UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunaryo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

SKRIPSI
1533

NOMOR PERSOALAN : TKM 544T/069/2002/EKST

PERANCANGAN PERLENGKAPAN KERJA WHEEL LOADER DENGAN DAYA 180 HP

TGA00135

Disusun Oleh :

AHMAD FARKHAN ABADI
00/141974/ET/01780

JURUSAN TEKNIK MESIN FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS GADJAH MADA
YOGYAKARTA
2002

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
guna memperoleh gelar Sarjana Teknik
di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik
Universitas Gadjah Mada
Yogyakarta.

Disusun oleh :
Nama : Ahmad Farkhan Abadi
NIM : 00/141974/ET/01780

Telah disetujui untuk diuji
Dosen Pembimbing,

Ir. Sunardjo, MT.
NIP. 130 812 214

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Kupersembahkan karya tulis ini kepada :

Ayah dan bunda tercinta yang selalu mendo'akanku

Adik-adikku terkasih yang senantiasa mendukung setiap langkahku

Adinda tersayang yang telah membesarkan jiwaku

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

"Karena sesungguhnya sesudah kesulitan itu ada kemudahan,

maka apabila kamu selesai untuk satu urusan,

kerjakanlah urusan yang lain dengan sungguh-sungguh.

Dan hanya kepada Tuhanmulah hendaknya kamu berharap "

(Q.S. Al Insyirah, 5 - 8)

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

KATA PENGANTAR

Syukur Alhamdulillah, karena berkat dan rahmat Allah SWT, penulis dapat menyelesaikan tugas akhir yang merupakan syarat untuk meraih gelar Sarjana Teknik di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Gadjah Mada, Yogyakarta.

Dalam perancangan tugas akhir yang mengambil tema "Perlengkapan Kerja Wheel Loader" ini, penulis banyak mendapat bantuan dari berbagai pihak, baik moril maupun materiil yang sangat bermanfaat dalam penyusunan tugas akhir ini. Oleh karena itu pada kesempatan ini penulis ingin menyampaikan rasa terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Dr. Ir. Indarto, DEA, selaku ketua jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Gadjah Mada, Yogyakarta.
2. Bapak Ir. Sutrisno, MSME, PhD, selaku ketua program studi Ekstensi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Gadjah Mada, Yogyakarta.
3. Bapak Ir, Sunardjo, MT, selaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan dalam penyusunan tugas akhir ini.
4. Bapak Ir. Janu Pardadi, MT, selaku dosen pembimbing akademik yang telah memberikan bimibingan dan pengarahan selama belajar di jurusan Teknik Mesin ini.
5. Segenap dosen dan staff karyawan di lingkungan jurusan Teknik Mesin yang telah berperan dalam proses penyusunan tugas akhir ini.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

6. PT United Tractors Tbk., yang telah membantu penulis dalam memperoleh data-data yang diperlukan dalam penyusunan tugas akhir ini.
7. Semua pihak yang secara langsung maupun tidak langsung ikut membantu dalam penyusunan tugas akhir ini.

Akhirnya penulis berharap semoga tugas akhir ini bermanfaat bagi pembaca dan semua pihak yang membutuhkannya. Penulis sadar bahwa tugas akhir ini banyak kekurangan dan jauh daari kesempurnaan, untuk itu saran dan kritik yang membangun sangat penulis harapkan.

Yogyakarta, Juli 2002

Penulis

JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS GADJAH MADA
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

NASKAH SOAL TUGAS AKHIR

Mata Kuliah	:	**MESIN KHUSUS & ALAT BERAT**
Nama Mahasiswa	:	**AHMAD FARKHAN ABADI**
Nomor Mahasiswa	:	**00/141974/ET/01780**
Nomor Persoalan	:	**TKM 544T/069/2002/EKST**

Perancangan perlengkapan kerja *Wheel Loader* dengan daya 180 hp

Yogyakarta, 20 Juli 2002
Dosen Pembimbing,

Ir. Sunardjo, MT.
NIP. 130 812 214

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

INTISARI

Wheel loader merupakan salah satu dari sekian banyak jenis alat berat yang dirancang untuk meringankan beban kerja manusia. Alat berat ini dirancang untuk dapat melakukan banyak pekerjaan khususnya yang berhubungan dengan pemindahan tanah *(earth moving)* dan juga pekerjaan-pekerjaan konstruksi *(construction)*.

Ditinjau dari penggerak utama *(prime mover)*, maka wheel loader digolongkan sebagai alat berat yang menggunakan traktor sebagai prime movernya, dimana prinsip kerjanya adalah dengan memanfaatkan daya keluaran dari engine yang telah dirubah menjadi traksi *(tractive force)*. Tenaga mekanik *(mechanical energy)* yang berupa putaran tinggi dari poros engine direduksi di dalam transmisi dan final drive menjadi putaran rendah sehingga menghasilkan traksi *(tractive force)* yang tinggi yang digunakan untuk menarik atau mendorong beban.

Untuk menjalankan operasinya, sebuah wheel loader dilengkapi dengan perlengkapan kerja yang meliputi bucket, lengan pengangkat *(boom)* dan lengan penumpah *(bellcrank)* dan batang pendorong *(bucket link)*. Dalam perancangan ini, perlengkapan kerja tersebut digerakkan dan dikendalikan dengan sistem hidrolik *(hydraulic control system)*. Tenaga mekanik *(mechanical energy)* berupa putaran poros dari engine dirubah oleh pompa hidrolik menjadi tenaga hidrolik *(hydraulical energy)* berupa tekanan minyak hidrolik. Selanjutnya untuk menghasilkan mekanisme gerakan yang diinginkan, maka tenaga hidrolik *(hydraulical energy)* tersebut dirubah lagi menjadi tenaga mekanik *(mechanical energy)* oleh aktuator hidrolik *(hydraulic actuator)* yang dalam hal ini adalah silinder hidrolik kerja ganda *(double acting cylinder)*.

Dalam perancangan ini motor penggerak utama yang digunakan untuk perlengkapan kerja adalah engine diesel dengan daya 180 HP, dimana setara dengan diesel engine Komatsu S6D108.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

DAFTAR ISI

Halaman

HALAMAN JUDUL i

HALAMAN PENGESAHAN ii

HALAMAN PERSEMBAHAN iii

HALAMAN MOTTO iv

KATA PENGANTAR v

HALAMAN PERSOALAN vii

INTISARI viii

DAFTAR ISI ix

DAFTAR GAMBAR xiii

DAFTAR TABEL xvi

DAFTAR NOTASI xvii

BAB 1 PENDAHULUAN 1

1.1. Pengenalan Wheel Loader 2

1.2. Sistem Kerja Wheel Loader 2

1.2.1. Sistem Pengangkutan *(Traveling)* 3

1.2.2. Sistem Perlengkapan Kerja *(work equipment)* 4

1.2.3. Sistem Kemudi dan Rem *(Steering & Brake)* 4

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

1.3. Bagian-Bagian Utama Wheel Loader 5

1.3.1. Perlengkapan Kerja *(Work Equipment)* 5

1.3.2. Penyaluran Tenaga *(Power Train)* 6

1.4. Pembatasan Masalah 7

BAB 2 DASAR PERANCANGAN 9

2.1. Perancangan Bucket 9

2.2. Perancangan Panjang Boom 2

2.3. Perancangan Panjang Langkah Silinder Boom 14

2.4. Perancangan Panjang Lengan Penumpah *(Bellcrank)* 16

2.5. Perancangan Panjang Batang Pendorong *(Bucket Link)* 19

2.6. Perancangan Panjang Langkah Silinder Bucket 22

2.7. Mekanisme Z-Bar Linkage 27

BAB 3 GAYA, MOMEN DAN KEKUATAN PERLENGKAPAN KERJA 29

3.1. Gaya Reaksi pada Silinder Boom 29

3.2. Gaya Reaksi pada Silinder Bucket dan Bucket Link 32

3.3. Gaya dan Momen Lengkung pada Lengan Pengangkat *(Boom)* 37

3.3.1. Gaya reaksi pada tumpuan A (RA) 38

3.3.2. Gaya reaksi pada tumpuan X (RX) 40

3.3.3. Gaya tarik dan tekan pada boom (Ft) 42

3.3.4. Momen lengkung pada boom 43

3.4. Gaya dan Momen Lengkung pada Bellcrank 46

3.5. Kekuatan Lengan Perlengkapan Kerja 47

3.5.1. Lengan Pengangkat *(Boom)* 47

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

3.5.2. Lengan Penumpah *(Bellcrank)* 51

3.5.3. Batang Pendorong *(Bucket Link)* 55

3.5.4. Pin Lengan Perlengkapan Kerja 57

BAB 4 SISTEM HIDROLIK 60

4.1. Minyak Hidrolik *(Hydraulic Fluid)* 61

4.2. Aktuator Hidrolik *(Hydraulic Actuator)* 63

4.2.1. Silinder Boom *(Boom Cylinder)* 67

4.2.2. Silinder Bucket *(Bucket Cylinder)* 72

4.3. Pompa Hidrolik *(Hydraulic Pump)* 77

4.3.1. Pompa Perlengkapan Kerja *(Work Equipments Pump)* 80

4.3.2. Pompa Switch *(Switch Pump)* 82

4.3.3. Pompa Pilot *(Pilot Pump)* 84

4.4. Katup Pengontrol *(Control Valve)* 85

4.4.1. Katup Pengontrol Tekanan *(Pressure Control Valve)* 86

4.4.2. Katup Pengontrol Aliran *(Flow Control Valve)* 87

4.4.3. Katup Pengontrol Arah *(Directional Control Valve)* 89

4.5. Saluran Hidrolik *(Hydraulic Connector)* 92

4.5.1. Pipa *(Pipe)* 93

4.5.2. Selang *(Hose)* 95

4.5.3. Penyambung *(Fitting)* 97

4.6. Penyaring *(Oil Filter dan Strainer)* 98

4.7. Akumulator Hidrolik *(Hydraulic Accumulator)* 100

4.8. Tangki Hidrolik *(Hydraulic Tank)* 102

4.9. Rangkaian Sistem Hidrolik *(Hydraulic System Circuit)* 104

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

BAB 5 MOTOR PENGGERAK DAN STABILITAS 111

5.1. Jenis dan Daya Motor Penggerak 111

5.2. Stabilitas 113

BAB 6 PENUTUP 121

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

DAFTAR GAMBAR

Halaman

Gambar 1.1. Wheel loader 2

Gambar 1.2. Diagram sistem kerja wheel loader 3

Gambar 1.3. Sistem kerja pada wheel loader 5

Gambar 1.4. Perlengkapan kerja wheel loader 6

Gambar 1.5. Power train wheel loader 7

Gambar 2.1. Ukuran bucket menurut SAE 10

Gambar 2.2. Penampang melintang bucket yang direncanakan 11

Gambar 2.3. Hubungan lengan-lengan perlengkapan kerja 12

Gambar 2.4. Kedudukan dan posisi lengan pengangkat *(boom)* 13

Gambar 2.5. Kedudukan dan posisi silinder boom 14

Gambar 2.6. Kedudukan dan posisi lengan penumpah *(bellcrank)* 17

Gambar 2.7. Kedudukan dan posisi batang pendorong *(bucket link)* 19

Gambar 2.8. Kedudukan dan posisi silinder bucket saat boom di posisi terendah 22

Gambar 2.9. Kedudukan dan posisi silinder bucket saat boom di posisi tertinggi 25

