 160	7
	FC 20	20	160 – 180	9
	FC 25	25	180 – 240	11
	FC 30	30	190 – 240	13
Baja cor	SC 42	42	140	12
	SC 46	46	160	19
	SC 49	49	190	20
Baja karbon untuk konstruksi mesin	S 25 C	45	123 – 183	21
	S 35 C	52	149 – 207	26
	S 45 C	58	167 – 229	30
Baja paduan dengan pengerasan kulit	S 15 CK	50	400 (dicelup dingin dalam minyak)	30
	SNC 21	80	600 (dicelup dingin dalam air)	35 – 40
	SNC 22	100		40 – 55
Baja krom nikel	SNC 1	75	212 – 255	35 – 40
	SNC 2	85	248 – 302	40 – 60
	SNC 3	95	269 – 321	40 – 60
Perunggu		18	85	5
Logam delta		35 – 60		10 – 20
Perunggu fosfor (coran)		19 – 30	80 – 100	5 – 7
Perunggu nikel (coran)		64 – 90	180 – 260	20 – 30
Damar phenol, dll				3 – 5

(Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 241)

Dari tabel 4.3. tersebut, diketahui bahwa bahan S35C memiliki kekuatan tarik $\sigma_{B1} = 52 \text{ kg/mm}^2$, kekerasan permukaan sisi gigi $H_{B1} = 187$, dan tegangan lentur yang diijinkan $\sigma_{a1} = 26 \text{ kg/mm}^2$, sedangkan bahan FC 30 memiliki kekuatan tarik $\sigma_{B2} = 30 \text{ kg/mm}^2$, kekerasan permukaan sisi gigi $H_{B2} = 215$, tegangan lentur yang diijinkan $\sigma_{a2} = 13 \text{ kg/mm}^2$.

4.8. Scarifier

Gambar 4.3. Scarifier dan Komponen-komponen Pendukung



(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG 330 Systems Operation, p. 53)

keterangan :

- | | |
|----------------------------|-----------------------------|
| 1. Scarifier block | 7. Scarifier lift cylinder |
| 2. Tooth (11 pcs) | 8. Arm (L.H. and R.H.) |
| 3. Drawbar (L.H. and R.H.) | 9. Link pin (L.H. and R.H.) |
| 4. Wedge (11 pcs) | 10. Shaft |
| 5. Sleeve (L.H. and R.H.) | 11. Bracket |
| 6. Link (L.H. and R.H.) | 12. Arm shaft |

4.8.1. Mekanisme Kerja Scarifier

Scarifier pada MG330 berjumlah sebelas buah dan masing-masing disebut gigi (*tooth*). Scarifier block, yang merupakan tempat kesebelas gigi terpasang, berbentuk huruf V. Gigi-gigi tersebut terpasang kokoh dengan baji (*wedge*), satu

baji untuk satu gigi. Dua *drawbar* yang bertumpu pada poros (*shaft*) di ujung depan digunakan untuk mengangkat *scarifier block* tersebut. Dua batang silinder hidrolik, yang terdiri dari *link* dan *sleeve*, pada ujungnya dihubungkan dengan lengan (*arm*) dan *scarifier block* melalui *ball joints*.

Scarifier lift cylinder dihubungkan dengan *bracket* pada rangka dan tergantung pada tuas yang terpadu dengan poros lengan (*arm shaft*). Dengan cara mengulur dan menarik, *scarifier lift cylinder* menurunkan dan menaikkan *drawbar* dan *scarifier block* dengan gerakan tuas. *Link* dari masing-masing batang silinder hidrolik dijepit; terdapat tiga posisi penjepitan, sehingga panjang batang dapat diubah dengan cara menempatkan penjepit dari satu posisi ke posisi yang lain.

4.8.2. Scarifier Lift Cylinder

Scarifier lift cylinder merupakan silinder hidrolik jenis *double acting*. Silinder ini mendorong dan menarik tuas pada poros (*shaft*) untuk menggerakkan lengan (*arm*) naik dan turun, selanjutnya akan menggerakkan *scarifier block* naik dan turun melalui link.

4.8.3. Perancangan Scarifier

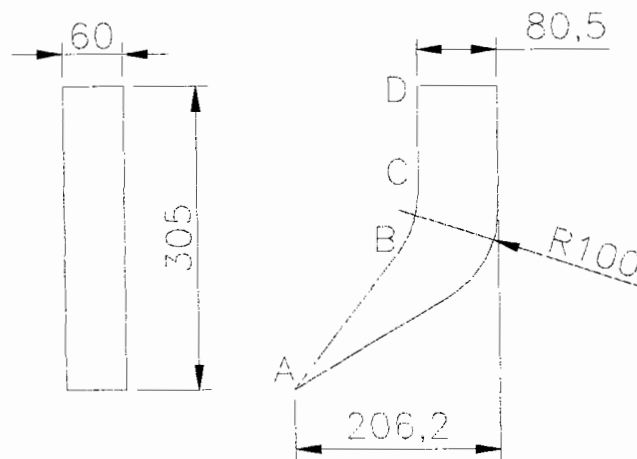
Pada dasarnya peralatan kerja yang bernama *scarifier* ini merupakan perlengkapan tambahan (*optional attachment*) untuk *motor grader*. Namun demikian, *scarifier* ini juga sangat mendukung pekerjaan *motor grader*, terutama

jika mengingat bahwa tanah/material yang harus dikerjakan tidak selalu mudah diratakan dengan menggunakan *blade* saja.

Scarifier terdiri dari serangkaian alat bajak kecil yang bentuknya menyerupai gigi taring. Gigi-gigi pada *scarifier* ini berjumlah sebelas buah yang terletak di antara roda depan dan *blade*.

Penampang gigi *scarifier* ini harus mempunyai ketahanan dan kekuatan untuk menggaruk tanah/material yang dianggap sulit untuk dikerjakan dengan *blade* saja. Adapun bentuk dari *scarifier* yang dirancang adalah sebagai berikut :

Gambar 4.4. Pandangan Depan dan Pandangan Kanan Gigi *Scarifier*



Untuk menentukan secara tepat seberapa besar gaya dorong yang dibebankan pada *scarifier* tentu sangatlah sulit. Akan tetapi perlu diketahui bahwa ada kalanya *scarifier* digunakan untuk bekerja secara individu dalam arti tidak bersama-sama dengan penggunaan *blade*. Sehingga boleh dikatakan bahwa beban terbesar dari penggunaan *scarifier* adalah gaya dorong pada arah gerakan maju dengan kecepatan 0,82 m/s yaitu sebesar 9944,00 kg.

Beban sebesar ini tidak ditanggung oleh satu gigi saja, melainkan oleh keseluruhan gigi yang berjumlah sebelas buah. Maka satu gigi pada *scarifier* harus menanggung beban sebesar :

$$\text{beban satu gigi } b_{\text{gigi}} = \frac{9944,00}{11} = 904 \text{ kg}$$

apabila beban tersebut dikonversikan ke satuan newton :

$$\text{beban satu gigi } b_{\text{gigi}} = 904 \text{ kg} \times \frac{9,80655 \text{ N}}{\text{kg}} = 8865,12 \text{ N}$$

Tinggi *scarifier* sesungguhnya bukanlah 305 mm, sebab permukaan *scarifier* tidak berbentuk persegi panjang. Untuk menentukan tinggi *scarifier* sesungguhnya dipakai pandangan utamanya. Dengan menggunakan AutoCAD dapat diketahui panjang garis AB = 172,6071 mm, panjang busur BC = 65,4499 mm, dan panjang garis CD = 107,1855 mm, maka tinggi *scarifier* sesungguhnya adalah :

$$t_{\text{scarifier}} = 172,6071 + 65,4499 + 107,1855 = 345,2425 \text{ mm.}$$

Luas permukaan *scarifier* yang mendorong beban adalah luas permukaan seperti yang terlihat pada gambar 4.4. untuk pandangan depan dengan tinggi yang sesungguhnya, karena penggunaan *scarifier* adalah dalam arah maju bukan arah ke samping.

$$\text{luas permukaan } \text{scarifier } A_{\text{sc}} = 345,2425 \text{ mm} \times 60 \text{ mm} = 20714,55 \text{ mm}^2$$

dengan luas permukaan sebesar 20714,55 mm², maka *scarifier* akan memiliki tegangan akibat gaya dorong :

$$\sigma = \frac{7807,09}{20714,55} = 0,38 \text{ N/mm}^2$$

Sama halnya dengan *blade*, dalam memilih bahan untuk *scarifier*, penulis menggunakan referensi dari DIN 17100 (September 1966). Penulis memilih untuk menggunakan bahan baja St 37-1R dengan nomor bahan 1.0110, jenis baja menurut EURONORM 25 adalah Fe 37-A, kadar C $\leq 0,20$ %, tegangan tarik $\sigma_B = 360 - 440 \text{ N/mm}^2$, tegangan geser $\sigma_s = 240 \text{ N/mm}^2$, kekerasan Brinell HB = 105 – 125. Baja ini termasuk baja tempa, dipakai di konstruksi mesin, untuk tangki dan ketel, mudah dilas. (Niemann, 1994 : 96)

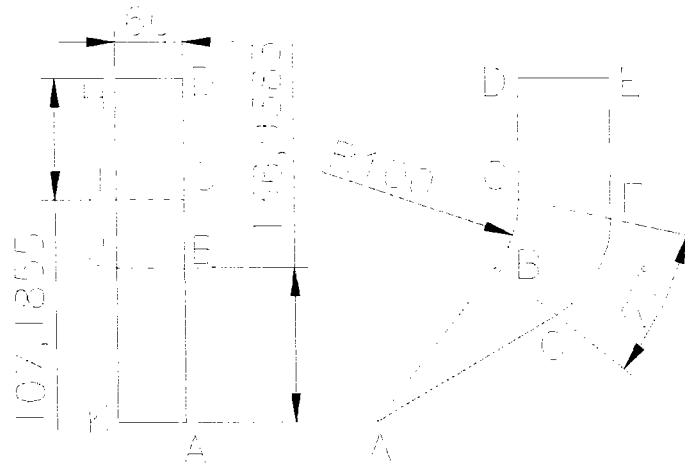
Harga tegangan akibat gaya dorong jauh lebih kecil daripada harga tegangan geser untuk Baja St 37-1R sehingga pemilihan bahan ini dapat dikatakan aman dan memenuhi syarat.

4.8.4. Kekuatan Bahan *Scarifier*

Scarifier akan mengalami tekanan pada saat ia digunakan untuk mendorong tanah/material yang sulit untuk dikerjakan dengan *blade* saja. Selain itu *scarifier* akan mengalami beban tekan.

Gambar 4.5. menyajikan ukuran-ukuran penting dalam sebuah *scarifier* yang berguna untuk mengetahui gaya tekan bahan *scarifier* tersebut.



Gambar 4.5. Ukuran-ukuran Gigi Scarifier

Gaya tekan bahan *scarifier* yang diijinkan dapat ditentukan dengan terlebih dahulu menentukan :

1. momen inersia permukaan *scarifier*
2. jari-jari inersia permukaan gigi *scarifier*
3. panjang tekuk gigi *scarifier*
4. koefisien kerampingan (*slenderness ratio*) bahan *scarifier*
5. tegangan tekuk bahan *scarifier*
6. faktor keamanan terhadap beban tekuk

Setelah semuanya diketahui, maka gaya tekan bahan *scarifier* yang diijinkan dapat diketahui.

Momen inersia permukaan *scarifier* ditentukan dengan menggunakan beberapa perhitungan momen inersia untuk mempermudah, yaitu momen inersia segi empat CDHI, momen inersia busur BCIJ, dan momen inersia segi empat ABJK.

Momen inersia segi empat CDHI ditentukan dengan menggunakan persamaan (4.28.). (Niemann, 1994 : 42)

$$I_{CDHI} = \frac{bh^3}{12} \dots\dots\dots(4.28.)$$

$$= \frac{60 \times 107,1855^3}{12} = 6157127,103 \text{ mm}^4$$

Momen inersia busur BCIJ ditentukan dengan menggunakan persamaan (4.29.). (Niemann, 1994 : 42)

$$I_{BCIJ} = \frac{27^\circ}{360^\circ} \times \frac{\pi d^4}{64} \dots\dots\dots(4.29.)$$

$$= \frac{27^\circ}{360^\circ} \times \frac{\pi \times 200^4}{64} = 5890486,226 \text{ mm}^4$$

Momen inersia segi empat ABJK ditentukan dengan menggunakan persamaan (4.30.). (Niemann, 1994 : 42)

$$I_{ABJK} = \frac{bh^3}{12} \dots\dots\dots(4.30.)$$

$$= \frac{60 \times 136,9383^3}{12} = 12839402,113 \text{ mm}^4$$

momen inersia total permukaan gigi *scarifier* :

$$I_s = 6157127,103 + 5890486,226 + 12839402,113 = 24887015,442 \text{ mm}^4$$

jari-jari inersia permukaan gigi *scarifier* :

$$i_s = \sqrt{\frac{I_s}{A_{sc}}} \dots\dots\dots(4.31.)$$

$$= \sqrt{\frac{24887015,442}{20714,55}} = 34,66 \text{ mm}$$

panjang tekuk gigi *scarifier* $L_{Ks} = 60$ mm

koefisien kerampingan (*slenderness ratio*) bahan *scarifier* λ :

$$\begin{aligned}\lambda_s &= \frac{L_K}{i_s} \dots\dots\dots(4.32.) \\ &= \frac{60}{34,66} = 1,73\end{aligned}$$

Hasil perhitungan koefisien kerampingan tersebut dibandingkan dengan harga koefisien kerampingan pada tabel 4.1., dan setelah dibandingkan ternyata diperoleh fakta bahwa koefisien kerampingan hasil perhitungan jauh lebih kecil daripada harga pada tabel 4.1., maka harus digunakan persamaan TETMAJER untuk menghitung tegangan tekuk bahan *scarifier* σ_{Ks} .

$$\begin{aligned}\sigma_{Ks} &= 310 - 1,14\lambda \dots\dots\dots(4.33.) \\ &= 310 - 1,14 \times 1,73 = 308,0278 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

faktor keamanan beban tekuk $S_K = 2,9$ (diambil nilai tengah dari 1,75 – 4)

gaya tekan bahan *scarifier* yang diijinkan :

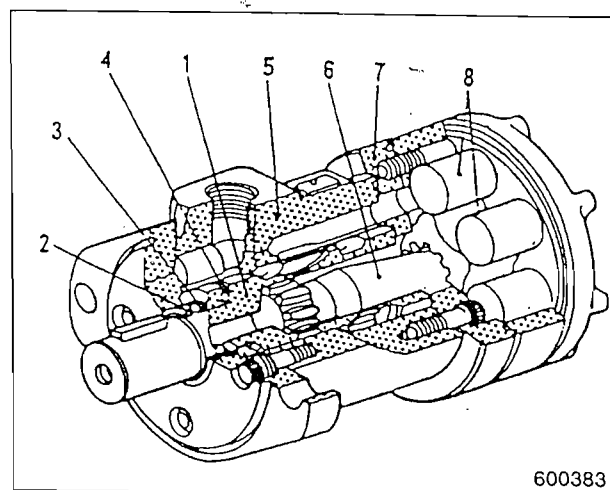
$$\begin{aligned}\bar{F}_{\text{tekan2}} &= \frac{A_{sc} \times \sigma_{Ks}}{S_K} \dots\dots\dots(4.34.) \\ &= \frac{20714,55 \times 308,0278}{2,9} = 2200226,64 \text{ N}\end{aligned}$$

4.9. Circle Reverse Drive

Alat ini terdiri dari penggerak minyak hidrolik (*oil motor*) dan roda gigi pemutar-balik (*circle reverse gear*). Penggerak minyak hidrolik mengkonversikan gerak fluida menjadi gerak mekanis untuk menggerakkan *circle reverse gear*.

4.10. Oil Motor (Penggerak Minyak Hidrolik)

Gambar 4.6. Oil Motor



(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p. 54)

keterangan :

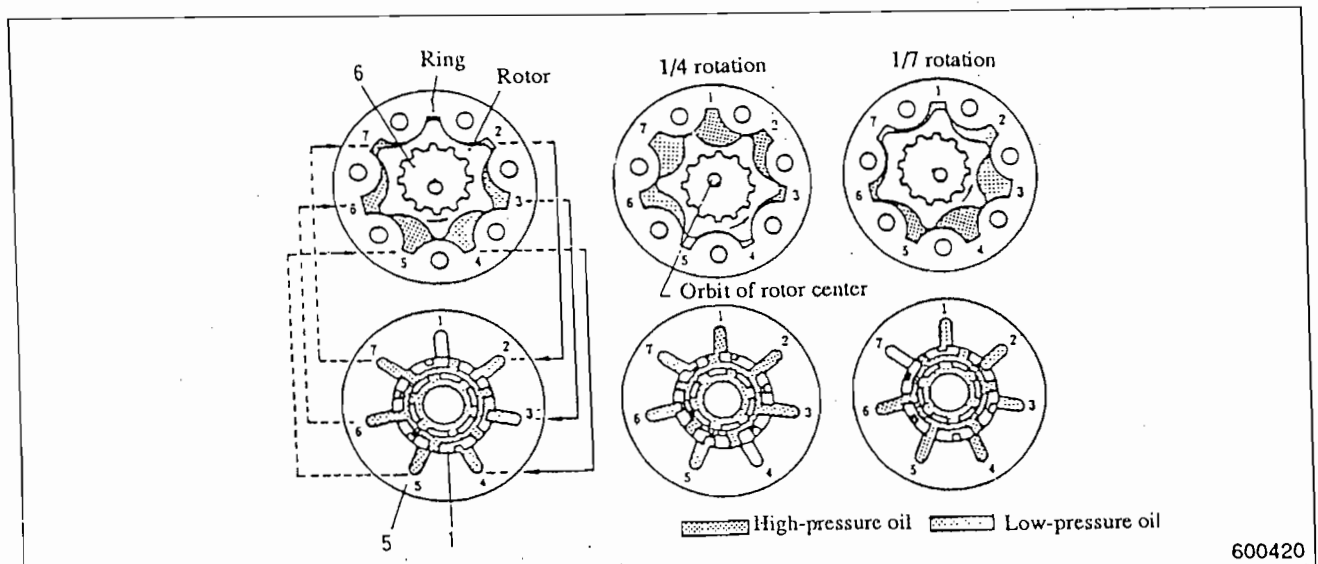
- | | |
|-------------------------|-----------------|
| 1. Output shaft | 5. Housing |
| 2. Dust seal | 6. Drive |
| 3. Oil seal | 7. Spacer plate |
| 4. Needle roller thrust | 8. Geroler set |

Oil motor menggerakkan *circle reverse gear*, yang terdiri dari sepasang roda gigi cacing dengan gerakan pena penggulung sebagaimana roda gigi pinion memutar *circle*. Pasangan roda gigi cacing merupakan alat yang memiliki sudut perputaran yang tepat dalam hal sumbu perputaran bagi pena penggulung, penapenanya saling bertautan dengan gerigi dalam dari *circle*, yang berada pada sudut

yang tepat terhadap sumbu dari poros *output* dari *oil motor* yang menggerakkan roda gigi cacing.

Motor ini memiliki bagian-bagian yang pokok, yaitu : poros (*shaft*), rumah blok (*housing*), pemutar (*drive*), dan *geroler set*. *Geroler set* terdiri dari sebuah cincin yang memiliki tujuh gigi di bagian dalam dan sebuah baling-baling (*rotor*) yang memiliki enam roda gigi di bagian luar. Gigi-gigi ini saling bertautan seperti ditunjukkan pada gambar berikut.

Gambar 4.7. Prinsip Kerja Oil Motor



(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p. 54)

Ruang kosong yang terbentuk di dalam cincin dihubungkan dengan sisi tekanan tinggi (*high-pressure side*) dan sisi tekanan rendah (*low-pressure side*); pada setiap saat alat ini digunakan bekerja. Separuh dari ruangan kosong ini terisi dengan minyak tekanan tinggi (*high-pressure oil*) dan separuh lagi terisi dengan minyak tekanan rendah (*low-pressure oil*).

Ruangan yang terisi dengan minyak tekanan tinggi mengembang dengan cara mendorong baling-baling (*rotor*), yang kemudian memutar gigi bagian dalam dari cincin dan berotasi di sekitar titik pusatnya. Gerakan memutar atau berotasi ini dilanjutkan oleh *drive* untuk menggerakkan *output shaft*.

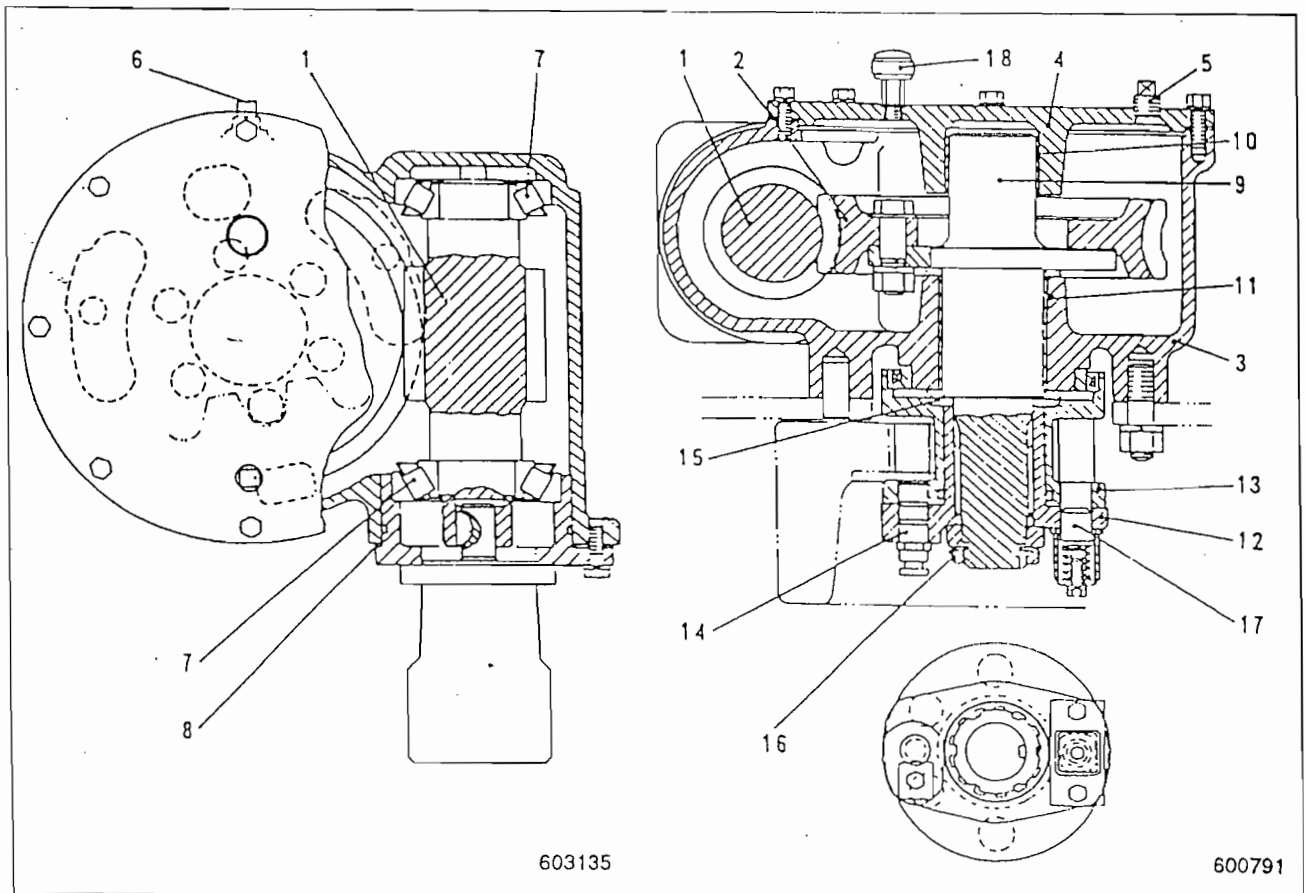
Output shaft beralur dalam arah aksial, sehingga dapat mengatur bekerjanya hubungan yang telah disebutkan di atas secara bergantian dalam arah melingkar untuk menyuplai minyak tekanan tinggi ke *geroler set*. Untuk masing-masing pusingan (*revolution*), *drive* membuat seperenam ($1/6$) putaran karena selisih satu gigi antara gigi bagian dalam dari cincin dengan gigi bagian luar dari *rotor*. Maka, motor ini berfungsi mirip sebagai roda gigi pereduksi yang outputnya mempunyai kecepatan seperenam kali tetapi mempunyai torsi enam kali lipat.

4.11. Circle Reverse Gear

Circle reverse gear ini memiliki bagian-bagian utama yang terdiri dari cacing (*worm*), roda cacing (*worm wheel*), dan poros roda cacing (*worm wheel shaft*), semua diletakkan dalam blok yang rapat termasuk di dalamnya *gear case*, *cover*, dan penahan bantalan (*bearing retainer*). Di bagian luar dari rangkaian ini terdapat pena penggulung (*pin roller*) yang terhubung dengan bagian ujung dari perpanjangan dalam arah vertikal dari poros roda (*wheel shaft*), yang dapat berputar dan disangga oleh selubung (*case*) dan *cover* melalui dua *bushing* (atas dan bawah).

Poros cacing disangga oleh selubung (*case*) melalui dua bantalan pengguling tirus (*tapered roller bearing*), dan terhubung dengan *output shaft* dari *oil motor*.

Gambar 4.8. Circle Reverse Gear



(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p. 55)

keterangan :

- | | |
|--------------------|---------------------------|
| 1. Worm | 7. Tapered Roller Bearing |
| 2. Worm wheel | 8. Shim |
| 3. Gear case | 9. Worm wheel shaft |
| 4. Gear case cover | 10. Bushing |
| 5. Oil filter plug | 11. Bushing |
| 6. Oil level plug | 12. Shear pin flange |

13. *Pin Roller*16. *Nut*14. *Shear pin*17. *Guide pin*15. *Spacer*18. *Air breather*

Selubung memiliki bagian bawah yang dibaut dengan *drawbar*, dengan poros roda (*wheel shaft*) yang memanjang ke bawah melalui silinder pada *drawbar* untuk menempatkan pena penggulung (*pin roller*) bersebelahan dan dalam pemakaian yang bersamaan dengan gigi bagian dalam dari *circle*.

Bagian-bagian yang bergerak dilumasi dengan minyak yang terdapat di selubung (*case*) dan *oil level plug*. Untuk keperluan pengisian ulang, *oil filler plug* tersedia di *case cover*, tempat *air breather* terpasang. Torsi pengawalan dari bantalan diatur dengan cara mengubah ketebalan dari *shim*. *Shim* merupakan tempat penyangga bantalan (*bearing retainer*) terpasang kuat dengan selubung (*case*).

Roda cacing (*worm wheel*) dibaut ke flens dari *wheel shaft* yang berbentuk flens, dan digunakan dua macam baut secara bergantian.

Pena penggulung dilengkapi dengan pena geser (*shear pin*). Pena geser ini merupakan tempat terpasangnya pena penggulung (*pin roller*) dan flens pena geser (*shear pin flange*) secara bersamaan. Pena geser flens, terhubung dengan poros, yang ditopang oleh mur (*nut*) dan cincinnya, dan ditekan berlawanan dengan bagian tepi dari poros dengan bantuan *spacer*.

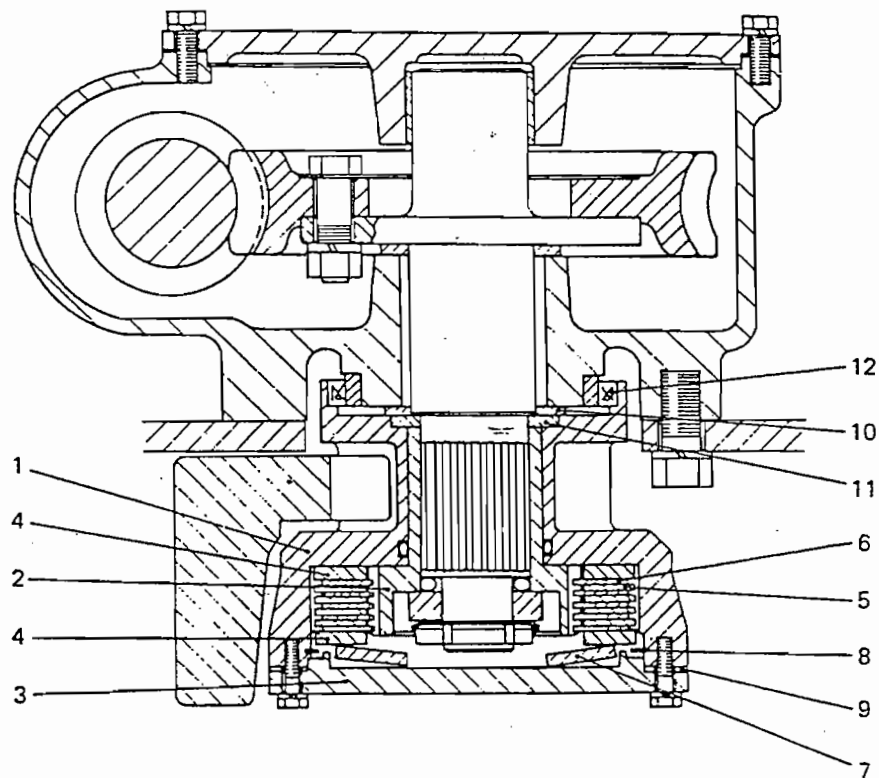
Pada saat bekerja, perputaran ditransmisikan dari poros roda cacing (*worm wheel shaft*) menuju pena roda putar (*circle drive pins*) melewati pena geser dan flens pena geser. Apabila perlengkapan pena penggulung mengalami beban lebih berkenaan dengan cara *blade* mengatasi rintangan, maka pena geser akan berhenti,

kemudian akan melepaskan pena dari poros guna melindungi *circle reverse gear*

dan peralatan lainnya.

4.12. *Blade Slip Clutch*

Gambar 4.9. *Blade Slip Clutch*



602456

(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Blade Slip Clutch, p. 1)
keterangan :

- | | |
|----------------------|----------------------------------|
| 1. <i>pin roller</i> | 4. plat berpasangan (tebal 6 mm) |
| 2. <i>hub</i> | 5. plat berpasangan (tebal 4 mm) |
| 3. <i>cover</i> | 6. plat gesek |

7. pegas piringan	10. <i>thrust washer</i>
8. plat	11. <i>thrust plate</i>
9. <i>shim</i>	12. <i>oil seal</i>

4.12.1. Fungsi *Blade Slip Clutch*

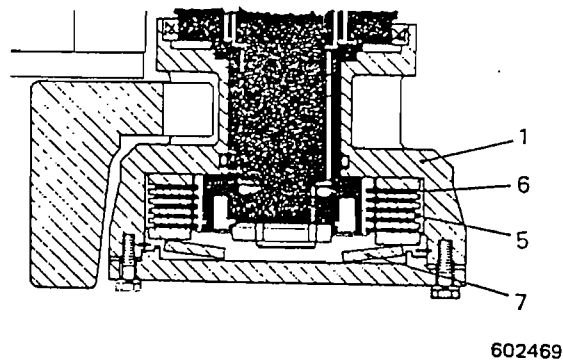
Blade slip clutch adalah peralatan pelindung cadangan yang terletak pada mekanisme pena geser yang berguna untuk mengatasi terjadinya beban lebih terhadap penggunaan *blade*.

Clutch ini mengalami selip ketika terjadi gaya luar yang besar secara tidak wajar yang bekerja pada *blade* untuk melindungi komponen-komponen peralatan kerja *blade* terhadap beban lebih yang merugikan.

4.12.2. Mekanisme Kerja *Blade Slip Clutch*

Komponen-komponen utama dari *blade slip clutch* ini adalah plat berpasangan dengan ketebalan 4 mm yang terpasang pada pena penggulung, plat gesek yang terpasang pada poros roda gigi pemutar balik (*circle reverse gear shaft*) dan pegas piringan. Ketika dalam posisi terhubung, pegas menekan plat berpasangan (tebal 6 mm), dan keseluruhan komponen bergerak serempak. Ketika sebuah gaya luar ditransmisikan menuju *clutch* ini, maka *clutch* akan mengalami selip dan menghentikan gaya tersebut.

Gambar 4.10. Plat Berpasangan dan Plat Gesek pada *Blade Slip Clutch*



602469

(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Blade Slip Clutch, p. 2)

BAB V PERANCANGAN TRANSMISI

5.1. Pengertian *Powershift Transmission*

Sesuai dengan keterangan pada tabel 1.1., bahwa *motor grader* MG330 menggunakan transmisi hidrolik jenis *powershift transmission*.

Powershift transmission yang disebut juga *hydroshift transmission* atau *hydrodynamic transmission* adalah pemindahan daya dengan aliran zat cair yang bergerak, *hydrostatic transmission* adalah pemindahan daya dengan menggunakan zat cair yang diam, dan *torqflow transmission* adalah pemindahan daya dengan menggunakan penyaluran torsi (*torque*) dengan bantuan zat cair. Zat cair yang dimaksud tidak lain adalah minyak hidrolik.

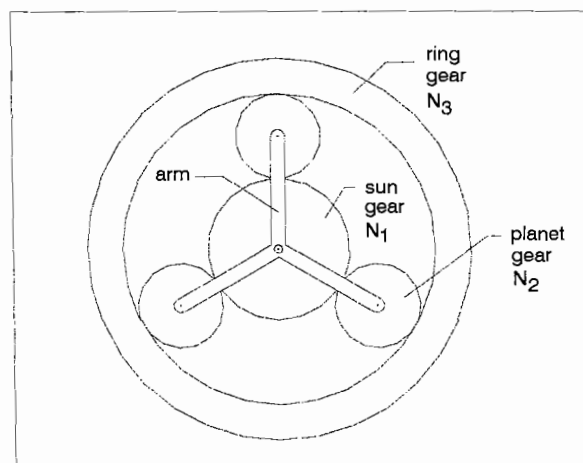
Dalam perancangan ini digunakan sistem transmisi pasangan roda gigi planet (*planetary gear trains*). Penggunaan ini berdasarkan beberapa pertimbangan sebagai berikut :

- a. roda gigi matahari, planet, dan cincin yang disusun sedemikian rupa menyebabkan gaya-gaya pada pasangan roda gigi planet saling meniadakan, sehingga poros roda gigi matahari, planet, dan cincin tidak menerima gaya tangensial, radial, dan aksial sehingga seolah-olah hanya berfungsi sebagai tumpuan berputar saja
- b. salah satu dari roda gigi, yaitu roda gigi planet, ataupun roda gigi cincin dapat dikunci

- c. dengan mekanisme penguncian salah satu roda gigi, dapat dihasilkan dua arah gerakan kendaraan, yaitu : gerak maju atau mundur tergantung kondisi penguncian
- d. lebih efektif karena untuk gerak maju dan gerak mundur dapat menggunakan pasangan roda gigi yang sama dan disesuaikan dengan tingkat kecepatannya
- e. dengan menggunakan tiga rangkaian roda gigi planet, dapat dihasilkan enam tingkat kecepatan baik dalam arah maju maupun mundur dengan cara mengatur penggunaan pasangan roda gigi planet kecepatan rendah dan pasangan kecepatan tinggi serta pasangan roda gigi planet arah gerak maju dan arah gerak mundur.

Secara umum, konstruksi roda gigi planet adalah sebagai berikut :

Gambar 5.1. Pasangan Roda Gigi Planet (*Planetary Gear Trains*)



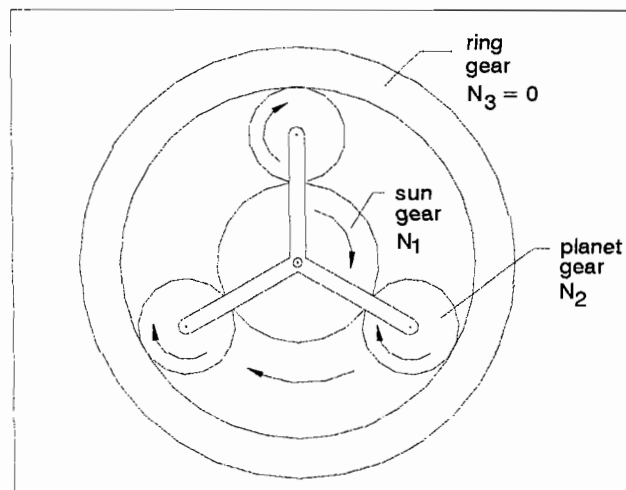
(Sumber : www.du.edu/~jcalvert/tech/planet1.gif)

5.2. Prinsip Kerja Pasangan Roda Gigi Planet

Melihat susunan konstruksi dari roda gigi planet tersebut, maka ada dua kemungkinan dalam hal prinsip kerja. Kemungkinan pertama adalah keadaan *ring gear* diam, dan kemungkinan kedua adalah keadaan lengan (*arm*) diam. Penjelasannya adalah sebagai berikut.

5.2.1. Keadaan *Ring Gear* Diam

Gambar 5.2. Pasangan Roda Gigi Planet pada Keadaan *Ring Gear* Diam



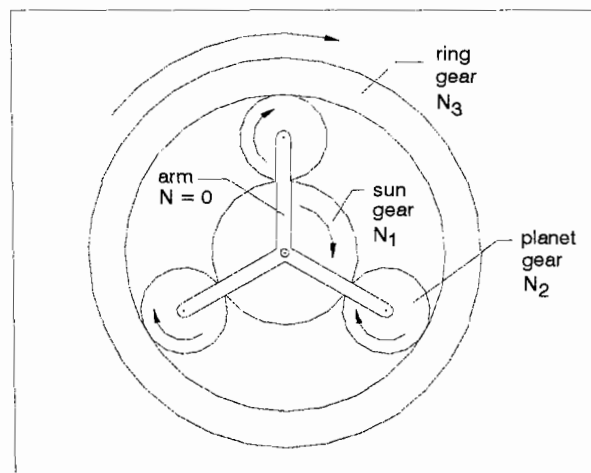
(Sumber : www.du.edu/~jcalvert/tech/planet1.gif)

Dalam keadaan ini, roda gigi cincin (*ring gear*) tidak dapat berputar, sehingga ketika roda gigi matahari (*sun gear*) mentransmisikan putaran dan torsi hanya diteruskan sampai roda gigi planet saja (tidak diteruskan sampai *ring gear*). Apabila roda gigi matahari berputar searah jarum jam, maka roda gigi planet akan mengelilingi roda gigi cincin searah jarum jam pula, tetapi roda gigi planet

tersebut akan berputar pada porosnya berlawanan arah jarum jam. Mekanisme ini digunakan untuk gerak maju.