Gambar 2.10. Mekanisme Z-bar linkage pada perlengkapan kerja 28

Gambar 3.1. Gaya pada silinder lengan pengangkat *(boom)* 30

Gambar 3.2. Gaya reaksi pada silinder bucket 33

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Gambar 3.3. Gaya penetrasi tanah pada ujung bucket 35

Gambar 3.4. Gaya reaksi lengan pengangkat *(boom)* pada tumpuan A 38

Gambar 3.5. Gaya reaksi lengan pengangkat *(boom)* pada tumpuan X 40

Gambar 3.6. Momen lengkung boom pada tumpuan A 44

Gambar 3.7. Gaya reaksi pada bellcrank 46

Gambar 3.8. Penampang melintang lengan pengangkat *(boom)* 48

Gambar 3.9. Penampang melintang lengan penumpah (bellcrank) 51

Gambar 3.10. Gaya aksial pada bucket link 55

Gambar 3.11. Gaya pada pin perlengkapan kerja 57

Gambar 4.1. Double acting cylinder 63

Gambar 4.2. Penampang melintang silinder hidrolik 64

Gambar 4.3. Buckling pada silinder hidrolik 70

Gambar 4.4. Fixed displacement gear pump 79

Gambar 4.5. Relief valve 86

Gambar 4.6. Safety valve 87

Gambar 4.7. Demand valve 88

Gambar 4.8. Suction valve 89

Gambar 4.9. 6 way 3 position valve, 6 way 4 position valve, cut-off valve dan check valve 91

Gambar 4.10. Pilot control valve 92

Gambar 4.11. Saluran fleksibel *(hose)* 96

Gambar 4.12. (a) Strainer dan (b) Oil filter 99

Gambar 4.13. Bladder-type accumulator 101

Gambar 4.14. Tangki hidrolik 103

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Gambar 4.15. Rangkaian sistem hidrolik perlengkapan kerja 106

Gambar 5.1. Wheel loader bergerak naik sejajar arah kemiringan 114

Gambar 5.2. Wheel loader bergerak turun sejajar arah kemiringan 116

Gambar 5.3. Wheel loader bergerak tegak lurus arah kemiringan 118

Gambar 5.4. Wheel loader saat berbelok 119

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

DAFTAR TABEL

Halaman

Tabel 3.1. Hubungan sudut pengangkatan dengan gaya pada silinder lengan pengangkat *(boom)* 32

Tabel 3.2. Hubungan sudut pengangkatan dengan gaya pada bucket link dan silinder bucket 34

Tabel 3.3. Hubungan sudut pengangkatan dengan gaya reaksi lengan pengangkat *(boom)* pada tumpuan A 39

Tabel 3.4. Hubungan sudut pengangkatan dengan gaya reaksi lengan pengangkat *(boom)* pada tumpuan X 42

Tabel 3.5. Gaya tarik dan gaya tekan pada boom 43

Tabel 3.6. Ukuran diameter pin lengan perlengkapan kerja 59

Table 5.1. Daya yang diserap pompa hidrolik 113

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

DAFTAR NOTASI

A	mm^2	luas penampang melintang
A_a	mm^2	luas piston annulus
A_p	mm^2	luas piston
a	mm	tinggi bagian penahan tumpahan
BHP	HP	daya motor penggerak yang diserap oleh pompa hidrolik
b	mm	tebal penampang melintang
	mm	panjang bukaan bucket
c	kN/m^2	tegangan geser tanah
		faktor pemakaian
D	mm	diameter luar silinder
D_i	mm	diameter dalam pipa
D_o	mm	diameter luar pipa
d	mm	diameter piston
d_r	mm	diameter piston rod
E	N/mm2	modulus elastisitas bahan
E_a	N/mm^2	modulus elastisitas bahan silinder
E_b	N/mm^2	modulus elastisitas bahan piston rod
F	N	gaya
FHP	HP	daya yang dihasilkan pompa
F_{ijin}	N	gaya maksimum yang diijinkan
Fl	N	gaya aksial
F_s	N	gaya sentrifugal
Fs_1	N	gaya yang diterima silinder boom
Fs_2	N	gaya yang diterima silinder bucket
Ftot, G	N	gaya berat total
h	mm	tinggi penampang melintang
h_b	mm	tinggi bagian bucket yang melawan tanah

UNIVERSITAS GADJAH MADA
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

I	mm^4	momen inersia
I_a	mm^4	momen inersia silinder
L	mm	panjang
L_a	mm	panjang silinder
L_b	mm	panjang piston rod
L_k	mm	panjang tekukan
M	Nmm	momen lengkung
N	rpm	putaran engine rata-rata *(rated speed)*
p	kPa	tekanan
Q	l/min	debit minyak hidrolik
Q_a	l/min	debit aktual
Q_{pa}	l/min	debit aktual pompa hidrolik
Q_{pth}	l/min	debit teoritis pompa hidrolik
Q_{sa}	l/min	debit aktual silinder hidrolik
Q_{sth}	l/min	debit teoritis silinder hidrolik
Q_{th}	l/min	debit teoritis
Q_{total}	l/min	debit total pompa
R	N	gaya reaksi
	mm	radius putar
Sf		faktor keamanan
s	mm	panjang langkah silinder
t	mm	tebal
	detik	waktu dalam sekali siklus
V	liter	volume minyak hidrolik dalam sekali siklus
V_d	cc/rev	volume langkah/displacement pompa
V_r	m^3	kapasitas bubung munjung bucket
V_s	m^3	kapasitas peres bucket
V_{tangki}	liter	volume tangki
v	m/s	kecepatan aliran minyak hidrolik
	km/jam	kecepatan wheel loader
v_o	mm/s	kecepatan maju *(travel outwards)* dari piston

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

v_i	mm/s	kecepatan mundur *(travel inwards)* dari piston
W	mm	lebar sisi bagian dalam bucket
W_b	N	gaya berat lengan pengangkat *(boom)*
	kg	massa lengan perlengkapan kerja *(work equipment)*
W_{bm}	N	gaya berat bucket dan muatannya
W_{bc}	N	gaya berat lengan penumpah *(bellcrank)*
W_{bd}	kg	massa cabin dan komponen-komponen lain
W_{cw}	kg	massa counter weight
W_{fa}	kg	massa front axle dan ban depan
W_{ff}	kg	massa front frame
W_l	N	gaya berat batang pendorong *(bucket link)*
W_m	N	gaya berat material maksimum
W_{ra}	kg	massa rear axle dan ban belakang
W_{rf}	kg	massa rear frame dan komponen-komponen lain
Ws	N	gaya berat silinder bucket
W_{sbm}	kg	massa silinder boom
W_{sbu}	kg	massa silinder bucket
W_t	kg	massa total wheel loader
Z	mm	lebar pisau bucket
$\alpha,\beta,\gamma,\theta$	°	sudut
τ	N/mm^2	tegangan geser nominal
σ_b	N/mm^2	tegangan lengkung nominal
σ_i	N/mm^2	tegangan ijin bahan
σ_t	N/mm^2	tegangan tarik *(tensile strength)* bahan
σ_{VS}	N	resultan tegangan terhadap patah
σ_y	N/mm^2	tegangan luluh *(yield strength)* bahan
η_m	%	effisiensi mekanis
η_o	%	effisiensi total
η_v	%	effisiensi volumetris

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

BAB I

PENDAHULUAN

Sejalan dengan kemajuan pembangunan dewasa ini, maka sektor pertambangan memegang peran yang sangat penting. Tidak dapat dipungkiri bahwa pembangunan tersebut memerlukan sumber daya energi dalam jumlah yang relatif tidak sedikit dengan penggunaannya yang semakin lama kian meningkat. Sumber daya energi tersebut sebagian besar berasal dari dalam perut bumi yang umumnya berupa zat cair, padat maupun gas.

Bahan-bahan galian yang merupakan sumber daya energi tersebut tidak dengan sendirinya tersedia tanpa melalui usaha-usaha pengusikan (eksplorasi). Dalam suatu kegiatan eksplorasi, manusia mutlak membutuhkan suatu alat-alat khusus yang dapat meringankan beban kerjanya. Alat-alat khusus yang dimaksud di sini adalah alat-alat berat *(heavy equipment)*.

Pada pertambangan batubara *(coal mining)*, khususnya di areal penimbunan *(stock yard)* banyak dijumpai alat-alat berat misalnya bulldozer, wheel loader, dumptruck dan lain-lain yang kesemuanya itu digunakan untuk mempertinggi produktifitas kerja manusia. Pada penulisan kali ini akan diuraikan mengenai hal-hal yang berhubungan wheel loader.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

1.1. Pengenalan Wheel Loader

Wheel loader merupakan salah satu jenis dari berbagai macam alat berat yang banyak dijumpai khususnya di lahan pertambangan batu bara *(coal mining)*. Alat tersebut dapat digunakan untuk mengeruk, memuat serta mengangkut material dari suatu tempat ke tempat lain ataupun ke dalam dumptruck.

Disamping mempunyai kesamaan fungsi dengan alat sejenisnya yaitu power shovel, di sisi lain wheel loader mempunyai beberapa keunggulan. Wheel loader dirancang lebih fleksibel dalam penggunaannya, dimana selain mempunyai mobilitas yang tinggi, alat tersebut juga dapat digunakan untuk mengangkut material dalam suatu jarak tertentu tanpa merusak landasan yang dilewatinya.