5.2.2. Keadaan Lengan (*Arm*) Diam

Gambar 5.3. Pasangan Roda Gigi Planet pada Keadaan Lengan (*Arm*) Diam

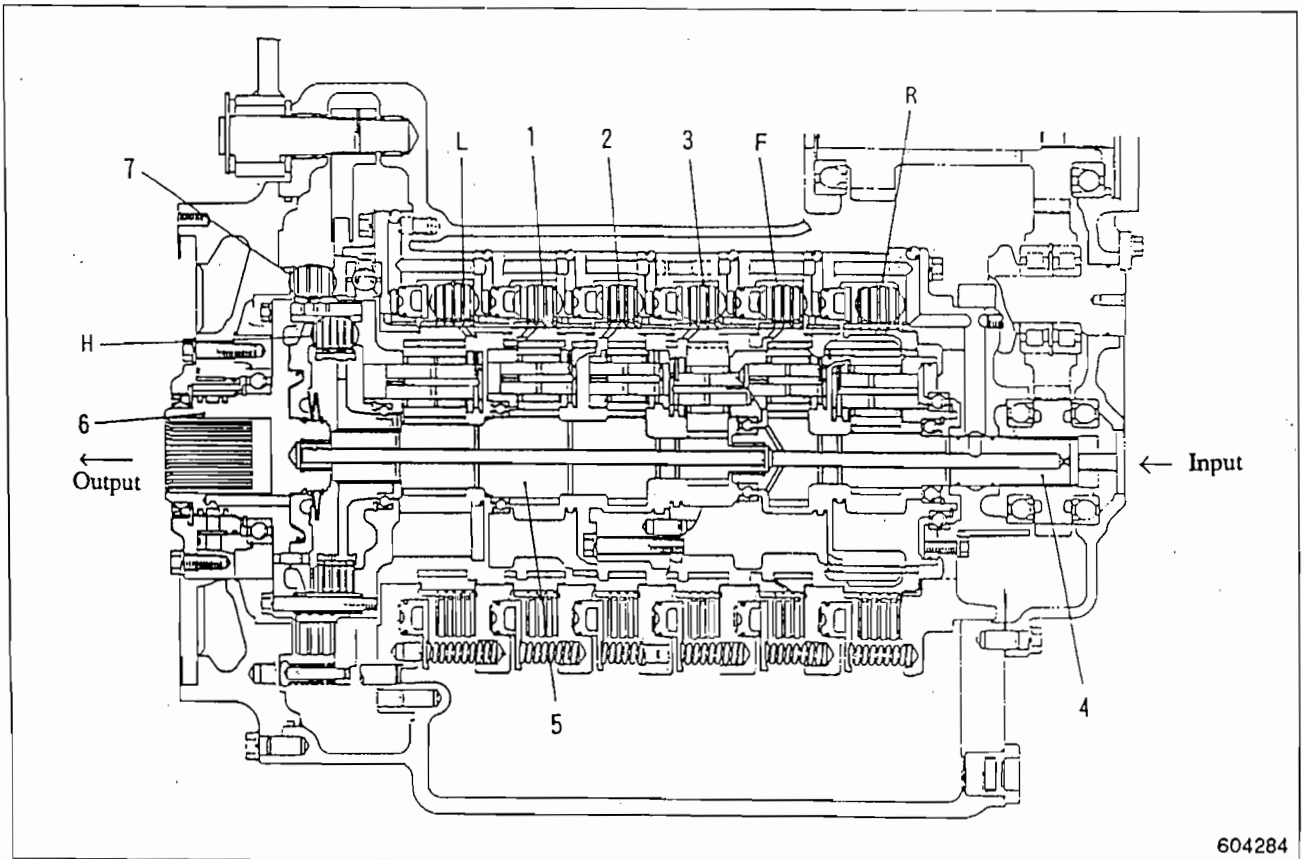


(Sumber : www.du.edu/~jcalvert/tech/planet1.gif)

Lengan (*arm*) merupakan suatu alat yang digunakan untuk menyatukan gerakan (putaran) dari ketiga roda gigi planet, sehingga ketiga roda gigi planet tersebut akan berputar secara bersamaan. Apabila roda gigi matahari berputar searah jarum jam, maka ketiga roda gigi planet akan berputar berlawanan arah jarum jam, tetapi tidak mengelilingi roda gigi cincin atau tetap pada posisinya, sedangkan roda gigi cincin akan berputar berlawanan arah jarum jam. Mekanisme ini digunakan untuk gerak mundur.

5.2.3. Rancangan Rangkaian Transmisi Roda Gigi Planet

Gambar 5.4. Rangkaian Transmisi Pasangan Roda Gigi Planet



(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p. 5)

keterangan :

1 1st-speed clutch

2 2nd- speed clutch

3 3rd-speed clutch

4 Input shaft

5 Center shaft

6 Output flange

7 Parking brake disk

H High-speed clutch

L Low speed clutch

F Forward speed clutch

R Reverse clutch

Perancangan transmisi ini menggunakan tiga rangkaian roda gigi planet dengan dikombinasikan kecepatan tinggi (*high speed*) dan kecepatan rendah (*low speed*) dan juga dikombinasikan dengan dua arah gerakan, yaitu gerak maju (*forward*) dan gerak mundur (*reverse*). Untuk memperjelas pasangan-pasangan

roda gigi yang terhubung untuk menempuh satu kecepatan, penulis menyajikan keterangannya dalam tabel 5.1.

Tabel 5.1. Hubungan Roda Gigi, Kecepatan, dan Arah Gerakan

Speed		Clutches engaged						
		F	R	1	2	3	L	H
FORWARD	1st	○		○			○	
	2nd	○			○		○	
	3rd	○				○	○	
	4th	○		○				○
	5th	○			○			○
	6th	○				○		○
REVERSE	1st		○	○			○	
	2nd		○		○		○	
	3rd		○			○	○	
	4th		○	○				○
	5th		○		○			○
	6th		○			○		○

(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, Ltd., p. 5)

Dalam arah gerakan maju, kecepatan tingkat pertama adalah dengan menghubungkan *forward clutch* dengan *1st-speed clutch* dan *low-speed clutch* dan begitu seterusnya sampai ke kecepatan tingkat ketiga. Sedikit perbedaan dimulai pada kecepatan tingkat keempat, *forward clutch* yang dihubungkan dengan *1st-speed clutch* tidak dihubungkan dengan *low-speed clutch* melainkan dengan *high-speed clutch*. Begitu pula dengan tingkat kecepatan kelima dan keenam.

Hampir sama dengan arah gerakan maju, pada arah gerakan mundur semua tingkat kecepatan dihubungkan dengan *reverse clutch*. Sehingga akan dihasilkan gerakan mundur dengan kecepatan yang bervariasi untuk setiap tingkat transmisinya.

Dengan demikian dapat dikatakan bahwa jumlah keseluruhan dari tingkat transmisi ini adalah enam. Daya ditransmisikan dari poros masukan (*input shaft*) melalui poros tengah (*center shaft*) menuju flens keluaran (*output flange*).

Dalam perancangan ini, jumlah keseluruhan dari pasangan roda gigi planet yang digunakan untuk percepatan adalah sebanyak lima buah, yaitu kecepatan rendah (*low-speed*), kecepatan tinggi (*high-speed*), kecepatan tingkat pertama (*1st-speed*), kecepatan tingkat kedua (*2nd-speed*), kecepatan tingkat ketiga (*3rd-speed*). Selain itu, masih terdapat dua roda gigi yang digunakan untuk menentukan arah gerakan, yaitu arah maju (*forward*) dan mundur (*reverse*), semua terangkai dalam plat jamak tipe basah.

Dari ketujuh roda gigi tersebut, dua roda gigi pengatur arah gerakan, terletak pada sisi masukan dan kelima roda gigi pengatur tingkat kecepatan terletak pada sisi keluaran guna menyediakan enam tingkat kecepatan baik dalam arah maju maupun dalam arah mundur.

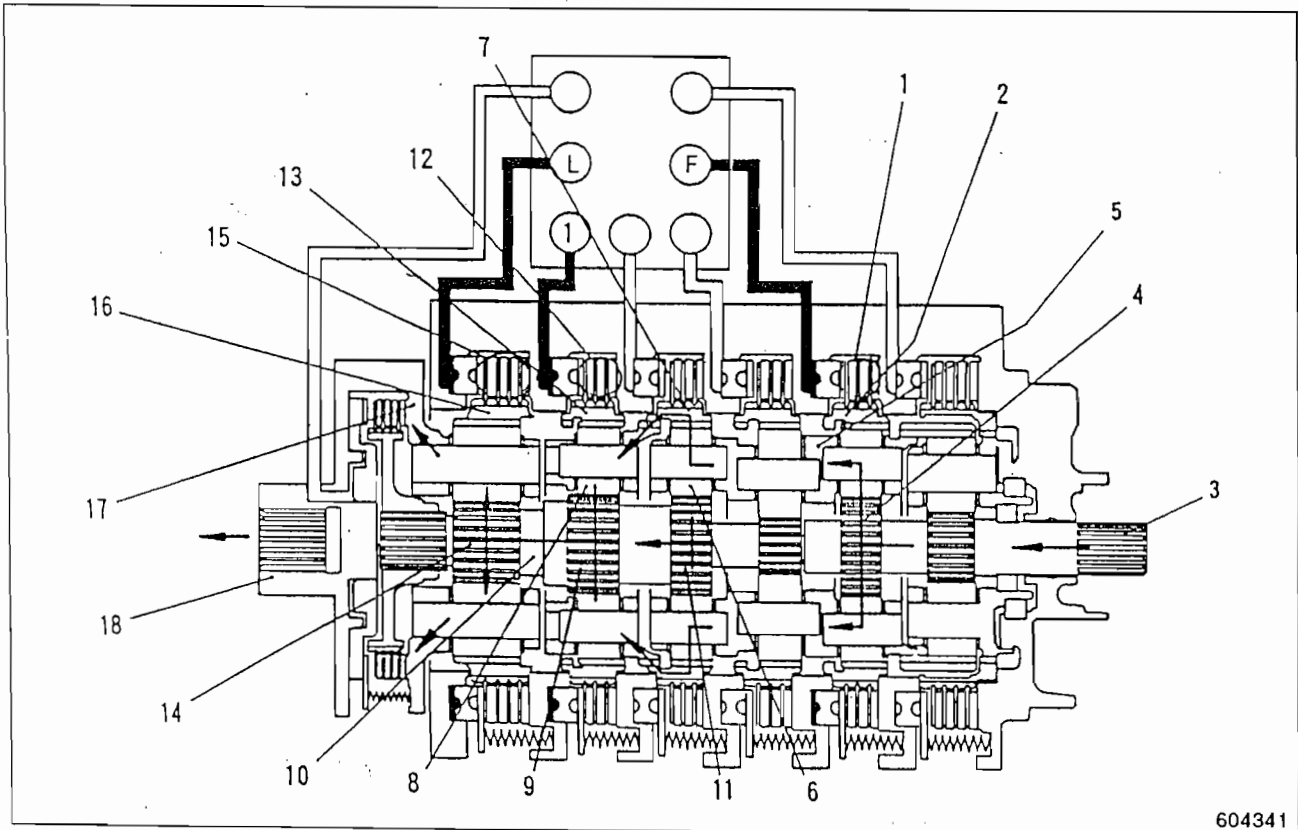
Pada sisi keluaran, rem parkir (*parking brake*) terpasang di atas flens keluaran (*output flange*).

5.3. Mekanisme Pengoperasian Transmisi

Mekanisme pengoperasian dari masing-masing tingkat kecepatan akan penulis jelaskan dalam gambar dan keterangan yang terpisah sesuai dengan tingkat transmisi yang bersangkutan.

5.3.1. Gerak Maju pada Transmisi Tingkat Pertama

Gambar 5.5. Penggunaan Roda Gigi Gerak Maju Kecepatan Pertama



604341

(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p. 6)

keterangan :

- | | |
|--|--------------------------------------|
| 1. forward clutch | 10. center shaft |
| 2. forward ring gear | 11. 2 nd -speed sun gear |
| 3. input shaft | 12. 1 st -speed gear |
| 4. forward sun gear | 13. 1 st -speed ring gear |
| 5. forward 3 rd -speed/2 nd -speed carrier | 14. low-speed sun gear |
| 6. 2 nd -speed planet gear | 15. low speed clutch |
| 7. 2 nd -speed ring gear | 16. low-speed ring clutch |
| 8. 1 st -speed planet gear | 17. low-speed carrier |
| 9. 1 st -speed sun gear | 18. output flange |

Apabila tuas pengendali transmisi digeser ke posisi kecepatan pertama arah maju, maka minyak hidrolik bergerak menuju *forward clutch*, *1st-speed clutch*, dan *low speed clutch* untuk menggerakkan ketiga roda gigi tersebut dan mengunci ketiga roda gigi cincinnya.

Ketika *forward clutch* digerakkan, roda gigi cincinnya terkunci. Pada keadaan ini, daya disalurkan dari roda gigi matahari *forward clutch* yang terletak pada poros masukan menuju roda gigi planet untuk gerak maju kecepatan kedua dan berputar dalam arah yang sama dengan poros masukan tetapi disertai dengan pengurangan kecepatan yang besarnya tergantung dari perbandingan roda gigi antara roda gigi matahari, roda gigi planet, dan roda gigi cincin.

Dalam kondisi seperti ini, rangkaian roda gigi planet untuk kecepatan kedua berotasi dan berputar. Putarannya akan ditransmisikan melalui roda gigi cincin untuk kecepatan kedua menuju roda gigi planet untuk kecepatan pertama dan roda gigi planet untuk kecepatan pertama.

Kemudian, daya disalurkan dari poros tengah (*center shaft*) melalui roda gigi matahari untuk kecepatan kedua dan melalui roda gigi matahari untuk kecepatan pertama.

Ketika roda gigi untuk kecepatan pertama digerakkan, dan roda gigi cincinnya terkunci, poros tengah ikut berputar. Pada gilirannya, poros tengah akan menggerakkan rangkaian roda gigi planet untuk kecepatan rendah dengan urutan gerakan dimulai dari roda gigi mataharinya (*low-speed sun gear*), sehingga akan memaksa roda gigi planet kecepatan rendah (*low-speed carrier*) untuk berputar. Perputaran dari roda gigi planet ini akan ditransmisikan menuju poros roda belakang (*rear axle*) guna menggerakkan kendaraan pada arah maju dengan kecepatan pertama.

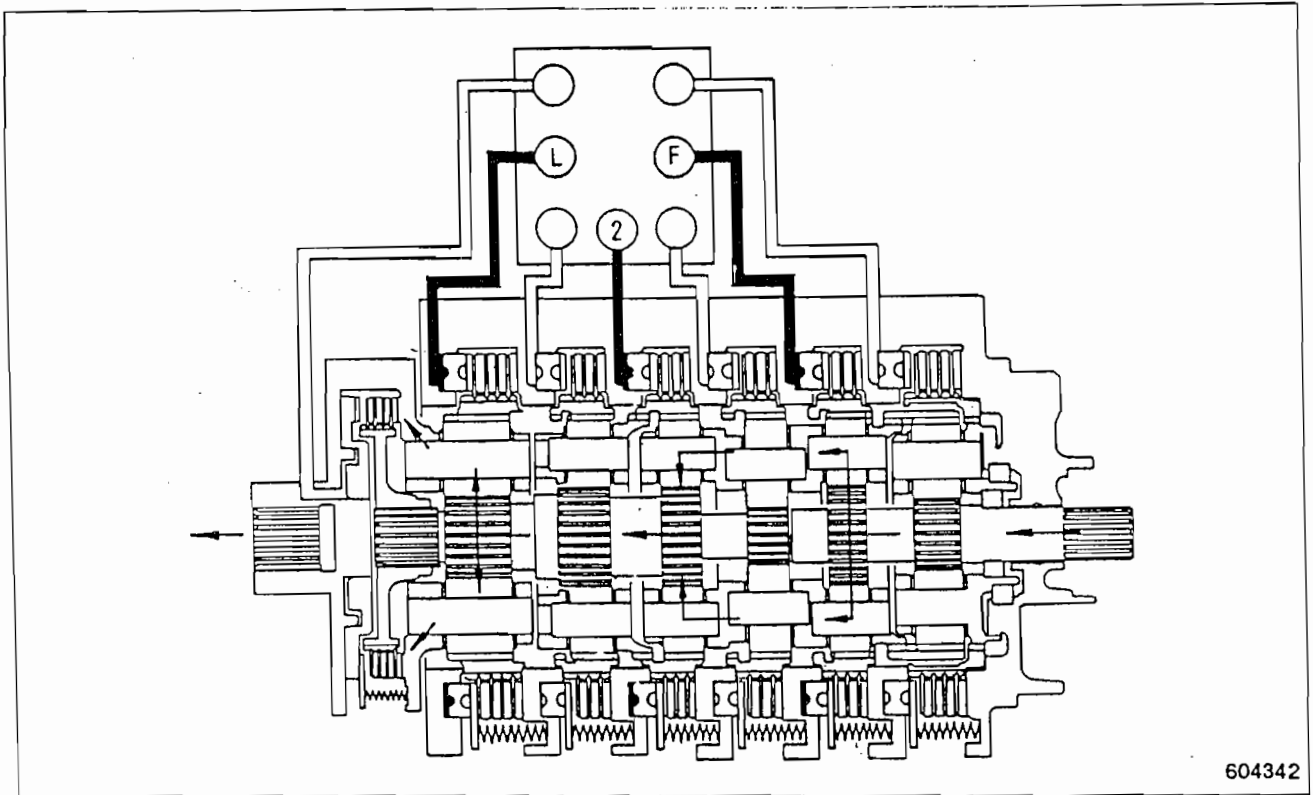
Secara ringkas, dapat dikatakan bahwa poros masukan terhubung dengan poros tengah (*center shaft*) melalui roda gigi planet. Sekali saja *forward*

clutch atau *reverse clutch* digerakkan, maka poros tengah akan langsung bergerak baik dalam arah maju maupun mundur, tergantung dari roda gigi cincin untuk kecepatan beberapa (kecepatan pertama, kedua atau ketiga) yang dikunci.

Pada akhirnya, daya yang berasal dari poros tengah dan diteruskan oleh penggunaan roda gigi kecepatan rendah (*low-speed clutch*) untuk memutar flens keluaran, secara tidak langsung berasal dari roda gigi matahari untuk kecepatan rendah dan roda gigi cincinnya (yang terkunci) atau oleh penggunaan roda gigi kecepatan tinggi untuk mengkopel secara bersamaan poros tengah, rangkaian roda gigi planet kecepatan rendah dan flens keluaran untuk menggerakkan flens secara langsung dari poros tengah.

5.3.2. Gerak Maju pada Transmisi Tingkat Kedua

Hampir sama dengan gerak maju pada transmisi tingkat pertama, apabila tuas pengendali transmisi digeser menuju posisi kecepatan kedua arah maju, maka minyak hidrolik akan bergerak menuju *forward clutch*, roda gigi kecepatan kedua, dan roda gigi kecepatan rendah dan menggerakkan ketiga roda gigi ini dan mengunci ketiga roda gigi cincinnya.

Gambar 5.6. Penggunaan Roda Gigi Gerak Maju Kecepatan Kedua

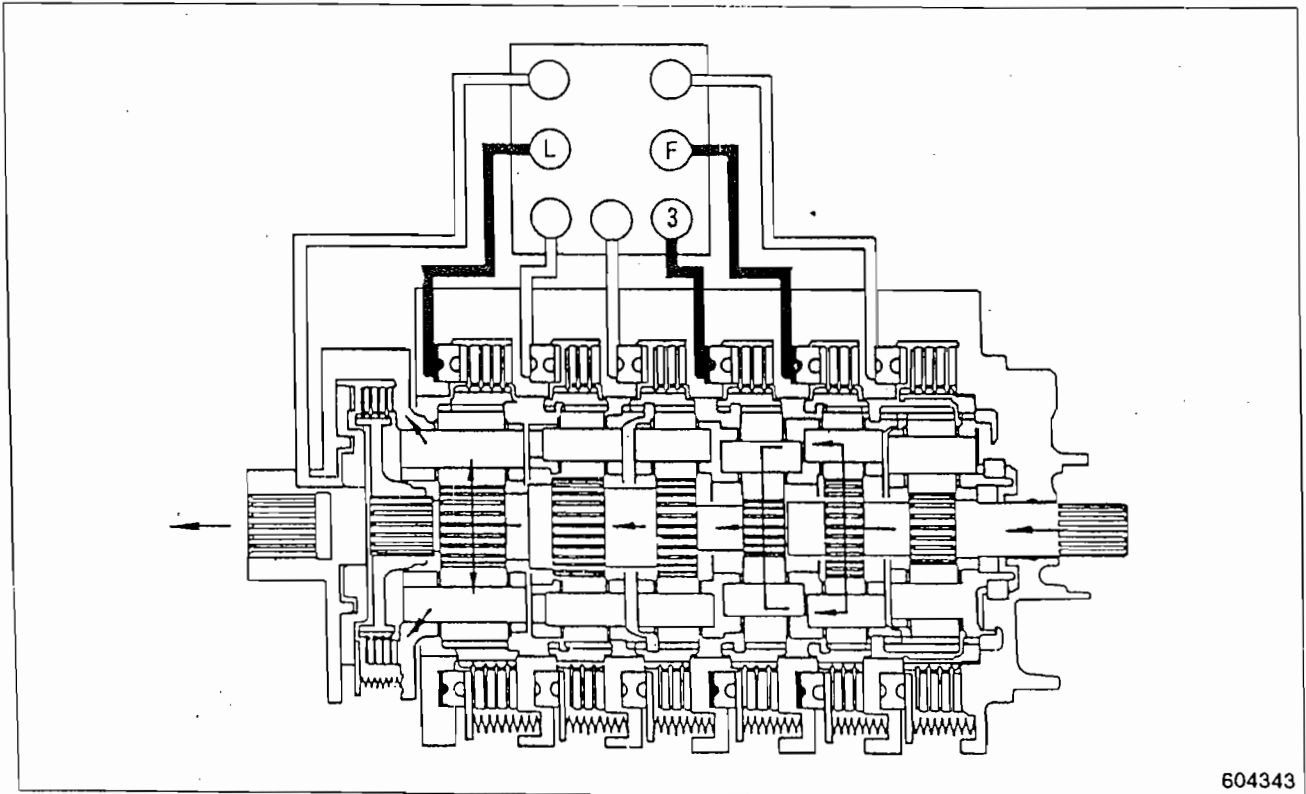
(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p. 8)

Sesuai dengan gambar 5.6. tersebut, maka dapat disimpulkan bahwa daya dan torsi ditransmisikan dari poros masukan menuju penuntun gerak maju kecepatan kedua/ketiga.

Pada keadaan ini, rangkaian roda gigi planet untuk transmisi tingkat ketiga ikut berotasi dan berputar, putarannya diteruskan melalui roda gigi cincin dan menuju roda gigi planet untuk transmisi tingkat kedua. Kemudian akan ditransmisikan lagi menuju roda gigi matahari untuk transmisi tingkat kedua dan seterusnya keluar menuju flens keluaran, dan pada akhirnya ditransmisikan ke poros roda belakang dari *motor grader* untuk melakukan gerak maju kecepatan kedua.

5.3.3. Gerak Maju pada Transmisi Tingkat Ketiga

Gambar 5.7. Penggunaan Roda Gigi Gerak Maju Kecepatan Ketiga



(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p. 8)

Untuk transmisi tingkat ketiga ini, minyak hidrolik tersalurkan menuju *forward clutch*, roda gigi kecepatan ketiga, dan roda gigi kecepatan rendah, kemudian menggerakkan ketiganya dan mengunci ketiga roda gigi cincinnya.

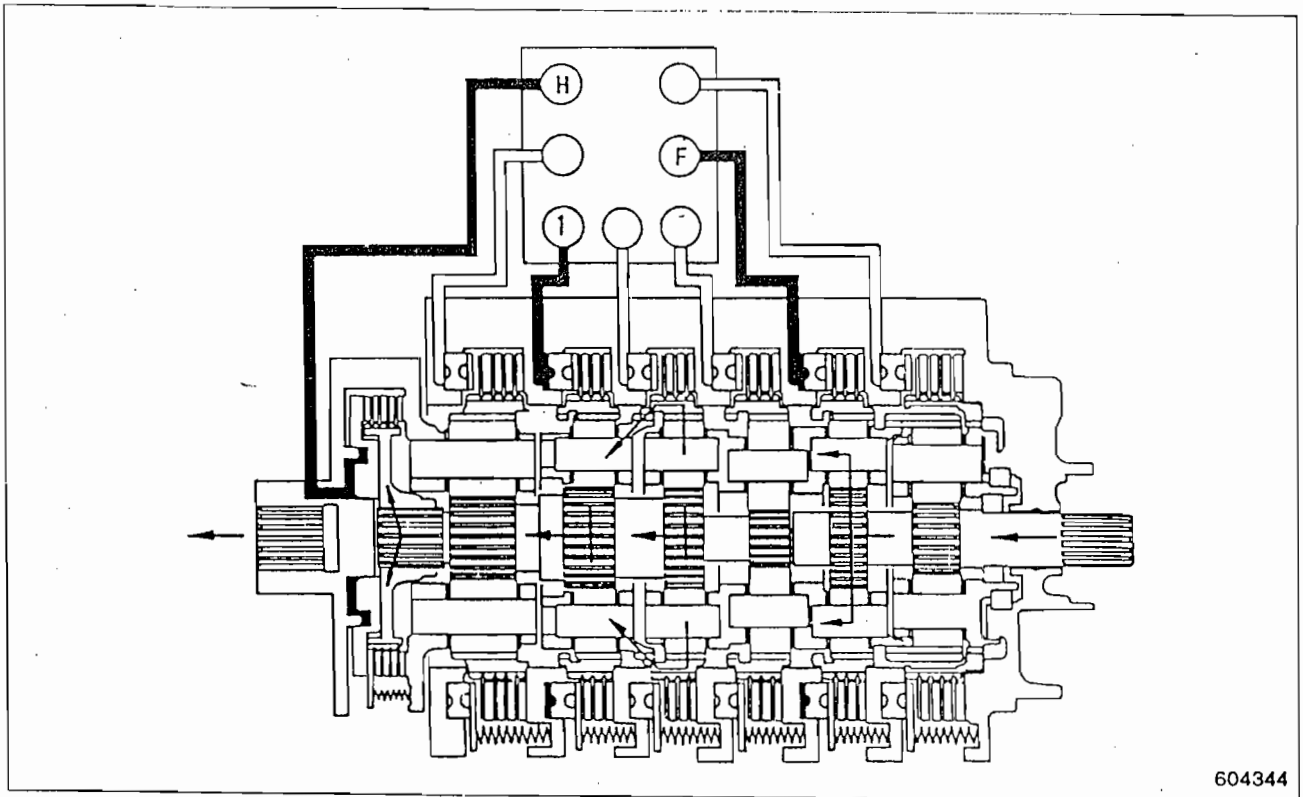
Dalam hal ini, daya dan torsi ditransmisikan dari poros masukan melewati roda gigi matahari untuk roda gigi gerak maju menuju *carrier* gerak maju kecepatan kedua/ketiga. Setelah melewati *carrier* ini, kemudian daya dan torsi diteruskan lagi menuju roda gigi planet untuk transmisi tingkat ketiga. Dari sini, daya dan torsi ditransmisikan lagi menuju roda gigi matahari untuk transmisi

tingkat ketiga, dan menuju flens keluaran dan pada akhirnya sampai ke poros roda belakang *motor grader* untuk melakukan gerak maju kecepatan ketiga.

5.3.4. Gerak Maju pada Transmisi Tingkat Keempat

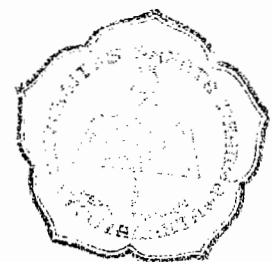
Kecepatan keempat ini diperoleh jika tuas pengendali transmisi yang terletak di kabin operator digeser ke kecepatan tersebut. Penggeseran ini akan menyebabkan minyak hidrolis bergerak menuju *forward clutch*, roda gigi kecepatan pertama, dan roda gigi kecepatan tinggi untuk kemudian menggerakkan ketiga roda gigi tersebut dan mengunci ketiga roda gigi cincinnya. Sehingga ketiga roda gigi cincin tersebut tidak dapat berputar atau berada dalam keadaan diam, dan yang berputar adalah roda gigi planet dan roda gigi matahari saja.

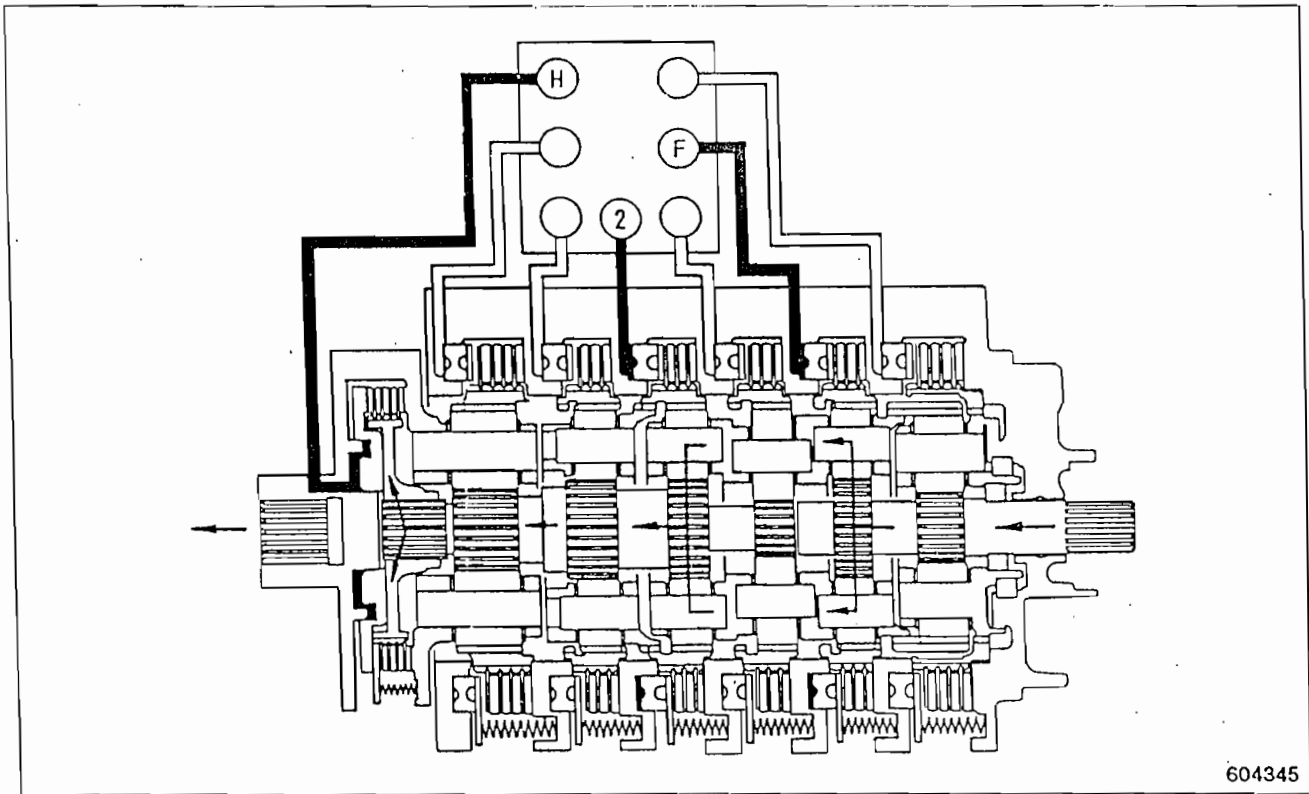
Ketika *forward clutch* digerakkan, roda gigi cincinnya dikunci. Kemudian, daya ditransmisikan dari roda gigi matahari yang terletak pada poros masukan menuju *carrier* gerak maju untuk kecepatan kedua/ketiga, yang berputar dalam arah yang sama dengan poros masukan tetapi disertai dengan pengurangan kecepatan yang besarnya pengurangan kecepatan ini tergantung dari rasio antara roda gigi matahari, roda gigi planet, dan roda gigi cincin.

Gambar 5.8. Penggunaan Roda Gigi Gerak Maju Kecepatan Keempat

(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p. 9)

Mekanisme untuk kecepatan keempat ini memang hampir sama dengan mekanisme untuk kecepatan pertama. Perbedaan yang mendasar adalah poros tengah (*center shaft*) menggerakkan rangkaian roda gigi planet untuk kecepatan tinggi, yang dimulai dari roda gigi matahari. Kemudian diteruskan menuju roda gigi planetnya yang pada akhirnya menggerakkan flens keluaran dan poros roda belakang dari *motor grader* untuk melakukan gerak maju kecepatan keempat.



5.3.5. Gerak Maju pada Transmisi Tingkat Kelima**Gambar 5.9. Penggunaan Roda Gigi Gerak Maju Kecepatan Kelima**

(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p. 9)

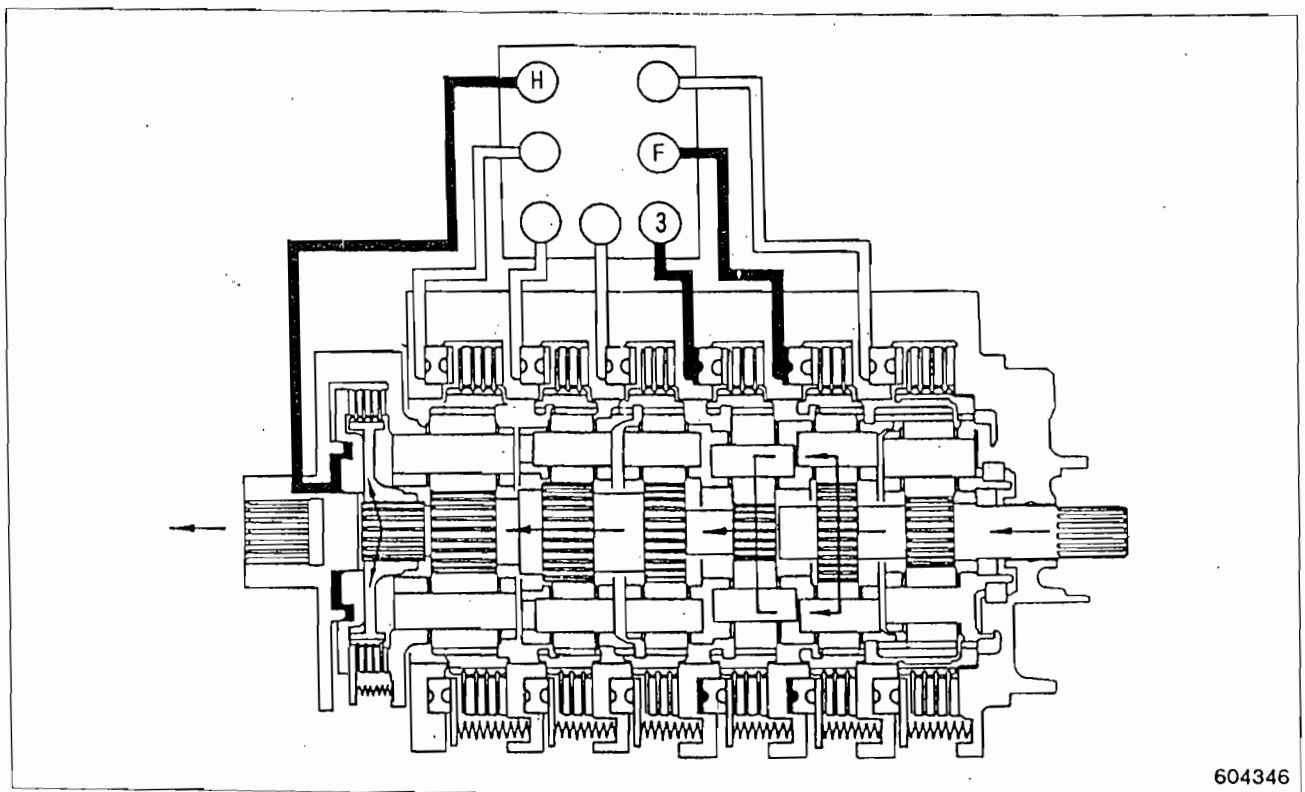
Sama seperti mekanisme transmisi tingkat keempat, pada tingkat kelima ini juga digunakan roda gigi kecepatan tinggi, tetapi dikombinasikan dengan roda gigi kecepatan kedua dan roda gigi gerak maju.

Pada kecepatan kelima ini, minyak hidrolis bergerak menuju *forward clutch*, roda gigi kecepatan kedua, dan roda gigi kecepatan tinggi untuk kemudian menggerakkan ketiga roda gigi tersebut dan mengunci ketiga roda gigi cincinnya supaya tidak berputar dan mekanisme pengoperasian dapat berjalan dengan baik.

Perbedaan yang mendasar dengan gerak maju pada transmisi tingkat kedua adalah poros tengah menggerakkan roda gigi matahari roda gigi kecepatan tinggi yang kemudian akan diteruskan ke roda gigi planetnya, dan akan menggerakkan flens keluaran. Pada akhirnya akan menggerakkan poros roda belakang untuk melakukan gerak maju kecepatan kelima.

5.3.6. Gerak Maju pada Transmisi Tingkat Keenam

Gambar 5.10. Penggunaan Roda Gigi Gerak Maju Kecepatan Keenam



(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p. 10)

Pada kecepatan keenam ini, minyak hidrolik bergerak menuju *forward clutch*, roda gigi kecepatan ketiga, dan roda gigi kecepatan tinggi untuk kemudian

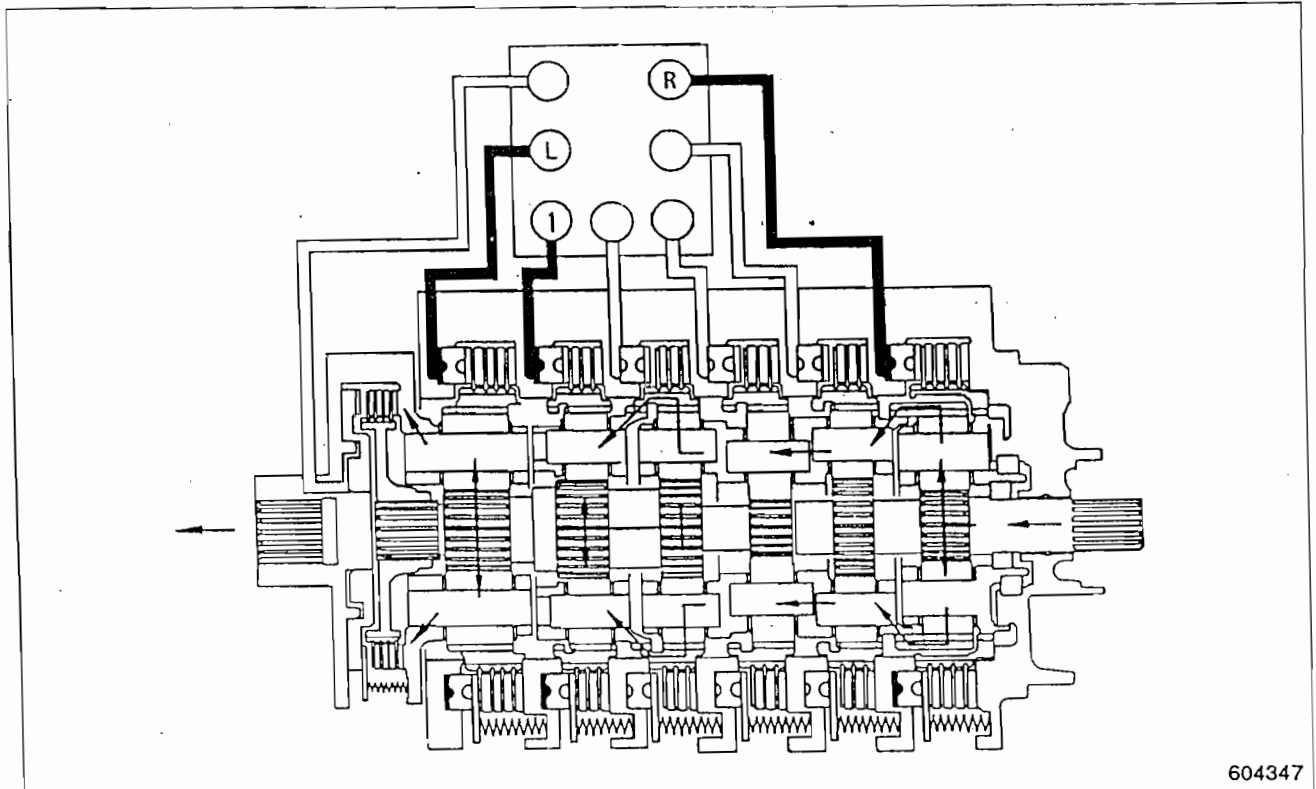
menggerakkan ketiga roda gigi tersebut dan menahan agar ketiga roda gigi cincinnya dalam keadaan diam dan tidak berputar.

Daya dan torsi ditransmisikan dari poros masukan menuju roda gigi matahari roda gigi gerak maju, ditransmisikan lagi menuju roda gigi planet roda gigi kecepatan ketiga. Poros tengah meneruskan mekanisme ini menuju roda gigi matahari roda gigi kecepatan tinggi. Roda gigi matahari ini menggerakkan roda gigi planet. Pada akhirnya flens keluaran berputar dan putaran ini diteruskan menuju poros roda belakang dari *motor grader* untuk melakukan gerak maju kecepatan keenam.

5.3.7. Gerak Mundur pada Transmisi Tingkat Pertama

Apabila tuas pengendali transmisi digeser ke posisi gerak mundur kecepatan pertama, maka minyak hidrolik akan bergerak menuju roda gigi gerak mundur, roda gigi kecepatan pertama, dan roda gigi kecepatan rendah, untuk kemudian menggerakkan ketiga roda gigi tersebut dengan terlebih dahulu mengunci ketiga lengan (*arm*) agar roda gigi planet berputar tetapi tidak mengelilingi roda gigi cincin.

Mekanisme berikutnya adalah sama dengan gerak maju pada transmisi tingkat pertama hanya saja terdapat sedikit perbedaan pada penggunaan roda gigi untuk arah gerakan (maju atau mundur).

Gambar 5.11. Penggunaan Roda Gigi Gerak Mundur Kecepatan Pertama

604347

(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p. 10)

Daya dan torsi yang berasal dari poros masukan, ditransmisikan menuju roda gigi matahari pasangan roda gigi planet gerak mundur, dan diteruskan menuju roda gigi planetnya. Roda gigi planet pasangan roda gigi planet gerak mundur ini kemudian mentransmisikan daya dan torsi menuju roda gigi planet roda gigi gerak maju, dan ditransmisikan lagi menuju roda gigi planet roda gigi kecepatan ketiga. Pasangan roda gigi planet roda gigi kecepatan kedua mengambil alih mekanisme pentransmisian ini untuk selanjutnya ditransmisikan menuju roda gigi matahari pasangan roda gigi planet kecepatan pertama dan pasangan roda gigi planet kecepatan rendah. Pada akhirnya, flens keluaran berputar dan

mentransmisikan daya menuju poros roda belakang dari *motor grader* guna melakukan gerak mundur kecepatan pertama.

5.4. Perancangan Transmisi Roda Gigi Planet

Roda gigi planet yang dirancang di sini pada dasarnya sama dengan roda gigi lurus hanya berbeda cara merangkainya. Oleh karena itu, penulis melakukan perhitungan dengan menggunakan dasar perhitungan untuk roda gigi lurus.

5.4.1. Perancangan Pasangan Roda Gigi Planet Arah Gerak Mundur (Reverse Clutch)

Roda gigi gerak mundur ini merupakan rangkaian roda gigi planet yang digunakan untuk menggerakkan *motor grader* dalam arah mundur. Pasangan roda gigi planet gerak mundur ini memiliki reduksi sebesar 2,21.

data-data yang diketahui adalah :

- a. daya yang akan ditransmisikan $P = 139 \text{ kW}$
- b. putaran poros $n_1 = 2200 \text{ rpm}$
- c. perbandingan reduksi $i = 2,21$

Sebagai langkah awal, faktor koreksi dipilih sebesar $f_c = 1,0$ dengan pertimbangan bahwa daya tersebut sudah mencukupi untuk segala keperluan *motor grader* yang dirancang, sehingga daya rencana yang digunakan dalam perancangan dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 5.1.

daya rencana (Sularso, 1997 : 7) :

$$P_d = P \times f_c \dots\dots\dots(5.1.)$$

$$= 139 \times 1,0 = 139 \text{ kW}$$

Sesuai dengan namanya, pasangan roda gigi gerak mundur digunakan untuk menggerakkan *motor grader* pada arah mundur. *Motor grader* akan bergerak mundur jika lengan (*arm*) berada dalam keadaan diam, sehingga dalam perancangan pasangan roda gigi planet gerak mundur ini, penulis memilih keadaan lengan (*arm*) diam. Jika roda gigi planet diam, maka daya dan torsi ditransmisikan dari roda gigi matahari menuju roda gigi cincin tanpa reduksi dari roda gigi planet.

Jika roda gigi matahari disimbolkan dengan angka 1, roda gigi planet disimbolkan dengan angka 2, dan roda gigi cincin disimbolkan dengan angka 3, maka putaran roda gigi planet n_2 adalah 0 dan persamaan reduksinya adalah sebagai berikut (Sularso, 1997 : 216) :

$$i = \frac{n_1}{n_3} = \frac{d_3}{d_1} = \frac{z_3}{z_1} \dots\dots\dots(5.2.)$$

keterangan persamaan (5.2.) :

n_1 = putaran roda gigi matahari, satuan rpm

n_3 = putaran roda gigi cincin, satuan rpm

d_1 = diameter roda gigi matahari, satuan mm

d_3 = diameter roda gigi cincin, satuan mm

z_3 = jumlah gigi roda gigi cincin

z_1 = jumlah gigi roda gigi matahari

sedangkan z_3 merupakan jumlah dari z_1 dan $2z_2$ (Stolk, 1994 : 450), sehingga persamaan (5.2.) dapat ditulis kembali sebagai berikut :

$i = \frac{z_1 + 2z_2}{z_1}$, dan pada akhirnya akan diperoleh persamaan (5.3.) :

$$i = \frac{n_1}{n_3} = 1 + 2 \frac{z_2}{z_1} \dots\dots\dots(5.3.)$$

$$\text{maka : } n_3 = \frac{n_1}{i} = \frac{2200}{1,92} = 1145,83 \text{ rpm}$$

Setelah menentukan putaran roda gigi cincin, langkah selanjutnya adalah menentukan jumlah gigi roda gigi matahari, roda gigi planet, dan roda gigi cincin.

jumlah gigi roda gigi matahari $z_1 = 32$, maka jumlah gigi roda gigi planet :

$$z_2 = \frac{(i-1)z_1}{2} \dots\dots\dots(5.4.)$$

$$= \frac{(2,21-1) \times 32}{2} = 19,36$$

digunakan jumlah gigi $z_2 = 19$

untuk menentukan jumlah gigi roda gigi cincin digunakan persamaan (5.5) :

$$z_3 = z_1 + 2z_2 \dots\dots\dots(5.5)$$

$$\text{maka : } z_3 = 32 + 2 \times 19 = 70$$

Jumlah roda gigi planet 3 buah dengan sudut antara 120° , maka jumlah gigi roda gigi matahari dan roda gigi cincin harus dapat dibagi 3 dan hasil pembagian harus berupa bilangan bulat (Stolk, 1994 : 452), maka digunakan jumlah gigi roda gigi matahari $z_1 = 32$ dan jumlah gigi roda gigi cincin $z_3 = 70$.

$$\frac{z_1 + z_3}{3} = \frac{32 + 70}{3} = 34$$

34 adalah bilangan bulat, maka penentuan jumlah gigi sudah benar

Langkah selanjutnya adalah menentukan modul. Penulis menentukan modul $m = 4,5$ sehingga diperoleh jarak antar poros a dengan persamaan sebagai berikut (Niemann, 1990 : 390) :

$$a = \frac{m(z_z + z_p)}{2} \dots\dots\dots(5.6.)$$

keterangan :

$$z_z = z_3 = \text{jumlah gigi roda gigi matahari} = 32$$

$$z_p = z_2 = \text{jumlah gigi roda gigi planet} = 19$$

$$a = \frac{m(z_z + z_p)}{2} = \frac{4,5 \times (32 + 19)}{2} = 114,75 \text{ mm}$$

Sudut tekanan pahat dipilih sebesar $\alpha_0 = 20^\circ$, sebab sudut ini adalah sudut kontak baku (Decker, 1991 : 11).

Dengan diketahuinya jumlah gigi ketiga roda gigi, maka dapat ditentukan diameter lingkaran jarak bagi, diameter lingkaran kepala, kelonggaran puncak, dan diameter lingkaran kaki untuk ketiga roda gigi tersebut.

Diameter lingkaran jarak bagi untuk roda gigi matahari ditentukan dengan persamaan (5.7.). (Sularso, 1997 : 220)

$$\begin{aligned} d_{01} &= z_1 \times m \dots\dots\dots(5.7.) \\ &= 32 \times 4,5 = 144 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter lingkaran jarak bagi untuk roda gigi planet ditentukan dengan persamaan (5.8.). (Sularso, 1997 : 220)

$$\begin{aligned} d_{02} &= z_2 \times m \dots\dots\dots(5.8.) \\ &= 19 \times 4,5 = 85,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk mempermudah dalam hal pembuatan roda gigi, digunakan ukuran

$$d_{02} = 86 \text{ mm.}$$

Diameter lingkaran jarak bagi untuk roda gigi cincin ditentukan dengan persamaan (5.9.). (Sularso, 1997 : 220)

Roda gigi cincin merupakan jenis roda gigi dengan gigi berada di sebelah dalam, maka jumlah gigi z_3 bernilai negatif. (Decker, 1991 : 14)

$$\begin{aligned} d_{03} &= z_3 \times m \dots\dots\dots(5.9.) \\ &= -70 \times 4,5 = -315 \text{ mm} \end{aligned}$$

Pada saat roda gigi saling melakukan kontak, maka lingkaran kepala dari roda gigi yang satu tidak bersentuhan dengan lingkaran kaki dari roda gigi yang lain atau dengan kata lain terdapat kelonggaran dengan tujuan untuk mengurangi keausan gigi. Kelonggaran inilah yang disebut dengan kelonggaran puncak dan ditentukan dengan persamaan (5.10.).

$$\begin{aligned} \text{kelonggaran puncak } c_k &= 0,25 \times m \dots\dots\dots(5.10.) \\ &= 0,25 \times 4,5 = 1,125 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter lingkaran kepala untuk roda gigi matahari dapat dihitung dengan persamaan (5.11.)

$$\begin{aligned} d_{k1} &= (z_1 + 2) \times m \dots\dots\dots(5.11.) \\ &= (32 + 2) \times 4,5 = 153 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter lingkaran kepala untuk roda gigi planet dapat dihitung dengan persamaan (5.12.)

$$d_{k2} = (z_2 + 2) \times m \dots\dots\dots(5.12.)$$

$$= (19 + 2) \times 4,5 = 94,5 \text{ mm}$$

Untuk mempermudah dalam hal pembuatan roda gigi, digunakan ukuran $d_{k2} = 95 \text{ mm}$.

Diameter lingkaran kepala untuk roda gigi cincin dapat dihitung dengan persamaan (5.13.)

$$\begin{aligned} d_{k3} &= (z_3 + 2) \times m \dots\dots\dots(5.13.) \\ &= (-70 + 2) \times 4,5 = -306 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter lingkaran kaki untuk roda gigi matahari dapat dihitung dengan persamaan (5.14.)

- roda gigi matahari :

$$\begin{aligned} d_{f1} &= (z_1 - 2) \times m - 2 \times c_k \dots\dots\dots(5.14.) \\ &= (32 - 2) \times 4,5 - 2 \times 1,125 = 132,75 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk mempermudah dalam hal pembuatan roda gigi, digunakan ukuran $d_{f1} = 133 \text{ mm}$.

Diameter lingkaran kaki untuk roda gigi planet dapat dihitung dengan persamaan (5.15.)

$$\begin{aligned} d_{f2} &= (z_2 - 2) \times m - 2 \times c_k \dots\dots\dots(5.15.) \\ &= (19 - 2) \times 4,5 - 2 \times 1,125 = 74,25 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk mempermudah dalam hal pembuatan roda gigi, digunakan ukuran $d_{f2} = 74 \text{ mm}$.

Diameter lingkaran kaki untuk roda gigi cincin dapat dihitung dengan persamaan (5.16.)

$$d_3 = (z_3 - 2) \times m - 2 \times c_k \dots \dots \dots (5.16.)$$

$$= (-70 - 2) \times 4,5 - 2 \times 1,125 = -326,25 \text{ mm}$$

Untuk mempermudah dalam hal pembuatan roda gigi, digunakan ukuran $d_3 = -326 \text{ mm}$.

Tinggi gigi untuk ketiga roda gigi adalah sama, sehingga untuk menentukan tinggi gigi ini cukup dipergunakan persamaan (5.17.).

$$\text{tinggi gigi } H = 2 \times m + c_k \dots \dots \dots (5.17.)$$

$$= 2 \times 4,5 + 1,125 = 10,125 \text{ mm}$$

Untuk mempermudah dalam hal pembuatan roda gigi, digunakan ukuran $H = 10 \text{ mm}$

Tabel 5.2. dipergunakan untuk menentukan faktor bentuk gigi (Y) dengan referensi jumlah gigi dari setiap roda gigi.

Tabel 5.2. Faktor Bentuk Gigi

Jumlah Gigi z	Y	Jumlah Gigi z	Y
10	0,201	25	0,339
11	0,226	27	0,349
12	0,245	30	0,358
13	0,261	34	0,371
14	0,276	38	0,383
15	0,289	43	0,396
16	0,295	50	0,408
17	0,302	60	0,421
18	0,308	75	0,434
19	0,314	100	0,446
20	0,320	150	0,459
21	0,327	300	0,471
23	0,333	Batang gigi	0,484

(Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 240)

Roda gigi matahari memiliki jumlah gigi $z_1 = 32$. Faktor bentuk gigi untuk roda gigi dengan jumlah gigi sebanyak 32 tidak disediakan dalam tabel, maka dipergunakan interpolasi sebagai berikut :

$$Y_1 = 0,358 + (0,371 - 0,358) \times \frac{32 - 30}{34 - 30} = 0,365$$

Roda gigi planet memiliki jumlah gigi $z_2 = 19$, dan pada tabel 5.2. terlihat bahwa faktor bentuk giginya adalah $Y_2 = 0,314$.

Roda gigi cincin memiliki jumlah gigi $z_3 = 70$. Sama seperti roda gigi matahari, faktor bentuk gigi untuk roda gigi dengan jumlah gigi sebanyak 70 tidak disediakan dalam tabel, maka dipergunakan interpolasi sebagai berikut :

$$Y_3 = 0,421 + (0,434 - 0,421) \times \frac{70 - 60}{75 - 60} = 0,430$$

Tabel 4.3. dipergunakan untuk menentukan bahan roda gigi dan kekuatannya. Roda gigi matahari, roda gigi planet, dan roda gigi cincin menggunakan bahan SNC 22 dengan kekuatan tarik $\sigma_{B1} = \sigma_{B2} = \sigma_{B3} = 100$ kg/mm² dengan tegangan lentur yang diijinkan $\sigma_{a1} = \sigma_{a2} = \sigma_{a3} = 55$ kg/mm² dan kekerasan permukaan sisi gigi $H_{B1} = H_{B2} = H_{B3} = 600$.

Pada saat roda gigi matahari mentransmisikan daya dan torsi, selain memiliki perputaran, roda gigi matahari juga memiliki kecepatan keliling v , yang ditentukan dengan persamaan (5.18.). (Sularso, 1997 : 238)

$$v = \frac{\pi \times d_{01} \times n_1}{60 \times 1000} \dots \dots \dots (5.18.)$$

$$= \frac{\pi \times 144 \times 2200}{60 \times 1000} = 16,59 \text{ m/s}$$

Konsekuensi dari dimilikinya kecepatan keliling tersebut adalah roda gigi matahari menerima beban berupa gaya tangensial F_t yang ditentukan dengan persamaan (5.19.). (Sularso, 1997 : 238)

$$F_t = \frac{102 \times P_d}{v} \dots\dots\dots(5.19.)$$

$$= \frac{102 \times 139}{16,59} = 854,61 \text{ kg}$$

Gaya tangensial ini sebenarnya ditransmisikan langsung ke ketiga roda gigi planet, tetapi susunan roda gigi planet yang sedemikian rupa menyebabkan ketiga roda gigi planet tidak menerima beban berupa gaya tangensial. Meskipun demikian, perhitungan gaya tangensial ini tetap perlu dipergunakan sebagai alat bantu untuk menentukan lebar gigi dari masing-masing roda gigi.

Kecepatan keliling dari perputaran roda gigi matahari tersebut berpengaruh pada variasi beban atau tumbukan yang terjadi. Semakin tinggi kecepatannya, maka semakin besar pula variasi beban atau tumbukan yang terjadi. (Sularso, 1997 : 239)

Supaya setiap gigi dari masing-masing roda gigi mampu menahan variasi beban atau tumbukan yang terjadi tersebut, maka diperlukan suatu koreksi terhadap kekuatan gigi. Koreksi ini disebut faktor dinamis, dinotasikan dengan f_v , yang ditentukan dengan menggunakan tabel 5.3. dan mengacu pada besarnya kecepatan keliling dari roda gigi matahari.

Tabel 5.3. Faktor Dinamis f_v

Kecepatan rendah $v = 0,5 - 10 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{3}{3+v}$
Kecepatan sedang $v = >10-20 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{6}{6+v}$
Kecepatan tinggi $v = >20-50 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{5,5}{5,5+v}$

(Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 240)

Kecepatan keliling roda gigi matahari adalah sebesar $v = 16,59$ m/s.

Berdasarkan tabel 5.3., kecepatan sebesar $v = 16,59$ m/s ini termasuk dalam kecepatan sedang, maka faktor dinamis untuk roda gigi matahari ditentukan dengan menggunakan persamaan (5.20.).

$$f_v = \frac{6}{6+v} \dots\dots\dots(5.20.)$$

$$= 0,266$$

Dengan diketahuinya faktor dinamis dari roda gigi matahari tersebut, maka perhitungan kekuatan dari setiap roda gigi dapat dilakukan.

Perhitungan kekuatan yang dimaksud adalah perhitungan beban lentur yang diijinkan per satuan lebar sisi, yang dinotasikan dengan F'_b dan dihitung dengan persamaan (5.21.) untuk roda gigi matahari, persamaan (5.22.) untuk roda gigi planet, dan persamaan (5.23.) untuk roda gigi cincin. (Sularso, 1997 : 240)

$$F'_{b1} = \sigma_{a1} \times m \times Y_1 \times f_v \dots\dots\dots(5.21.)$$

$$= 55 \times 4,5 \times 0,365 \times 0,266 = 24,03 \text{ kg/mm}$$

$$F'_{b2} = \sigma_{a2} \times m \times Y_2 \times f_v \dots\dots\dots(5.22.)$$

$$= 55 \times 4,5 \times 0,314 \times 0,266 = 20,67 \text{ kg/mm}$$

$$F'_{b3} = \sigma_{a3} \times m \times Y_3 \times f_v \dots\dots\dots(5.23.)$$

$$= 55 \times 4,5 \times 0,430 \times 0,266 = 28,31 \text{ kg/mm}$$

Dengan melihat hasil-hasil perhitungan pada persamaan (5.21.), persamaan (5.22.), dan persamaan (5.23.) maka diperoleh harga minimum yang dinotasikan dengan F'_{\min} dan besarnya adalah 20,67 kg/mm.

Lebar gigi, dinotasikan b , dapat ditentukan dengan cara membagi gaya tangensial F_t dengan harga minimum F'_{\min} . (Sularso, 1997 : 249)

$$b = \frac{F_t}{F'_{\min}} \dots\dots\dots(5.24.)$$

$$= \frac{854,61}{20,67} = 41,35 \text{ mm} \rightarrow \text{digunakan } b = 41 \text{ mm}$$

Sebagai evaluasi terakhir dari hasil perancangan roda gigi gerak mundur, terdapat dua syarat bentuk yang harus dipenuhi, yaitu : (Sularso, 1997 : 244)

$$b/m = 41/4,5 = 9,11 \rightarrow \text{baik, karena terletak di antara 6 dan 10}$$

$$d_{o1}/b = 144/41 = 3,51 \rightarrow \text{baik, karena tidak lebih dari } 1,2 \times d_0$$

5.4.2. Perancangan Pasangan Roda Gigi Planet Arah Gerak Maju (*Forward Clutch*)

Roda gigi gerak maju ini merupakan rangkaian roda gigi planet yang digunakan untuk menggerakkan *motor grader* dalam arah maju.

Pada sub bab 3.1. telah disebutkan bahwa perbandingan transmisi untuk pasangan roda gigi gerak maju adalah $i = 2,35$ dan termasuk ke dalam perbandingan transmisi jenis reduksi.

Supaya memungkinkan *motor grader* bergerak dalam arah maju, maka roda gigi cincin berada dalam keadaan diam. Jika roda gigi cincin diam, maka $n_3 = 0$ dan perbandingan reduksi merupakan perbandingan perputaran roda gigi matahari dengan perputaran roda gigi planet dan dinyatakan dengan persamaan (5.24.)

$$i = \frac{n_1}{n_2} = 1 + \frac{z_2}{z_1} \dots\dots\dots(5.24.)$$

Gambar 5.5. sampai dengan gambar 5.11. memperlihatkan bahwa poros roda gigi matahari untuk *forward clutch* menjadi satu dengan poros roda gigi matahari untuk *reverse clutch*, sehingga putaran poros kedua roda gigi matahari adalah sama, yaitu $n_1 = 2200$ rpm, maka putaran roda gigi planet adalah :

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{2200}{2,35} = 936,17 \text{ rpm}$$

Perhitungan-perhitungan selanjutnya adalah sama dengan perhitungan-perhitungan pada perancangan pasangan roda gigi planet arah gerak mundur pada sub bab 5.4.1., sehingga hasilnya ditunjukkan dalam tabel 5.4.

**Tabel 5.4. Hasil-hasil Perhitungan
untuk Perancangan Pasangan Roda Gigi Planet
Arah Gerak Maju (*Forward Clutch*)**

Bagian yang Dirancang	Hasil Perancangan	
efisiensi transmisi η_t	0,8	
daya yang akan ditransmisikan P	118,15	kW
faktor koreksi f_c	1,0	
daya rencana P_d	118,15	kW
putaran poros roda gigi matahari n_1	2200	rpm
perbandingan reduksi i	2,35	
putaran poros roda gigi planet n_2	936,17	rpm
jumlah gigi :		
- roda gigi matahari z_1	30	
- roda gigi planet z_2	41	
- roda gigi cincin z_3	112	
modul m	4	
jarak antar poros a	144	mm
sudut tekanan pahat α_0	20°	
diameter lingkaran jarak bagi :		
- roda gigi matahari d_{01}	124	mm
- roda gigi planet d_{02}	164	mm
- roda gigi cincin d_{03}	452	mm
kelonggaran puncak c_k	1	mm
kelonggaran belakang C_0	0	
diameter lingkaran kepala :		
- roda gigi matahari d_{k1}	132	mm
- roda gigi planet d_{k2}	172	mm
- roda gigi cincin d_{k3}	444	mm
diameter lingkaran kaki :		
- roda gigi matahari d_{f1}	114	mm
- roda gigi planet d_{f2}	154	mm
- roda gigi cincin d_{f3}	462	mm
tinggi gigi H	9	mm
faktor bentuk gigi :		
- roda gigi matahari Y_1	0,361	
- roda gigi planet Y_2	0,391	
- roda gigi cincin Y_3	0,449	
bahan ketiga roda gigi	SNC 22	
kekuatan tarik σ_B	100	kg/mm ²
tegangan lentur yang diijinkan σ_a	55	kg/mm ²
kekerasan permukaan sisi gigi H_B	600	
kecepatan keliling v	14,28	m/s
gaya tangensial F_t	843,93	kg
faktor dinamis f_v	0,296	
beban lentur yang diijinkan per satuan lebar sisi :		
- roda gigi matahari F'_{b1}	23,51	kg/mm
- roda gigi planet F'_{b2}	25,46	kg/mm
- roda gigi cincin F'_{b3}	29,24	kg/mm
lebar gigi b	36	mm

5.4.3. Perancangan Pasangan Roda Gigi Planet Kecepatan Ketiga (3^{rd} -Speed***Clutch***

Roda gigi kecepatan ketiga ini merupakan rangkaian roda gigi planet yang digunakan untuk menggerakkan *motor grader* pada kecepatan ketiga, jika dihubungkan dengan *low speed clutch*, dan kecepatan keenam, jika dihubungkan dengan *high speed clutch*. Hal ini berlaku baik untuk arah gerak maju maupun mundur.

Pada sub bab 3.1. telah disebutkan bahwa perbandingan transmisi untuk pasangan roda gigi gerak maju adalah $i = 2,81$ dan termasuk ke dalam perbandingan transmisi jenis reduksi.

Hasil-hasil perhitungan untuk perancangan pasangan roda gigi planet kecepatan ketiga disajikan dalam tabel 5.5.

**Tabel 5.5. Hasil-hasil Perhitungan
untuk Perancangan Pasangan Roda Gigi Planet
Kecepatan Ketiga (3^{rd} -Speed Clutch)**

Bagian yang Dirancang	Hasil Perancangan	
efisiensi transmisi η_t	0,8	
daya yang akan ditransmisikan P	100,43	kW
faktor koreksi f_c	1,0	
daya rencana P_d	100,43	kW
putaran poros roda gigi planet n_1	936,17	rpm
perbandingan reduksi i	2,81	
putaran poros roda gigi matahari n_2	333,16	rpm
jumlah gigi :		
- roda gigi planet z_1	30	
- roda gigi matahari z_2	54	
- roda gigi cincin z_3	138	
modul m	5	
jarak antar poros a	210	mm
sudut tekanan pahat α_0	20°	
diameter lingkaran jarak bagi :		
- roda gigi planet d_{01}	150	mm
- roda gigi matahari d_{02}	195	mm
- roda gigi cincin d_{03}	495	mm
kelonggaran puncak c_k	1	mm
kelonggaran belakang C_o	0	
diameter lingkaran kepala :		
- roda gigi planet d_{k1}	160	mm
- roda gigi matahari d_{k2}	270	mm
- roda gigi cincin d_{k3}	690	mm
diameter lingkaran kaki :		
- roda gigi planet d_{f1}	138	mm
- roda gigi matahari d_{f2}	258	mm
- roda gigi cincin d_{f3}	703	mm
tinggi gigi H	11	mm
faktor bentuk gigi :		
- roda gigi planet Y_1	0,358	
- roda gigi matahari Y_2	0,413	
- roda gigi cincin Y_3	0,456	
bahan ketiga roda gigi	SNC 22	
kekuatan tarik σ_B	100	kg/mm ²
tegangan lentur yang diijinkan σ_a	55	kg/mm ²
kekerasan permukaan sisi gigi H_B	600	
kecepatan keliling v	8,86	m/s
gaya tangensial F_t	1156,19	kg
faktor dinamis f_v	0,253	
beban lentur yang diijinkan per satuan lebar sisi :		
- roda gigi planet F'_{b1}	24,91	kg/mm
- roda gigi matahari F'_{b2}	28,73	kg/mm
- roda gigi cincin F'_{b3}	31,73	kg/mm
lebar gigi b	46	mm

5.4.4. Perancangan Pasangan Roda Gigi Planet Kecepatan Kedua (2^{nd} -Speed***Clutch*)**

Roda gigi kecepatan kedua ini merupakan rangkaian roda gigi planet yang digunakan untuk menggerakkan *motor grader* pada kecepatan kedua, jika dihubungkan dengan *low speed clutch*, dan kecepatan kelima, jika dihubungkan dengan *high speed clutch*. Hal ini berlaku baik untuk arah gerak maju maupun mundur.

Poros roda gigi matahari menjadi satu dengan poros roda gigi matahari untuk 3^{rd} -*speed clutch*, sehingga diketahui bahwa putaran poros roda gigi matahari adalah $n_1 = 333,16$ rpm.

Hasil-hasil perhitungan untuk perancangan pasangan roda gigi planet kecepatan kedua disajikan dalam tabel 5.6.

**Tabel 5.6. Hasil-hasil Perhitungan
untuk Perancangan Pasangan Roda Gigi Planet
Kecepatan Kedua (2^{nd} -Speed Clutch)**

Bagian yang Dirancang	Hasil Perancangan	
efisiensi transmisi η_t	0,8	
daya yang akan ditransmisikan P	85,37	kW
faktor koreksi f_c	1,0	
daya rencana P_d	85,37	kW
putaran poros roda gigi matahari n_1	333,16	rpm
perbandingan reduksi i	3,69	
putaran poros roda gigi planet n_2	90,29	rpm
jumlah gigi :		
- roda gigi planet z_1	21	
- roda gigi matahari z_2	57	
- roda gigi cincin z_3	135	
modul m	6	
jarak antar poros a	234	mm
sudut tekanan pahat α_0	20°	
diameter lingkaran jarak bagi :		
- roda gigi planet d_{01}	126	mm
- roda gigi matahari d_{02}	342	mm
- roda gigi cincin d_{03}	810	mm
kelonggaran puncak c_k	1,5	mm
kelonggaran belakang C_o	0	
diameter lingkaran kepala :		
- roda gigi planet d_{k1}	138	mm
- roda gigi matahari d_{k2}	354	mm
- roda gigi cincin d_{k3}	798	mm
diameter lingkaran kaki :		
- roda gigi planet d_{r1}	111	mm
- roda gigi matahari d_{r2}	327	mm
- roda gigi cincin d_{r3}	825	mm
tinggi gigi H	14	
faktor bentuk gigi :		
- roda gigi planet Y_1	0,327	
- roda gigi matahari Y_2	0,417	
- roda gigi cincin Y_3	0,455	
bahan ketiga roda gigi	SNC 22	
kekuatan tarik σ_B	100	kg/mm ²
tegangan lentur yang diijinkan σ_a	55	kg/mm ²
kekerasan permukaan sisi gigi H_B	600	
kecepatan keliling v	3,22	m/s
gaya tangensial F_t	2704,27	kg
faktor dinamis f_v	0,482	
faktor tegangan kontak k_H	0,569	kg/mm ²
beban lentur yang diijinkan per satuan lebar sisi :		
- roda gigi planet F'_{b1}	52,01	kg/mm
- roda gigi matahari F'_{b2}	66,33	kg/mm
- roda gigi cincin F'_{b3}	72,37	kg/mm
lebar gigi b	52	mm

5.4.5. Perancangan Pasangan Roda Gigi Planet Kecepatan Pertama (1^{st} -***Speed Clutch*)**

Roda gigi kecepatan pertama ini merupakan rangkaian roda gigi planet yang digunakan untuk menggerakkan *motor grader* pada kecepatan pertama, jika dihubungkan dengan *low speed clutch*, dan pada kecepatan keempat, jika dihubungkan dengan *high speed clutch*. Hal ini berlaku baik untuk arah gerak maju maupun mundur.

Poros roda gigi matahari menjadi satu dengan poros roda gigi matahari untuk 3^{rd} -*speed clutch*, sehingga diketahui bahwa putaran poros roda gigi matahari adalah $n_1 = 333,16$ rpm.

Hasil-hasil perhitungan untuk perancangan pasangan roda gigi planet kecepatan kedua disajikan dalam tabel 5.7.

**Tabel 5.7. Hasil-hasil Perhitungan
untuk Perancangan Pasangan Roda Gigi Planet
Kecepatan Pertama (*1st-Speed Clutch*)**

Bagian yang Dirancang	Hasil Perancangan	
efisiensi transmisi η_t	0,8	
daya yang akan ditransmisikan P	72,57	kW
faktor koreksi f_c	1,0	
daya rencana P_d	72,57	kW
putaran poros roda gigi matahari n_1	333,16	rpm
perbandingan reduksi i	4,86	
putaran poros roda gigi planet n_2	68,55	rpm
jumlah gigi :		
- roda gigi planet z_1	15	
- roda gigi matahari z_2	58	
- roda gigi cincin z_3	131	
modul m	6	
jarak antar poros a	219	mm
sudut tekanan pahat α_0	20°	
diameter lingkaran jarak bagi :		
- roda gigi planet d_{01}	90	mm
- roda gigi matahari d_{02}	348	mm
- roda gigi cincin d_{03}	786	mm
kelonggaran puncak c_k	1,5	mm
kelonggaran belakang C_o	0	
diameter lingkaran kepala :		
- roda gigi planet d_{k1}	102	mm
- roda gigi matahari d_{k2}	360	mm
- roda gigi cincin d_{k3}	774	mm
diameter lingkaran kaki :		
- roda gigi planet d_{f1}	75	mm
- roda gigi matahari d_{f2}	153	mm
- roda gigi cincin d_{f3}	801	mm
tinggi gigi H	14	
faktor bentuk gigi :		
- roda gigi planet Y_1	0,289	
- roda gigi matahari Y_2	0,418	
- roda gigi cincin Y_3	0,454	
bahan ketiga roda gigi	SNC 22	
kekuatan tarik σ_B	100	kg/mm ²
tegangan lentur yang diijinkan σ_a	55	kg/mm ²
kekerasan permukaan sisi gigi H_B	600	
kecepatan keliling v	2,30	m/s
gaya tangensial F_t	3218,32	kg
faktor dinamis f_v	0,566	
faktor tegangan kontak k_H	0,569	kg/mm ²
beban lentur yang diijinkan per satuan lebar sisi :		
- roda gigi planet F'_{b1}	53,98	kg/mm
- roda gigi matahari F'_{b2}	78,07	kg/mm
- roda gigi cincin F'_{b3}	84,80	kg/mm
lebar gigi b	60	mm

5.4.6. Perancangan Roda Gigi Kecepatan Rendah (*Low-Speed Clutch*)

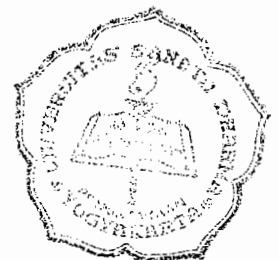
Roda gigi kecepatan rendah ini merupakan rangkaian roda gigi planet yang digunakan untuk menggerakkan *motor grader* pada kecepatan rendah, baik kecepatan pertama, kecepatan kedua, maupun kecepatan ketiga. Hal ini berlaku baik untuk arah gerak maju maupun mundur.

Poros roda gigi matahari menjadi satu dengan poros roda gigi matahari untuk *3rd-speed clutch*, sehingga diketahui bahwa putaran poros roda gigi matahari adalah $n_1 = 333,16$ rpm.

Hasil-hasil perhitungan untuk perancangan pasangan roda gigi planet kecepatan kedua disajikan dalam tabel 5.8.

**Tabel 5.8. Hasil-hasil Perhitungan
untuk Perancangan Pasangan Roda Gigi Planet
Kecepatan Rendah (*Low-Speed Clutch*)**

Bagian yang Dirancang	Hasil Perancangan	
efisiensi transmisi η_t	0,8	
daya yang akan ditransmisikan P	61,69	kW
faktor koreksi f_c	1,0	
daya rencana P_d	61,69	kW
putaran poros roda gigi matahari n_1	333,16	rpm
perbandingan reduksi i	4,81	
putaran poros roda gigi planet n_2	69,29	rpm
jumlah gigi :		
- roda gigi planet z_1	15	
- roda gigi matahari z_2	57	
- roda gigi cincin z_3	129	
modul m	6	
jarak antar poros a	216	mm
sudut tekanan pahat α_0	20°	
diameter lingkaran jarak bagi :		
- roda gigi planet d_{o1}	90	mm
- roda gigi matahari d_{o2}	342	mm
- roda gigi cincin d_{o3}	774	mm
kelonggaran puncak c_k	1,5	mm
kelonggaran belakang C_o	0	
diameter lingkaran kepala :		
- roda gigi planet d_{k1}	102	mm
- roda gigi matahari d_{k2}	354	mm
- roda gigi cincin d_{k3}	762	mm
diameter lingkaran kaki :		
- roda gigi planet d_{f1}	75	mm
- roda gigi matahari d_{f2}	327	mm
- roda gigi cincin d_{f3}	789	mm
tinggi gigi H	14	
faktor bentuk gigi :		
- roda gigi planet Y_1	0,289	
- roda gigi matahari Y_2	0,417	
- roda gigi cincin Y_3	0,454	
bahan ketiga roda gigi	SNC 22	
kekuatan tarik σ_B	100	kg/mm ²
tegangan lentur yang diijinkan σ_a	55	kg/mm ²
kekerasan permukaan sisi gigi H_B	600	
kecepatan keliling v	2,30	m/s
gaya tangensial F_t	2735,82	kg
faktor dinamis f_v	0,566	
faktor tegangan kontak k_H	0,569	kg/mm ²
beban lentur yang diijinkan per satuan lebar sisi :		
- roda gigi planet F'_{b1}	53,98	kg/mm
- roda gigi matahari F'_{b2}	77,89	kg/mm
- roda gigi cincin F'_{b3}	84,80	kg/mm
lebar gigi b	51	mm



5.4.7. Perancangan Roda Gigi Kecepatan Tinggi (*High-Speed Clutch*)

Roda gigi kecepatan tinggi ini merupakan rangkaian roda gigi planet yang digunakan untuk menggerakkan *motor grader* pada kecepatan tinggi, baik kecepatan keempat, kecepatan kelima, maupun kecepatan keenam. Hal ini berlaku baik untuk arah gerak maju maupun mundur.

Poros roda gigi matahari menjadi satu dengan poros roda gigi matahari untuk *3rd-speed clutch*, sehingga diketahui bahwa putaran poros roda gigi matahari adalah $n_1 = 333,16$ rpm.

Hasil-hasil perhitungan untuk perancangan pasangan roda gigi planet kecepatan kedua disajikan dalam tabel 5.9.