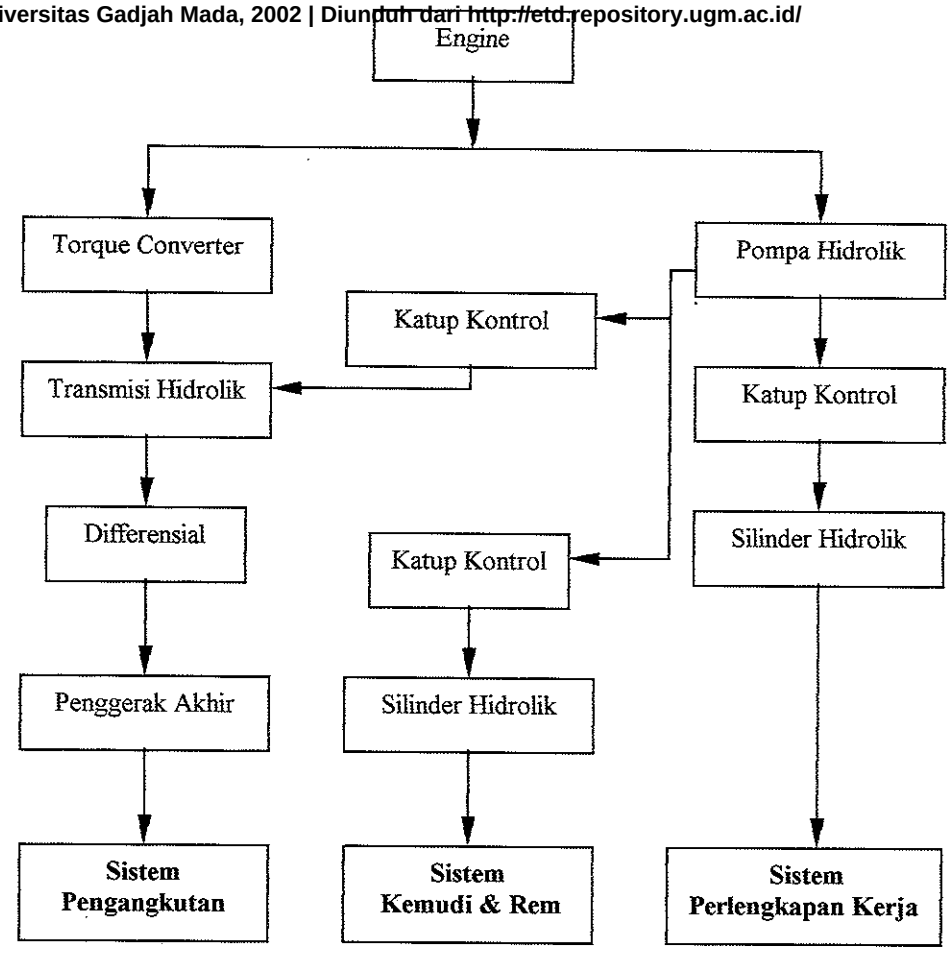


Gambar 1.1. Wheel loader

1.2. Sistem Kerja Wheel Loader

Pada umumnya sistem kerja yang ada pada wheel loader dapat digambarkan sesuai diagram berikut :

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 1.2. Diagram sistem kerja wheel loader

Berdasarkan diagram tersebut maka sistem kerja yang ada pada wheel loader dibagi menjadi 3 sistem utama yaitu :

1.2.1. Sistem Pengangkutan *(Traveling)*

Sistem ini digunakan untuk gerakan pindah atau maju mundur *(traveling)* dari wheel loader sehingga dapat mengangkut material dari suatu tempat ke tempat lain dalam jarak tertentu. Pada sistem ini daya engine yang berupa putaran dihubungkan langsung dengan torque converter. Di dalam torque converter ini

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

energi mekanis yang berupa putaran poros diubah menjadi energi kinetik dari fluida, kemudian oleh turbin yang berada di dalam torque converter energi tersebut dirubah lagi menjadi energi mekanis yang berupa putaran poros. Kecepatan dan arah putaran dari poros tersebut selanjutnya diatur di dalam suatu transmisi hirolik dan oleh differensial putaran tersebut di teruskan ke poros yang tegak lurus dengan poros transmisi. Untuk memperbesar torsi putar maka putaran tersebut perlu direduksi lagi di dalam penggerak akhir *(final drive)* yang kemudian diteruskan ke roda gerak.

1.2.2. Sistem Perlengkapan Kerja *(Work Equipment)*

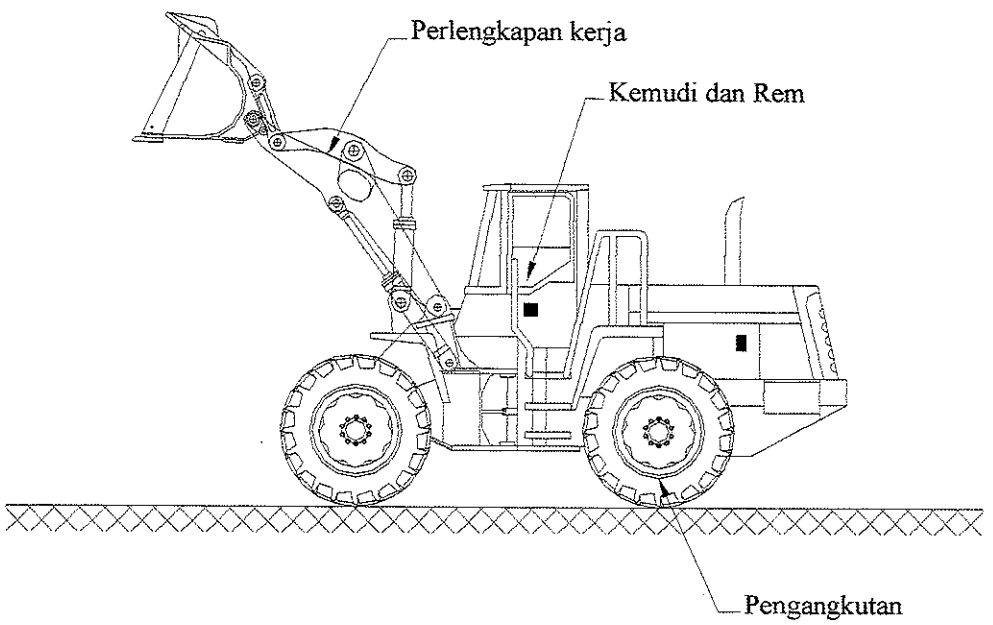
Sistem ini digunakan untuk mengoperasikan semua perlengkapan kerja *(work equipment)* dari wheel loader yang berupa lengan pengangkat *(boom)*, lengan penumpah *(tilt arm)* dan bucket. Daya engine yang berupa putaran digunakan untuk menggerakkan pompa hidrolik. Di dalam pompa hidrolik ini energi mekanis dirubah menjadi energi tekan dari fluida. Kemudian aliran dari fluida yang bertekanan tersebut diarahkan oleh katup kontrol *(control valve)* menuju ke aktuator hidrolik. Aktuator hidrolik yang dalam hal ini adalah berupa silinder hidrolik berfungsi untuk merubah energi tekan dari fluida menjadi energi mekanis maju mundur *(reciprocating)*. Selanjutnya gerakan tersebut dihubungkan dengan lengan-lengan perlengkapan kerja *(work equipment)*.

1.2.3. Sistem Kemudi dan Rem *(Steering & Brake)*

Sistem ini merupakan sistem pendukung dari kedua sistem diatas dimana memungkinkan sebuah wheel loader berbelok arah dan berhenti baik saat

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

berpindah maupun saat mengoperasikan perlengkapan kerja. Dalam sistem ini daya engine digunakan untuk menggerakkan pompa hidrolik sehingga fluida menjadi bertekanan. Aliran dari fluida yang bertekanan tersebut diarahkan oleh katup kontrol *(control valve)* menuju silinder hidrolik kemudi ataupun rem.



Gambar 1.3. Sistem kerja pada wheel loader

1.3. Bagian-Bagian Utama Wheel Loader

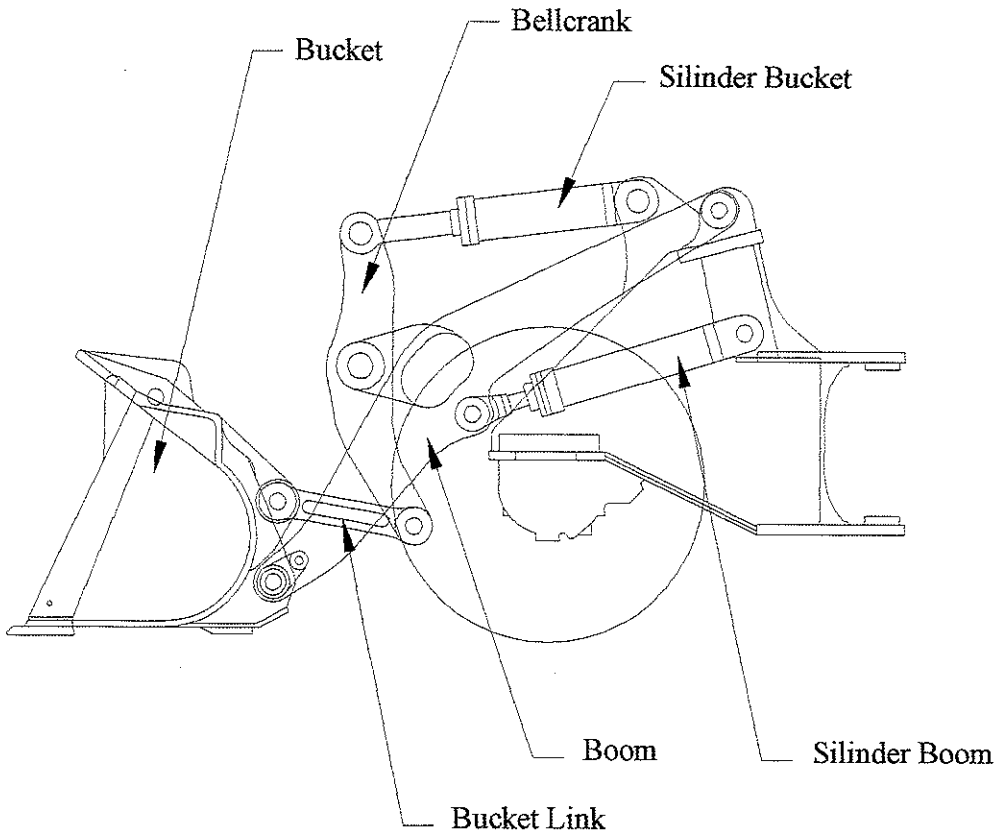
Bagian-bagian utama wheel loader secara umum dibagi kedalam 2 bagian utama sebagai berikut :

1.3.1. Perlengkapan Kerja *(Work Equipment)*

Bagian ini merupakan bagian utama dari wheel loader yang diperlukan untuk melakukan suatu gerakan-gerakan dalam operasinya. Komponen-komponen pada bagian ini yaitu : lengan pengangkat *(boom)*, lengan penumpah *(bellcrank)*

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

dan bucket. Komponen-komponen tersebut ada yang dikendalikan dengan kabel *(cable controlled)* dan ada yang denga hidrolik *(hydraulic controlled).*



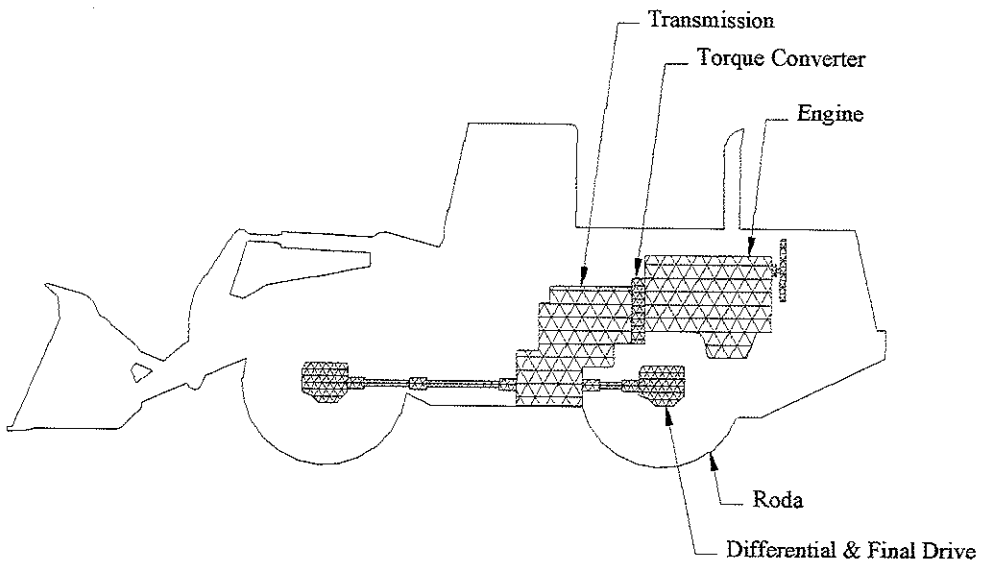
Gambar 1.4. Perlengkapan kerja wheel loader

1.3.2. Penyaluran Tenaga *(Power Train)*

Komponen-komponen pada bagian ini merupakan semua komponen yang digunakan untuk sistem pengangkutan *(traveling)* yang terdiri dari engine, torque converter, transmission, differensial, final drive dan roda.