**Tabel 5.9. Hasil-hasil Perhitungan
untuk Perancangan Pasangan Roda Gigi Planet
Kecepatan Tinggi (*High-Speed Clutch*)**

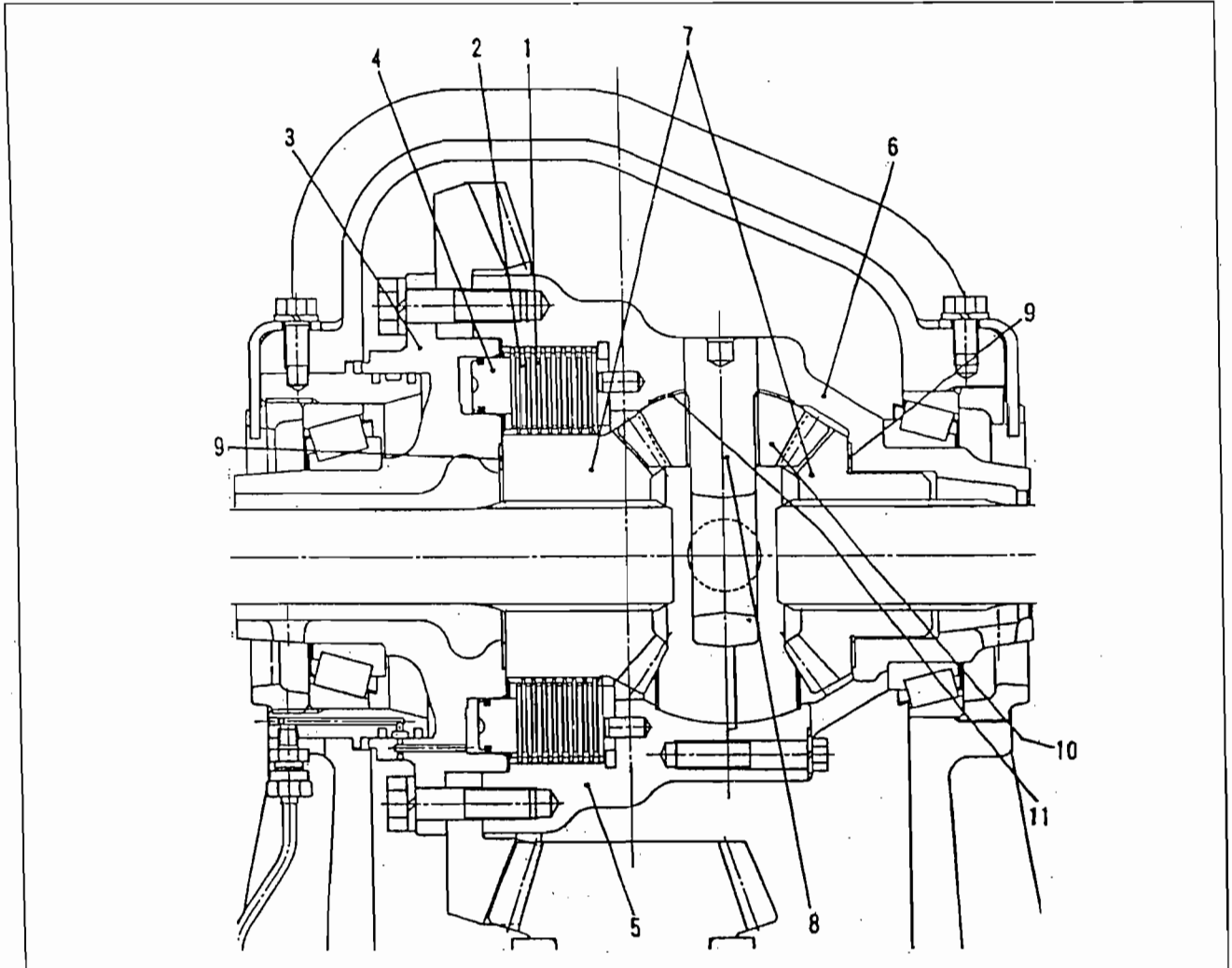
efisiensi transmisi η_t	0,8	
daya yang akan ditransmisikan P	52,44	kW
faktor koreksi f_c	1,0	
daya rencana P_d	52,44	kW
putaran poros roda gigi matahari n_1	333,16	rpm
perbandingan reduksi i	2,11	
putaran poros roda gigi planet n_2	157,90	rpm
jumlah gigi :		
- roda gigi planet z_1	35	
- roda gigi matahari z_2	39	
- roda gigi cincin z_3	113	
modul m	4	
jarak antar poros a	150	mm
sudut tekanan pahat α_0	20°	
diameter lingkaran jarak bagi :		
- roda gigi planet d_{o1}	144	mm
- roda gigi matahari d_{o2}	156	mm
- roda gigi cincin d_{o3}	456	mm
kelonggaran puncak c_k	1	mm
kelonggaran belakang C_o	0	
diameter lingkaran kepala :		
- roda gigi planet d_{k1}	152	mm
- roda gigi matahari d_{k2}	164	mm
- roda gigi cincin d_{k3}	448	mm
diameter lingkaran kaki :		
- roda gigi planet d_{f1}	134	mm
- roda gigi matahari d_{f2}	146	mm
- roda gigi cincin d_{f3}	466	mm
tinggi gigi H	9	
faktor bentuk gigi :		
- roda gigi planet Y_1	0,377	
- roda gigi matahari Y_2	0,386	
- roda gigi cincin Y_3	0,450	
bahan ketiga roda gigi	SNC 22	
kekuatan tarik σ_B	100	kg/mm ²
tegangan lentur yang diijinkan σ_a	55	kg/mm ²
kekerasan permukaan sisi gigi H_B	600	
kecepatan keliling v'	3,68	m/s
gaya tangensial F_t	1453,5	kg
faktor dinamis f_v	0,449	
faktor tegangan kontak k_H	0,569	kg/mm ²
beban lentur yang diijinkan per satuan lebar sisi :		
- roda gigi planet F'_{b1}	37,24	kg/mm
- roda gigi matahari F'_{b2}	38,13	kg/mm
- roda gigi cincin F'_{b3}	44,45	kg/mm
lebar gigi b	39	mm

5.6. Roda Gigi *Final Drive*

Roda gigi *final drive* ini terletak pada gardan belakang (*rear axle*). Roda gigi *final drive* ini berupa sepasang roda gigi kerucut yang terdiri dari roda gigi pinion dan roda gigi besar. Roda gigi kerucut besar menyatu dengan rumah diferensial.

Roda gigi *final drive* ini berfungsi untuk meneruskan daya dan torsi dari poros keluaran roda gigi planet menuju diferensial. Diferensial berfungsi untuk membuat perbedaan putaran roda belakang sisi kanan dan sisi kiri pada saat kendaraan berbelok. Pada saat kendaraan melalui jalan lurus, maka diferensial menjadi tidak berfungsi, karena perputaran roda kanan dan kiri selalu sama.

Diferensial terdiri dari empat buah roda gigi kerucut yang saling bertautan. Keempat roda gigi kerucut tersebut terdiri dari dua buah roda gigi kerucut yang digerakkan oleh rumah diferensial, dan dua buah roda gigi kerucut yang menggerakkan poros *rear axle*.

Gambar 5.12. *Final Drive dengan Diferensial*

(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p. 24)

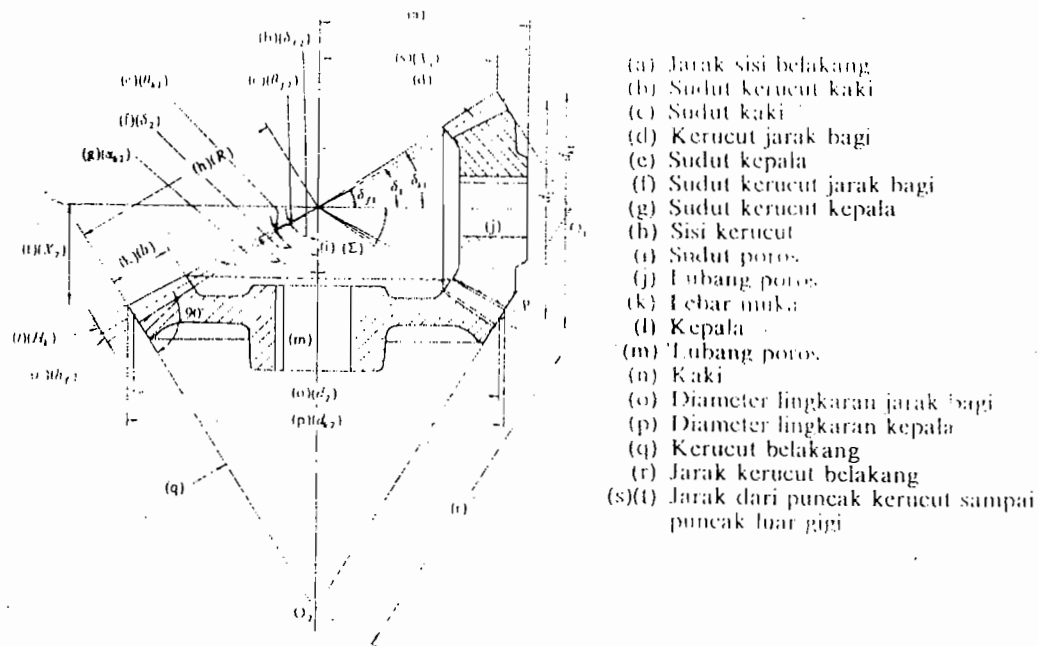
keterangan :

- | | |
|--------------------------------|---|
| 1. plat gesek (8 buah) | 7. roda gigi kerucut diferensial (2 buah) |
| 2. plat berpasangan (9 buah) | 8. roda gigi kerucut spider diferensial |
| 3. piston housing | 9. thrust washer (2 buah) |
| 4. piston pengunci diferensial | 10. differential bevel pinion (4 buah) |
| 5. rumah diferensial (kiri) | 11. pinion washer (4 buah) |
| 6. rumah diferensial (kanan) | |

Guna mempermudah perancangan dan perhitungan, maka penulis memilih untuk menggunakan roda gigi kerucut dengan alur gigi lurus atau yang biasa disebut roda gigi kerucut lurus. Sebelum melakukan perhitungan terhadap roda

gigi kerucut, penulis menyajikan gambar dan nama bagian-bagian dari roda gigi kerucut.

Gambar 5.13. Roda Gigi Kerucut Lurus dan Nama Bagian-bagiannya



(Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 267)

Kecepatan berputar poros dari transmisi roda gigi planet direduksi oleh roda gigi kerucut (*bevel gear*) pada gardan belakang.

Dengan efisiensi transmisi $\eta_t = 0,8$ maka daya yang akan ditransmisikan adalah $P = 52,44 \text{ kW} \times 0,8 = 41,95 \text{ kW}$.

Faktor koreksi untuk daya yang akan ditransmisikan adalah $f_c = 1,0$ dengan pertimbangan bahwa daya tersebut sudah mencukupi untuk segala keperluan *motor grader* yang dirancang, sehingga daya rencana $P_d = P \times f_c = 41,95 \times 1,0 = 41,95 \text{ kW}$.

Putaran poros penggerak adalah putaran poros roda gigi pinion yang putarannya berasal dari poros roda gigi matahari untuk *high-speed clutch* dan dinyatakan sebesar $n_1 = 333,16$ rpm.

Pasangan roda gigi *final drive* saling tegak lurus satu sama lain, sehingga dapat dikatakan bahwa sudut poros kedua roda gigi *final drive* adalah $\Sigma = 90^\circ$.

Perbandingan reduksi untuk pasangan roda gigi *final drive* adalah sebesar $i_{fd} = 1,25$ (Mitsubishi, 1998 : viii), maka sudut kerucut jarak bagi sementara untuk roda gigi pinion merupakan fungsi tangen dari perbandingan reduksi, sedangkan sudut kerucut jarak bagi sementara untuk roda gigi besar merupakan fungsi pengurangan.

Sudut kerucut jarak bagi sementara untuk roda gigi pinion ditentukan dengan menggunakan persamaan (5.25.) dan untuk roda gigi besar ditentukan dengan persamaan (5.26.). (Sularso, 1997 : 273)

$$\delta'_1 = \arctan \frac{1}{i} \dots\dots\dots(5.25.)$$

$$= \arctan \frac{1}{1,25} = 38,66^\circ$$

$$\delta'_2 = \Sigma - \delta'_1 \dots\dots\dots(5.26.)$$

$$= 90^\circ - 38,66^\circ = 51,34^\circ$$

Panjang sisi kerucut untuk kedua roda gigi diukur dari diameter lingkaran kepala sampai dengan titik puncak kerucut adalah $R = 170$ mm.

Diameter lingkaran jarak bagi sementara untuk kedua roda gigi, dinotasikan dengan d'_1 untuk roda gigi pinion dan d'_2 untuk roda gigi besar,

merupakan fungsi R dan fungsi sinus dari sudut kerucut jarak bagi sementara.

(Sularso, 1997 : 268)

Diameter lingkaran jarak bagi sementara untuk roda gigi pinion ditentukan dengan persamaan (5.27.).

$$d'_1 = 2R \sin \delta'_1 \dots \dots \dots (5.27.)$$

$$= 2 \times 170 \times \sin 38,66^\circ = 212,40 \text{ mm}$$

Diameter lingkaran jarak bagi sementara untuk roda gigi besar ditentukan dengan persamaan (5.28.).

$$d'_2 = 2R \sin \delta'_2 \dots \dots \dots (5.28.)$$

$$= 2 \times 170 \times \sin 51,34^\circ = 265,50 \text{ mm}$$

Hasil perhitungan pada persamaan (5.27.) dan (5.28.) tidak bulat, sehingga akan menyulitkan dalam hal pembuatan roda gigi, maka untuk memudahkan digunakan ukuran $d'_1 = 212 \text{ mm}$, dan $d'_2 = 266 \text{ mm}$.

Dengan jarak bagi diametral pada ujung luar $p = 3$, maka modul untuk kedua roda gigi merupakan fungsi pembagian seperti yang tertera pada persamaan (5.29.). (Sularso, 1997 : 273)

$$m = \frac{25,4}{p} \dots \dots \dots (5.29.)$$

$$= \frac{25,4}{3} = 8,47 \text{ mm}$$

Modul yang telah diketahui pada persamaan (5.29.) tersebut dapat digunakan untuk menghitung jumlah gigi baik untuk roda gigi pinion, dengan persamaan (5.30.), maupun roda gigi besar, dengan persamaan (5.31.).

$$z_1 = \frac{d'_1}{m} \dots\dots\dots(5.30.)$$

$$= \frac{212}{8,47} = 25,03$$

$$z_2 = \frac{d'_2}{m} \dots\dots\dots(5.31.)$$

$$= \frac{266}{8,47} = 31,41$$

Jumlah gigi tidak mungkin berbentuk pecahan, karena setiap gigi yang dibuat adalah utuh dan tidak ada yang dibuat sebagian saja, maka digunakan jumlah gigi untuk roda gigi pinion $z_1 = 25$, dan untuk roda gigi besar adalah $z_2 = 31$.

Dengan diketahuinya jumlah gigi untuk kedua roda gigi, maka perbandingan reduksi dari jumlah gigi yang dinotasikan dengan i dapat ditentukan dengan persamaan (5.32.).

$$i = \frac{z_2}{z_1} \dots\dots\dots(5.32.)$$

$$= \frac{31}{25} = 1,24$$

Demikian pula dengan sudut kerucut jarak bagi yang sesungguhnya untuk roda gigi pinion dapat ditentukan dengan persamaan (5.33.) yang juga merupakan fungsi tangen dari kedua jumlah gigi. (Sularso, 1997 : 273)

$$\delta_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2} \dots\dots\dots(5.33.)$$

$$= \arctan \frac{25}{31} = 38,89^\circ$$

Sudut kerucut jarak bagi yang sesungguhnya untuk roda gigi besar ditentukan dengan menggunakan persamaan (5.26.) dengan perhitungan sebagai berikut :

$$\delta_2 = \Sigma - \delta_1 = 90^\circ - 38,89^\circ = 51,11^\circ$$

Dengan menggunakan persamaan (5.27.) dan persamaan (5.28.), maka dapat ditentukan diameter lingkaran jarak bagi yang sesungguhnya untuk roda gigi pinion (dinotasikan d_1), dan roda gigi besar (dinotasikan d_2) dengan perhitungan sebagai berikut :

$$d_1 = 2R \sin \delta_1 = 2 \times 170 \times \sin 38,89^\circ = 213,46 \text{ mm}$$

$$d_2 = 2R \sin \delta_2 = 2 \times 170 \times \sin 51,11^\circ = 264,64 \text{ mm}$$

Untuk memudahkan dalam hal pembuatan, maka digunakan ukuran yang bulat, yaitu $d_1 = 214 \text{ mm}$, dan $d_2 = 265 \text{ mm}$.

Jika diameter lingkaran jarak bagi yang sesungguhnya untuk roda gigi pinion, yang dinotasikan dengan d_1 , sudah ditentukan, maka kecepatan keliling, yang dinotasikan dengan v , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (5.18.). (Sularso, 1997 : 238)

$$v = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 214 \times 333,16}{60000} = 3,73 \text{ m/s}$$

Kecepatan keliling ini menimbulkan gaya tangensial yang besarnya ditentukan dengan persamaan (5.19.). (Sularso, 1997 : 238)

$$F_t = \frac{102 \times P_d}{v} = \frac{102 \times 41,95}{3,73} = 1147,16 \text{ kg}$$

Roda gigi kerucut memiliki gigi tirus. Gigi tirus adalah tinggi gigi yang semakin kecil dari ujung luar ke ujung dalam. Perubahan tinggi gigi ini disebut faktor perubahan kepala yang perlu diperhitungkan dalam perancangan roda gigi kerucut. (Sularso, 1997 : 269)

Faktor perubahan kepala yang diperlukan untuk roda gigi pinion, dinotasikan dengan x_1 , dapat dilakukan dengan persamaan (5.34.), sedangkan faktor perubahan kepala untuk roda gigi besar, dinotasikan dengan x_2 , adalah nilai negatif dari faktor perubahan kepala untuk roda gigi pinion. (Sularso, 1997 : 269)

$$x_1 = 0,46 \times \left[1 - \left(\frac{z_1}{z_2} \right)^2 \right] \dots\dots\dots(5.34.)$$

$$= 0,46 \times \left[1 - \left(\frac{25}{31} \right)^2 \right] = 0,161$$

$$x_2 = -x_1 = -0,161$$

Tanda negatif pada x_2 mengandung arti bahwa kepala gigi roda gigi pinion dibuat lebih tinggi daripada kepala gigi roda gigi besar dan tinggi kepala roda gigi besar lebih rendah daripada tinggi kakinya. (Sularso, 1997 : 269)

Sebagai konsekuensi dari gigi tirus, tinggi kepala pada roda gigi pinion lebih tinggi daripada tinggi kakinya dengan selisih x_1 . Tinggi kepala pada roda gigi pinion adalah :

$$h_{k1} = (1 + x_1)m \dots\dots\dots(5.35.)$$

$$= (1 + 0,161) \times 8,47 = 9,83 \text{ mm}$$

Pada roda gigi besar, tinggi kepalanya memiliki selisih sebesar $2x_1$ dengan roda gigi besar. Persamaan (5.36.) digunakan untuk menentukan tinggi kepala roda gigi besar.

$$h_{k2} = (1 - x_1)m \dots\dots\dots(5.36.)$$

$$= (1 - 0,161) \times 8,47 = 7,11 \text{ mm}$$

Tinggi kepala sebesar 9,83 mm dan 7,11 mm tentu akan sangat sulit dibuat secara presisi, untuk memudahkan pembuatan, penulis menggunakan $h_{k1} = 10 \text{ mm}$ dan $h_{k2} = 7 \text{ mm}$.

Pada saat roda gigi saling melakukan kontak, maka lingkaran kepala dari roda gigi yang satu tidak bersentuhan dengan lingkaran kaki dari roda gigi yang lain atau dengan kata lain terdapat kelonggaran dengan tujuan untuk mengurangi keausan gigi. Kelonggaran inilah yang disebut dengan kelonggaran puncak, dinotasikan dengan c_k , dan ditentukan dengan persamaan (5.37.). (Sularso, 1997 : 269) :

$$c_k = 0,188m \dots\dots\dots(5.37.)$$

$$= 0,188 \times 8,47 = 1,592 \text{ mm}$$

Kelonggaran puncak ini terdapat pada lingkaran kaki kedua roda gigi, sehingga tinggi kaki dari kedua roda gigi dipengaruhi oleh kelonggaran puncak tersebut.

Tinggi kaki untuk roda gigi pinion dihitung dengan persamaan (5.38.). (Sularso, 1997 : 269)

$$h_{f1} = (1 - x_1)m + c_k \dots\dots\dots(5.38.)$$

$$= (1 - 0,161) \times 8,47 + 1,592 = 8,70 \text{ mm}$$

digunakan $h_{f1} = 9 \text{ mm}$

Tinggi kaki untuk roda gigi besar dihitung dengan persamaan (5.39.).

(Sularso, 1997 : 269)

$$\begin{aligned} h_{f2} &= (1 + x_1)m + c_k \dots\dots\dots(5.39.) \\ &= (1 + 0,161) \times 8,47 + 1,592 = 11,43 \text{ mm} \end{aligned}$$

digunakan $h_{f2} = 11 \text{ mm}$

Sama seperti roda gigi lurus, tinggi gigi untuk roda gigi kerucut juga dipengaruhi oleh kelonggaran puncak dan modul, seperti yang tertera pada persamaan (5.17.) dengan perhitungan sebagai berikut.

$$\begin{aligned} H &= 2m + c_k \\ &= 2 \times 8,47 + 1,592 = 18,53 \text{ mm} \end{aligned}$$

digunakan $H = 19 \text{ mm}$

Untuk menentukan diameter lingkaran kepala dan diameter lingkaran kaki, terlebih dahulu harus ditentukan sudut kepala, sudut kaki, sudut kerucut kepala, dan sudut kerucut kaki untuk kedua roda gigi. (Sularso, 1997 : 270)

Sudut kepala untuk roda gigi pinion, dinotasikan dengan θ_{k1} , dihitung dengan persamaan (5.40.), dan sudut kepala untuk roda gigi besar, dinotasikan dengan θ_{k2} , dihitung dengan persamaan (5.41.).

$$\begin{aligned} \theta_{k1} &= \arctan \frac{h_{k1}}{R} \dots\dots\dots(5.40.) \\ &= \arctan \frac{10}{170} = 3,37^\circ \end{aligned}$$

$$\theta_{k2} = \arctan \frac{h_{k2}}{R} \dots\dots\dots(5.41.)$$

$$= \arctan \frac{7}{170} = 2,36^\circ$$

Sudut kaki untuk roda gigi pinion, dinotasikan dengan θ_{f1} , dihitung dengan persamaan (5.42.), dan sudut kaki untuk roda gigi besar, dinotasikan dengan θ_{f2} , dihitung dengan persamaan (5.43.).

$$\theta_{f1} = \arctan \frac{h_{f1}}{R} \dots\dots\dots(5.42.)$$

$$= \arctan \frac{9}{170} = 3,03^\circ$$

$$\theta_{f2} = \arctan \frac{h_{f2}}{R} \dots\dots\dots(5.43.)$$

$$= \arctan \frac{11}{170} = 3,70^\circ$$

Sudut kerucut kepala untuk roda gigi pinion, dinotasikan dengan δ_{k1} , dihitung dengan persamaan (5.44.), dan sudut kerucut kepala untuk roda gigi besar, dinotasikan dengan δ_{k2} , dihitung dengan persamaan (5.45.).

$$\delta_{k1} = \delta_1 + \theta_{k1} \dots\dots\dots(5.44.)$$

$$= 38,89^\circ + 3,37^\circ = 42,26^\circ$$

$$\delta_{k2} = \delta_2 + \theta_{k2} \dots\dots\dots(5.45.)$$

$$= 51,11^\circ + 2,36^\circ = 53,47^\circ$$

Sudut kerucut kaki untuk roda gigi pinion, dinotasikan dengan δ_{f1} , dihitung dengan persamaan (5.46.), dan sudut kerucut kaki untuk roda gigi besar, dinotasikan dengan δ_{f2} , dihitung dengan persamaan (5.47.).

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} \dots\dots\dots(5.46)$$

$$= 38,89^\circ - 3,03^\circ = 35,86^\circ$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} \dots\dots\dots(5.47.)$$

$$= 51,11^\circ - 3,70^\circ = 47,41^\circ$$

Dengan diketahuinya sudut kepala, sudut kaki, sudut kerucut kepala, dan sudut kerucut kaki untuk kedua roda gigi, maka diameter lingkaran kepala dan diameter lingkaran kaki untuk kedua roda gigi dapat diketahui.

Diameter lingkaran kepala untuk roda gigi pinion ditentukan dengan menggunakan persamaan (5.48.) dan diameter lingkaran kepala untuk roda gigi besar ditentukan dengan menggunakan persamaan (5.49.)

$$d_{k1} = d_1 + 2h_{k1} \cos \delta_1 \dots\dots\dots(5.48.)$$

$$= 214 + 2 \times 10 \times \cos 38,89^\circ = 229,57 \text{ mm}$$

digunakan $d_{k1} = 230 \text{ mm}$

$$d_{k2} = d_2 + 2h_{k2} \cos \delta_2 \dots\dots\dots(5.49.)$$

$$= 265 + 2 \times 7 \times \cos 51,11^\circ = 273,79 \text{ mm}$$

digunakan $d_{k2} = 274 \text{ mm}$

Diameter lingkaran kaki untuk roda gigi pinion ditentukan dengan menggunakan persamaan (5.50.) dan diameter lingkaran kaki untuk roda gigi besar ditentukan dengan menggunakan persamaan (5.51.)

$$X_1 = \frac{d_2}{2} - h_{k1} \sin \delta_1 \dots\dots\dots(5.50.)$$

$$= \frac{265}{2} - 10 \sin 38,89^\circ = 126,22 \text{ mm}$$

digunakan $X_1 = 126 \text{ mm}$

$$X_2 = \frac{d_1}{2} - h_{k2} \sin \delta_2 \dots \dots \dots (5.51.)$$

$$= \frac{214}{2} - 7 \sin 51,11^\circ = 101,55 \text{ mm}$$

digunakan $X_2 = 102 \text{ mm}$

Dengan sudut tekanan pahat $\alpha_0 = 20^\circ$, maka tebal lingkaran gigi untuk roda gigi pinion dapat ditentukan dengan persamaan (5.52.) dan tebal lingkaran gigi untuk roda gigi besar ditentukan dengan persamaan (5.53.).

$$s_1 = (0,5\pi + 2x_1 \tan \alpha_0)m \dots \dots \dots (5.52.)$$

$$= (0,5\pi + 2 \times 0,161 \tan 20^\circ) \times 8,47 = 14,30 \text{ mm}$$

digunakan $s_1 = 14 \text{ mm}$

$$s_2 = (0,5\pi - 2x_1 \tan \alpha_0)m \dots \dots \dots (5.53.)$$

$$= (0,5\pi - 2 \times 0,161 \tan 20^\circ) \times 8,47 = 12,31 \text{ mm}$$

digunakan $s_2 = 12 \text{ mm}$

Dengan menggunakan tabel 4.3., dan digunakan bahan roda gigi pinion adalah SNC 21, dan bahan roda gigi besar adalah S45C.

Bahan SNC 21 memiliki perlakuan panas celup dingin sementasi, kekuatan tarik $\sigma_{B1} = 80 \text{ kg/mm}^2$, tegangan lentur yang diijinkan $\sigma_{a1} = 39 \text{ kg/mm}^2$, bahan S45C memiliki perlakuan panas celup dingin dan temper, kekuatan tarik $\sigma_{B2} = 70 \text{ kg/mm}^2$, tegangan lentur yang diijinkan $\sigma_{a2} = 20 \text{ kg/mm}^2$. (Sularso, 1997 : 275)

Kekerasan permukaan gigi ditentukan dengan menggunakan tabel 5.10.

yang berisi tentang tegangan lentur yang diijinkan dan tegangan kontak yang diijinkan untuk bahan roda gigi kerucut.

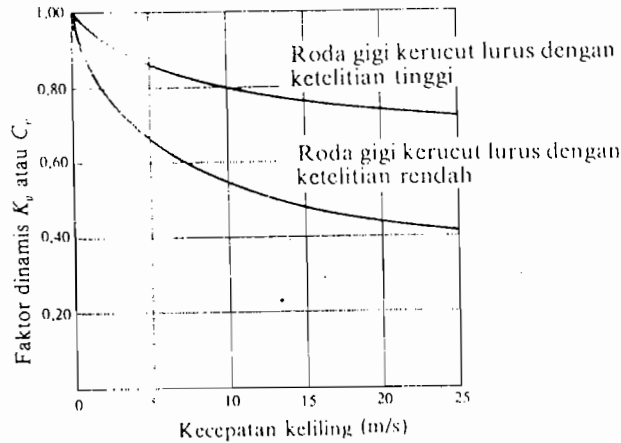
Tabel 5.10. Tegangan Lentur yang Diijinkan dan Tegangan Kontak yang Diijinkan untuk Bahan Roda Gigi Kerucut

Bahan	Perlakuan Panas	Kekerasan Permukaan Minimum		Teg. Lentur yang Diijinkan (kg/mm ²)	Teg. kontak yang Diijinkan (kg/mm ²)
		H _B	H _{RC}		
Baja	celup dingin sementasi	625	60	22,7	189
	celup dingin sementasi	575	55	22,7	151
	celup dingin frekwensi tinggi	500	50	10,2	144
	celup dingin dan temper	440		18,9	144
	celup dingin dan temper	300	30	14,4	102
	celup dingin dan temper	180		10,2	92
Besi Cor	pegecoran	200		5,3	49
	pegecoran	175		3,1	38
	pegecoran	–		2,0	23

(Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 271)

Tabel 5.10. memperlihatkan bahwa kekerasan permukaan minimum untuk bahan SNC 21 yang termasuk ke dalam bahan baja dengan perlakuan panas celup dingin sementasi adalah 55 dalam kekerasan Rockwell C (H_{RC}), dan 575 dalam kekerasan Brinell (H_B), sedangkan untuk bahan S45C yang termasuk ke dalam bahan baja dengan perlakuan panas celup dingin dan temper adalah 30 dalam H_{RC}, dan 300 dalam H_B.

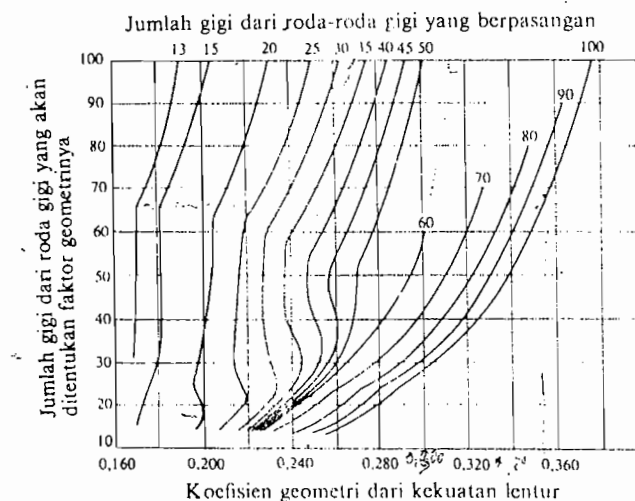
Kecepatan keliling yang dimiliki oleh roda gigi pinion menimbulkan suatu faktor dinamis yang perlu dipertimbangkan untuk menghitung besarnya pembebanan pada kedua roda gigi. Faktor dinamis tersebut ditentukan dengan menggunakan gambar 5.14.

Gambar 5.14. Faktor Dinamis K_v pada Roda Gigi Kerucut

(Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 271)

Dengan menggunakan kurva roda gigi kerucut lurus ketelitian tinggi diperoleh bahwa pada kecepatan $v = 3,73$ m/s terdapat faktor dinamis $K_v = 0,90$.

Faktor lain yang juga perlu dipertimbangkan adalah faktor geometri J untuk kedua roda gigi yang ditentukan dengan menggunakan gambar 5.15.

Gambar 5.15. Faktor Geometri J pada Roda Gigi Kerucut

(Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 272)

Roda gigi pinion memiliki jumlah gigi $z_1 = 25$, dan jumlah gigi dari roda gigi yang berpasangan (roda gigi besar) $z_2 = 31$, maka faktor geometri roda gigi

pinion $J_1 = 0,241$, sedangkan roda gigi besar memiliki jumlah gigi $z_2 = 31$, dan jumlah gigi dari roda gigi yang berpasangan (roda gigi pinion) $z_1 = 25$, maka faktor geometri roda gigi besar $J_2 = 0,212$.

Ketika pertama kali digerakkan, kedua roda gigi akan mengalami beban tumbukan. Beban tumbukan ini disebut faktor beban lebih yang ditentukan dengan menggunakan tabel 5.11.

Tabel 5.11. Faktor Beban Lebih K_0

Sisi Penggerak	Sisi yang Digerakkan		
	Tanpa Tumbukan	Tumbukan Sedang	Tumbukan Berat
Tanpa tumbukan	1,00	1,25	1,75
Tumbukan sedang	1,25	1,50	2,00
Tumbukan berat	1,50	1,75	2,25

(Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 271)

Dari tabel 5.11. dipilih keadaan sisi penggerak mengalami tumbukan sedang, dan sisi yang digerakkan tanpa tumbukan, maka faktor beban lebih $K_0 = 1,25$.

Beban pada masing-masing roda gigi didistribusikan ke bantalan yang dipergunakan, hal ini disbut dengan faktor distribusi beban dan dinotasikan dengan K_m . Faktor distribusi beban ditentukan dengan menggunakan tabel 5.12.

Tabel 5.12. Faktor Distribusi Beban K_m

	kedua roda gigi memakai bantalan pada dua ujung	satu roda gigi memakai bantalan satu ujung	kedua roda gigi memakai bantalan satu ujung
roda gigi reduksi umum	1,00 – 1,10	1,10 – 1,25	1,25 – 1,40
otomobil	1,00 – 1,10	1,10 – 1,25	–
kapal terbang	1,00 – 1,25	1,10 – 1,40	1,25 – 1,50

(Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 272)

Mengingat konstruksi roda gigi kerucut pada *rear axle* termasuk pada kategori otomobil, maka dipilih keadaan salah satu roda gigi memakai bantalan

pada satu ujung. Dengan demikian faktor distribusi beban $K_m = 1,18$ (nilai tengah dari 1,10 dan 1,25).

Modul pada perancangan roda gigi kerucut lurus ini bernilai lebih dari 1,5, maka faktor ukuran dinyatakan sebagai (Sularso, 1997 : 271) :

$$K_s = \frac{\sqrt[4]{m}}{2,24} \dots\dots\dots(5.54.)$$

$$= \frac{\sqrt[4]{8,47}}{2,24} = 0,76$$

Perhitungan pembebanan roda gigi yang pertama adalah perhitungan beban lentur yang diizinkan per satuan lebar penampang rata-rata untuk kedua roda gigi; untuk roda gigi pinion ditentukan dengan persamaan (5.55.) dan untuk roda gigi besar ditentukan dengan persamaan (5.56.). (Sularso, 1997 : 270)

$$F'_{b1} = \frac{\sigma_{a1} m K_v J_1}{K_0 K_s K_m} \dots\dots\dots(5.55.)$$

$$= \frac{39 \times 8,47 \times 0,90 \times 0,241}{1,25 \times 0,76 \times 1,18} = 63,92 \text{ kg/mm}$$

$$F'_{b2} = \frac{\sigma_{a2} m K_v J_2}{K_0 K_s K_m} \dots\dots\dots(5.56.)$$

$$= \frac{20 \times 8,47 \times 0,90 \times 0,212}{1,25 \times 0,76 \times 1,18} = 28,83 \text{ kg/mm}$$

Perhitungan pembebanan yang kedua adalah beban permukaan yang diijinkan per satuan lebar pada penampang rata-rata roda gigi. Untuk menghitung pembebanan yang kedua ini, terlebih dahulu harus diketahui tegangan kontak terkecil untuk bahan kedua roda gigi yang dinotasikan dengan σ_c , koefisien elastis

C_p , faktor dinamis C_v , faktor beban lebih C_0 , faktor distribusi beban C_m , dan faktor geometri I.

Dari tabel 5.10. diketahui bahwa tegangan kontak yang diijinkan untuk SNC 21 (bahan roda gigi pinion) adalah 151 kg/mm^2 , dan untuk S45C (bahan roda gigi besar) adalah 102 kg/mm^2 , maka dari kedua tegangan kontak tersebut, tegangan kontak yang terkecil adalah $\sigma_c = 102 \text{ kg/mm}^2$.

Koefisien elastis C_p ditentukan dengan menggunakan tabel 5.13., koefisien elastis C_p dalam satuan $\sqrt{\text{kg/mm}}$ sehingga perlu untuk dirubah agar diperoleh satuan baku.

Tabel 5.13. Koefisien Elastis C_p ($\sqrt{\text{kg/mm}}$)

Bahan Pinion	Bahan Roda Gigi Besar	
	Baja $E = 2,27 \times 10^{-4} \text{ (kg/mm}^2\text{)}$	Besi Cor $E = 1,44 \times 10^{-4} \text{ (kg/mm}^2\text{)}$
Baja	74,2	64,9
Besi Cor	64,9	59,6

(Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 272)

Bahan SNC 21 dan S45C adalah termasuk baja, maka $C_p = 74,2 \sqrt{\text{kg/mm}}$ atau ditulis dalam bentuk satuan yang baku $C_p^2 = 74,2^2 \text{ kg/mm} = 5505,64 \text{ kg/mm}$.

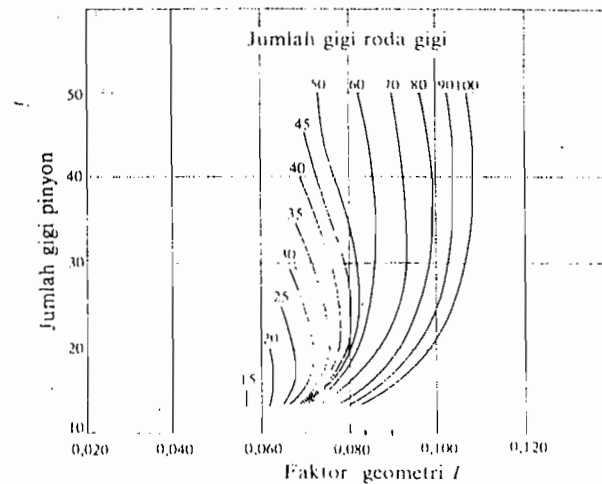
Faktor dinamis C_v dapat ditentukan dengan gambar 5.14. dan besarnya sama dengan K_v yaitu 0,90.

Faktor beban lebih C_0 dapat ditentukan dengan tabel 5.11. dan besarnya sama dengan K_0 yaitu 1,25.

Faktor distribusi beban C_m dapat ditentukan dengan tabel 5.12. dan besarnya sama dengan K_m yaitu 1,18.

Faktor geometri I adalah faktor geometri untuk pasangan roda gigi kerucut lurus yang dirancang berdasarkan jumlah gigi dan ditentukan dengan menggunakan gambar 5.16.

Gambar 5.16. Faktor Geometri I pada Roda Gigi Kerucut



(Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 273)

Jumlah gigi roda gigi pinyon adalah $z_1 = 25$, dan jumlah gigi roda gigi besar $z_2 = 31$, maka faktor geometri $I = 0,071$.

Dengan demikian beban permukaan yang diijinkan per satuan lebar pada penampang rata-rata roda gigi dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (5.57). (Sularso, 1997 : 272)

$$F'_H = \sigma_c^2 \times \frac{d_1}{C_p^2} \times \frac{C_v \times I}{C_0 \times C_m} \dots\dots\dots(5.57.)$$

$$= 102^2 \times \frac{214}{5505,64} \times \frac{0,88 \times 0,071}{1,25 \times 1,18} = 17,13 \text{ kg/mm}$$

Perhitungan kedua pembebanan tersebut berguna untuk menentukan harga terkecil dari pembebanan-pembebanan yang terjadi, untuk selanjutnya dapat ditentukan lebar giginya.