Adapun skema rangkaiannya sebagai berikut :

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA



Gambar 1.5. Power train wheel loader

1.4. Pembatasan Masalah

Dari uraian di atas dapat dikatakan bahwa wheel loader merupakan suatu alat berat yang relatif kompleks. Hal ini dapat dilihat dari sistem yang ada di dalamnya maupun dari bagian-bagian utama yang menyusunnya. Selain itu alat tersebut juga mempunyai bermacam-macam ukuran, kapasitas, tipe dan sebagainya. Tidaklah mungkin apabila semua hal yang terdapat pada wheel loader tersebut diuraikan secara menyeluruh dalam perancangan ini.

Berdasarkan hal tersebut di atas maka akan diambil suatu batasan masalah yang selanjutnya digunakan sebagai dasar acuan dalam perancangan sebuah wheel loader. Adapun pembatasan masalah dalam perancangan ini mencakup hal sebagai berikut :

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

1. Jenis alat

   Wheel loader dengan daya keluaran engine ±180 HP dimana setara dengan Komatsu WA 380-3 yang mempunyai daya keluaran engine 187 HP dengan kapasitas bucket ±3,1 m^2.

2. Komponen yang ditinjau

   Perlengkapan kerja wheel loader yang meliputi : lengan pengangkat *(boom)*, lengan penumpah *(bellcrank dan bucket link)* dan bucket serta komponen-komponen sistem hidroliknya.

3. Hal-hal yang dibahas

   Dititikberatkan pada sistem mekanik dan sistem hidrolik dari perlengkapan kerja *(work equipment)*.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

BAB 2

DASAR PERANCANGAN

Pada bagian ini akan ditinjau hal-hal mendasar yang berpengaruh terhadap perancangan sebuah wheel loader Komatsu WA 380-3. meliputi semua hal yang berhubungan dengan dimensi-dimensi awal dari perlengkapan kerja mulai dari perancangan kapasitas bucket sampai dengan daya jangkauan perlengkapan kerja. Pembahasan dalam bagian ini akan menitik beratkan pada dimensi-dimensi perlengkapan kerja baik saat keadaan normal maupun setelah melakukan gerakan-gerakan yang mungkin dapat dilakukan oleh sebuah wheel loader.

Untuk mempermudah dalam penentuan dasar-dasar perancangan di sini akan dibantu dengan gambar Cad sehingga akan lebih mempercepat dalam proses perhitungan namun tidak akan meninggalkan dari bahasan yang ada. Misalnya dalam menentuakan besaran luasan maupun sudut-sudut akan relatif lebih cepat dan lebih akurat dengan bantuan gambar Cad.

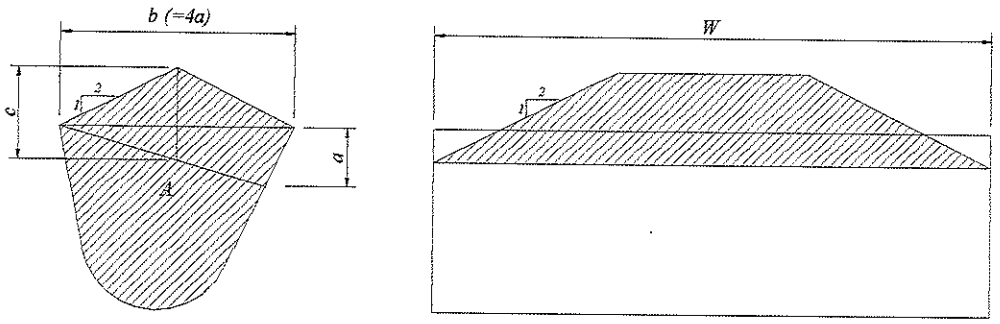
2.1. Perancangan Bucket

Bucket merupakan salah satu perlengkapan kerja wheel loader yang berfungsi sebagai penggali dan pemuat tanah atau material yang akan diangkat dan diangkut ke suatu tempat dengan jarak dan ketinggian tertentu. Untuk memudahkan memuat material ke dalamnya, maka bucket harus di perlengkapi

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

dengan pisau gigi bucket (*teeth bucket*) yang terpasang pada bagian bawah sisi sebelah depan.

Perencanaan dimensi dari bucket nantinya sangat berpengaruh pada daya yang harus disuplay oleh mesin penggerak. Untuk itu ada beberapa pertimbangan dalam perencanaan ini, diantaranya jenis material yang akan dikerjakan serta kapasitas bucket yang direncanakan.



Gambar 2.1. Ukuran bucket menurut SAE

Bucket yang direncanakan mempunyai kapasitas $V_R = 3{,}1\ m^3$.

Kapasitas peres bucket dirumuskan sebagai berikut :

$$Vs = AW - \frac{2}{3}a^2b \quad [1]$$

Sedangkan kapasitas bubung/munjung bucket dirumuskan sebagai berikut :

$$Vr = Vs + \frac{b^2W}{8} - \frac{b^2(a+c)}{6} \quad [2]$$

Dimana,

A = Luas penampang melintang bucket

[1] SAE handbook, volume 4, 1986, hal 40.235
[2] Ibid, hal 40.236

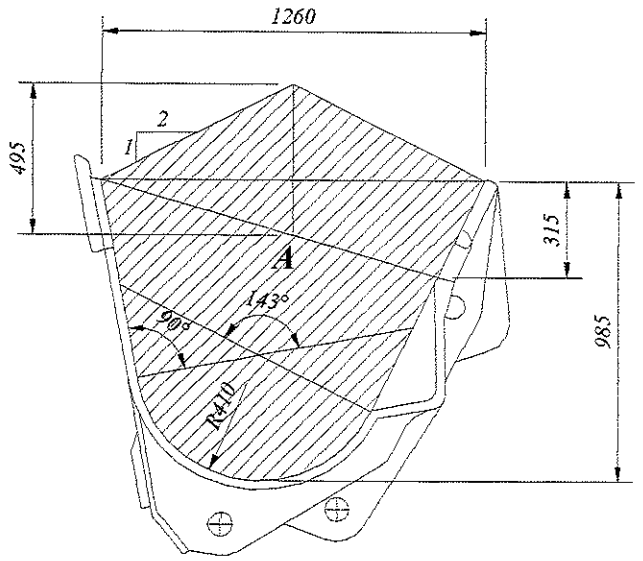
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

W = Lebar sisi bagian dalam bucket

a = Tinggi bagian penahan tumpahan

b = Panjang bukaan bucket

Adapun bucket yang direncanakan mempunyai penampang melintang seperti gambar berikut :



Gambar 2.2. Penampang melintang bucket yang direncanakan

Dari rancangan bucket diatas maka didapatkan luas penampang bucket (A) adalah 1078554,7 mm^2

Sehingga kapasitas peres bucket dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Vs = 1078554{,}7 \times W - \frac{2}{3} \times 315^2 \times 1260$$

$$= 1078554{,}7 \times W - 83349000$$

Dengan kapasitas bubung/munjung bucket sebesar 3,1 m^2 (3100000000 mm^2), maka lebar sisi bagian dalam bucket dapat dihitung sebagai berikut :

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$Vr = (1078554{,}7 \times W - 83349000) + \frac{1260^2 \times W}{8} - \frac{1260^2 (315 + 495)}{6}$$

$$3100000000 = (1078554{,}7 \times W - 83349000) + 198450 \times W - 214326000$$

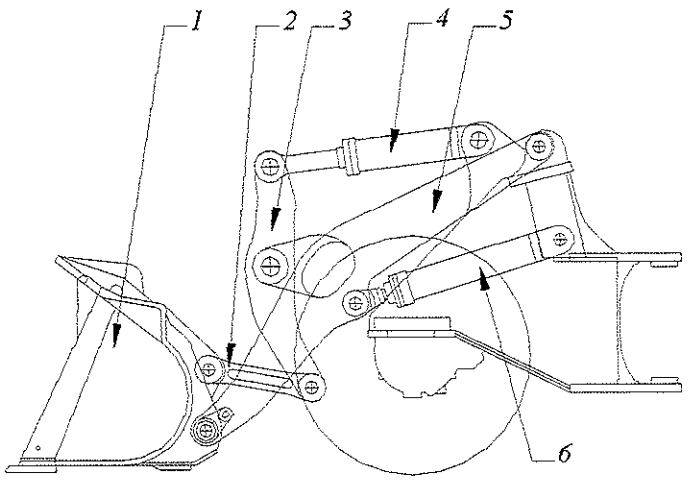
$$3100000000 = 1277004{,}7 \times W - 297675000$$

$$W = 2660{,}660\ mm$$

Dalam prakteknya pengisian bucket tidak mencapai 100% karena dipengaruhi oleh adanya faktor pengisian bucket, sehingga untuk mencapai kapasitas yang diinginkan maka lebar sisi dalam bucket diambil sebesar 2700 mm.

2.2. Perancangan Panjang Boom

Lengan pengangkat *(boom)* digunakan untuk menggerakkan bucket turun naik dari posisi terendah sampai posisi tertinggi yang mungkin dapat dijangkau. Hubungan lengan-lengan perlengkapan kerja seperti terlihat pada gambar berikut :

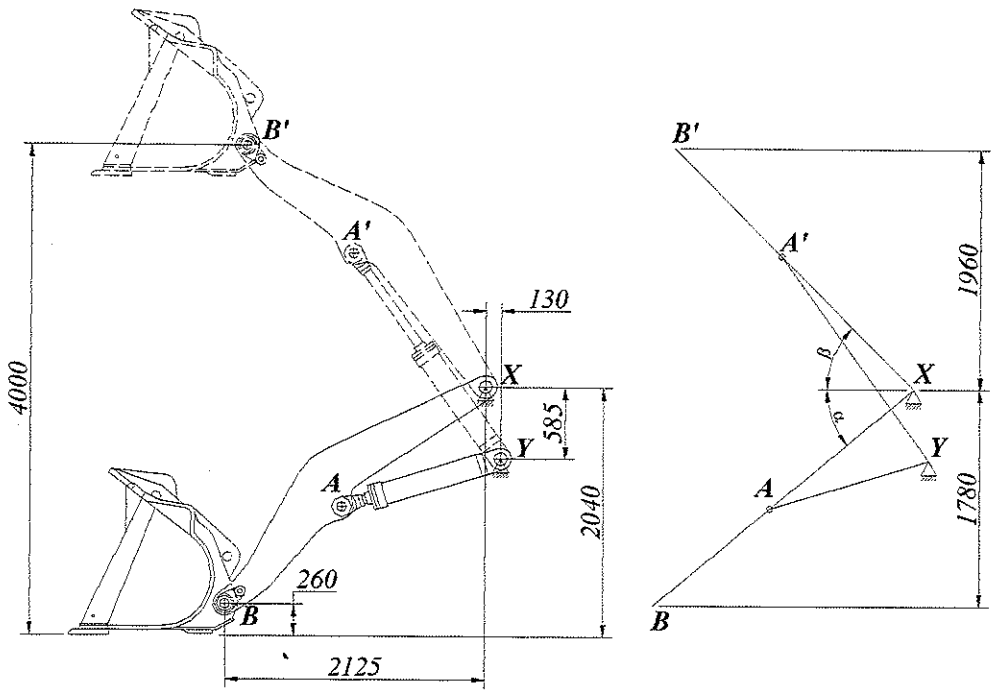


1. Bucket
2. Batang pendorong (bucket link)
3. Lengan penumpah (bellcrank)
4. Silinder bucket
5. Lengan pengangkat (boom)
6. Silinder boom

Gambar 2.3. Hubungan lengan-lengan perlengkapan kerja

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Dalam perancangan ini ditentukan tinggi angkat yang dapat dicapai boom dari tanah sampai ujung boom setinggi 4000 (mm), sedang ujung boom yang menumpu pada rangka *(chasis)* terpasang setinggi 2040 (mm) dari tanah seperi terlihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 2.4. Kedudukan dan posisi lengan pengangkat (boom)

Dari gambar tersebut dapat ditentukan hal-hal sebagai berikut :

Sudut yang dapat dibentuk lengan pengangkat pada posisi terendah terhadap sumbu mendatar dapat dihitung sebagai berikut :

$$\alpha = arc\ tg\ \frac{1780}{2125} = 40^{o}$$

Panjang lengan pengangkat yang direncanakan dapat ditentukan sebagai berikut :

$$L = \frac{1780}{Sin\ 40^{o}} = 2770\ (mm)$$

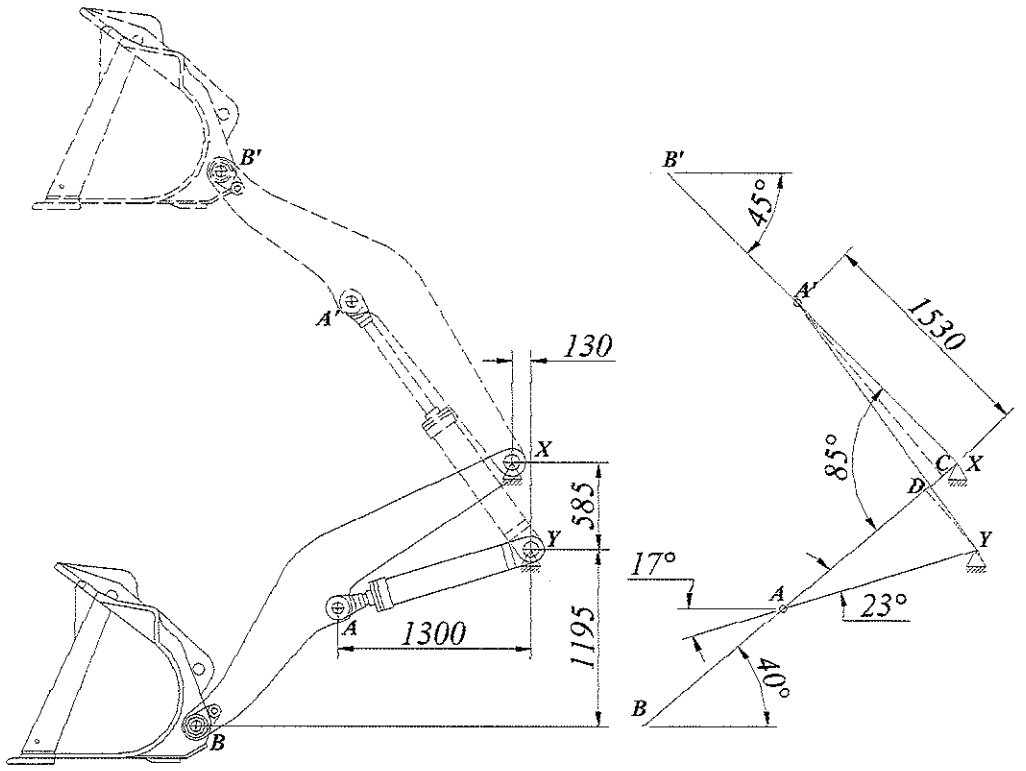
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Sudut yang dapat dibentuk lengan pengangkat pada posisi tetinggi terhadap sumbu mendatar dapat dihitung sebagai berikut :

$$\beta = arc\ Sin \frac{1960}{2770} = 45°.$$

Jadi sudut putar total dari lengan pengangkat *(boom)* adalah sebesar 85°.

2.3. Perancangan Panjang Langkah Silinder Boom



Gambar 2.5. Kedudukan dan posisi silinder boom

Pada mekanisme gerakan perlengkapan kerja wheel loader, ujung silinder pengangkap *(boom cylinder)* tertumpu pada rangka *(chasis)* sedang ujung yang

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS GADJAH MADA

lain dihubungkan pada lengan pengangkat *(boom)*. Gerakan dari silinder pengangkat *(boom)* ini nantinya sangat berpengaruh terhadap gerakan maupun kedudukan/posisi semua perlengkapan kerja. Gerakan silinder yang bolak balik *(reciprocating)* menyebabkan lengan pengangkat *(boom)* bergerak berputar dengan sudut putar sebesar 85° terhadap tumpuannya, sehingga bucket yang terpasang di ujung lengan pengangkat bergerak naik turun terhadap landasan / permukaan tanah.

Pada saat bucket berada pada posisi terendah maka sudut yang dibentuk oleh lengan pengangkat *(boom)* terhadap permukaan tanah sebesar 40° sedangkan silinder boom membentuk sudut 17° terhadap bidang horizontal. Dengan demikian panjang mula-mula silinder boom dapat diketahui sebagai berikut :

$$YA = \frac{1300}{Cos\ 17^{o}}$$

$$= 1360 \text{ mm.}$$

Pada saat bucket berada pada posisi tertinggi maka lengan pengangkat *(boom)* akan berputar dengan sudut putar sebesar 85°, sehingga panjang langkah dari silinder boom dapat dihitung sebagai berikut :

silinder boom dapat dihitung sebagai berikut :

$$A'C = XA' \text{ . Sin } 85^{o}$$

$$= 1530 \text{ . Sin } 85^{o}$$

$$= 1524{,}2 \text{ mm.}$$

$$XC = XA' \text{ . Cos } 85^{o}$$

$$= 1530 \text{ . Cos } 85^{o}$$

$$= 133{,}4 \text{ mm.}$$

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2009 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

YD = YA . Sin 23°

= 1360 . Sin 23°

= 531,4 mm.

XD = XA' – (YA . Cos 23°)

= 1530 – (1360 . Cos 23°)

= 278,1 mm.

CD = XD – XC

= 278,1 - 133,4

= 144,7 mm.

Sehingga panjang akhir silinder boom dapat dihitung sebagai berikut :

$$YA' = \sqrt{(A'C + YD)^2 + CD^2}$$

$$= \sqrt{(1524{,}2 + 531{,}4)^2 + 144{,}7^2}$$

= 2060,7 *mm.*

Jadi panjang langkah silinder boom adalah :

L = YA' - YA

= 2060,7 – 1360

= 700,7 mm (diambil 700 mm).

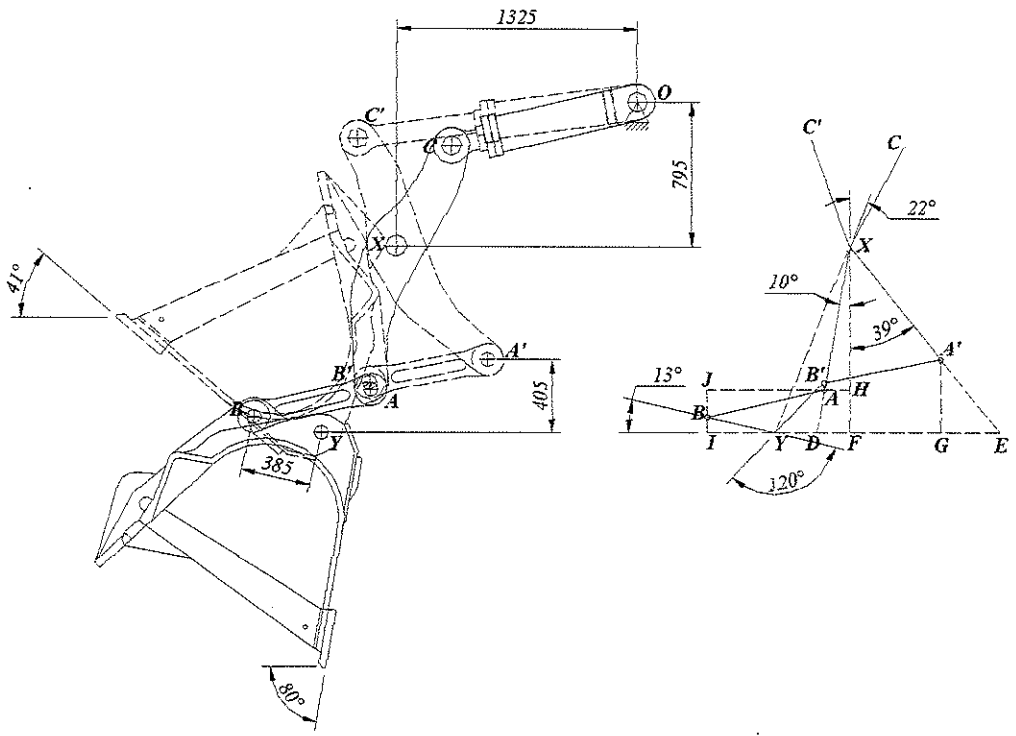
2.4. Perancangan Panjang Lengan Penumpah *(Bellcrank)*

Lengan penumpah *(bellcrank)* berfungsi untuk meneruskan gaya tarik maupun gaya dorong dari silinder bucket ke batang pendorong *(bucket link)* yang selanjutnya untuk menggerakkan bucket berputar bolak balik dengan sudut putar tertentu. Gaya dorong dari silinder bucket akan dirubah menjadi gaya tarik

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

terhadap bucket dan juga sebaliknya gaya tarik dari silinder bucket akan dirubah menjadi gaya dorong terhadap bucket.