Hasil perhitungan pembebanan yang pertama yaitu F'_{b1} sebesar 63,92 kg/mm dan F'_{b2} sebesar 28,83 kg/mm, sedangkan hasil perhitungan pembebanan yang kedua yaitu F'_{H} sebesar 17,13 kg/mm. Harga terkecil dari F'_{b1} , F'_{b2} , dan F'_{H} adalah $F'_{\min} = 17,13$ kg/mm

Lebar gigi untuk kedua roda gigi, baik untuk roda gigi pinion maupun roda gigi besar adalah sama. Perhitungan adalah sebagai berikut : (Sularso, 1997 : 273)

$$b = \frac{F_t}{F'_{\min}}$$

$$= \frac{1147,16}{17,13} = 66,97 \text{ mm}$$

digunakan $b = 67$ mm

Supaya hasil perancangan roda gigi kerucut lurus ini memenuhi syarat-syarat perancangan, maka ada beberapa syarat yang harus dipenuhi, yaitu (Sularso, 1997 : 273) :

- a. syarat yang pertama adalah lebar gigi tidak boleh lebih besar dari 10 kali modul

$$b < 10m \dots\dots\dots(5.58.)$$

$$67 < 10 \times 8,47$$

$$67 < 84,7$$

b. panjang sisi kerucut tidak boleh lebih besar dari 3 kali modul

$$R < 3b \dots \dots \dots (5.59.)$$

$$170 < 3 \times 67$$

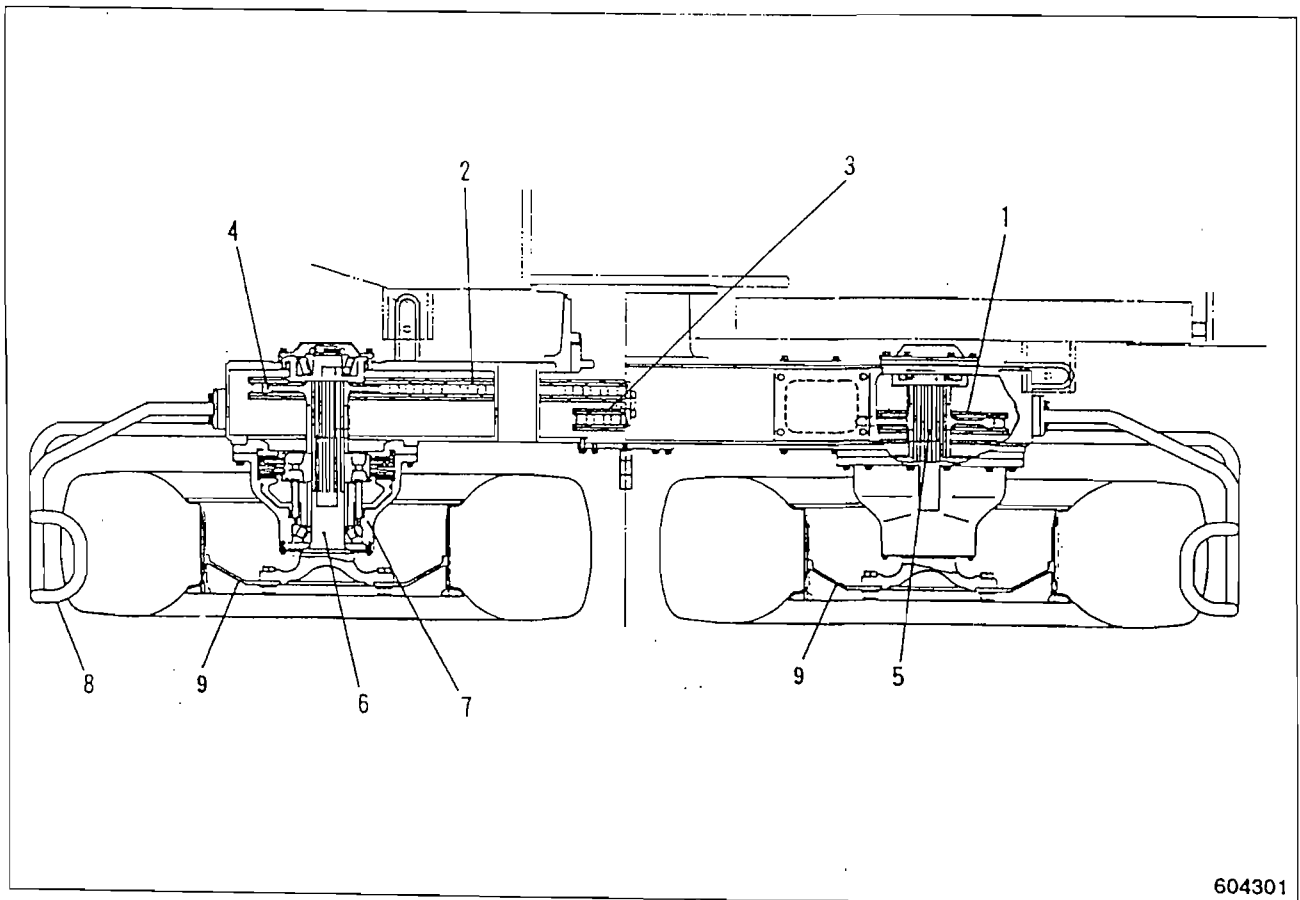
$$170 < 201$$

Dengan terpenuhinya kedua syarat tersebut, maka perancangan roda gigi kerucut lurus ini sudah benar.

BAB VI TANDEM DRIVES

6.1. Pengertian dan Fungsi *Tandem Drives*

Gambar 6.1. *Tandem Drive* pada Salah Satu Sisi Roda Belakang



604301

(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p. 28)

keterangan :

1. drive chain (2 sets)
2. drive chain (2 sets)
3. sprocket (2 pcs)
4. sprocket (2 pcs)
5. spindle (2 pcs)

6. spindle (2 pcs)
7. bearing cage (4 pcs)
8. tire guard (4 pcs)
9. rear wheel (4 pcs)

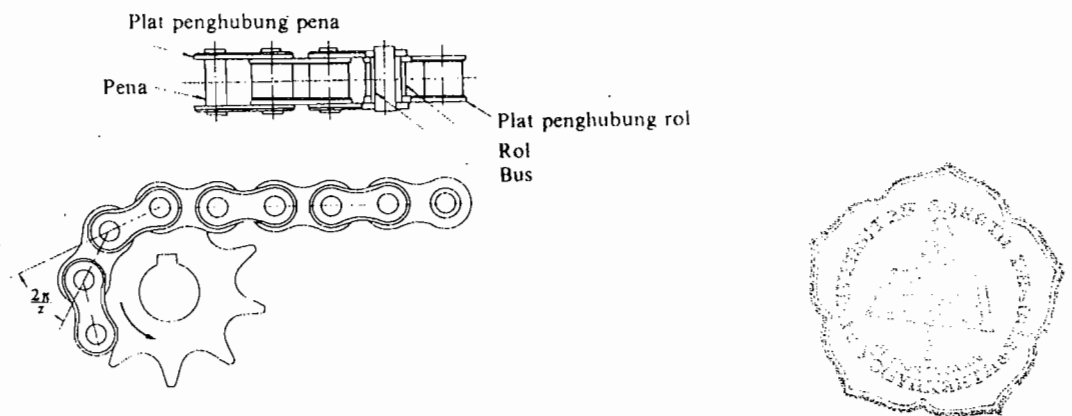
Tandem drives merupakan komponen penggerak ganda yang digunakan untuk menambah gaya dorong roda belakang, karena dengan menggunakan

tandem drives, maka keempat roda belakang akan berputar secara serempak guna mendukung *motor grader* dalam melakukan pekerjaannya.

Tandem drives berjumlah dua buah, terletak pada kedua sisi roda belakang. Gambar 6.1. menunjukkan *tandem drive* pada salah satu sisi. Untuk menghasilkan putaran keempat roda belakang secara serempak, maka digunakan transmisi rantal rol dengan beberapa pertimbangan, sebagai berikut (Sularso, 1997 : 190) :

1. mampu meneruskan daya yang besar karena kekuatannya yang besar
2. tidak memerlukan tegangan awal
3. mudah pemasangannya
4. dapat meneruskan daya tanpa slip

Gambar 6.2. Rantai Rol



(Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 190)

6.2. Perancangan Rantai Rol

Perancangan rantai rol ini mengacu kepada salah satu sisi saja, selain untuk memudahkan perhitungan, kedua sisi roda belakang menggunakan *tandem drive* dengan spesifikasi yang sama.

Dengan efisiensi transmisi $\eta_t = 0,8$, maka daya yang akan ditransmisikan menjadi $P = 41,95 \text{ kW} \times 0,8 = 33,56 \text{ kW}$.

Putaran poros diambil pada perbandingan reduksi total terkecil yang terdapat pada perbandingan reduksi untuk kecepatan mundur keenam, sebesar 28,99. Hal ini didasari pemikiran bahwa rantai rol yang dirancang harus mampu untuk berjalan dengan kecepatan tertinggi.

Putaran poros *sprocket* kecil adalah sama dengan putaran poros roda gigi kerucut besar pada *final drive*, yaitu sebesar :

$$n_1 = \frac{333,16}{1,25} = 266,53 \text{ rpm}$$

Koefisien sebesar 1,25 adalah perbandingan reduksi untuk pasangan roda gigi *final drive*, sedangkan perbandingan reduksi untuk *tandem drive* adalah $i = 1,77$. (Mitsubishi, 1998 : viii)

Faktor koreksi $f_c = 1,0$ dengan pertimbangan bahwa daya yang tersedia sudah mencukupi untuk segala kebutuhan yang mendukung pekerjaan *motor grader*, sehingga daya rencana P_d sebesar :

$$P_d = P \times f_c = 33,56 \times 1,0 = 33,56 \text{ kW}$$

Dengan demikian momen rencana untuk poros *sprocket* kecil dan poros *sprocket* besar dapat dihitung berturut-turut dengan persamaan (6.1.) dan (6.2.).

$$T_1 = 9,74 \times 10^5 \times \frac{P_d}{n_1} \dots\dots\dots(6.1.)$$

$$= 9,74 \times 10^5 \times \frac{33,56}{266,53} = 122640,75 \text{ kg mm}$$

$$T_2 = 9,74 \times 10^5 \times \frac{P_d}{n_1 \cdot i} \dots \dots \dots (6.2.)$$

$$= 9,74 \times 10^5 \times \frac{33,56}{266,53/1,77} = 217074,13 \text{ kg mm}$$

Bahan poros yang digunakan dalam perancangan ini, harus mampu menahan beban yang berat, sebab pada saat *motor grader* bekerja, maka dengan sendirinya *tandem drives* juga ikut bekerja untuk mendorong beban.

Dalam menentukan bahan untuk poros *sprocket* kecil dan poros *sprocket* besar, penulis menggunakan acuan yang terdapat pada tabel 6.1.

Tabel 6.1. Baja Karbon untuk Konstruksi Mesin

Standar dan Macam	Lambang	Perlakuan Panas	Kekuatan Tarik (kg/mm ²)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	Penormalan	52	
	S40C	Penormalan	55	
	S45C	Penormalan	58	
	S50C	Penormalan	62	
	S55C	Penormalan	66	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D	–	53	ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C-D	–	60	
	S55C-D	–	72	

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

Penulis memilih bahan poros baja karbon konstruksi mesin sesuai standard JIS G 4501 dengan lambang S30C yang memiliki kekuatan tarik $\sigma_B = 48 \text{ kg/mm}^2$.

Bahan S30C termasuk ke dalam jenis baja karbon. Faktor keamanan untuk bahan baja karbon adalah $S_{f1} = 6$.

Pada poros diberi alur pasak agar *sprocket* tidak mengalami slip pada saat berputar. Faktor keamanan untuk alur pasak $S_{f2} = 2$. (Sularso, 1997 : 8)

Tegangan geser yang diijinkan untuk bahan poros, dinotasikan dengan τ_a , ditentukan dengan cara membagi kekuatan tarik dengan faktor-faktor keamanan

yang sudah diketahui sebelumnya. Persamaan (6.3.) dipergunakan untuk menghitung tegangan geser yang diijinkan untuk bahan poros tersebut. (Sularso, 1997 : 8)

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{\sigma_B}{S_{f1} \times S_{f2}} \dots\dots\dots(6.3.) \\ &= \frac{48}{6 \times 2} = 4 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Penulis memperkirakan poros akan mengalami pembebanan lentur sebagai akibat menyangga berat *motor grader*. Selain itu, poros juga mengalami pembebanan tumbukan yang besar pada saat berjalan atau bekerja, maka dipilih faktor koreksi beban lentur $C_b = 2,0$ dan faktor koreksi beban tumbukan $K_t = 2,0$. (Sularso, 1997 : 8)

Melihat jenis pembebanan yang terjadi, yaitu pembebanan lentur dan pembebanan tumbukan, maka faktor koreksi untuk kedua jenis pembebanan tersebut harus diikutsertakan untuk menghitung diameter poros *sprocket* kecil, dinotasikan dengan d_{s1} dan dihitung dengan persamaan (6.4.), dan diameter poros *sprocket* besar, dinotasikan dengan d_{s2} dan dihitung dengan persamaan (6.5.). (Sularso, 1997 : 8)

$$\begin{aligned}d_{s1} &= \left(\frac{5,1}{\tau_a} \times K_t \times C_b \times T_1 \right)^{1/3} \dots\dots\dots(6.4.) \\ &= \left(\frac{5,1}{4} \times 2,0 \times 2,0 \times 122640,75 \right)^{1/3} = 85,52 \text{ mm}\end{aligned}$$

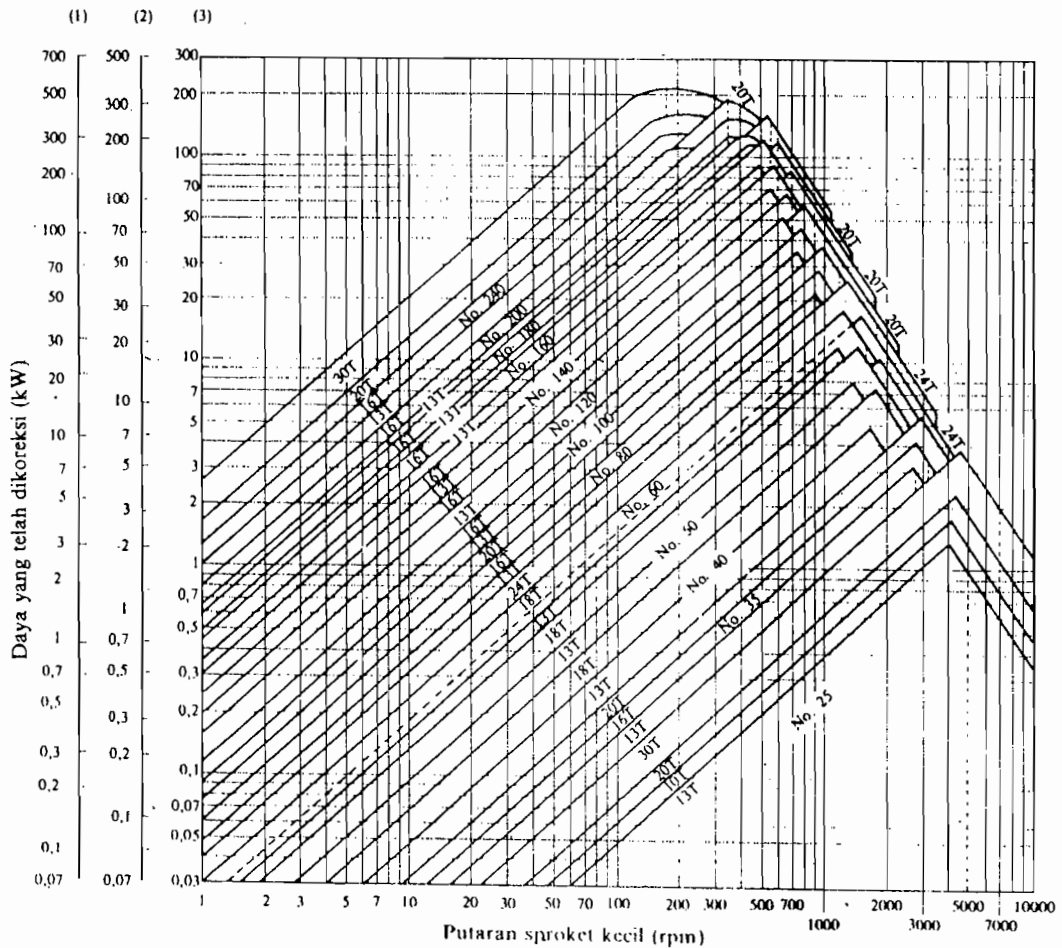
$$d_{s2} = \left(\frac{5,1}{\tau_a} \times K_t \times C_b \times T_2 \right)^{1/3} \dots\dots\dots(6.5.)$$

$$= \left(\frac{5,1}{4} \times 2,0 \times 2,0 \times 217074,13 \right)^{1/3} = 103,45 \text{ mm}$$

Supaya menjadi mudah untuk dibuat, maka digunakan ukuran poros sebesar $d_{s1} = 86 \text{ mm}$ dan $d_{s2} = 104 \text{ mm}$.

Diagram pada gambar 6.3. digunakan untuk menentukan nomor dan jumlah rangkaian dari rantai rol yang dipergunakan untuk perancangan *tandem drives*.

Gambar 6.3. Diagram Pemilihan Rantai Rol



(Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 194)

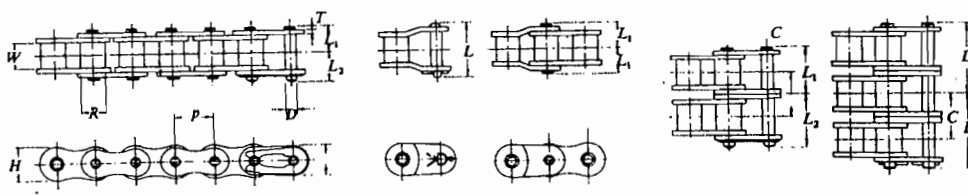
keterangan Gambar 6.3. :

- (1) rantai rol dengan tiga rangkaian
- (2) rantai rol dengan dua rangkaian
- (3) rantai rol dengan satu rangkaian

Gambar 6.3. memperlihatkan bahwa pada sumbu absis terdapat putaran *sprocket* kecil $n_1 = 266,53$ rpm dan pada sumbu ordinat terdapat daya yang telah dikoreksi $P_d = 33,56$ kW, maka digunakan nomor rantai 131 dengan satu rangkaian.

ukuran rantai rol dinyatakan dalam gambar 6.4.

Gambar 6.4. Ukuran Rantai Rol



(Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 192)

keterangan Gambar 6.4. :

W = lebar rol

R = diameter rol

D = diameter pena

T = tebal plat mata rantai

L = panjang pena *offset*

L₁ = panjang pena 1

L₂ = panjang pena 2

C = jarak sumbu rangkaian

H = lebar plat mata rantai

p = jarak bagi sumbu mata rantai

h = lebar kancing pena

Tabel ukuran-ukuran umum dari rantai rol dalam satuan mm akan disajikan pada tabel 6.2.

Tabel 6.2. Ukuran-ukuran Umum Rantai Rol (dalam satuan mm)

Nomor Rantai	Jarak Bagi p	Diameter Rol R	Lebar Rol W	Plat mata Rantai			Diameter Pena D
				Tebal T	Lebar H	Lebar Kancing h	
40	12,70	7,94	7,95	1,5	12,0	10,4	3,97
50	15,875	10,16	9,53	2,0	15,0	13,0	5,09
60	19,05	11,91	12,70	2,4	18,1	15,6	5,96

(Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 192 –193)

Setelah menyajikan tabel tentang ukuran-ukuran umum dari rantai rol, berikutnya penulis menyajikan tabel tentang ukuran-ukuran individual dari masing-masing nomor rantai yang tersedia pada tabel 6.3.

Tabel 6.3. Ukuran-ukuran Individual Rantai Rol

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
40	1	18,2	8,25	9,95	18,0		keling	1420	1950	300	0,64	240
40-2	2	32,6	15,45	17,15	33,5		"	2840	3900	510	1,27	
40-3	3	46,8	22,65	24,15	47,9	14,4	"	4260	5850	750	1,90	
40-4	4	61,2	29,9	31,3	62,3		"	5680	7800	990	2,53	
40-5	5	75,7	37,1	38,6	76,8		"	7100	9750	1170	3,16	
40-6	6	90,1	44,3	45,8	91,2		"	8320	11700	1380	3,79	
50	1	22,3	10,3	12,0	22,5		"	2210	3200	520	1,04	192
50-2	2	40,5	19,35	21,15	41,8		"	4420	6400	880	2,07	
50-3	3	58,6	28,4	30,2	59,9	18,1	"	6630	9600	1300	3,09	
50-4	4	76,7	37,45	39,25	78,1		"	8840	12800	1710	4,11	
50-5	5	94,8	46,5	48,3	96,2		"	11050	16000	2020	5,14	
50-6	6	113,0	55,6	57,4	114,4		"	13260	19200	2390	6,16	
60	1	28,1	12,85	15,25	28,2		"	3200	4450	740	1,53	160
60-2	2	51,0	24,25	26,75	52,6		"	6400	8900	1260	3,04	
60-3	3	73,8	35,65	38,15	75,5	22,8	"	9600	13350	1850	4,54	
60-4	4	96,6	47,05	49,55	98,3		"	12800	17800	2440	6,04	
60-5	5	119,5	58,5	61,0	121,2		"	16000	22250	2880	7,54	
60-6	6	142,4	69,9	72,5	144,0		"	19200	26700	3400	9,05	

(Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 192 – 193)

keterangan tabel 6.3. :

1. nomor rantai
2. rangkaian
3. panjang pena $L_1 + L_2$ (mm)
4. panjang pena 1 L_1 (mm)
5. panjang pena 2 L_2 (mm)
6. panjang pena *offset* L (mm)
7. jarak sumbu rangkaian C (mm)
8. jenis pena
9. batas kekuatan tarik JIS (kg)
10. batas kekuatan tarik rata-rata F_B (kg)
11. beban maksimum yang diijinkan F_u (kg)
12. berat kasar (kg)
13. jumlah sambungan setiap satuan

Dengan memperhatikan tabel 6.2. dan 6.3., maka dapat kita simpulkan bahwa ukuran-ukuran umum dan ukuran-ukuran individual dari nomor rantai 131 tidak tersedia baik di dalam kedua tabel tersebut maupun di dalam buku literatur. Untuk memperoleh ukuran-ukuran individual dari nomor rantai 131, maka penulis melakukan ekstrapolasi, karena nomor rantai 131 terletak di luar nomor-nomor rantai yang ada pada tabel 6.2. dan 6.3. tersebut.

Ekstrapolasi yang dilakukan adalah ekstrapolasi untuk jarak bagi, dinotasikan p , batas kekuatan tarik rata-rata, dinotasikan F_B , dan beban maksimum yang diijinkan, dinotasikan F_u .

$$p = 12,70 + \frac{(131 - 40) \times (15,875 - 12,70)}{50 - 40} = 41,59 \text{ mm}$$

$$F_B = 1950 + \frac{(131 - 40) \times (3200 - 1950)}{50 - 40} = 13325 \text{ kg}$$

$$F_u = 300 + \frac{(131 - 40) \times (520 - 300)}{50 - 40} = 2302 \text{ kg}$$

Berdasarkan ketiga hasil ekstrapolasi tersebut, diketahui bahwa nomor rantai 131 memiliki jarak bagi $p = 41,59$ mm, batas kekuatan tarik rata-rata $F_B = 13325$ kg, beban maksimum yang diijinkan $F_u = 2302$ kg.

Jarak bagi yang telah diketahui tersebut dapat dipergunakan untuk menentukan diameter lingkaran jarak bagi, diameter luar, dan diameter naf maksimum untuk kedua *sprocket* dengan terlebih dahulu menentukan jumlah gigi untuk kedua *sprocket* tersebut.

Penulis menentukan jumlah gigi untuk *sprocket* kecil adalah $z_1 = 18$ dan jumlah gigi untuk *sprocket* besar adalah :

$$z_2 = 18 \times 1,77 = 31,86$$

Oleh karena gigi harus utuh dan hasil perhitungan z_2 berupa pecahan, maka digunakan jumlah gigi untuk *sprocket* besar $z_2 = 32$.

Dengan demikian, diameter lingkaran jarak bagi untuk *sprocket* kecil, dinotasikan d_p , dan diameter lingkaran jarak bagi untuk *sprocket* besar,

dinotasikan D_p , dapat ditentukan dengan persamaan (6.6.) untuk d_p , dan persamaan (6.7.) untuk D_p . (Sularso, 1997 : 197)

$$d_p = \frac{p}{\sin(180^\circ/z_1)} \dots\dots\dots(6.6.)$$

$$= \frac{41,59}{\sin(180^\circ/18)} = 239,51 \text{ mm}$$

$$D_p = \frac{p}{\sin(180^\circ/z_2)} \dots\dots\dots(6.7.)$$

$$= \frac{41,59}{\sin(180^\circ/32)} = 424,31 \text{ mm}$$

digunakan $d_p = 240 \text{ mm}$ dan $D_p = 424 \text{ mm}$

Setelah menentukan diameter lingkaran jarak bagi, langkah berikutnya adalah menentukan diameter lingkaran luar untuk *sprocket* kecil (d_k) dengan persamaan (6.8.), dan *sprocket* besar (D_k) dengan persamaan (6.9.).

$$d_k = \left\{ 0,6 + \cot\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right) \right\} p \dots\dots\dots(6.8.)$$

$$= \left\{ 0,6 + \cot\left(\frac{180^\circ}{18}\right) \right\} \times 41,59 = 260,82 \text{ mm}$$

$$D_k = \left\{ 0,6 + \cot\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right) \right\} p \dots\dots\dots(6.9.)$$

$$= \left\{ 0,6 + \cot\left(\frac{180^\circ}{32}\right) \right\} \times 41,59 = 447,22 \text{ mm}$$

digunakan $d_k = 261 \text{ mm}$ dan $D_k = 447 \text{ mm}$

Diameter naf maksimum untuk *sprocket* kecil (d_{Bmax}) ditentukan dengan menggunakan persamaan (6.10.) dan diameter naf untuk *sprocket* besar (D_{Bmax}) ditentukan dengan menggunakan persamaan (6.11.).

$$d_{Bmax} = p \left\{ \cot \left(\frac{180^\circ}{z_1} \right) - 1 \right\} - 0,76 \dots\dots\dots(6.10.)$$

$$= 41,59 \left\{ \cot \left(\frac{180^\circ}{18} \right) - 1 \right\} - 0,76 = 193,52 \text{ mm}$$

$$D_{Bmax} = p \left\{ \cot \left(\frac{180^\circ}{z_2} \right) - 1 \right\} - 0,76 \dots\dots\dots(6.11.)$$

$$= 41,59 \left\{ \cot \left(\frac{180^\circ}{32} \right) - 1 \right\} - 0,76 = 379,92 \text{ mm}$$

Dalam hal ini diambil $d_{Bmax} = 193 \text{ mm}$ dan $D_{Bmax} = 379 \text{ mm}$ sebab diameter naf hasil perhitungan di atas merupakan diameter maksimum, sehingga diameter yang diambil untuk perancangan haruslah sama atau lebih kecil dari hasil perhitungan, selain itu juga berguna untuk mempermudah dalam hal pembuatan.

Pemeriksaan diameter poros terhadap diameter naf maksimum dengan persamaan (6.12.) dan persamaan (6.13.). (Sularso, 1997 : 177)

$$d_{Bmax} \geq \frac{5}{3} d_{s1} + 10 \dots\dots\dots(6.12.)$$

$$193 \geq \frac{5}{3} d_{s1} + 10$$

$$193 - 10 \geq \frac{5}{3} d_{s1}$$

$$183 \geq \frac{5}{3} d_{s1}$$

$$d_{s1} \leq 183 \times \frac{3}{5}$$

$$d_{s1} \leq 109,8 \text{ mm}$$

$$D_{Bmax} \geq \frac{5}{3}d_{s2} + 10 \dots\dots\dots(6.13.)$$

$$379 \geq \frac{5}{3}d_{s2} + 10$$

$$379 - 10 \geq \frac{5}{3}d_{s2} + 10$$

$$369 \geq \frac{5}{3}d_{s2}$$

$$d_{s2} \leq 369 \times \frac{3}{5}$$

$$d_{s2} \leq 221,4 \text{ mm}$$

Melihat hasil perhitungan pada persamaan (6.12.) dan (6.13.), maka dapat disimpulkan bahwa diameter maksimal poros *sprocket* kecil adalah 109,8 mm dan diameter maksimal poros *sprocket* besar adalah 221,4 mm, sehingga hasil perhitungan diameter poros d_{s1} dan d_{s2} pada persamaan (6.4.) dan (6.5.) adalah benar sebab d_{s1} lebih kecil dari 109,8 mm yaitu 86 mm, dan d_{s2} lebih kecil dari 221,4 mm yaitu 104 mm.

Kecepatan berputar dari rantai (v) dapat ditentukan dengan acuan *sprocket* kecil, sebab *sprocket* kecil inilah yang berfungsi sebagai penggerak pada sistem transmisi *tandem drives*. Pada *sprocket* kecil terdapat jarak bagi $p = 41,59$, jumlah gigi $z_1 = 18$, dan putaran $n_1 = 266,53$ rpm. (Sularso, 1997 : 198)

$$v = \frac{p \times z_1 \times n_1}{1000 \times 60} = \frac{41,59 \times 18 \times 266,53}{1000 \times 60} = 3,33 \text{ m/s}$$

Beban rencana, dinotasikan dengan F , adalah beban yang bekerja pada *sprocket* yang berputar dengan kecepatan v . Beban rencana ditentukan dengan persamaan (5.19.) dengan perhitungan sebagai berikut.

$$F = \frac{102 \times P_d}{v} = \frac{102 \times 33,56}{3,33} = 1027,96 \text{ kg}$$

Beban rencana yang telah ditentukan tersebut tidak boleh melebihi beban maksimum yang diijinkan, sebab untuk menghindari resiko-resiko yang tidak diinginkan, seperti rantai semakin mulur, rantai putus, atau gigi *sprocket* patah.

Beban rencana F telah ditentukan sebesar 1027,96 kg dan beban maksimum yang diijinkan F_u sebesar 2302 kg, maka dapat disimpulkan bahwa beban rencana tidak melebihi beban maksimum yang diijinkan, sehingga perancangan pembebanan pada transmisi rantai rol ini benar.

Pada sistem transmisi *tandem drive* terdapat dua *sprocket* besar untuk satu sisi roda belakang, dengan perincian satu *sprocket* besar untuk roda belakang bagian depan (*forward rear wheel*) dan satu *sprocket* besar untuk roda belakang bagian belakang (*rearward rear wheel*).

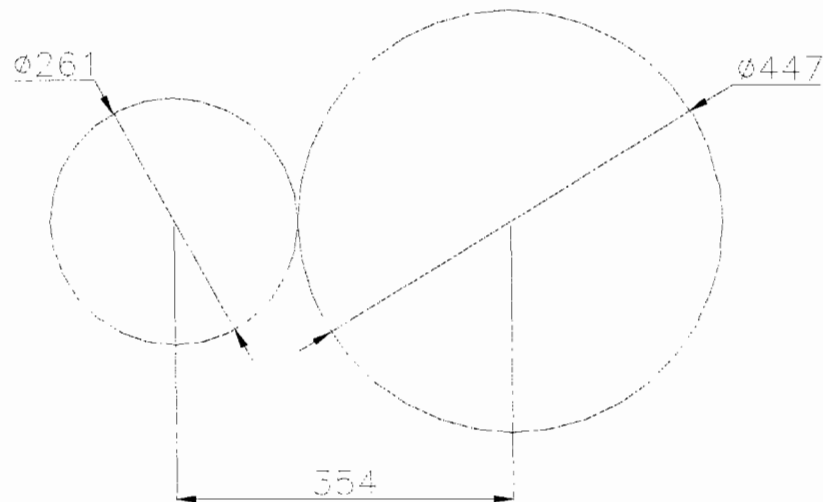
Dua *sprocket* besar ini memiliki suatu jarak yang disebut jarak antar sumbu poros *sprocket* besar, dinotasikan dengan C , dinyatakan sebesar 1535 mm.

Jarak antar sumbu poros *sprocket* besar yang telah direncanakan tersebut perlu diperiksa apakah sudah sesuai jika masing-masing *sprocket* besar telah benar-benar dipasang.

Untuk mengetahui kesesuaian jarak tersebut, diandaikan *sprocket* kecil dan salah satu *sprocket* besar dipasang pada posisi berimpit sehingga lingkaran diameter luar kedua *sprocket* saling bersinggungan satu dengan yang lain. Guna memperjelas penulis menyajikan gambar 6.5. yang menunjukkan posisi berimpit kedua *sprocket*.

Hasil perhitungan pada persamaan (6.8.) dan (6.9.) menunjukkan bahwa diameter lingkaran luar untuk *sprocket* kecil adalah $d_k = 261$ mm, dan *sprocket* besar $D_k = 447$ mm.

Gambar 6.5. Ilustrasi untuk Posisi Saling Bersinggungan antara Diameter Lingkaran Luar *Sprocket* Kecil dengan Diameter Lingkaran Luar *Sprocket* Besar Bagian Belakang



Pada posisi saling bersinggungan tersebut, terdapat jarak antar sumbu poros sebesar 354 mm. Hal ini sesuai dengan perhitungan sebagai berikut :

$$\frac{261 + 447}{2} \text{ mm} = 354 \text{ mm}$$

Jika pada sisi sebelah kiri dari ditambahkan gambar diameter lingkaran luar untuk *sprocket* besar bagian depan dengan posisi bersinggungan pula dengan

diameter lingkaran luar *sprocket* kecil, maka akan diperoleh jarak antar sumbu poros kedua *sprocket* besar sebesar dua kali jarak antara sumbu poros *sprocket* kecil dengan sumbu poros *sprocket* besar bagian belakang atau jika ditulis secara matematis adalah sebagai berikut :

$$2 \times \frac{261 + 447}{2} \text{ mm} = 2 \times 354 \text{ mm} = 708 \text{ mm}$$

Dalam kenyataannya, tidak mungkin *sprocket* besar dengan *sprocket* kecil dipasang pada posisi saling bersinggungan, sebab jika demikian maka transmisi yang diperlukan bukanlah transmisi rantai melainkan transmisi roda gigi.

Untuk memberi ruang kosong yang cukup bagi pemasangan transmisi rantai, maka jarak antar sumbu poros *sprocket* besar harus diperiksa dengan jarak antara sumbu poros *sprocket* kecil dan salah satu *sprocket* besar. Pemeriksaan jarak dapat dilakukan sebagai berikut :

$$1535 \text{ mm} - \frac{261 + 447}{2} \text{ mm} = 1535 - 354 = 837 \text{ mm}$$

$$837 \text{ mm} > 708 \text{ mm}$$

Sehingga pemilihan jarak antar sumbu poros *sprocket* besar sudah memberi ruang kosong yang cukup untuk pemasangan transmisi rantai rol.

Jarak antar sumbu poros *sprocket* besar yang telah diketahui dapat dipergunakan untuk menentukan panjang rantai dalam jarak bagi yang dinotasikan dengan L_p . (Sularso, 1997 : 197)

$$L_p = \frac{z_1 + z_2}{2} + 2 \times \frac{C}{p} + \frac{\{(z_2 - z_1)/6,28\}^2}{\frac{C}{p}} \dots\dots\dots(6.14.)$$

$$= \frac{18 + 32}{2} + \frac{3070}{41,59} + \frac{\{(32 - 18)/6,28\}^2}{\frac{1535}{41,59}}$$

$$L_p = 98,95$$

Panjang rantai dalam jarak bagi L_p ternyata merupakan bilangan pecahan, maka digunakan panjang rantai $L = 99$, sebab panjang rantai L_p dan L dinyatakan dalam jumlah mata rantai. (Sularso, 1997 : 197)

BAB VII REM

7.1. Pengertian dan Fungsi Rem

Rem adalah suatu elemen mesin yang digunakan untuk menghentikan dan mengatur gerakan serta mencegah putaran yang tidak dikehendaki. Oleh karena itu, rem sangat diperlukan dalam teknik kendaraan dan teknik transportasi termasuk kendaraan jenis peralatan berat.

Ketika rem digunakan, gaya kinetik bagian yang bergerak harus dikurangi. Pada kasus lain, misalnya ketika menurunkan suatu beban seringkali harus dihambat oleh suatu momen beban.

Selama mengatur kecepatan dengan bantuan rem, kerja gesek rem diubah menjadi kalor. Dalam hal ini, perhitungan pelepasan kalor seringkali menjadi tolok ukur besarnya ukuran komponen rem.

Efek pengereman dapat diperoleh secara mekanis dan secara listrik. Secara mekanis dapat diperoleh dengan gesekan, dan secara listrik dapat diperoleh dengan serbuk magnet, arus pusar, fasa yang dibalik, arus searah yang dibalik atau penukaran kutub.

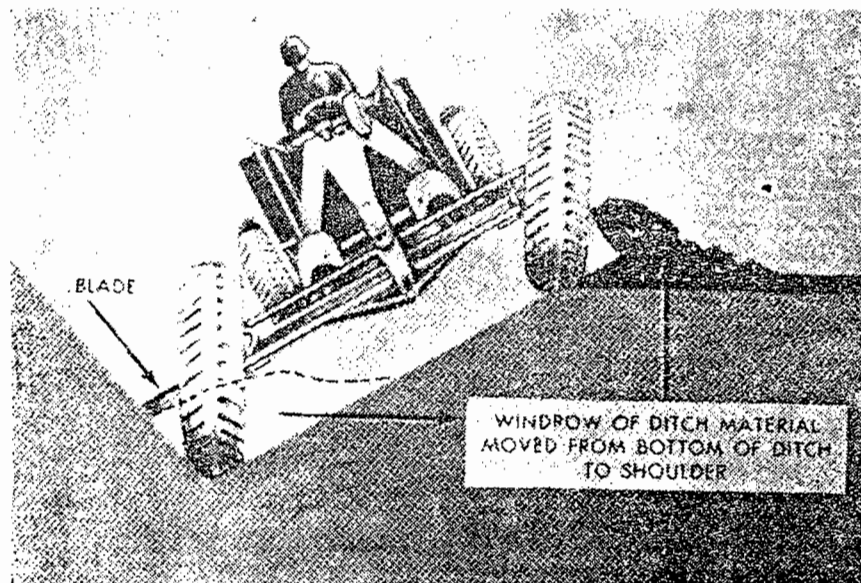
Rem gesekan dapat diklasifikasikan lebih lanjut yaitu :

1. rem blok, yang dapat diklasifikasikan lagi menjadi rem blok tunggal dan rem blok ganda
2. rem drum
3. rem cakra
4. rem pita

Syarat utama yang harus dipenuhi oleh rem adalah kelembutan, dalam arti tidak ada tumbukan ketika menghubungkan dan melepaskan rem, pelepasan kalor yang cukup, dan kemungkinan penyetelan ulang setelah aus.

Sesuai dengan keterangan pada tabel 1.1. yaitu rem yang digunakan oleh MG330 adalah jenis cakram (*disc brake*) dan dipasang pada keempat roda belakang, sedangkan kedua roda depan tidak menggunakan rem sama sekali. Hal ini bisa dimengerti sebab kedua roda depan termasuk komponen pendukung peralatan kerja, dalam arti kedua roda depan bisa dimiringkan (*leaning*) untuk memberikan kestabilan dalam pengendalian sebagai konsekuensi dari sudut *blade* yang dapat diatur sedemikian rupa. (Rochmanhadi, 1992 : 105) Untuk memperjelas pengertian kestabilan dalam pengendalian, ada baiknya penulis menyajikan gambar 7.1. yang menunjukkan *motor grader* dengan roda depan pada posisi *leaning*.

Gambar 7.1. Motor Grader Bekerja dengan Roda Depan pada Posisi *Leaning*



(Sumber : Direktorat Zeni, Penggunaan Alat-alat Konstruksi Djalan dan Lapangan Terbang, hal. 86)

Rem cakram terdiri dari sebuah piringan/cakram (*disc*) yang dijepit oleh lapisan rem pada kedua sisinya pada waktu pengereman.

Rem cakram ini mempunyai beberapa keunggulan, yaitu (Sularso, 1997 : 90) :

1. mudah dikendalikan
2. pengereman yang stabil
3. radiasi panas yang baik
4. dapat digunakan untuk bekerja pada kondisi tanah berlumpur, sebab lumpur yang masuk segera dikeluarkan ketika cakram berputar

Selain mempunyai beberapa keunggulan, rem cakram juga mempunyai beberapa kelemahan, yaitu (Sularso, 1997 : 90) :

1. umur lapisan rem yang pendek
2. ukuran silinder rem yang besar pada roda

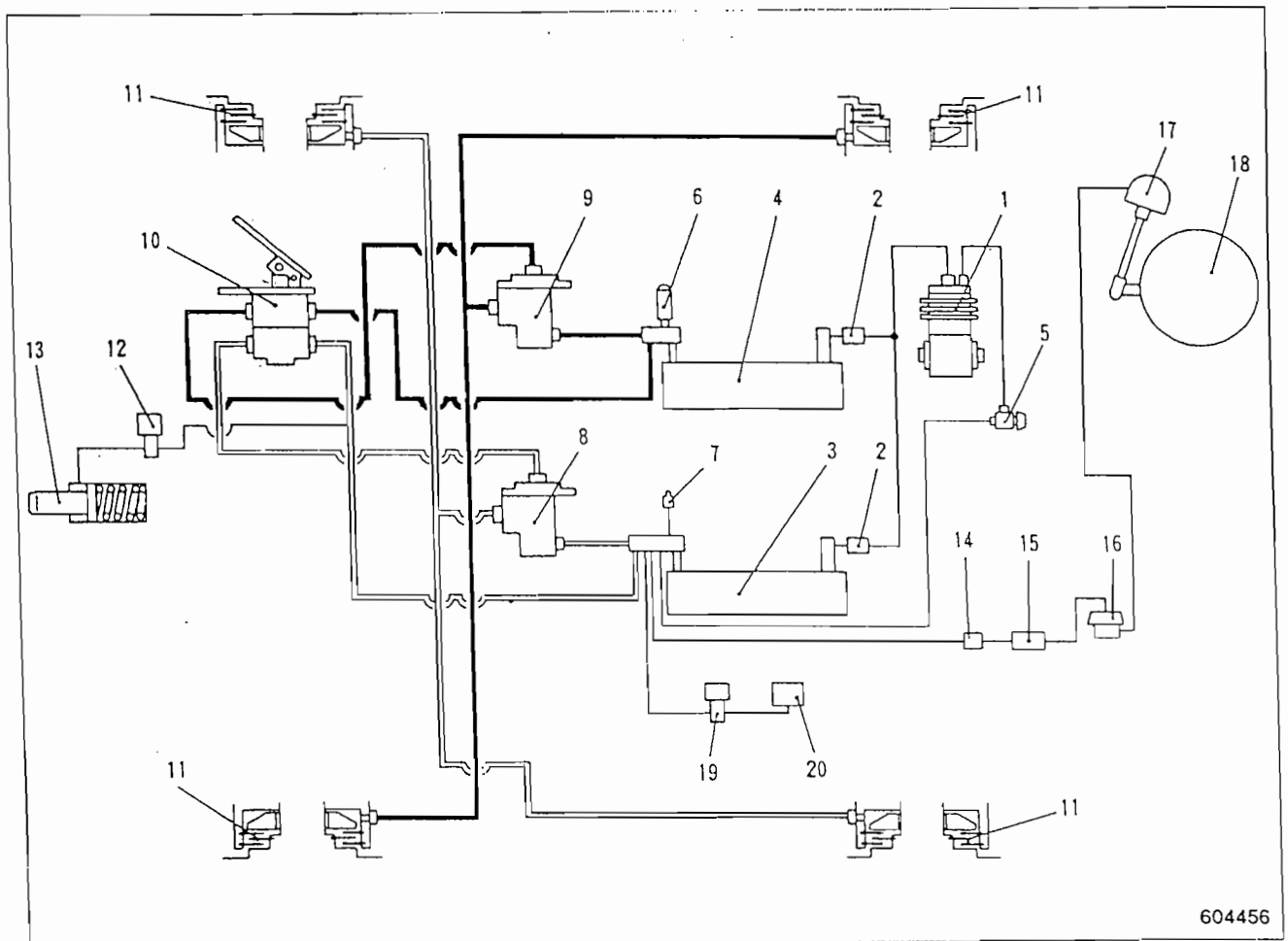
Rem yang dipasang pada keempat roda belakang berfungsi sebagai rem roda atau dengan kata lain rem yang digunakan pada saat *motor grader* berjalan atau bekerja.

Selain rem yang terpasang pada keempat roda belakang, ada satu rem yang dipasang pada poros transmisi yang disebut sebagai rem parkir. Rem ini juga termasuk jenis rem cakram.

Rem ini disebut rem parkir karena memang digunakan pada saat *motor grader* diparkir atau tidak digunakan untuk bekerja. Rem parkir sering juga disebut juga rem tangan karena tuas rem ini digerakkan oleh tangan.

Rem roda dan rem parkir adalah satu kesatuan sistem yang terangkai dalam sistem udara. Gambar 7.2. memaparkan skema rangkaian sistem udara.

Gambar 7.2. Skema Rangkaian Sistem Udara



604456

(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p. 35)

keterangan :

- | | |
|-------------------------|-------------------------------------|
| 1. air compressor | 11. wheel brake |
| 2. check valve | 12. magnetic valve |
| 3. air tank (L.H.) | 13. lock cylinder |
| 4. air tank (R.H.) | 14. check valve |
| 5. pressure governor | 15. control valve |
| 6. safety valve | 16. quick release valve |
| 7. air supply valve | 17. spring chamber |
| 8. relay valve (L.H.) | 18. parking brake |
| 9. relay valve (R.H.) | 19. magnetic valve |
| 10. brake control valve | 20. differential lock control valve |

Pada dasarnya sistem udara terdiri dari kompresor untuk mengisi tangki udara kanan (*R.H.*) dan kiri (*L.H.*), pengatur tekanan yang berfungsi untuk mengendalikan bekerjanya kompresor, katup keamanan yang berfungsi untuk mencegah naiknya tekanan yang tidak wajar di dalam tangki, dan katup penyuplai udara yang merupakan tempat udara bertekanan dari dalam tangki dapat disuplai untuk bergabung dengan udara bertekanan di luar tangki.

Tujuan dari adanya sistem udara ini adalah untuk menyuplai udara bertekanan ke rem roda, rem parkir, silinder pengunci, dan katup kendali pengunci diferensial.

Tangki udara terletak di bagian belakang dari rangka belakang, tepatnya di dalam rangka samping.

Udara bertekanan dari kompresor masuk ke tangki melalui *check valve*. Dari tangki, udara bertekanan disuplai menuju keempat rem roda melalui katup kendali rem dan katup pemancar (*relay valve*) kanan dan kiri.

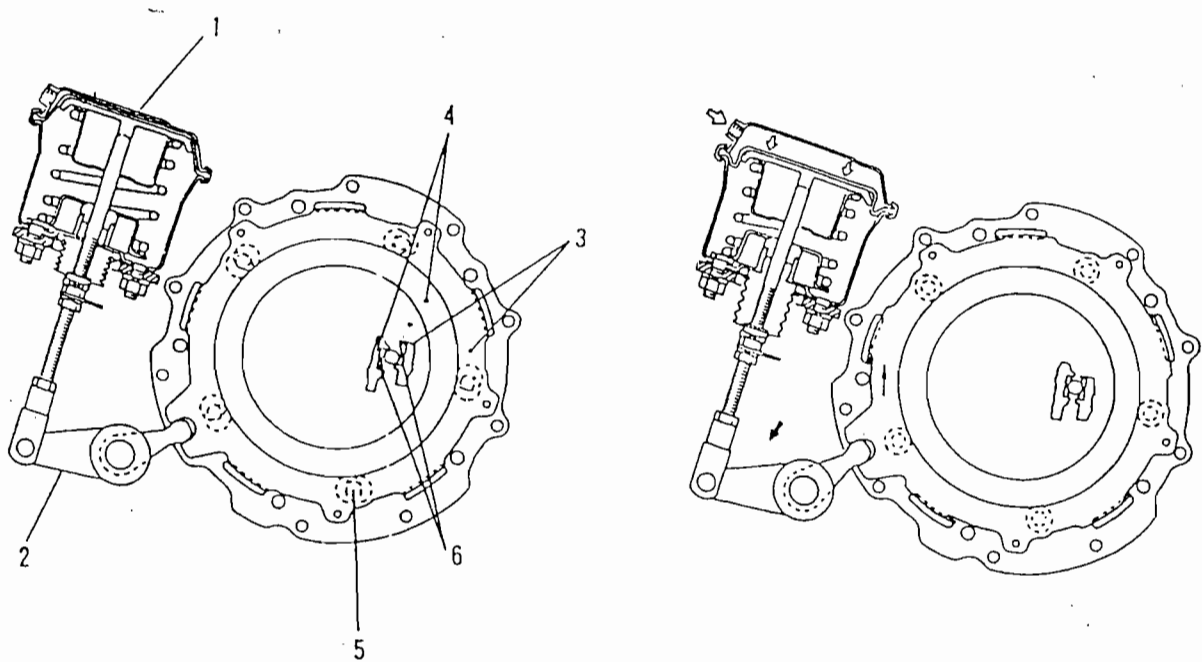
Katup keamanan terpasang di jalur keluar dari tangki udara sebelah kanan untuk mencegah naiknya tekanan secara tidak wajar di dalam tangki.

Masing-masing tangki udara dilengkapi dengan sebuah *valve-type drain cock*.

7.2. Rem Parkir (*Parking Brake*)

Rem parkir, yang terpasang pada bagian transmisi pasangan roda gigi planet merupakan rem cakram plat majemuk tipe basah.

Gambar 7.3. Pengoperasian Rem Parkir



(Sumber : Service Manual, Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p. 49)

keterangan :

- | | |
|--------------------------|-------------------------|
| 1. <i>spring chamber</i> | 4. <i>brake housing</i> |
| 2. <i>inner lever</i> | 5. <i>steel ball</i> |
| 3. <i>brake piston</i> | 6. <i>ball seat</i> |

Gambar sebelah kiri pada gambar 7.3. tersebut memperlihatkan keadaan ketika rem parkir dipergunakan (*parking brake being applied*), dan gambar sebelah kanan memperlihatkan keadaan ketika rem parkir dilepas (*parking brake being released*).

Brake housing merupakan komponen mati (tak dapat bergerak), sedangkan piston rem merupakan yang dapat bergerak. *Steel ball* terletak di antara *brake housing* dan piston rem

7.2.1. Mekanisme Kerja Rem Parkir

Pada saat rem parkir digunakan, tumpukan plat rem (plat gesek dan plat berpasangan) saling menekan satu sama lain. Mekanisme penekanan ini diperoleh dari piston rem yang gayanya berawal dari dorongan pegas yang terletak di *spring chamber* guna menahan flens keluaran transmisi.

Pada saat rem parkir dilepas, udara bertekanan masuk ke *spring chamber* untuk menekan piston rem guna melepaskan rem.

7.2.2. Perancangan Rem Parkir

Rem parkir terletak pada poros transmisi pada poros keluaran setelah *high-speed clutch*. sehingga torsi poros (T_p) yang digunakan sebagai awal perhitungan adalah torsi poros pada *high-speed clutch*. (Sularso, 1997 : 7)

$$T_p = 9,74 \times 10^5 \times \frac{P_d}{n_1} \dots\dots\dots(7.1.)$$

$$= 9,74 \times 10^5 \times \frac{52,44}{333,16} = 153309,40 \text{ kg mm} = 15330,94 \text{ kg cm}$$

Rem cakram ini terdiri dari 10 buah cakram dan 9 buah plat gesek yang terletak di antara ketiga cakram tersebut. Cakram dan plat gesek tersebut bekerja dalam keadaan basah (*wet type*) (Mitsubishi, 1998 : 49), maka jumlah bidang gesek adalah (Khurmi, 1980 : 41) :

$$n = n_{disc} + n_{plate} - 1 \dots\dots\dots(7.2.)$$

$$= 10 + 9 - 1 = 18 \text{ bidang gesek}$$

Bahan gesek yang dipergunakan adalah besi cor dengan koefisien gesek $\mu = 0,1 - 0,2$ dan dipilih koefisien gesek sebesar $0,2$. (Sularso, 1997 : 80)

Diketahui bahwa sistem udara pada *motor grader* MG330 memiliki tekanan udara yang dinotasikan dengan p sebesar $7,6 \text{ kgf/cm}^2$. (Mitsubishi, 1998 : 36)

Dengan perbandingan jari-jari (r) dan lebar bidang gesek (W) sebesar $1,5$ maka gaya normal (F_n) yang dinyatakan dengan persamaan (7.3.) dapat diketahui.

$$F_n = 2 \times \pi \times r \times W \times p \dots\dots\dots(7.3.)$$

$$F_n = 2 \times \pi \times r \times r/1,5 \times 7,6$$

$$F_n = 47,75r^2$$

Torsi yang ditahan rem adalah torsi poros yang telah dihitung pada persamaan (7.1.). Torsi poros (T_p) dan gaya normal (F_n) dipergunakan untuk menentukan jari-jari bidang gesek dengan persamaan (7.4.). (Khurmi, 1980 : 42)

$$T_p = \mu \times F_n \times r \times n \dots\dots\dots(7.4.)$$

dengan n adalah jumlah bidang gesek sebanyak 18 keping dan $F_n = 47,75r^2$ disubstitusikan ke persamaan (7.4.), maka :

$$15330,94 = \mu \times 47,75r^2 \times r \times 18$$

$$= 0,2 \times 47,75r^3 \times 18$$

$$15330,94 = 171,9r^3$$

$$r^3 = \frac{15330,94}{171,9} = 89,19$$

Sehingga jari-jari bidang gesek dapat ditentukan, yaitu $r = \sqrt[3]{89,19} = 4,47$ cm, demikian pula dengan lebar bidang gesek, yaitu $W = r/1,5 = 4,47/1,5 = 2,98$ cm.

Untuk memudahkan dalam hal pembuatan, maka dipergunakan jari-jari bidang gesek $r = 5$ cm, dan lebar bidang gesek yang dipergunakan adalah $W = 3$ cm.

Jika jari-jari bidang gesek r dan lebar bidang gesek W telah ditentukan, maka gaya normal F_n dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (7.3.) dengan perhitungan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} F_n &= 2 \times \pi \times r \times W \times p \\ &= 2 \times \pi \times 5 \text{ cm} \times 3 \text{ cm} \times 7,6 \text{ kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

$$F_n = 716,28 \text{ kgf}$$

Dengan menggunakan persamaan (7.4.), maka dapat ditentukan torsi yang dihasilkan rem (T_r) dengan ukuran-ukuran dan gaya normal yang telah ditentukan.

$$T_r = \mu \times F_n \times r \times n$$

$$T_r = 0,2 \times 716,28 \times 5 \times 18 = 12893,04 \text{ kg cm}$$

Torsi yang dihasilkan rem adalah sebesar 12893,04 kg cm, sedangkan torsi poros adalah sebesar 15330,94 kg cm. Dengan demikian torsi yang dihasilkan rem lebih kecil daripada torsi yang ditransmisikan, sehingga dapat disimpulkan perhitungan ukuran untuk rem parkir ini aman sebab poros transmisi masih mampu menahan torsi yang dihasilkan rem.

7.2.3 Perancangan Pegas Rem Parkir

Pegas rem parkir ini menahan beban maksimum (W_1) yang berasal dari gaya normal F_n yang telah ditentukan pada sub bab 7.2.2., sehingga $W_1 = F_n = 716,28$ kg.

Penulis menentukan data-data sebagai bahan untuk perancangan pegas rem parkir sebagai berikut :

- a. lendutan maksimum $\delta = 15$ mm
- b. jenis pegas : pegas tekan
- c. diameter pegas $D = 30$ mm
- d. diameter kawat $d = 20$ mm

Dengan data-data tersebut, maka perancangan pegas rem parkir dapat dimulai dengan menentukan indeks pegas terlebih dahulu.

$$\begin{aligned} \text{indeks pegas } c &= \frac{D}{d} \dots\dots\dots(7.5.) \\ &= \frac{30}{20} = 1,5 \end{aligned}$$

Indeks pegas c menentukan besarnya faktor tegangan Wahl, yang dinotasikan dengan K , dan dihitung dengan persamaan (7.6). (Sularso, 1997 : 316)

$$\begin{aligned} K &= \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c} \dots\dots\dots(7.6.) \\ &= \frac{4 \times 1,5 - 1}{4 \times 1,5 - 4} + \frac{0,615}{1,5} = 2,91 \end{aligned}$$

Pegas akan mengalami tegangan geser jika diberi beban maksimum

Tegangan geser ini dinotasikan dengan τ dan ditentukan dengan persamaan (7.7.).

(Sularso, 1997 : 315)

$$\tau = \frac{8DW_1}{d^3} \dots\dots\dots(7.7.)$$

$$= \frac{8 \times 30 \times 716,28}{20^3} = 34,38 \text{ kg/mm}^2$$

Dalam hal pemilihan bahan pegas, penulis menggunakan tabel 7.1. sebagai acuan. Tabel 7.1. ini berisi tentang bahan pegas menurut jenis pemakaiannya.

Tabel 7.1. Bahan Pegas Menurut Jenis Pemakaiannya

Jenis Pemakaian Pegas	Bahan Pegas
pegas biasa	SUP4, SUP6, SUP7, SUP, SUP10, SUP11
pegas biasa dibentuk dingin	SW, SWP, SUS, BsW, NSWs, PBW, BeCuW, kawat ditemper dengan minyak
pegas tumpuan kendaraan	SUP4, SUP6, SUP7, SUP9, SUP11
pegas untuk katup keamanan ketel	SWP, SUP6, SUP7, SUP9, SUP10
pegas untuk <i>governor</i> kecepatan	SWP, SUP4, SUP6, SUP7, kawat ditemper dengan minyak
pegas untuk katup	SWPV, kawat ditemper dengan minyak untuk pegas katup
pegas untuk pemutar telpon, pegas untuk penutup (<i>shutter</i>) kamera	SWP
pegas untuk dudukan, pegas untuk mainan	SW
pegas yang dialiri arus listrik	BsW, NSWs, PBW, BeCuW
pegas anti magnet	SUS, BsW, NSWs, PBW, BeCuW
pegas tahan panas	SUS
pegas tahan korosi	SUS, BsW, NSWs, PBW, BeCuW

(Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 313)

Dari tabel 7.1., penulis menentukan bahan pegas yang digunakan adalah SUP4 dengan harga modulus geser yang ditentukan dengan memakai acuan dari tabel 7.2. yang berisi tentang harga modulus geser G untuk setiap bahan dan lambang bahan pegas.



Tabel 7.2. Harga Modulus Geser G

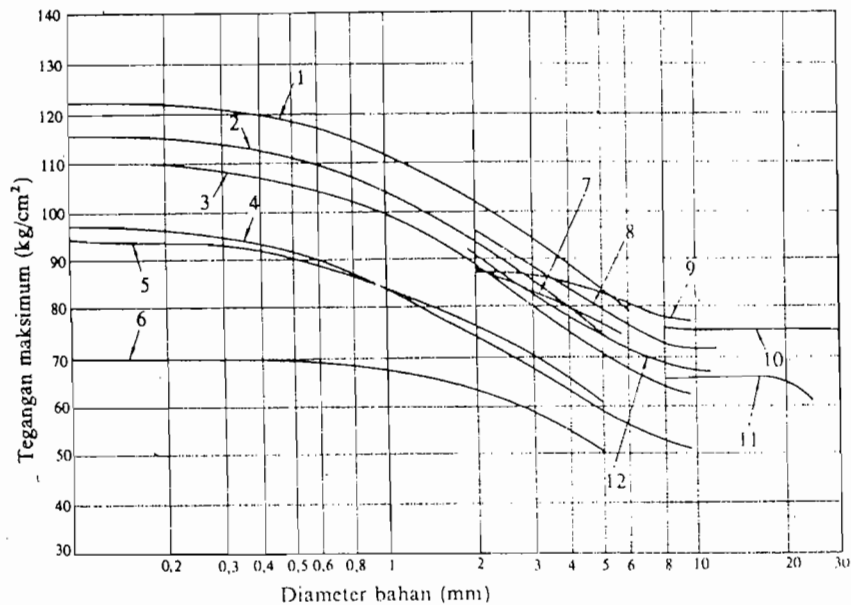
Bahan Pegas	Lambang Bahan Pegas	Harga G (kg/mm ²)
baja pegas	SUP	8×10^3
kawat baja keras	SW	8×10^3
kawat piano	SWP	8×10^3
kawat ditemper dengan minyak		8×10^3
kawat baja tahan karat (SUS 27,32,40)	SUS	$7,5 \times 10^3$
kawat kuningan	BsW	4×10^3
kawat perak nikel	NSWS	4×10^3
kawat perunggu fosfor	PBW	$4,5 \times 10^3$
kawat tembaga berilium	BeCuW	5×10^3

(Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 313)

Dari tabel 7.2. diketahui bahwa bahan baja pegas dengan lambang SUP mempunyai harga modulus geser $G = 8 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$.

Tegangan geser maksimum yang diijinkan ditentukan dengan menggunakan gambar 7.4.

Diameter bahan yang dimaksud pada gambar 7.4. adalah diameter kawat yang dinotasikan dengan d , dan bukan diameter pegas yang dinotasikan dengan D . Hal ini bisa dijelaskan dengan pengertian bahwa tegangan geser bekerja pada setiap bagian dari pegas, sedangkan pegas bukan merupakan suatu benda pejal, melainkan suatu benda berongga berupa lilitan kawat berbentuk spiral. Lilitan kawat inilah yang menerima beban berupa tegangan geser, sehingga diameter kawatlah yang dimaksudkan pada gambar 7.4.

Gambar 7.4. Tegangan Geser Maksimum dari Pegas Tekan

(Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 317)

keterangan :

- | | |
|---------------------------------|--|
| 1. kawat musik kelas B | 8. baja karbon, kawat ditemper dengan minyak, kelas B |
| 2. kawat musik kelas A | 9. kawat baja Cr-V ditemper dengan minyak, untuk pegas katup |
| 3. kawat baja keras kelas C | 10. baja paduan |
| 4. kawat baja keras kelas B | 11. baja pegas (SUP4) |
| 5. kawat baja tahan karat no. 2 | 12. kawat baja karbon ditemper dengan minyak, kelas A |
| 6. kawat baja tahan karat no. 1 | |
| 7. kawat musik kelas V | |

Gambar 7.4. memperlihatkan bahwa bahan baja pegas SUP4 mempunyai tegangan geser maksimum yang diijinkan pada diameter bahan $d = 20$ mm sebesar $\tau_a = 65 \text{ kg/mm}^2$.

Untuk mempertimbangkan kekuatan bahan pegas terhadap pembebanan maksimum, maka perlu diperhitungkan adanya tegangan geser rencana yang dinotasikan τ_d dan harus diambil maksimal 80% (0,8 kali) dari harga tegangan

maksimum yang diijinkan (τ_a) untuk menghindari kelelahan bahan. (Sularso, 1997 : 316)

$$\begin{aligned}\tau_d &= 0,8 \times \tau_a \dots\dots\dots(7.8.) \\ &= 0,8 \times 65\end{aligned}$$

$$\tau_d = 52 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan rencana yang telah dihitung pada persamaan (7.8.) ini dibandingkan dengan tegangan geser pada beban maksimum yang telah dihitung dengan persamaan (7.7.) untuk mengetahui kemampuan bahan pegas menahan beban maksimum.

Tegangan geser pada beban maksimum (τ) adalah sebesar $34,38 \text{ kg/mm}^2$, sedangkan tegangan geser rencana adalah sebesar 52 kg/mm^2 , maka tegangan geser pada beban maksimum lebih kecil daripada tegangan geser rencana, sehingga dapat diambil kesimpulan bahwa bahan pegas mampu menahan beban maksimum.

Pegas terdiri dari sejumlah lilitan kawat berbentuk spiral. Untuk menentukan jumlah lilitan kawat maksimum yang dinotasikan dengan n dapat dipergunakan persamaan (7.9.). (Sularso, 1997 : 318)

$$n = \frac{\delta d^4 G}{8D^3 W_1} \dots\dots\dots(7.9.)$$

$$n = \frac{15 \times 20^4 \times 8000}{8 \times 30^3 \times 1146,05} = 77,56$$

Jumlah lilitan kawat maksimum adalah 77,56 sehingga jumlah lilitan kawat yang dipergunakan adalah $n = 72$.

Dengan lilitan kawat maksimum sebanyak 77,56 dan lilitan kawat yang dipergunakan sebanyak 72, maka lendutan total yang bekerja (δ_b) dapat ditentukan dengan persamaan (7.10.). (Sularso, 1997 : 323)

$$\delta_b = \delta \times \frac{n_{\text{dipergunakan}}}{n_{\text{perhitungan}}} \dots\dots\dots(7.10.)$$

$$= 15 \times \frac{72}{77,56}$$

$$\delta_b = 13,93 \text{ mm}$$

Pegas yang dipergunakan memiliki suatu konstanta kekakuan pegas, yang dinotasikan dengan k dan ditentukan dengan persamaan (7.11.). (Sularso, 1997 : 318)

$$k = \frac{Gd^4}{8nD^3} \dots\dots\dots(7.11.)$$

$$= \frac{8000 \times 20^4}{8 \times 22,5 \times 30^3}$$

$$k = 263,38 \text{ kg/mm}$$

Konstanta kekakuan pegas yang telah ditentukan pada persamaan (7.11.) dipergunakan untuk menentukan beban awal terpasang.

Dengan tinggi bebas pegas (H_f) sebesar 500 mm, dan tinggi awal terpasang H_s adalah 498 mm, maka beban awal terpasang (W_0) adalah (Sularso, 1997 : 320) :

$$W_0 = (H_f - H_s) \times k \dots\dots\dots(7.12.)$$

$$= (500 - 498) \times 263,38 = 526,76 \text{ kg}$$

lendutan awal terpasang δ_D (Sularso, 1997 : 323) :

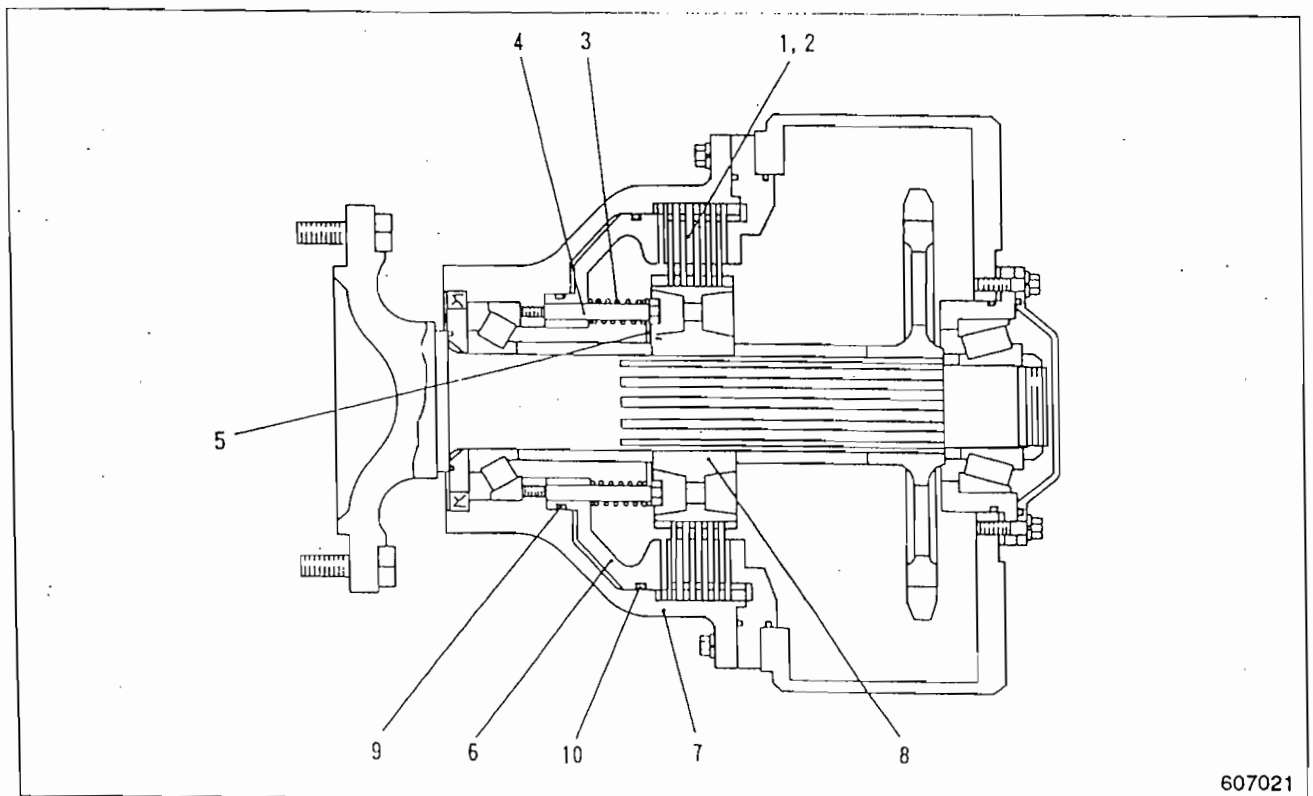
$$\delta_D = \delta_b - (H_f - H_s) \dots \dots \dots (7.13.)$$

$$= 13,93 - 2$$

$$\delta_D = 11,93 \text{ mm}$$

7.3. Rem Roda (*Wheel Brake*)

Gambar 7.5. Rem Roda



(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p. 47)

keterangan :

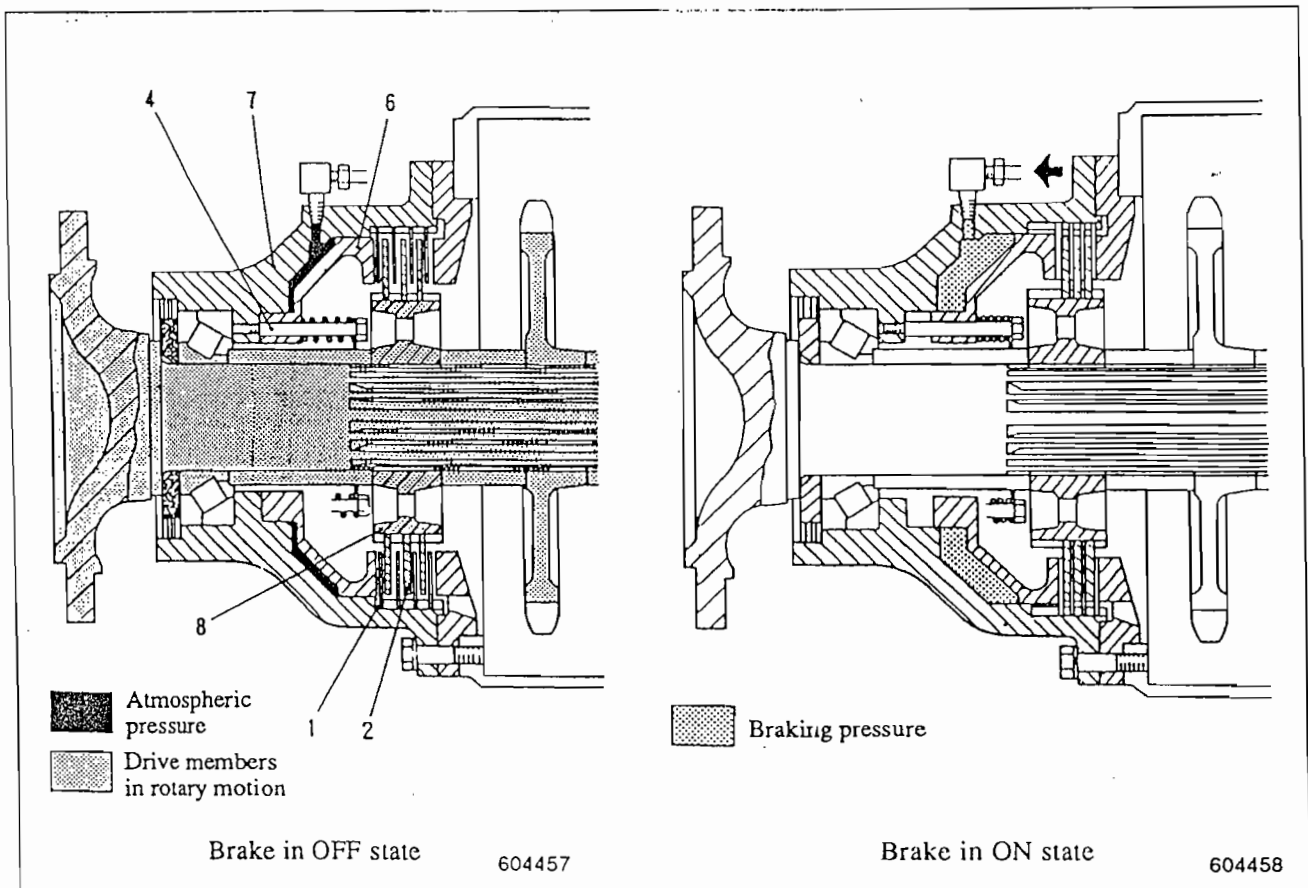
- | | |
|----------------------|-----------------|
| 1. plate (10 pcs) | 6. piston |
| 2. disk (9 pcs) | 7. bearing cage |
| 3. return spring | 8. hub |
| 4. bolt | 9. seal |
| 5. spring seat plate | 10. seal |

7.3.1. Pengertian dan Fungsi Rem Roda

Rem roda untuk *motor grader* terpasang pada keempat roda belakang, sedangkan kedua roda depan tidak menggunakan rem dengan alasan bahwa roda depan termasuk peralatan kerja, dalam arti kedua roda depan dimiringkan untuk memberikan kestabilan pada saat *motor grader* bekerja (Rochmanhadi, 1992 : 105).

7.3.2. Mekanisme Kerja Rem Roda

Gambar 7.6. Rem Roda pada Saat Tidak Bekerja dan pada Saat Bekerja



(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MGG30 Systems Operation, p. 48)

Gambar sebelah kiri pada gambar 7.6. menunjukkan keadaan rem roda pada saat tidak bekerja (*Brake in OFF state*), sedangkan gambar sebelah kanan menunjukkan keadaan rem roda pada saat bekerja (*Brake in ON state*).

Masing-masing rem roda terdiri dari komponen-komponen pokok, yaitu: plat/plates berjumlah 10 keping, 9 keping cakram/*disks*, dua buah baut/bolt, dudukan pegas/spring seat dan piston, masing-masing berjumlah 2 buah terletak pada spindle dari tandem drive.

Dudukan bantalan (*bearing cage*) menyangga *spindle* dan sekaligus berfungsi sebagai *brake chamber*, tempat piston digerakkan meluncur oleh baut.

Plat gesek dihubungkan dengan dudukan bantalan, sedangkan cakram dipasang pada poros bintang dan berputar bersama-sama dengan *spindle*. Pengereman adalah suatu proses mengubah energi kinetik menjadi energi panas yang ditimbulkan oleh gesekan antara plat gesek yang diam dengan cakram yang berputar.

Dalam hal meredam panas dan pelumasan, cakram memiliki alur-alur untuk sirkulasi minyak pelumas pada setiap permukaannya.

Udara bertekanan dimasukkan ke dalam *brake chamber*, mendorong piston dan mendesak pasangan plat gesek dan cakram untuk saling bergesekan. Pada saat cakram dicengkeram oleh plat gesek, perputaran *spindle* perlahan-lahan berhenti untuk proses pengereman.

7.3.3. Perancangan Rem Roda

Sama halnya dengan rem parkir, rem roda juga merupakan rem dengan plat jamak tipe basah. Putaran poros rem roda sama dengan putaran poros *sprocket* besar pada *tandem drive*, sebab poros *tandem drive* menyatu dengan poros rem roda sehingga berputar dalam satu gerakan dan satu putaran.

Pada sub bab 6.2. mengenai “Perancangan Rantai Rol” diketahui bahwa poros *sprocket* besar adalah 150,58 rpm, dengan pengertian bahwa putaran poros *sprocket* kecil adalah sebesar 266,53 rpm dengan perbandingan reduksi sebesar 1,77.

Perlu dijelaskan kembali bahwa putaran poros *sprocket* kecil adalah sama dengan putaran poros gandar belakang (*rear axle shaft*), dan putaran poros *sprocket* besar adalah sama dengan putaran poros kedua roda belakang (*forward and rearward wheel shaft*).

Prosedur perancangan rem roda ini sama dengan prosedur perancangan rem parkir, sehingga penulis hanya menyajikan hasil perancangan pada tabel 7.3.

**Tabel 7.3. Hasil Perhitungan
pada Perancangan Rem Roda**

Bagian yang Dirancang	Hasil Perancangan	
torsi poros T_p	21707,413	kg cm
jumlah plat gesek	10	
jumlah cakram	9	
jumlah bidang gesek	18	
bahan gesek	besi cor	
koefisien gesek μ	0,2	
tekanan udara	7,6	kgf/cm ²
jari-jari bidang gesek r	5	cm
lebar bidang gesek W	3	cm
torsi yang dihasilkan rem T_r	12893,096	kg cm

BAB VIII SISTEM HIDROLIK

8.1. Pengertian dan Fungsi Sistem Hidrolik

Sistem hidrolik adalah suatu sistem pemindahan gaya dengan media fluida cair, dalam hal ini adalah minyak hidrolik. Ada dua prinsip dasar pemindahan gaya pada sistem hidrolik, yaitu (Sugijarto, 2002 : 1) :

- a. sistem hidrodinamik, pemindahan gaya yang dilakukan dengan memberikan kecepatan gerak pada fluida kerja
- b. sistem hidrostatik, pemindahan gaya yang dilakukan dengan jalan memberikan tekanan pada fluida kerja

Sistem hidrolik digunakan berdasarkan empat sifat dasar fluida cair. Keempat sifat dasar tersebut adalah (Esposito, 1997 : 33) :

- a. minyak hidrolik memiliki sifat fluida cair yaitu tidak termampatkan (*incompressible*)
- b. minyak hidrolik meneruskan daya ke segala arah
- c. sebagaimana halnya pada umumnya fluida, minyak hidrolik tidak mempunyai bentuk, bentuknya fleksibel mengikuti bentuk wadah
- d. gaya yang diteruskan oleh minyak hidrolik berbanding lurus dengan luas bidang dan tekanannya

Keempat sifat dasar ini digunakan untuk menggerakkan alat dengan menggunakan tekanan yang ada pada minyak hidrolik.