Untuk memuat ataupun mengeruk material *(tilting)* maka bucket akan melakukan gerakan berputar kearah atas, sedang untuk menumpahkannya *(dumping)* maka bucket akan melakukan gerakan berputar ke bawah.



Gambar 2.6. Kedudukan dan posisi lengan penumpah (bellcrank)

Pada saat lengan pengangkat *(boom)* pada posisi terendah seperti pada gambar di atas, maka sudut putar maksimal yang dapat dibentuk bucket untuk memuat material adalah sebesar 41° terhadap garis horizontal sedang untuk menumpahkan material sebesar 80° terhadap garis horizontal.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Diketahui jarak sumbu putar bucket dengan sumbu putar bellcrank sebesar, XY = 1110 mm, sehingga :

$$XF = XY \cdot \cos 22^\circ$$

$$= 1110 \cdot \cos 22^\circ$$

$$= 1029{,}2 \text{ mm.}$$

$$YF = XY \cdot \sin 22^\circ$$

$$= 1110 \cdot \sin 22^\circ$$

$$= 415{,}8 \text{ mm.}$$

$$XE = \frac{XF}{\cos 39^\circ}$$

$$= \frac{1029{,}2}{\cos 39^\circ}$$

$$= 1324{,}3 \text{ mm.}$$

$$A'E = \frac{A'G}{\cos 39^\circ}$$

$$= \frac{405}{\cos 39^\circ}$$

$$= 521{,}1 \text{ mm.}$$

Jadi ukuran lengan penumpah *(bellcrank)* adalah :

Panjang XA = XE – A'E

= 1324,3 – 521,1

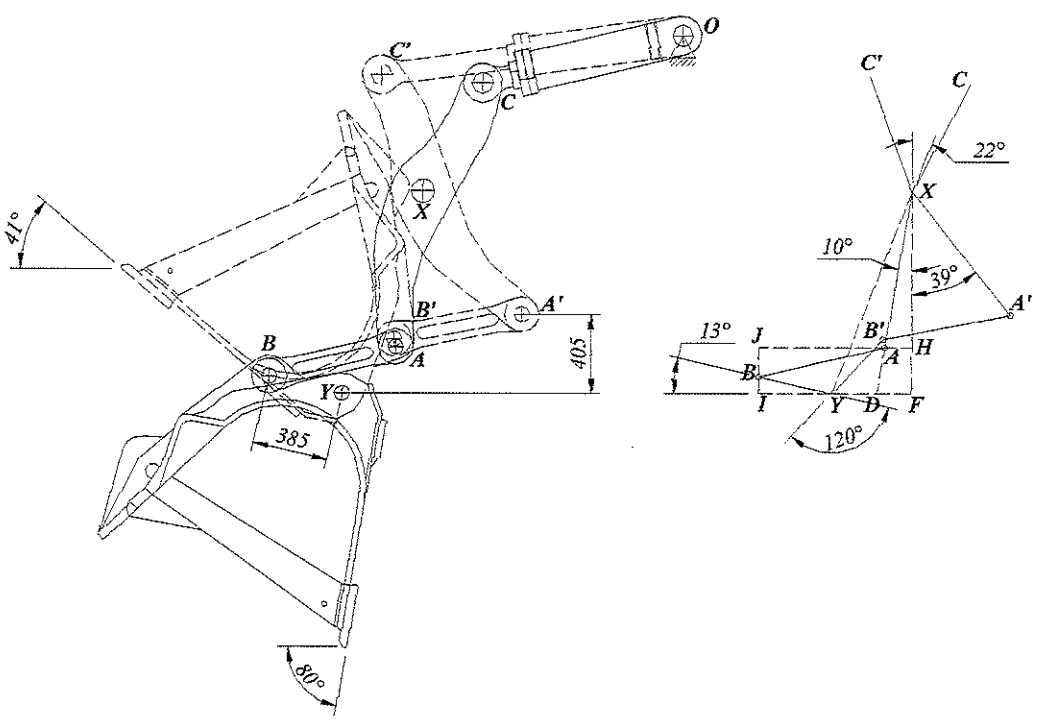
= 803,2 mm.

Dalam perancangan ini diambil panjang XA = 805 mm, sedang panjang XC diambil sebesar 630 mm dengan sudut AXC sebesar 161°.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

2.5. Perancangan Panjang Batang Pendorong *(Bucket Link)*

Komponen ini berfungsi sebagai penghubung antara lengan penumpah dengan bucket sehingga setiap gerakan lengan penumpah akan diikuti oleh gerakan bucket. Gaya dorong maupun gaya tarik dari silinder bucket melalui lengan pendorong *(bucket link)* ini akan diteruskan ke bucket sehingga bucket yang tertumpu pada lengan pengangkat *(boom)* akan melakukan gerakan berputar terhadap tumpuannya tersebut dengan sudut putar tertentu.



Gambar 2.7. Kedudukan dan posisi batang pendorong (bucket link)

Panjang batang pendorong *(bucket link)* sangat mempengaruhi terhadap posisi maupun sudut putar dari bucket baik pada saat melakukan gerakan pemuatan/pengerukan *(tilting)* maupun gerakan penumpahan *(dumping)*.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Perancangan yang kurang tepat akan berakibat kurangnya gaya dorong saat bucket melakukan gerakan pengerukan material dan juga akan mengakibatkan tumpahnya material dengan sendirinya saat lengan pengangkat *(boom)* pada posisi tertinggi.

Pada saat lengan pengangkat *(boom)* posisi terendah maka sudut putar maksimal yang dapat dibentuk antara bucket dengan bidang horizontal untuk melakukan gerakan pemuatan sebesar 41° sedang untuk gerakan penumpahan sebesar 80°. Adapun perhitungan panjang batang pendorong *(bucket link)* adalah sebagai berikut :

Diketahui, $\angle BYI = 13^{o}$

BI = BY . Sin 13°

= 385 . Sin 13°

= 86,6 mm.

YI = BY . Cos 13°

= 385 . Cos 13°

=375,1 mm.

AH = XA . Sin 10°

= 803,2 . Sin 10°

= 139,5 mm.

XH = XA . Cos 10°

= 803,2 . Cos 10°

= 791 mm.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Diketahui jarak XY = 1110 mm, sehingga :

XF = XY . Cos 22°

= 1110 . Cos 22°

= 1029,2 mm.

YF = XY . Sin 22°

= 1110 . Sin 22°

= 415,8 mm.

HF = XF – XH

= 1029,2 – 791

= 238,2 mm.

JA = (YI + YF) – AH

= (375,1 + 415,8) – 139,5

= 651,4 mm.

JB = HF – BI

= 238,2 – 86,6

= 151,6 mm.

Jadi panjang batang AB adalah :

$$AB = \sqrt{JA^2 + JB^2}$$

$$= \sqrt{651{,}4^2 + 151{,}6^2}$$

= 668,8 mm.

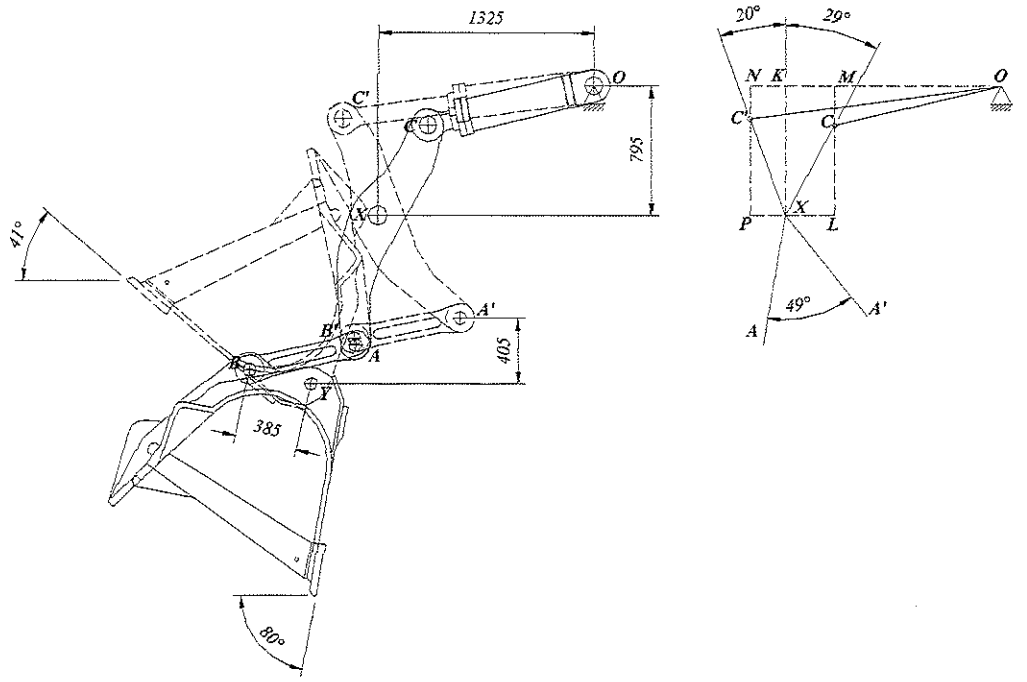
Sehingga dalam perancangan ini, panjang batang pendorong *(bucket link)* diambil sebesar 670 mm.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2003 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

2.6. Perancangan Panjang Langkah Silinder Bucket

Silinder bucket digunakan untuk menggerakkan mekanisme lengan penumpah *(bellcrank)* yang selanjutnya melalui batang pendorong *(bucket link)* dihubungkan dengan bucket untuk mengoperasikan pergerakan bucket. Untuk mengetahui panjang langkah silinder bucket yang dibutuhkan perlu ditinjau posisinya terhadap lengan pengangkat *(boom)*. Dalam perancangan ini akan ditinjau posisinya terhadap boom pada saat posisi boom terendah dan tertinggi.

Pada saat berada di posisi terendah, maka boom akan membentuk sudut 40° terhadap bidang horizontal sedang sudut putar maksimal yang dapat dibentuk bucket terhadap tumpuannya sebesar 121°. Untuk menghasilkan sudut putar bucket sebesar itu maka lengan penumpah *(bellcrank)* akan berputar dengan susdut putar sebesar 49° seperti terlihat pada gambar di bawah.



Gambar 2.8. Kedudukan dan posisi silinder bucket saat boom di posisi terendah

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Berdasarkan gambar diatas maka panjang langkah silinder bucket dapat dihitung sebagai berikut :

Diketahui panjang lengan penumpah XC adalah 630 mm.

XL = XC . Sin 29°

= 630 . Sin 29°

= 305,4 mm.

CL = XC . Cos 29°

= 630 . Cos 29°

= 551 mm.

OM = OK – XL

= 1325 – 305,4

= 1019,6 mm.

CM = XK – CL

= 795 – 551

= 244 mm.

$OC = \sqrt{OM^2 + CM^2}$

$= \sqrt{1019{,}6^2 + 244^2}$

= 1048,4 mm (diambil 1048 mm).

Diketahui panjang lengan penumpah XC' adalah 630 mm.

XP = XC' . Sin 20°

= 630 . Sin 20°

= 215,5 mm.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$C'P = XC' \cdot \cos 20^\circ$

$= 630 \cdot \cos 20^\circ$

$= 592$ mm.

$ON = OK + XP$

$= 1325 + 215,5$

$= 1540,5$ mm.

$C'N = XK - C'P$

$= 795 - 592$

$= 203$ mm.

$OC' = \sqrt{ON^2 + C'N^2}$

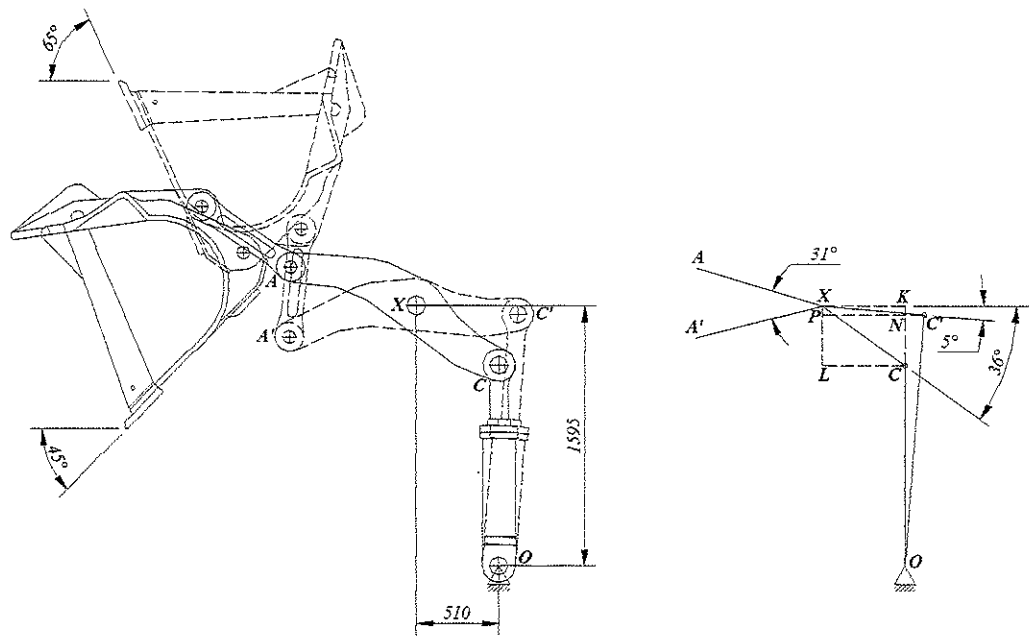
$= \sqrt{1540,5^2 + 203^2}$

$= 1553,8$ mm (diambil 1554 mm)

Jadi pada saat lengan pengangkat (boom) berada di posisi terendah maka panjang langkah mula-mula silinder bucket adalah sebesar 1048 mm sedang panjang langkah akhirnya adalah sebesar 1554 mm.

Pada saat boom berada di posisi tertinggi, maka akan membentuk sudut 45° terhadap bidang horizontal sedang sudut putar maksimal yang dapat dibentuk bucket terhadap tumpuannya sebesar 110°. Untuk menghasilkan sudut putar bucket sebesar itu maka lengan penumpah *(bellcrank)* akan berputar dengan susdut putar sebesar 31° seperti terlihat pada gambar berikut.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA



Gambar 2.9. Kedudukan dan posisi silinder bucket saat boom di posisi tertinggi

Berdasarkan gambar diatas maka panjang langkah silinder bucket dapat dihitung sebagai berikut :

Diketahui panjang lengan penumpah XC adalah 630 mm.

XL = XC . Sin 36°

= 630 . Sin 36°

= 370,3 mm.

OC = OK – XL

= 1595 – 370,3

= 1224,7 mm (diambil 1225 mm).

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Diketahui panjang lengan penumpah XC' adalah 630 mm.

XP = XC' . Sin 5°

= 630 . Sin 5°

= 54,9 mm.

C'P = XC' . Cos 5°

= 630 . Cos 5°

= 627,6 mm.

ON = OK - XP

= 1595 – 54,9

= 1540,1 mm.

C'N = C'P - XK

= 627,6 -510

= 117,6 mm.

$OC' = \sqrt{ON^2 + C'N^2}$

$= \sqrt{1540{,}1^2 + 117{,}6^2}$

= 1544,6 mm (diambil 1545 mm).

Jadi pada saat lengan pengangkat (boom) berada di posisi tertinggi maka panjang langkah mula-mula silinder bucket adalah sebesar 1225 mm sedang panjang langkah akhirnya adalah sebesar 1545 mm.

Dari perhitungan diatas maka panjang langkah silinder bucket yang diperlukan adalah sebesar selisih terbesar antara panjang langkah mula-mula dengan panjang langkah akhir silinder bucket. yaitu :

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$L = OC - OC$

$= 1554 - 1048$

$= 506$ mm.

Dalam perancangan ini, panjang langkah silinder bucket diambil sebesar 506 mm.

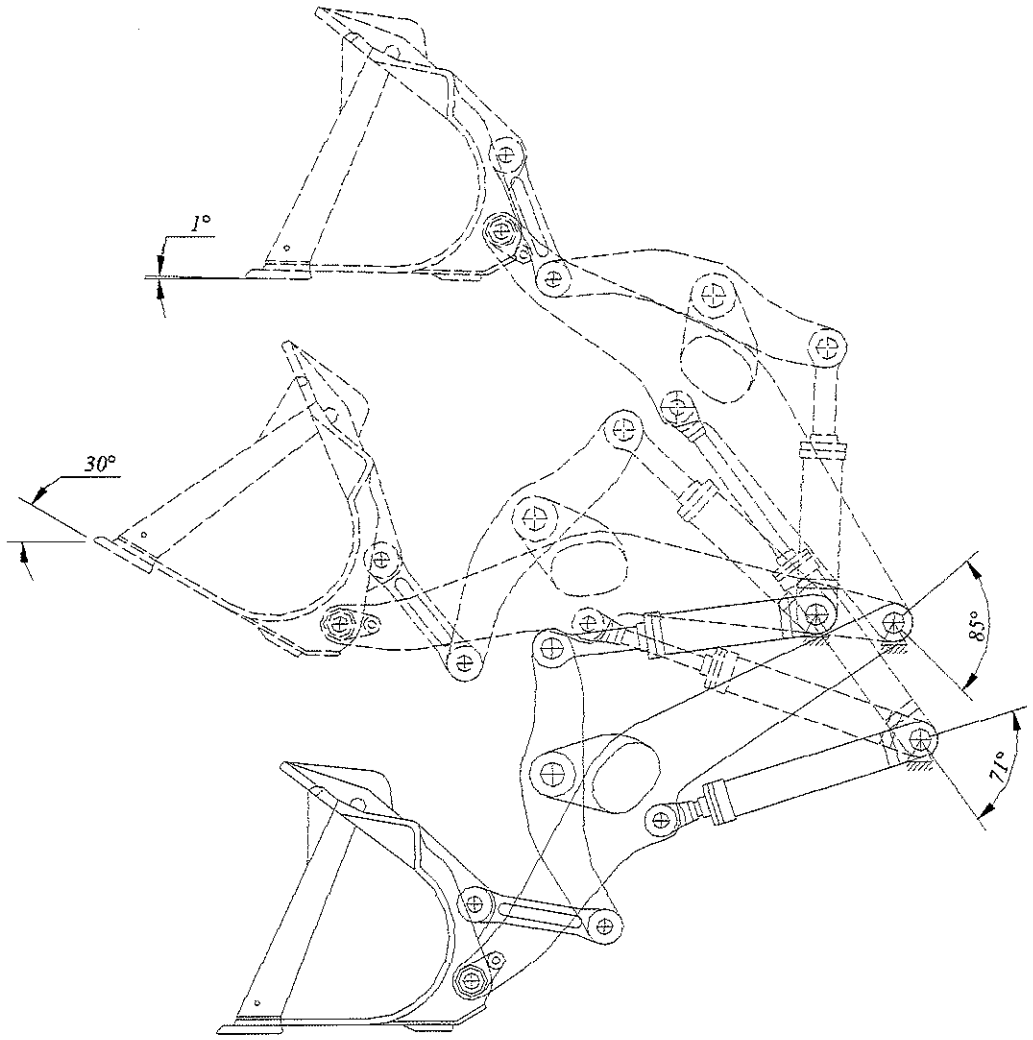
2.7. Mekanisme Z-Bar Linkage

Lengan penumpah *(bellcrank)* yang tertumpu pada lengan pengangkat *(boom)* dapat melakukan gerakan berputar dengan sudut putar tertentu. Ujung bellcrank yang satu dihubungkan dengan silinder bucket sedang ujung yang lain dihubungkan dengan batang pendorong *(bucket link)*. Dengan sumbu putar terletak diantara kedua ujung tersebut maka pada saat piston silinder bucket memanjang *(cylinder rod extend)* ujung yang satunya akan menarik batang pendorong *(bucket link)* sehingga bucket akan melakukan gerakan pemuatan/pengerukan *(tilting/digging)* dan begitu juga saat piston silinder memendek *(cylinder rod retract)* ujung yang satunya akan mendorong batang pendorong (*bucket link)* sehingga bucket akan melakukan gerakan penumpahan *(dumping*).

Mekanisme gerakan dari lengan penumpah *(bellcrank)* sebagaimana penjelasan di atas menggunakan sistem sambungan berbentuk Z *(Z-bar linkage)*. Sistem Z-bar linkage ini akan memberikan tambahan gaya dorong keluar *(break out force)* pada bucket sehingga sangat sesuai untuk pekerjaan-pekerjaan pemuatan dan penumpahan material.. Saat lengan pengangkat *(boom)* berada pada posisi terendah dan bucket membentuk sudut O^{o} terhadap bidang datar maka dengan hanya mengoperasikan lengan pengangkat *(boom)* bergerak keatas sampai

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

dengan sudut putar maksimal yang dapat dibentuk, bucket akan melakukan dua gerakan sekaligus yaitu pemuatan dan penumpahan. Dengan demikian akan memperingan kerja dari silinder bucket untuk melakukan kedua gerakan tersebut.