Sistem hidrolik digunakan oleh *motor grader* untuk menggerakkan segala komponen-komponennya terutama peralatan kerja dan sistem pendukung lainnya.

Pada sistem hidrolik ini arah aliran, debit, tekanan minyak hidrolik, diatur untuk mendapatkan gerakan yang diinginkan. Namun demikian tidak semua gerakan komponen-komponen *motor grader* menggunakan sistem hidrolik, ada bagian-bagian tertentu yang menggunakan sistem *pneumatic*, seperti rem, baik rem roda (*wheel brake*) maupun rem parkir (*parking brake*).

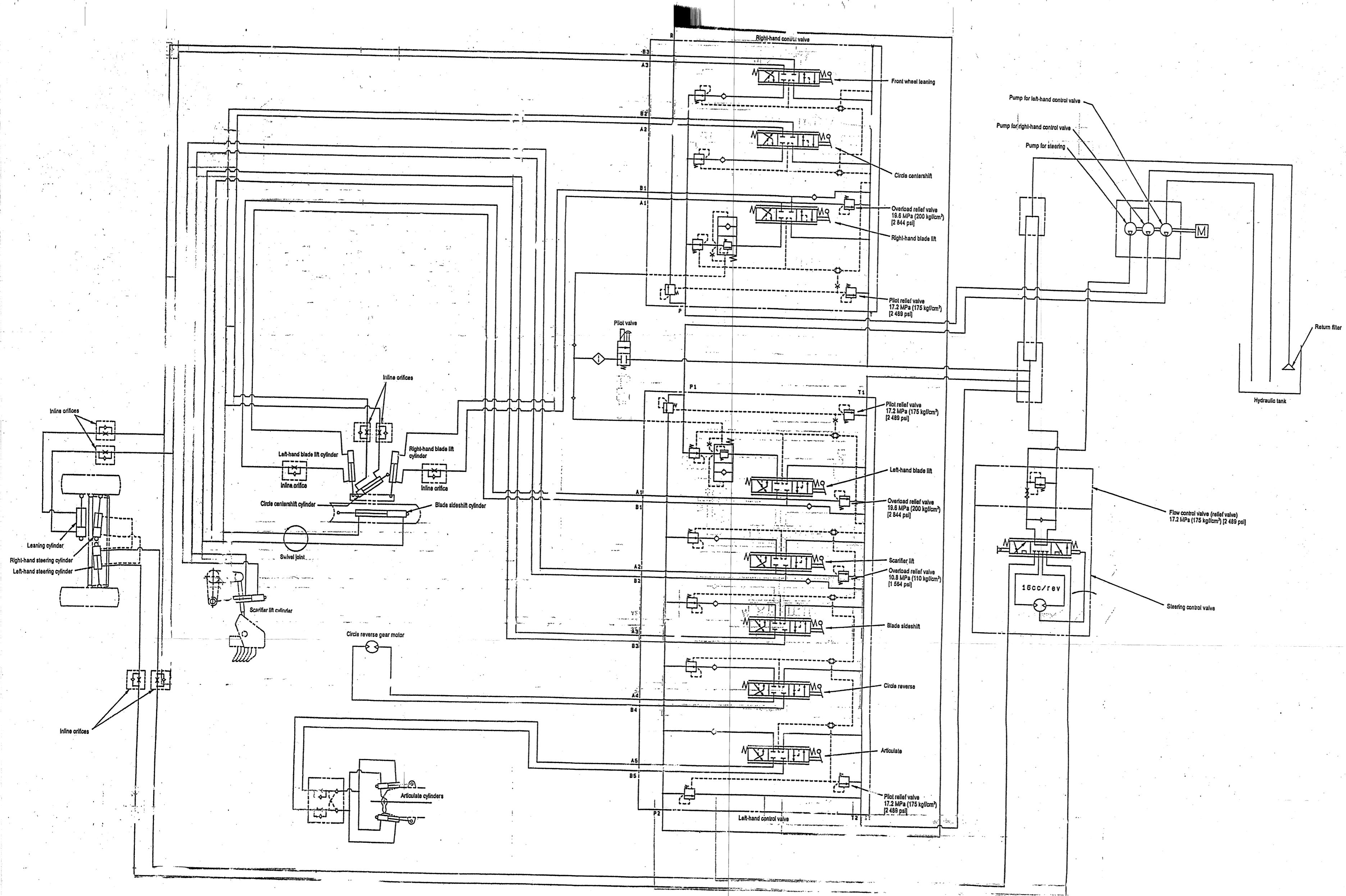
Sistem hidrolik menggunakan zat cair seperti minyak *petroleum*, air, dan minyak sintetik. Fluida hidrolik yang pertama kali digunakan adalah air karena air mudah didapat. Namun, air memiliki banyak kekurangan, antara lain : mudah membeku, pelumas yang buruk, dan cenderung menyebabkan karat pada komponen-komponen logam. Minyak hidrolik jauh lebih unggul dan itulah sebabnya digunakan secara luas sebagai pengganti air.

Pada dasarnya, sistem hidrolik memiliki empat fungsi pokok (Esposito, 1997 : 34) :

1. meneruskan tenaga
2. melumasi bagian yang bergerak
3. menjaga jarak antara bagian yang saling bergesekan
4. media pendingin

8.2. Sirkuit Hidrolik

Skema sirkuit hidrolik untuk *motor grader* MG330 penulis sajikan pada gambar 8.1.



Gambar 8.1. Skema Sirkuit Hidrolik
 (Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330)
 99 5214 075



8.3. Komponen-komponen Sistem Hidrolik

Pada prinsipnya, sistem hidrolik memiliki beberapa komponen-komponen utama, yaitu (Sugijarto, 2002 : 8) :

1. tangki (*reservoir*)

Sebagai tempat penyediaan atau penampungan minyak hidrolik untuk seluruh sistem dan juga dapat berfungsi sebagai pendingin fluida kerja.

2. motor penggerak pompa

Dalam hal sistem hidrolik, komponen yang sering digunakan sebagai motor penggerak pompa adalah motor listrik dan motor bakar. Untuk peralatan berat digunakan motor penggerak pompa berupa motor bakar, yaitu tidak lain adalah mesin dieselnnya.

3. pompa

Berfungsi untuk memindahkan minyak dari tangki hidrolik ke sistem bersama-sama dengan komponen lain dan menimbulkan tekanan hidrolik.

4. katup-katup pengontrol (*control valves*)

Berfungsi untuk mengarahkan minyak ke tempat yang dikehendaki

5. *relief valve*

Berfungsi untuk membatasi tekanan hidrolik pada sistem. Jika sistem mendapat tekanan yang berlebihan maka *relief valve* mengalirkan minyak ke tangki.

6. aktuator/silinder

Aktuator/silinder adalah alat yang mengubah energi tekanan fluida (aliran) menjadi energi mekanis

7. saluran minyak hidrolik dan perapat (*seal/gasket/packing*)

8. saringan minyak

berfungsi sebagai penyaring kotoran-kotoran pada minyak hidrolik

8.4. Tangki Minyak Hidrolik

Setiap sistem hidrolik harus mempunyai tempat persediaan minyak hidrolik. Tangki minyak hidrolik berfungsi untuk memisahkan minyak dari udara yang tercampur kotoran di dalamnya dan juga berfungsi sebagai pendingin fluida kerja. Kapasitas tangki yang dirancang mempunyai beberapa kriteria sebagai berikut :

- a. mampu menampung semua minyak yang mengalir dalam sistem
- b. menjaga agar tinggi permukaan minyak tetap berada di atas lubang hisap
- c. mampu memisahkan udara dengan benda-benda asing lainnya yang ikut masuk dalam minyak hidrolik

8.5. Penyaring

Sistem hidrolik akan berfungsi dan beroperasi secara maksimal apabila fluida yang digunakan bebas dari semua kotoran dan material lainnya, namun keadaan ini akan sangat sulit diperoleh mengingat ukuran benda-benda asing tersebut sangat bervariasi. Untuk menjaga agar fluida kerja tetap bersih, maka dipakai dua macam penyaring, yaitu *filter* dan *strainer*.

Filter digunakan untuk menyaring partikel asing yang sangat halus yang ikut di dalam minyak, sedangkan *strainer* berfungsi untuk menyaring benda asing

yang mempunyai ukuran relatif lebih besar dibandingkan dengan partikel yang disaring oleh *filter*. Mengingat kerja pompa pada sisi hisap lebih berat daripada sisi tekan, maka *filter* dipasang pada rangkaian sebelum fluida melewati pompa atau sebelum rangkaian hidrolik kembali ke tangki. *Strainer* dipasang sebelum fluida masuk ke dalam pompa dari tangki.

8.6. Saluran Minyak Hidrolik

Saluran minyak hidrolik ini dibagi menjadi dua macam, yaitu : pipa, dan selang (*hose*).

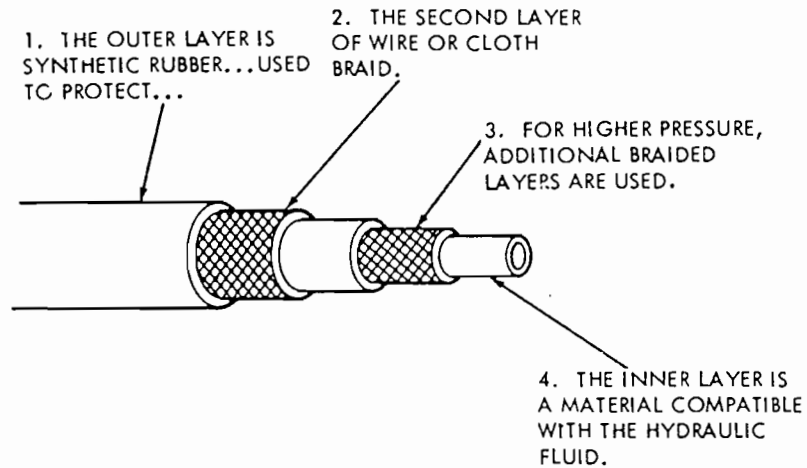
Pipa merupakan saluran minyak hidrolik yang bersifat kaku. Pipa yang digunakan pada sistem hidrolik adalah pipa yang terbuat dari baja (*steel pipe*). Pemilihan ukuran pipa berdasarkan jumlah aliran fluida dan tekanan kerjanya. Semakin besar alirannya, maka pipa yang digunakan semakin besar. Untuk tekanan kerja yang tinggi, digunakan pipa dengan dinding yang tebal, diameter pipa yang digunakan diambil sama untuk seluruh bagian, dengan maksud memudahkan dalam proses instalasinya.

Penggunaan selang (*hose*) mempunyai maksud sebagai berikut (Sugijarto, 2002 : 10) :

- a. meredam getaran-getaran dari komponen-komponen penggerak atau dari kontrol sistem fluida tersebut
- b. merupakan sambungan yang luwes sehingga memudahkan dan memungkinkan komponen tersebut bergerak tanpa merusak saluran fluida tersebut

- c. pemasangan sambungan lebih praktis
- d. karena sifatnya yang luwes, maka pemasangan dapat dihindarkan dari sudut-sudut tekukan yang tajam sehingga rugi-rugi aliran dapat dikurangi.

Gambar 8.2. Lapisan-lapisan Selang (*Hose*)



(Sumber : Anthony Esposito, *Fluid Power with Applications*, p. 149)

Gambar 8.2. memperlihatkan selang (*hose*) yang memiliki lima lapisan.

Kelima lapisan tersebut adalah :

1. lapisan dalam
terbuat dari karet sintetis
2. lapisan kawat (1 lapis)
lapisan ini berbentuk anyaman kawat baja yang diantaranya terdapat lapisan karet.
3. lapisan karet
dibuat dari karet sintetis, nilon, atau tekstil
4. lapisan kawat (1 lapis)
5. lapisan luar

dibuat dari karet sintetis, nilon, atau tekstil dan berguna untuk melindungi

lapisan anyaman kawat baja

Lapisan selang (*hose*) yang terdiri dari tiga lapisan hanya memiliki satu lapisan anyaman kawat, dengan urutan : lapisan dalam, lapisan anyaman kawat (1 lapis), dan lapisan luar.

Tabel 8.1. Ukuran-Ukuran Umum Selang (*Hose*)

<i>Hose Size</i>	<i>O.D. Tube Size</i>	<i>Single Wire Braid</i>			<i>Double Wire Braid</i>		
		<i>Hose I.D. (in)</i>	<i>Hose O.D. (in)</i>	<i>Minimum Bend Radius (in)</i>	<i>Hose I.D. (in)</i>	<i>Hose O.D. (in)</i>	<i>Minimum Bend Radius (in)</i>
4	¼	3/16	33/64	1-15/16	¼	11/16	4
6	3/8	5/16	43/64	2-3/4	3/8	27/32	5
8	½	13/32	49/64	4-5/8	½	31/32	7
12	¾	5/8	1 - 5/64	6-9/16	¾	1-1/4	9-½
16	1	7/8	1 - 15/64	7-3/8	1	1-9/16	11
20	1-¼	1-1/8	1- ½	9	1-¼	2	16

(Sumber: Anthony Esposito, *Fluid Power with Applications*, p. 149)

keterangan :

O.D. = *outside diameter* = diameter luar selang , dalam satuan inci

I.D. = *inside diameter* = diameter dalam selang, dalam satuan inci

Tabel 8.1. tersebut memberikan beberapa macam ukuran-ukuran yang umum untuk perancangan lapisan anyaman baja tunggal dan lapisan anyaman kawat baja ganda.

Spesifikasi ukuran untuk lapisan anyaman kawat baja tunggal menunjukkan diameter luar dalam seperenambelasan inchi, demikian juga dengan lapisan anyaman kawat baja ganda.

Hal-hal yang perlu diperhatikan dalam pemasangan selang adalah :

1. radius kelengkungan harus sesuai dengan radius kelengkungan terkecil yang diijinkan
2. memberikan kelonggaran yang cukup untuk mencegah tertekuknya selang
3. sambungan selang jangan saling menggerakkan

4. untuk mencegah *loop* yang terlalu panjang maka harus dipergunakan *fitting*
5. *hose*/selang jangan sampai terpuntir pada saat pemasangan
6. *hose*/selang harus dijauhkan dari bagian yang panas

8.7. Perapat Hidrolik

Perapat hidrolik dapat berupa *seal* ataupun *gasket*. Pada prinsipnya *seal* sama dengan *gasket* akan tetapi berbeda bahan. *Seal* terbuat dari karet, sedangkan *gasket* terbuat dari plat.

Sebelum *seal* diterapkan dalam sistem hidrolik piston dalam silinder, pemakaian dari sistem hidrolik menjadi tidak mungkin karena adanya kebocoran yang besar, sehingga pemakaian sistem hidrolik menjadi tidak efisien. Dengan adanya *seal*, maka pengoperasian dari sistem hidrolik mempunyai efisiensi yang tinggi.

Pemakaian bahan *seal* tergantung dari beberapa faktor, antara lain :

- a. temperatur
- b. jenis gerak (statis atau dinamis)
- c. tekanan
- d. jenis fluida yang digunakan

8.8. Pedoman Pemilihan Minyak Hidrolik

Dalam suatu sistem hidrolik, pemilihan fluida yang tepat merupakan suatu hal yang sangat penting. Agar dapat memilih fluida yang tepat, maka harus

berpedoman kepada sifat-sifat yang harus dimiliki oleh fluida yang akan digunakan. Sifat-sifat tersebut adalah sebagai berikut (Esposito, 1997 : 51) :

1. viskositas

Viskositas adalah suatu ukuran dari kemampuan mengalir suatu fluida pada suhu tertentu atau disebut juga derajat kekentalan suatu fluida pada suhu tertentu. Jika viskositasnya rendah, maka fluida mengalir dengan mudah dan sebaliknya jika viskositasnya tinggi, maka fluida akan sulit mengalir. Dalam penggunaannya, nilai viskositas harus ditentukan dengan berbagai pertimbangan, sebab jika nilai viskositas terlalu tinggi atau terlalu rendah akan menyebabkan beberapa kerugian, antara lain : hambatan besar pada proses aliran yang menyebabkan pengoperasian memburuk, meningkatkan konsumsi tenaga dan temperatur sebagai akibat dari kerugian gesekan, dan resiko kebocoran pada bagian yang diberi lapisan penyegel (*seal*).

2. indeks viskositas

Indeks viskositas dapat didefinisikan sebagai kecepatan perubahan viskositas sebagai akibat perubahan temperatur. Jika temperatur semakin tinggi, maka fluida akan semakin encer dan sebaliknya jika temperatur semakin rendah, maka fluida akan semakin kental. Minyak hidrolik yang baik adalah minyak masih dalam keadaan cair pada temperatur operasi terendah dan masih cukup kental pada temperatur operasi tertinggi.

3. *foam resistant*

Udara dapat larut dalam fluida hidrolik. Di dalam sistem hidrolik kasus ini bisa terjadi, misalnya pada saluran kembali menuju tangki *reservoir* tidak terendam, maka pancaran minyak yang masuk ke permukaan cairan akan membawa udara bersamanya. Hal ini menyebabkan terbentuknya gelembung-gelembung udara pada minyak. Jika gelembung-gelembung udara ini naik menuju permukaan terlalu lambat, maka gelembung-gelembung udara tersebut akan disedot menuju pompa-pompa hisap dan akan menyebabkan pompa mengalami kerusakan. Oleh karena itu minyak hidrolik yang baik harus mengandung zat *additive* yang mampu memisahkan minyak dengan udara dengan cepat pada saat berada di tangki *reservoir*.

4. *film strength*

Minyak hidrolik harus mampu mendukung pembebanan dan mengurangi keausan pada permukaan yang saling bergesekan dengan cara membentuk semacam lapisan yang disebut *film*. Kemampuan seperti ini disebut *film strength*.

5. mencegah oksidasi dan korosi

Oksidasi, yang disebabkan oleh reaksi kimia antara oksigen dari udara dengan partikel minyak, bisa mengurangi umur pemakaian minyak hidrolik. Minyak petroleum rentan terhadap oksidasi karena oksigen sudah menyatu dengan molekul karbon dan hidrogen. Kebanyakan produk oksidasi larut dalam minyak dan dapat menyebabkan korosi pada seluruh bagian dari sistem. Untuk mengatasi hal ini, maka minyak hidrolik harus mengandung zat *additive* yang mampu mencegah terjadinya oksidasi.

Ada dua faktor yang menentukan kinerja dari sistem hidrolik, yaitu (Sugijarto, 2002 : 2) :

1. aliran minyak hidrolik (debit), biasanya dinyatakan dalam liter per menit (lpm) atau gallon per menit
2. tekanan (*pressure*) minyak hidrolik, dinyatakan dalam kg/cm^2 atau psi (*pound square inch*)

Kedua faktor di atas memberikan indikasi yang berbeda, untuk aliran minyak hidrolik akan menentukan kecepatan dari aktuator, sedangkan tekanan akan menentukan kekuatan atau gaya yang ditimbulkan. Semakin besar aliran, semakin besar juga kecepatan yang dihasilkan. Semakin besar tekanan yang bekerja maka semakin besar pula gaya yang ditimbulkan.

8.9. Mekanisme Penyaluran Minyak Hidrolik

Sistem hidrolik terdiri dari bagian-bagian utama, yaitu : tangki hidrolik, pompa roda gigi, katup-katup poengontrol, aktuator (silinder hidrolik dan *oil motor*), penyaring minyak hidrolik, dan sebagainya.

Pompa roda gigi menghisap minyak dari tangki dan menyalurkannya dengan bantuan tekanan dari katup-katup pengontrol. Katup-katup pengontrol inilah yang bertugas menyalurkan minyak hidrolik menuju masing-masing aktuator. Dari aktuator, minyak kembali ke tangki melalui katup pengontrol dan penyaring (*filter*). Dalam pengoperasian, minyak hidrolik bersirkulasi di dalam rangkaian mulai dari aktuator dan pompa roda gigi.

Katup-katup pengontrol memiliki sebuah katup pengimbangan tekanan (*pressure compensating valve*) yang terpasang permanen di dalamnya, sehingga silinder pengangkat *blade* (*blade lift cylinder*), silinder penggeser *blade* (*blade sideshift cylinder*), dan *circle reverse oil motor* dapat dioperasikan secara individual atau secara bersama-sama.

Di antara kedua katup pengontrol (kanan dan kiri) terdapat rangkaian tambahan, yang merupakan minyak hidrolis berlebihan diambil dari katup pengontrol sebelah kanan untuk dialirkan menuju katup pengontrol sebelah kiri, yang digunakan untuk menggerakkan silinder penggeser *blade* (*blade sideshift cylinder*) dan *circle reverse oil motor* dengan kecepatan dan tenaga lebih besar.

8.10. Pemilihan Jenis Pompa

Tabel 8.2. Karakteristik Pompa

Karakteristik	Jenis Pompa					
	Sentrifugal		Rotari	Torak		
	rumah keong dan difuser	aliran aksial	sekrup dan roda gigi	uap aksi langsung	tenaga aksi ganda	tripleks
aliran buang	tunak		tunak	berdenyut		
tinggi hisap maksimal yang biasa	15		22	22		
cairan yang dipompakan	bersih, jernih ; kotor, abrasif ; cairan yang mengandung bahan-bahan padat yang tinggi		kental, tidak abrasif	bersih dan jernih		

(Sumber : Tyler G. Hicks, T.W. Edwards, *Teknologi Pemakaian Pompa*, hal. 4)

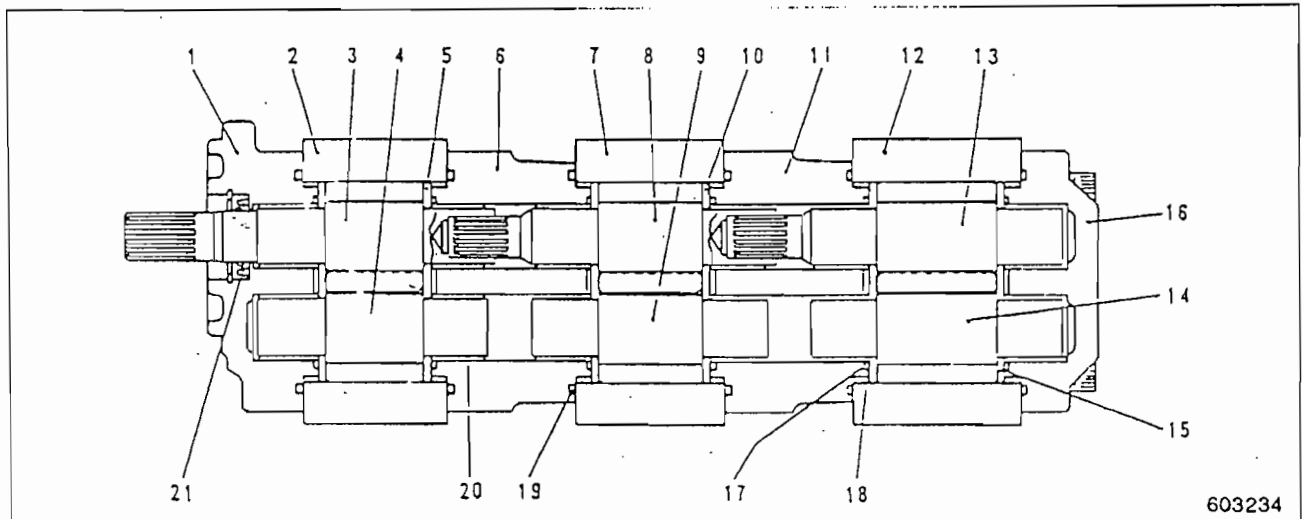
Sistem hidrolis termasuk fluida cair yang mempunyai sifat tidak dapat dimampatkan (*incompressible*) sehingga digunakan pompa untuk memindahkannya dari tangki hidrolis menuju komponen-komponen yang

membutuhkan dengan cara menaikkan tekanannya. Sebelum memulai pemilihan jenis pompa, perlu diketahui terlebih dahulu karakteristik dari pompa itu sendiri.

Berdasarkan tabel 8.2., maka jenis pompa yang digunakan adalah pompa jenis rotari roda gigi (*rotary gear pump*) karena fluida yang digunakan dalam perancangan ini adalah fluida cair yang kental dan tentu saja tidak abrasif/tidak kasar.

8.11. Pompa Roda Gigi

Gambar 8.3. Pompa Roda Gigi



(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p. 58)

keterangan :

- | | |
|--|-------------------------------|
| 1. selubung depan | 12. <i>body</i> (belakang) |
| 2. <i>body</i> (depan) | 13. roda gigi penggerak |
| 3. roda gigi penggerak | 14. roda gigi yang digerakkan |
| 4. roda gigi yang digerakkan | 15. plat samping |
| 5. plat samping | 16. selubung belakang |
| 6. plat penyesuai (<i>adaptor plate</i>) | 17. <i>back-up strip</i> |
| 7. <i>body</i> (tengah) | 18. paking |
| 8. roda gigi penggerak | 19. paking |
| 9. roda gigi yang digerakkan | 20. bantalan |
| 10. plat samping | 21. sil minyak hidrolik |
| 11. plat penyesuai | |

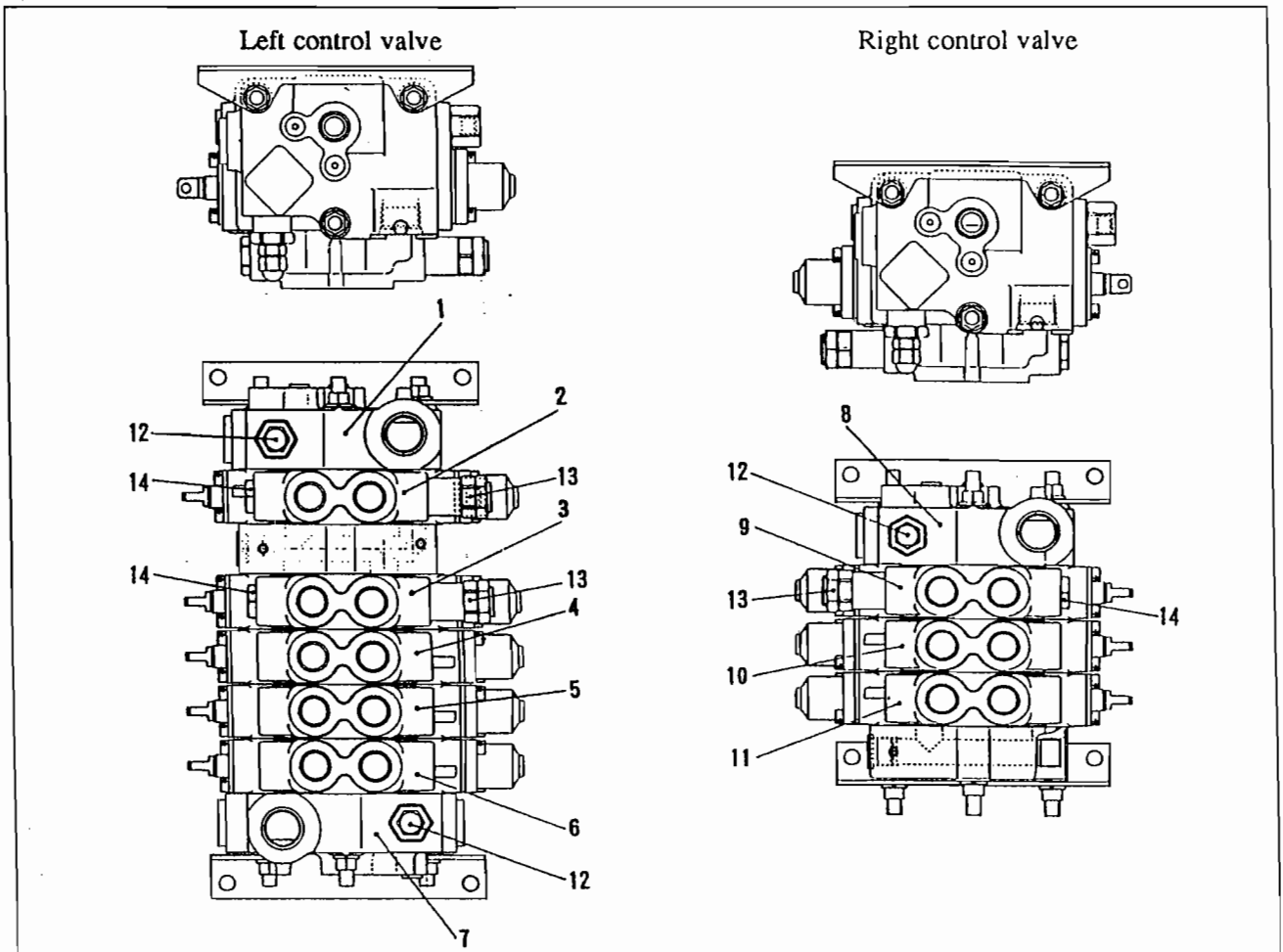
Pompa ini terdiri dari tiga bagian, masing-masing bagian merupakan pompa roda gigi tunggal, yang terkopel bersama-sama dari ujung ke ujung, terpasang menyatu dan digerakkan dari poros masukan.

Dua saluran hisap telah tersedia, satu saluran di bagian depan, sedangkan satu saluran lainnya berada di bagian tengah. Selain dua saluran hisap, juga terdapat tiga saluran tekan, satu saluran pada masing-masing bagian. Dua saluran tekan digunakan untuk sistem hidrolik, dan satu saluran lainnya untuk sistem kemudi.

Rumah pompa dibentuk bersama-sama dengan selubung depan, *body* (depan, tengah, dan belakang), kedua plat penyesuai (*adaptor plate*), dan selubung belakang semua menggunakan bahan paduan aluminium, dipasang menjadi satu dan dikencangkan dengan menggunakan empat baut.

Bagian dalam selubung pompa terdiri dari roda gigi penggerak, dan roda gigi yang digerakkan, masing-masing roda gigi berjumlah tiga buah (sesuai dengan nomor komponen pada keterangan gambar 8.3.) dan merupakan satu kesatuan bagian yang terpadu dengan porosnya yang didukung oleh selubung dengan perantara bantalan. Ketiga roda gigi penggerak terpasang pada poros bintang (*spline*), sehingga ketiga roda gigi tersebut bergerak sendiri-sendiri.

Pompa roda gigi ini termasuk ke dalam jenis *positive displacement pump* (Esposito, 1997 : 203). Pompa jenis ini adalah jenis pompa yang digunakan secara umum dalam sistem hidrolik. Sesuai dengan namanya, *positive displacement pump* memindahkan sejumlah besar fluida ke dalam sistem hidrolik setiap kali poros pompa berputar.

8.12. Katup-katup Pengatur (*Control Valves*)Gambar 8.4. Katup-katup Pengatur (*Control Valves*)

(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p. 59)

keterangan :

- | | |
|-----------------------------------|--|
| 1. <i>block assembly (upper)</i> | 8. <i>block assembly (upper)</i> |
| 2. <i>left blade lift section</i> | 9. <i>right blade lift section</i> |
| 3. <i>scarifier lift section</i> | 10. <i>circle centershift section</i> |
| 4. <i>blade sideshift section</i> | 11. <i>front wheel leaning section</i> |
| 5. <i>circle reverse section</i> | 12. <i>pilot relief valve</i> |
| 6. <i>articulate section</i> | 13. <i>safety valve</i> |
| 7. <i>block assembly (lower)</i> | 14. <i>make-up valve</i> |

Katup pengatur, kiri dan kanan, memiliki sebuah mekanisme pengimbang tekanan yang terpasang di dalamnya. Mekanisme ini mengontrol volume minyak yang melewati titik-titik yang telah disediakan guna mengatur perbandingan

dalam *plunger stroke* untuk memberikan pengaturan yang tepat pada semua peralatan hidrolik.

Dua jenis kecepatan pengangkatan *blade* (tinggi dan rendah) dapat dipilih dengan alat yang bernama katup solenoid yang mengatur dari tombol yang terletak di kabin operator. Kelajuan pengangkatan *blade* kecepatan tinggi berkisar dua kali kelajuan pengangkatan *blade* kecepatan rendah.

Bagian pengangkat *blade*, pengangkat *scarifier*, penggeser *blade*, *circle reverse*, *circle centershift*, dan pemiringan roda depan (*front wheel leaning*), masing-masing memiliki katup pengimbang tekanan (*pressure compensating valve*) yang terpasang di dalamnya, sehingga komponen-komponen pendukung peralatan kerja tersebut dapat dioperasikan baik secara individual maupun secara bersamaan tanpa memandang besarnya beban yang dikerjakan.

Ketika *engine* berputar pada kecepatan rendah, atau ketika dua atau lebih tuas kendali digerakkan menuju ujung-ujung pergerakan piston pada saat yang bersamaan, maka komponen-komponen pendukung peralatan kerja tersebut tidak dapat dioperasikan secara bersamaan karena kurangnya tekanan hidrolik. Dalam hal demikian, pengoperasian secara serempak adalah mungkin jika pergerakan piston dikurangi.



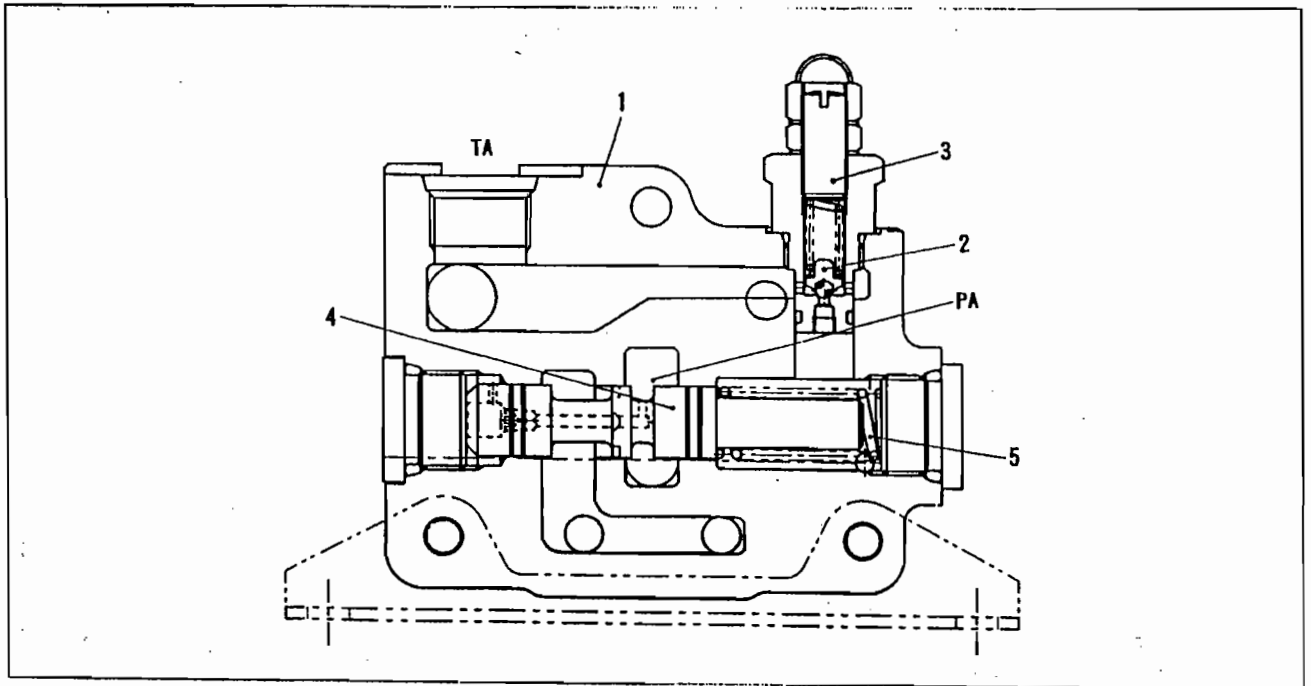
8.13. *Block Assembly (upper)*

Block assembly (upper) memiliki kumparan dan katup pengaman utama (*pilot relief valve*).

Minyak hidrolik memasuki *block* mulai dari saluran pompa (*pump port*)

PA kemudian mengalir di sekeliling kumparan menuju saluran yang berdekatan dengan bagian pengangkat *blade* (*blade lift section*).

Gambar 8.5. Block Assembly (upper)



(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems Operation, p. 60)

keterangan :

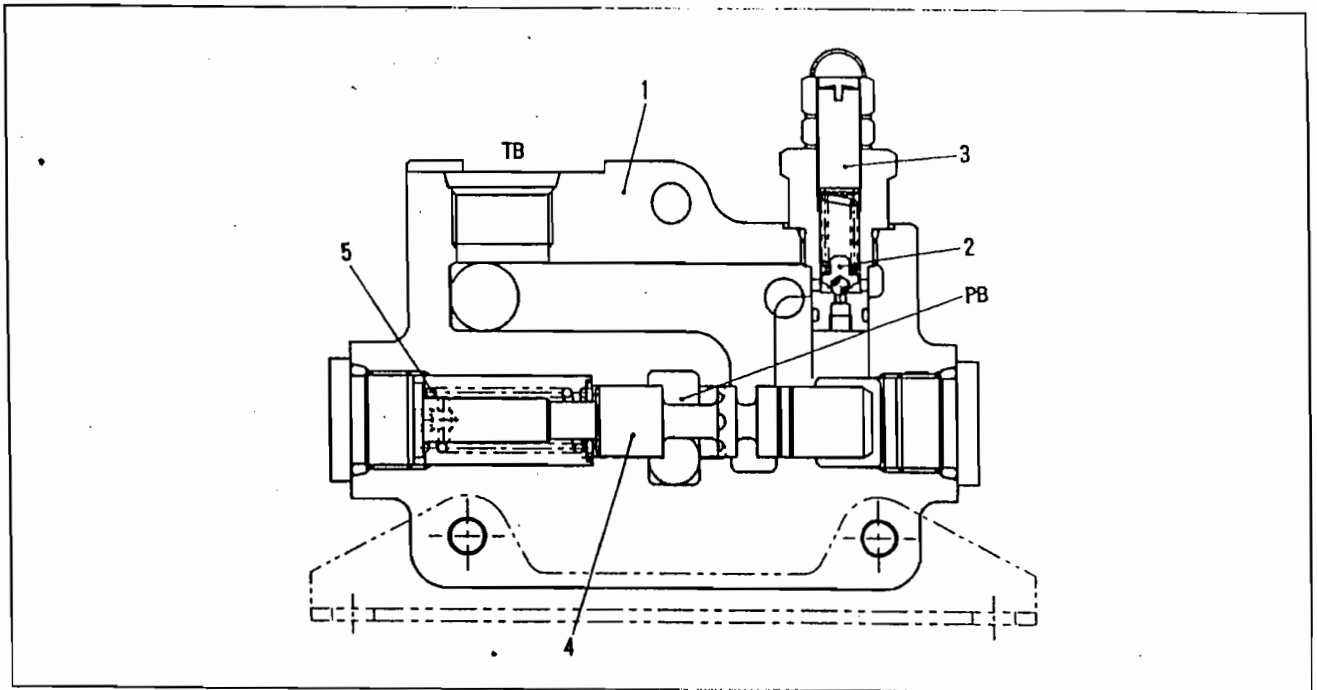
1. *housing*
2. *pilot relief valve*
3. *adjusting screw*
4. *spool*
5. *spring*

PA *pump port* (saluran pompa)

TA *tank port* (saluran tangki)

Katup pengaman utama (*pilot relief valve*) terbuka ketika tekanan di dalam bilik pegas (*spring chamber*) pada kumparan (*spool*) meningkat dan melampaui tingkat pengaturan awal untuk menyediakan jalan bagi minyak untuk mengalir menuju tangki melalui saluran tangki TA.

Dengan cara demikian, maka katup pengaman mencegah aliran minyak hidrolik bertekanan tinggi yang beresiko merusakkan pompa.

8.14. *Block Assembly (lower)*Gambar 8.6. *Block Assembly (lower)*

(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Systems operation, p. 61)

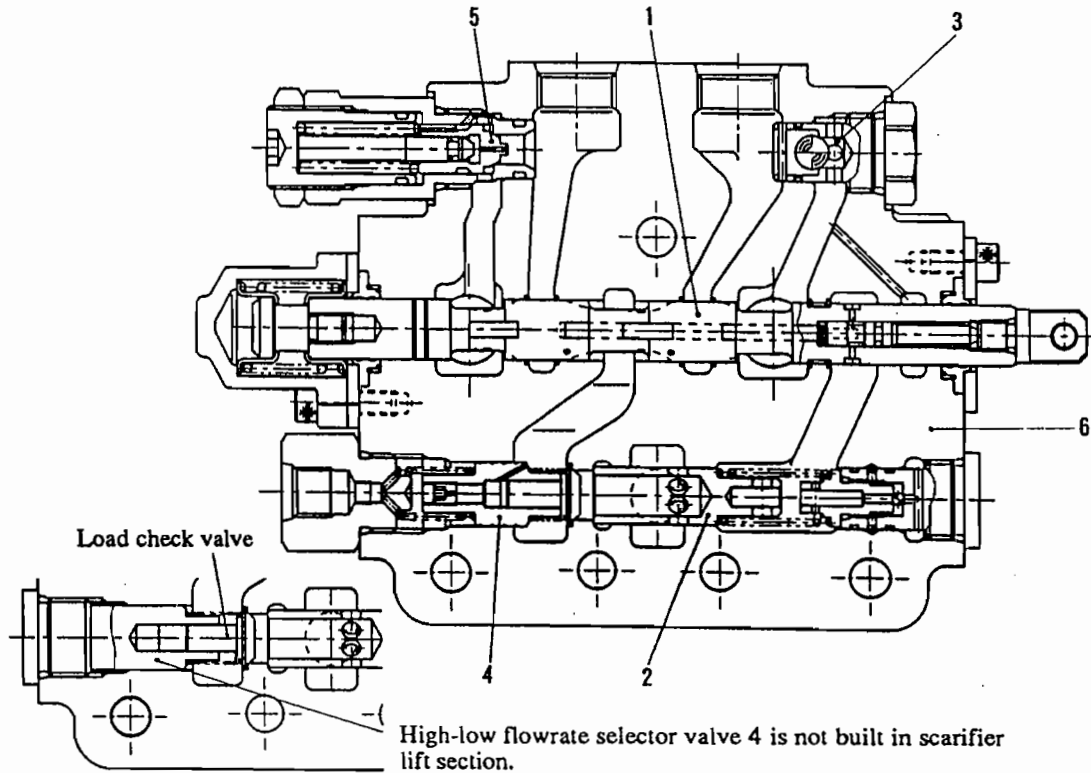
keterangan :

1. *housing*
 2. *pilot relief valve*
 3. *adjusting screw*
 4. *spool*
 5. *spring*
- PB *pump port*
TB *tank port*

Pada saluran pompa PB mengalir minyak hidrolis dari sisi sebelah kanan katup pengatur (*control valve*).

Block assembly (lower) terpasang pada sisi sebelah kiri dari katup pengontrol (*control valve*) yaitu tepat pada sisi yang berlawanan dengan *block assembly (upper)*.

Block ini memiliki kumparan (*spool*) dan katup pengaman utama (*pilot relief valve*).

8.15. *Blade Lift Section dan Scarifier Lift Section*Gambar 8.7. *Blade Lift Section dan Scarifier Lift Section*

(Sumber : Service Manual Mitsubishi Motor Grader MG330 Sytems Operation, p. 62)

keterangan :

1. *plunger*
2. *pressure compensating valve*
3. *make-up valve*
4. *high-low flowrate selector valve*
5. *overload relief valve*
6. *housing*

Bagian pengangkat *blade* dan bagian pengangkat *scarifier* terdiri dari plunyer (*plunger*), katup pengimbang tekanan (*pressure compensating valve*), *make-up valve*, *high-low flowrate selector valve* (hanya untuk bagian pengangkat *blade* saja), dan katup pengaman beban lebih.

BAB IX KESIMPULAN

Berdasarkan hasil-hasil perancangan dan perhitungan pada BAB I sampai dengan BAB VIII, maka dapat diperoleh kesimpulan-kesimpulan dari *motor grader* yang dirancang sebagai berikut.

9.1. Spesifikasi Teknis

Spesifikasi teknis meliputi : *flywheel horsepower*, berat kendaraan beroperasi, dimensi keseluruhan (panjang, lebar, dan tinggi *motor grader*), mesin yang digunakan (model, volume silinder, sistem kelistrikan), transmisi (jenis transmisi, jenis roda gigi roda gigi, mekanisme), kemampuan (kecepatan maksimum, baik dalam arah maju maupun arah mundur, radius putar minimum yang diperlukan, rem (rem roda dan rem parkir/rem tangan), ban, ukuran *blade* (panjang, tinggi, tebal), ukuran *scarifier* (tinggi, lebar), sudut potong maksimum, dan disajikan pada tabel 9.1.

Tabel 9.1. Spesifikasi Teknis *Motor Grader* yang Dirancang

Flywheel Horsepower	139 kW (186 HP) / 2200 rpm
Berat Kendaraan Beroperasi	10955 kg
Dimensi Keseluruhan	
panjang	7800 mm
lebar	2380 mm
tinggi	3700 mm
<i>wheelbase</i>	5700 mm
<i>thread</i>	2050 mm
jarak antar sumbu pada roda <i>tandem drive</i>	1535 mm
Mesin	
model	Mitsubishi 6D16-TE1
<i>piston displacement</i>	7,545 liter
sistem kelistrikan	24 V
Transmisi	<i>Powershift</i> (roda gigi planet, digerakkan secara hidrolik) dengan kecepatan maju dan mundur masing-masing 6 tingkat kecepatan
Kemampuan	
kecepatan maksimum	Maju : 21,7 km/jam Mundur : 23,1 km/jam
radius putar minimum	6,6 m
Rem	
roda	Rem cakram, berpengerak udara, terletak pada keempat roda belakang
parkir	Rem cakram, berpengerak udara, menggunakan pegas, terletak pada poros transmisi
Ban	13.00 – 24 – 8PR
Ukuran <i>Blade</i>	
panjang	3710 mm
tinggi	610 mm
tebal	19 mm
Ukuran <i>Scarifier</i>	
tinggi	305 mm
lebar	60 mm
Sudut Potong Maksimum	90°

9.2. Peralatan Kerja

Peralatan kerja pada *motor grader* terdiri dari *blade* dan *scarifier*. Kedua peralatan kerja tersebut dapat dioperasikan secara serempak maupun secara individual menyesuaikan dengan kondisi dari *job site* yang akan dikerjakan.

9.2.1. *Blade*

Permukaan depan dari *blade* berbentuk kurva cekung, yang dirancang khusus baik untuk penghamparan, perataan maupun pengerjaan tanah lunak atau tanah lepas. Hal ini didukung oleh sudut potong *blade* yang dapat diatur sesuai kebutuhan.

Mata pisau (*cutting edge*) adalah komponen yang berfungsi untuk memotong material dan penghamparan. Alat ini sengaja dipasang di bagian bawah dari *blade* dan diposisikan miring ke depan agar dapat menerima beban semaksimal mungkin dan menghasilkan pemotongan yang paling baik. Mata pisau ini dipasang pada *blade* dengan sambungan paku keling.

Bahan *blade* yang digunakan adalah bahan dari referensi DIN 17.100 (September 1966), yaitu plat baja St 37-1R dengan nomor bahan 1.0110, jenis baja menurut EURONORM 25 adalah Fe 37-A, kadar C $\leq 0,20$ %, tegangan tarik $\sigma_B = 360 - 440 \text{ N/mm}^2$, tegangan geser $\sigma_s = 240 \text{ N/mm}^2$, kekerasan Brinell HB = 105 – 125. Baja ini termasuk baja tempa, biasa dipakai di konstruksi mesin, untuk tangki dan ketel, mudah dilas.

9.2.2. Roda Putar

Roda putar (*circle*) digunakan untuk memutar *blade* sehingga membentuk sudut tertentu terhadap sumbu putar. Roda putar ini terletak pada *drawbar* dan ditahan oleh empat roda pengarah, dan geriginya saling bertautan dengan *circle reverse gear*. Gerigi pada *circle* dan *reverse gear* membentuk pasangan roda gigi lurus dengan gerigi pada *circle* terletak di bagian dalam.

**Tabel 9.2. Pasangan Roda Putar (*Circle*)
dengan *Circle Reverse Gear***

Bagian yang Dirancang	Hasil Perancangan	
sudut tekanan pahat α	20°	
jumlah gigi :		
- z_1	32	
- z_2	152	
diameter lingkaran jarak bagi :		
- d_{01}	160	mm
- d_{02}	760	mm
jarak antar poros a_0	350	mm
kelonggaran puncak c_k	1,25	mm
diameter lingkaran kepala :		
- d_{k1}	170	mm
- d_{k2}	750	mm
diameter lingkaran kaki :		
- d_{f1}	148	mm
- d_{f2}	773	mm
tinggi gigi H	11	mm
faktor bentuk gigi :		
- Y_1	0,261	
- Y_2	0,460	
bahan <i>circle reverse gear</i> (roda gigi 1)	S35C	
kekuatan tarik σ_{B1}	52	kg/mm ²
kekerasan permukaan gigi H_{B1}	187	
tegangan lentur yang diijinkan σ_{a1}	26	kg/mm ²
bahan <i>circle</i> (roda gigi 2)	FC30	
kekuatan tarik σ_{B2}	30	kg/mm ²
kekerasan permukaan gigi H_{B2}	215	
tegangan lentur yang diijinkan σ_{a2}	13	kg/mm ²
faktor tegangan kontak k_H	0,079	kg/mm ²

9.2.3. Scarifier

Alat ini mampu menggaruk tanah yang keras dan liat sehingga akan menjadi mudah diratakan dengan *blade*. Hal inilah yang menjadi dasar pemikiran bahwa *scarifier teeth* harus diletakkan di depan *blade*.

Sama halnya dengan *blade*, dalam memilih bahan untuk *scarifier*, penulis menggunakan referensi dari DIN 17100 (September 1966). Penulis memilih untuk menggunakan bahan baja St 37-1R.

9.3. Transmisi

Transmisi *motor grader* ini menggunakan transmisi roda gigi planet sebanyak tujuh pasang dengan perincian dan angka-angka perbandingan transmisi sebagai berikut :

1. gerak maju $i_F = 2,35$
2. gerak mundur $i_R = 2,21$
3. kecepatan pertama $i_1 = 4,86$
4. kecepatan kedua $i_2 = 3,69$
5. kecepatan ketiga $i_3 = 2,81$
6. kecepatan rendah $i_L = 4,81$
7. kecepatan tinggi $i_H = 2,11$

Selain ketujuh pasangan roda gigi planet tersebut, terdapat juga rangkaian roda gigi *final drive* dengan perbandingan transmisi sebesar $i_{fd} = 1,25$ serta terdapat rangkaian *tandem drives* dengan perbandingan reduksi sebesar $i_{td} = 1,77$.

9.4. Roda Gigi *Final Drive*

Roda gigi *final drive* ini terletak pada gardan belakang (*rear axle*) berupa pasangan roda gigi kerucut. Roda gigi kerucut ini berjumlah sepasang yang terdiri dari roda gigi pinion dan roda gigi besar. Roda gigi kerucut besar menyatu dengan rumah diferensial. Hasil perancangan roda gigi *final drive* disajikan pada tabel 9.3.

Tabel 9.3. Pasangan Roda Gigi Final Drive

Bagian yang Dirancang	Hasil Perancangan
modul m	8,47 mm
sudut tekanan pahat α_0	20°
jumlah gigi :	
- roda gigi pinion z_1	25
- roda gigi besar z_2	31
perbandingan reduksi dari jumlah gigi i	1,24
sudut kerucut jarak bagi dipakai :	
- roda gigi pinion δ_1	38,89°
- roda gigi besar δ_2	51,11°
diameter lingkaran jarak bagi dipakai :	
- roda gigi pinion d_1	214 mm
- roda gigi besar d_2	265 mm
kelonggaran puncak c_k	1,592 mm
faktor perubahan kepala :	
- roda gigi pinion x_1	0,161
- roda gigi besar x_2	- 0,161
tinggi kepala :	
- roda gigi pinion h_{k1}	10 mm
- roda gigi besar h_{k2}	7 mm
tinggi kaki :	
- roda gigi pinion h_{f1}	9 mm
- roda gigi besar h_{f2}	11 mm
tinggi gigi H	19 mm
diameter lingkaran kepala :	
- roda gigi pinion d_{k1}	230 mm
- roda gigi besar d_{k2}	274 mm
diameter lingkaran kaki :	
- roda gigi pinion X_1	126 mm
- roda gigi besar X_2	102 mm
tebal lingkaran gigi :	
- roda gigi pinion s_1	14 mm
- roda gigi besar s_2	12 mm
bahan roda gigi :	
- roda gigi pinion	SNC 21
- roda gigi besar	S45C
lebar gigi b	67 mm

9.5. Tandem Drives

Tandem drives merupakan komponen penggerak ganda yang digunakan untuk menambah gaya dorong roda belakang, karena dengan menggunakan *tandem drives*, maka keempat roda belakang akan berputar secara serempak guna mendukung *motor grader* dalam melakukan pekerjaannya. *Tandem drives* berjumlah dua buah, terletak pada kedua sisi roda belakang.

9.5.1. Rantai Rol

Untuk menghasilkan putaran keempat roda belakang secara serempak, maka digunakan transmisi rantai rol dengan beberapa pertimbangan, sebagai berikut :

1. mampu menersukan daya yang besar karena kekuatannya yang besar
2. tidak memerlukan tegangan awal yang besar
3. mudah pemasangannya
4. dapat menereuskan daya tanpa slip

Hasil perancangan transmisi rantai rol pada *tandem drives* disajikan pada tabel 9.4.

Tabel 9.4. Rantai Rol pada Tandem Drives

Bagian yang Dirancang	Hasil Perancangan
daya yang akan ditransmisikan P	33,56 kW
putaran poros <i>sprocket</i> kecil n_1	188,23 rpm
perbandingan reduksi i	1,77
daya rencana P_d	33,56 kW
momen rencana :	
- poros <i>sprocket</i> kecil T_1	173656,91 kg mm
- poros <i>sprocket</i> besar T_2	217074,13 kg mm
bahan poros	S30C
faktor keamanan bahan poros S_{F1}	6,0
faktor keamanan alur pasak S_{F2}	2,0
tegangan geser yang diijinkan τ_a	4 kg/mm
faktor koreksi beban lentur C_b	2,0
faktor koreksi beban tumbukan K_t	2,0
nomor rantai	131
jarak bagi p	41,59 mm
batas kekuatan tarik rata-rata F_B	13325 kg
beban maksimum yang diijinkan F_u	2302 kg
jumlah gigi :	
- <i>sprocket</i> kecil z_1	18
- <i>sprocket</i> besar z_2	32
diameter lingkaran jarak bagi :	
- <i>sprocket</i> kecil d_p	240 mm
- <i>sprocket</i> besar D_p	424 mm
diameter luar :	
- <i>sprocket</i> kecil d_k	261 mm
- <i>sprocket</i> besar D_k	447 mm
diameter naf maksimum :	
- <i>sprocket</i> kecil d_{Bmax}	139 mm
- <i>sprocket</i> besar D_{Bmax}	379 mm
diameter poros :	
- gandar belakang d_{s1}	86 mm
- roda belakang d_{s2}	104 mm
kecepatan rantai v	3,33 m/s
beban rencana F	1027,96 kg
faktor keamanan S_f	9,15
panjang rantai dalam jarak bagi L_p	98,95
panjang rantai L	99
jarak antar sumbu poros C	1535 mm

9.6. Rem

Rem adalah suatu elemen mesin yang digunakan untuk menghentikan dan mengatur gerakan serta mencegah putaran yang tidak dikehendaki. Oleh karena itu, rem sangat diperlukan dalam teknik kendaraan dan teknik transportasi termasuk kendaraan jenis peralatan berat.

Rem yang digunakan untuk *motor grader* yang dirancang adalah jenis *pneumatic* atau yang sering disebut dengan istilah rem angin (*air brake*).

9.6.1. Rem Parkir

Rem parkir yang terpasang pada bagian transmisi pasangan roda gigi planet merupakan rem cakram plat jamak tipe basah. Rem parkir terletak pada poros transmisi pada poros keluaran setelah *high-speed clutch*. Hasil perancangan rem parkir disajikan pada tabel 9.5.

Tabel 9.5. Rem Parkir (*Parking Brake*)

Bagian yang Dirancang	Hasil Perancangan
torsi poros T_p	15330,94 kg cm
jumlah bidang gesek n	18
bahan gesek	besi cor
koefisien gesek μ	0,2
jari-jari bidang gesek r	5 cm
lebar bidang gesek W	3 cm
torsi rem T_r	12893,04 kg cm

9.6.2. Pegas Rem Parkir

Pegas rem parkir ini terletak pada *spring chamber* pada *parking brake*, berfungsi untuk mendorong plat dengan cakram supaya saling bergesekan dan untuk melepaskan plat dengan cakram supaya saling melepas. Tabel 9.6. menyajikan hasil perancangan pegas rem parkir.

Tabel 9.6. Pegas Rem Parkir

Bagian yang Dirancang	Hasil Perancangan
beban maksimum W_1	716,28 kg
lendutan maksimum δ	15 mm
jenis pegas	pegas tekan
diameter pegas D	30 mm
diameter kawat d	20 mm
indeks pegas c	1,5
faktor tegangan Wahl K	2,91
tegangan geser pada beban maksimum τ	34,38 kg/mm^2
bahan pegas	SUP4
harga modulus geser G	8000 kg/mm^2
tegangan geser maksimum yang diijinkan τ_a	65 kg/mm^2
tegangan rencana τ_d	52 kg/mm^2
jumlah lilitan kawat n	72
lendutan total yang bekerja δ_u	13,93 mm
konstanta pegas k	263,38 kg/mm
tinggi bebas H_f	500 mm
tinggi awal terpasang H_e	498 mm
beban awal terpasang W_0	526,76 kg
lendutan awal terpasang δ_D	11,93 mm

9.6.3. Rem Roda (*Wheel Brake*)

Sama halnya dengan rem parkir, rem roda juga merupakan rem jenis plat jamak tipe basah. Putaran poros rem roda sama dengan putaran poros *sprocket* besar pada *tandem drive*, sebab poros *tandem drive* menyatu dengan poros rem roda sehingga berputar dalam satu gerakan dan satu putaran.

9.7. Sistem Hidrolik

Sistem hidrolik adalah suatu sistem pemindahan gaya dengan media fluida cair, dalam hal ini adalah minyak hidrolik. Ada dua prinsip dasar pemindahan gaya pada sistem hidrolik, yaitu :

- a. sistem hidrodinamik, pemindahan gaya yang dilakukan dengan memberikan kecepatan gerak pada fluida kerja

b. sistem hidrostatik, pemindahan gaya yang dilakukan dengan jalan memberikan tekanan pada fluida kerja

Pada prinsipnya, sistem hidrolik memiliki beberapa komponen utama, yaitu :

1. tangki (*reservoir*)
2. motor penggerak pompa
3. pompa
4. katup-katup pengontrol (*control valves*)
5. *relief valve*
6. aktuator
7. saluran minyak hidrolik dan perapat (*seal/gasket/packing*)
8. saringan minyak

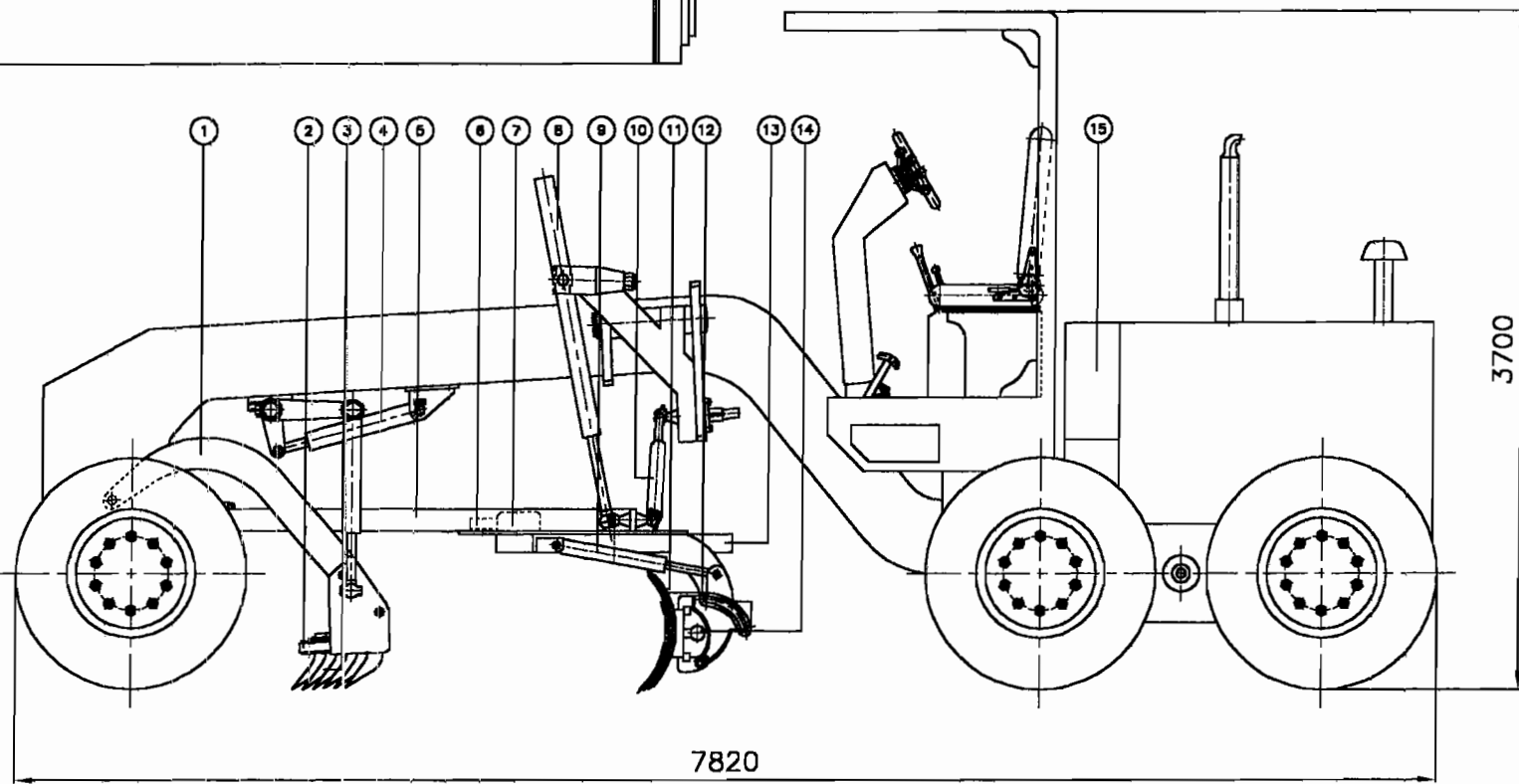
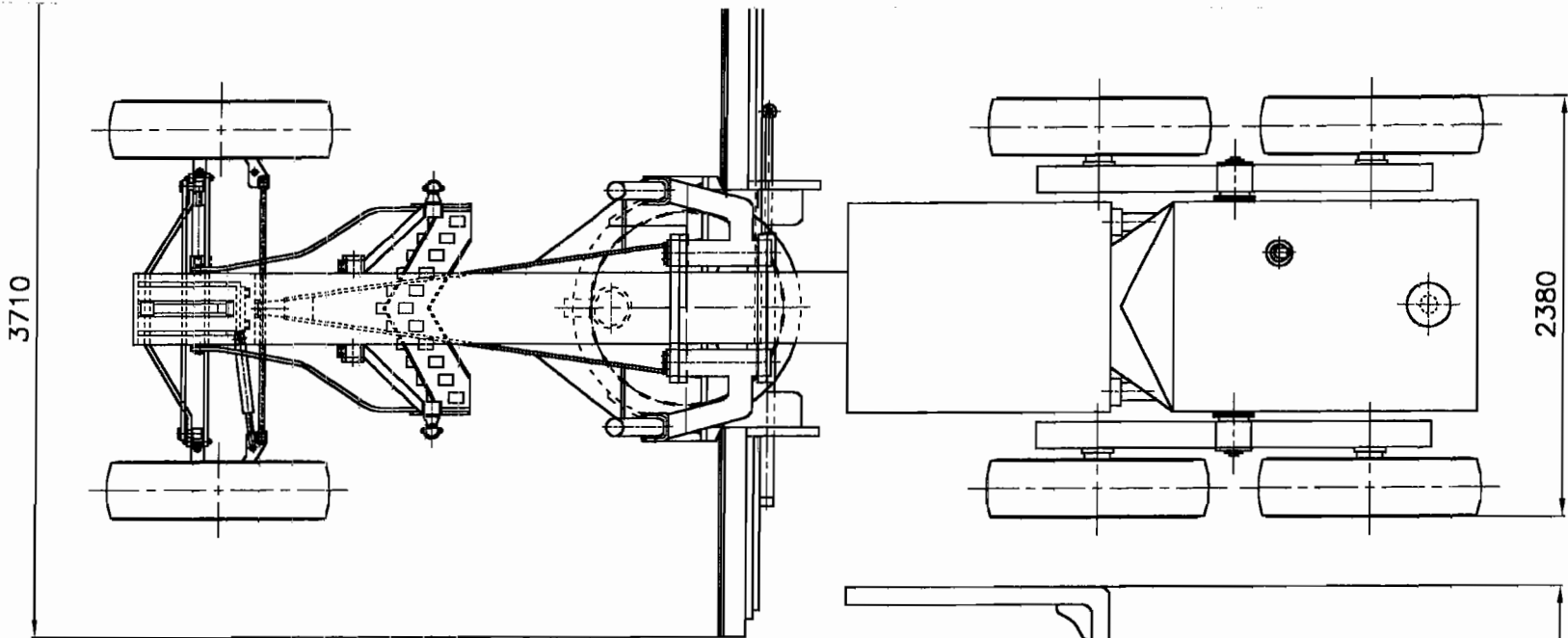
Jenis pompa yang digunakan untuk sistem hidrolik adalah pompa jenis rotari roda gigi (*rotary gear pump*).

DAFTAR PUSTAKA

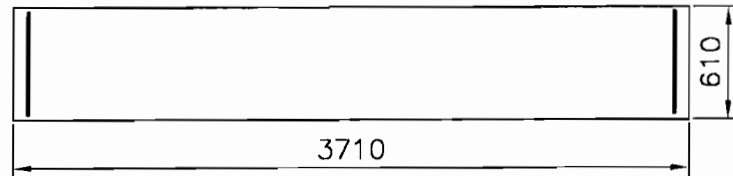
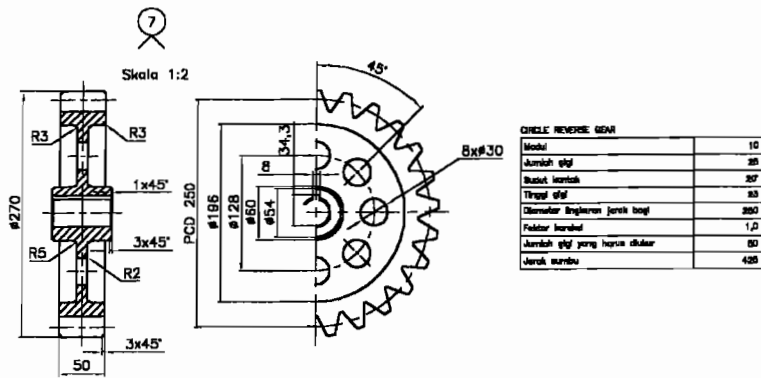
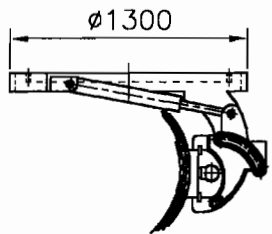
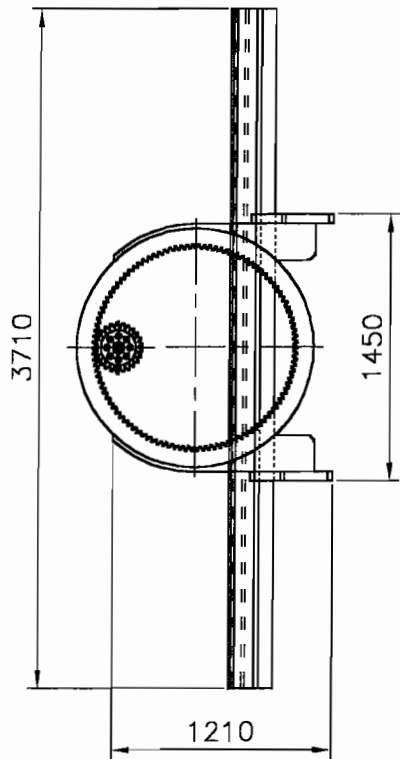
- Decker, 1991. *Roda Gigi Jilid 1*. Surakarta : Akademi Teknik Mesin Industri.
(Tidak Diterbitkan).
- Esposito, Anthony, 1997. *Fluid Power with Applications. Fourth Edition*. New Jersey : Prentice-Hall International, Inc.
- Fitch, E. C., Jr., 1966. *Fluid Power and Control Systems*. New York : Mc-Graw Hill Book Company, Inc.
- Hicks, T. G., dan T.W. Edwards, 1996. *Teknologi Pemakaian Pompa*. Alih bahasa : Zulkifli Harahap. Jakarta : Penerbit Erlangga.
- Khurmi, R.S., and J.K. Gupta, 1980. *A Text Book of Machine Design. Second Edition*. New Delhi : Eurasia Publishing House (Pvt) Ltd.
- Malau, V., *Diktat Bagian-bagian Mesin 1*. Yogyakarta : Jurusan Teknik Mesin FT UGM. (Tidak Diterbitkan).
- N.N., 1998. *Service Manual Motor Grader MG330*. Tokyo : Mitsubishi Heavy Industries Ltd. (Tidak Diterbitkan).
- N.N., *Penggunaan Alat-alat Konstruksi Djalan dan Lapangan Terbang*. Djakarta : Direktorat Zeni (Tidak Diterbitkan).
- Niemann, G., dan H. Winter, 1990. *Elemen Mesin Jilid 2 Disain dan Kalkulasi dari Sambungan, Bantalan dan Poros*. Edisi Kedua yang Direvisi. Alih Bahasa : Anton Budiman dan Bambang Priambodo. Jakarta : Penerbit Erlangga.

- Niemann, G., dan H. Winter, 1994. *Elemen Mesin Jilid 1 Disain dan Kalkulasi dari Sambungan, Bantalan dan Poros*. Alih Bahasa : Anton Budiman dan Bambang Priambodo. Jakarta : Penerbit Erlangga.
- Rochmanhadi, 1992. *Alat-alat Berat dan Penggunaannya*. Jakarta : Yayasan Badan Penerbit Pekerjaan Umum.
- Stolk, Jac., dan C. Kros, 1994. *Elemen Mesin Elemen dan Konstruksi Bangunan Mesin*. Diterjemahkan oleh : H. Hendarsin dan Abdul Rachman A. Jakarta : Penerbit Erlangga.
- Sudibyoy, B. *Poros Penyangga dan Poros Transmisi*. Surakarta : Akademi Teknik Mesin Industri. (Tidak Diterbitkan).
- Sudibyoy, B. *Sambungan pada Poros*. Surakarta : Akademi Teknik Mesin Industri. (Tidak Diterbitkan).
- Sugijarto, 2002. *Hydraulic System*. (Tidak Diterbitkan).
- Sugijarto, 2002. *Hydraulic Transmission*. (Tidak Diterbitkan)
- Sugijarto, 2002. Materi Kuliah Peralatan Berat (Tidak Diterbitkan).
- Sularso, dan Kiyokatsu Suga, 1997. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta : Penerbit PT Pradnya Paramita.
- Wihadi, R.B. Dwiseno, 2003. Materi Kuliah Teknik Kendaraan Bermotor (Tidak Diterbitkan).
- www.du.edu/~jcalvert/tech/planet1.gif, 2004
- [www.mhi.co.jp/general machinery & special vehicles](http://www.mhi.co.jp/general_machinery_&_special_vehicles), 2004

LAMPIRAN

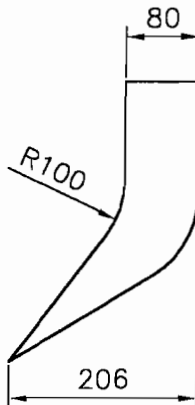
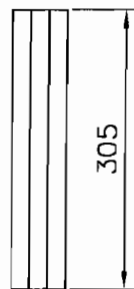
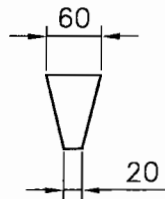


16	1	Tiangki M. Hidrolik			
14	1	Blade Searif, Cyl.	SPC/2000	JRS G 3221	
13	1	Chisel	FC30	JRS G 3025	
12	2	Cutting Edge	MS37-1R	SN 17100	
11	1	Blade	MS37-1R	SN 17100	
10	1	Chs. Chisel, Cyl.			
9	2	Blade Lift Cyl.			
8	2	Blade Lift Cyl.			
7	1	Chs. Reverse Gear	MS30C	JRS G 3102	
6	1	Oil Motor			
5	2	Driver			
4	1	Scatterer L/R Cyl.			
3	11	Scatterer	MS37-1R	SN 17100	
2	1	Scatterer Blade			
1	1	Driver			
No.	Unit	Name	Bahan	Normalisasi	Kebarangan
PT. SMI (Sinar Mas Industri)					
Motor Grader					
					01 / 40

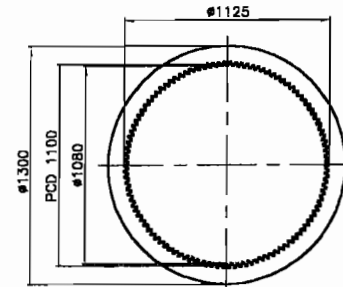
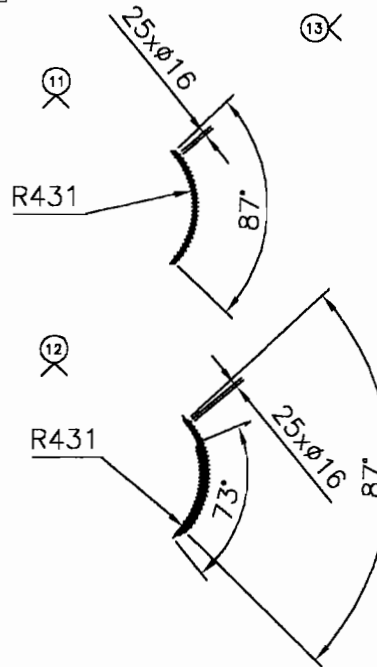
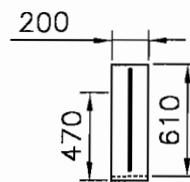


3

Skala 1:2




CIRCLE REVERSE GEAR	
Model	10
Jumlah gigi	27
Bentuk bentuk	27
Tinggi gigi	33
Diameter Engkran jarak jauh	260
Faktor korosi	1,0
Jumlah gigi yang harus dikukur	27
Jarak sumbu	428



CIRCLE	
Model	10
Jumlah gigi	110
Bentuk bentuk	27
Tinggi gigi	33
Diameter Engkran jarak jauh	1100
Faktor korosi	1,0
Jumlah gigi yang harus dikukur	110
Jarak sumbu	428

13	1	Circle	PC30	SN 6 0901	
12	2	Cutting Edge	BS37-1R	SN 17100	
11	1	Bleed	BS37-1R	SN 17100	
7	1	Circle Rev. Gear	SC30C	SN 6 3108	
3	11	Disc/Wheel	BS37-1R	SN 17100	
No. Inv.	Part	Material	Material	Material	Material


 PT-LIN
 Peralatan Kerja 02 / 40



JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman - Yogyakarta

Telp. (0274) 883037, 883968, 886530; Fax. (0274) 886529; Email : teknik@staff.usd.ac.id

UJIAN PENDADARAN TUGAS AKHIR / SKRIPSI

TANGGAL : 22 Oktober 2004

NAMA Mhs. : HERU SETIAWAN

NIM : 995214075

JUDUL :
*Redesign a Grader With The Capability Equal Mitsubhisi MG
330*

Pembimbing Utama : Ir. Sujiarto PS.

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

USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI

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

Hal 21, 22 - Grafik Rimpull - dibuat lebih jelas

Hal 41 - Tebal silinder 8 cm?

Gambar ③ ujung skarifier dibuat runcing

Tambahan skema hidrolik.

See. 29/10/04
AS



JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK - UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman – Yogyakarta
Telp. (0274) 883037, 886530; Fax. (0274) 886529; Email: teknik@usd.ac.id

LEMBAR KONSULTASI TUGAS AKHIR

Nomor : 304-FT_USD_TM Februari 2003

Diberikan kepada :
Nama Mahasiswa : Heru Setiawan
Nomor Mahasiswa : 995214075
NIRM : 990051123109120075
Jurusan : TEKNIK MESIN
Fakultas : TEKNIK
Matakuliah : Peralatan Berat
Judul / naskah soal :

Rancang " Motor Grader " kemampuannya setara dengan Komatsu tipe GD. 505 R 2

Tanggal dimulai : 28 Februari 2003
Pembimbing Utama : Ir. Sugijarto PS.
Pembimbing Kedua : -Budi Sugiharto, ST, MT.



NO	TGL	URAIAN	KETERANGAN	TANDA TANGAN
1	13/03-03	kom → Mite.	see <u>Wsk</u>	
2	27/03-03	- Teori / catatan? tidak perlu ditulis lagi → langsung di. dipaka		<u>Wsk</u>