Gambar 2.10. Mekanisme Z-bar linkage pada perlengkapan kerja

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

BAB 3

GAYA, MOMEN DAN KEKUATAN

PERLENGKAPAN KERJA

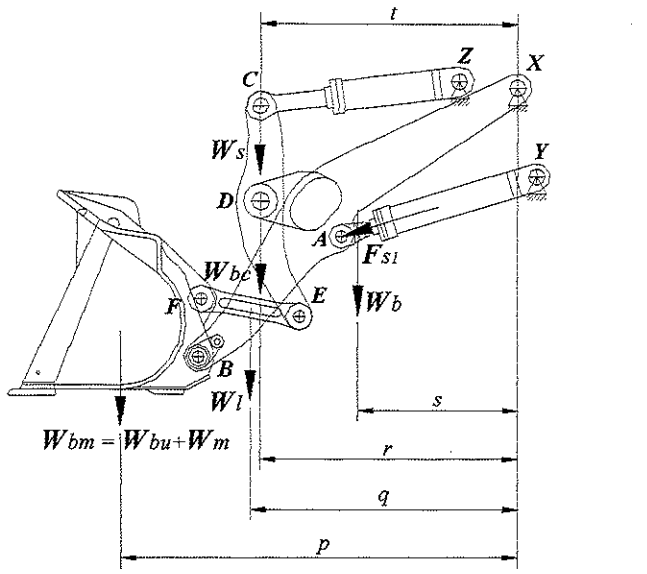
Pada bagian ini akan dibahas hal-hal yang berhubungan dalam penentuan kekuatan dan ukuran perlengkapan kerja diantaranya gaya reaksi dan momen lengkung yang terjadi pada perlengkapan kerja. Gaya dan momen yang terjadi akan ditinjau dari beberapa posisi dan gerakan perlengkapan kerja sehingga akan didapatkan harga maksimum yang selanjutnya digunakan untuk acuan dalam perhitungan. Komponen-komponen yang ditinjau meliputi lengan pengankat *(boom)* beserta silindernya, bucket beserta silindernya, bellcrank, bucket link dan pena/pin yang terdapat pada perlengkapan kerja.

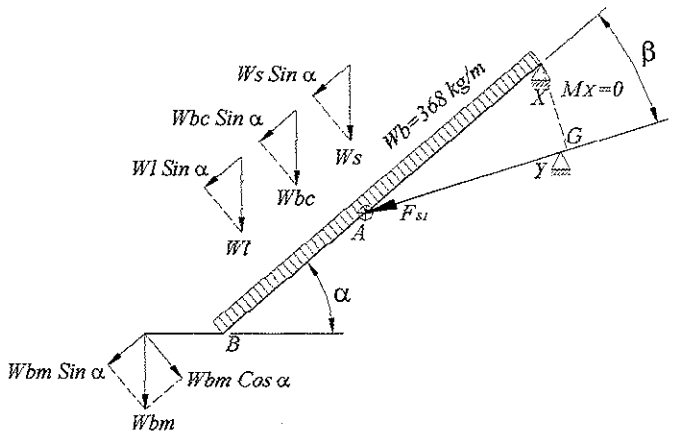
3.1. Gaya Reaksi pada Silinder Boom

Gaya ini terjadi pada saat perlengkapan kerja khususnya lengan pengangkat *(boom)* bergerak naik turun untuk memuat dan menumpahkan material. Untuk menggerakkan lengan pengangkat *(boom)* tersebut maka silinder pengangkat akan menerima gaya yang besarnya selalu berubah-ubah terhadap perubahan sudut angkat dari lengan pengangkat *(boom)* tersebut. Sudut angkat total dirancang sebesar 85°, dimana dimulai dari 40° dibawah garis horizontal dan berakhir pada 45° diatas garis horizontal.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2003 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Hal lain yang mempengaruhi besarnya gaya yang diterima oleh silinder pengangkat *(boom)* yaitu perubahan posisi dari bucket yang dapat membentuk sudut tertentu terhadap tumpuannya pada lengan pengangkat *(boom)*. Sehingga untuk menghitung besarnya gaya dalam perhitungan ini akan mengacu pada saat bucket berada pada posisi datar karena dengan asumsi bahwa bucket masih terisi penuh pada saat posisi tersebut maka momen yang dihasilkan akan relatif lebih besar.





Gambar 3.1. Gaya pada silinder lengan pengangkat (boom)

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Dari gambar di atas maka gaya yang diterima oleh silinder lengan pengangkat *(boom)* (Fs_1) dapat dihitung dengan mengasumsikan momen pada tumpuan X = 0, sehingga :

$$\Sigma M_X = 0$$

$$Fs_1 = \frac{(Wbm \times p) + (Wl \times q) + (Wbc \times r) + (Wb \times s) + (\tfrac{1}{2}Ws \times t)}{1530 \times Sin\beta}$$

Dimana :

Wbu = gaya berat bucket (1583 kg = 15529,23 N)

Wm = gaya berat material maksimum (4960 kg = 48657,6 N)
(untuk kapasitas bucket 3,1 m^3 dengan massa jenis tanah 1600 kg/m^3 = 15696 N/m^3).

Wbm = gaya berat bucket dan muatannya (6543 kg = 64186,83 N)

Wl = gaya berat batang pendorong *(bucket link)* (56 kg = 549,36 N)

Wbc = gaya berat lengan penumpah *(bellcrank)* (309 kg = 3031,29 N)

Wb = gaya berat lengan pengangkat *(boom)* (1020 kg = 10006,2 N)

Ws = gaya berat silinder bucket (166 kg = 1628,46 N)

p = jarak titik berat bucket terhadap tumpuan X (mm)

q = jarak titik berat bucket link terhadap tumpuan X (mm)

r = jarak titik berat bellcrank terhadap tumpuan X (mm)

s = jarak titik berat boom terhadap tumpuan X (mm)

t = jarak titik berat silinder bucket terhadap tumpuan X (mm)

β = sudut yang dibentuk antara boom dan silinder boom

Sehingga dengan perubahan sudut angkat dari lengan pengangkat *(boom)* didapatkan besarnya gaya yang diterima oleh silinder boom sebagai berikut :

Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS GADJAH MADA

Sudut Pengangkatan	β	p (mm)	q (mm)	r (mm)	s (mm)	t (mm)	Fs_1 (kg)	Fs_1 (N)
0°	23.0°	2645	1778	1712	1062	1714	32041.787	314009.511
10°	23.4°	2922	2073	1817	1201	1653	34811.870	341156.327
20°	22.3°	3126	2303	1866	1303	1553	38946.935	381679.960
30°	21.1°	3251	2456	1859	1365	1442	42646.836	417938.993
40°	19.5°	3294	2527	1795	1386	1263	46526.010	455954.899
50°	17.5°	3251	2512	1677	1365	1082	50876.455	498589.260
60°	15.3°	3126	2411	1507	1303	882	55611.615	544993.830
70°	12.9°	2922	2230	1292	1200	667	61240.961	600161.417
80°	10.4°	2645	1973	1038	1062	442	68264.542	668992.516
85°	9.1°	2481	1820	898	1083	328	**73318.621**	**718522.485**

Tabel 3.1. Hubungan sudut pengangkatan dengan gaya pada silinder lengan pengangkat (boom)

Jadi gaya maksimum yang diterima oleh dua silinder boom sebesar 718522,485 N, sehingga untuk satu silinder menerima gaya sebesar :

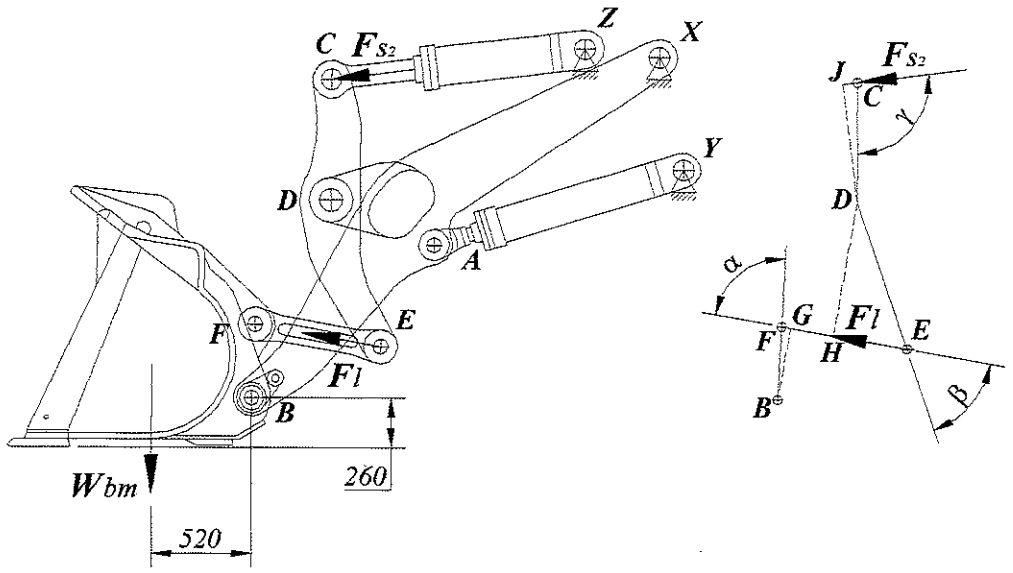
$$Fs_1 = \frac{718522,485}{2} = 359261,243 \text{ N.}$$

3.2. Gaya Reaksi pada Silinder Bucket dan Bucket Link

Gaya reaksi yang diterima oleh silinder bucket secara umum terjadi karena adanya beban berupa gaya berat bucket dan muatannya sebesar 64186,83 N. Besarnya gaya yang diterima oleh silinder bucket tersebut berubah-ubah tergantung susut pengangkatan dari lengan pangangkat *(boom)* dan juga posisi bucket terhadap garis horizontal. Dalam perhitungan ini ditentukan posisi bucket pada saat datar karena pada saat akan menghasilkan momen terbesar terhadap

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

tumpuannya di lengan pengangkat *(boom)* sedang posisi lengan pengangkat *(boom)* akan ditinjau beberapa posisi sudut pengangkatan.



Gambar 3.2. Gaya reaksi pada silinder bucket

Untuk menghitung besarnya gaya yang diterima oleh silinder bucket (Fs_2) maka terlebih dahulu harus mengetahui besarnya gaya reaksi pada batang pendorong *(bucket link)* (F_1).

Gaya reaksi pada batang pendorong *(bucket link)* (F_1) dapat dihitung dengan mengasumsikan momen pada titik B = 0, sehingga :

$$\Sigma MB = 0$$

$$Fl = \frac{Wbm \times 520}{BF \times Sin\,\alpha}$$

Sehingga gaya reaksi pada silinder bucket (Fs_2) dapat dihitung dengan mengasumsikan momen pada titik D = 0, sehingga :

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$Fs_2 = \frac{Fl \times DE \times Sin\ \beta}{CD \times Sin\ \gamma}$$

Dimana :

Wbm = gaya berat bucket dan muatannya (6543 kg = 64186,83 N)

α = sudut yang dibentuk bucket link dengan bucket (titik BF)

β = sudut yang dibentuk bucket link dengan bellcrank (titik DE)

γ = sudut yang dibentuk silinder bucket dengan bellcrank (titik CD)

Sehingga dengan perubahan sudut pengangkatan dari lengan pengangkat *(boom)* didapatkan besarnya gaya reaksi pada silinder bucket sebagai berikut :

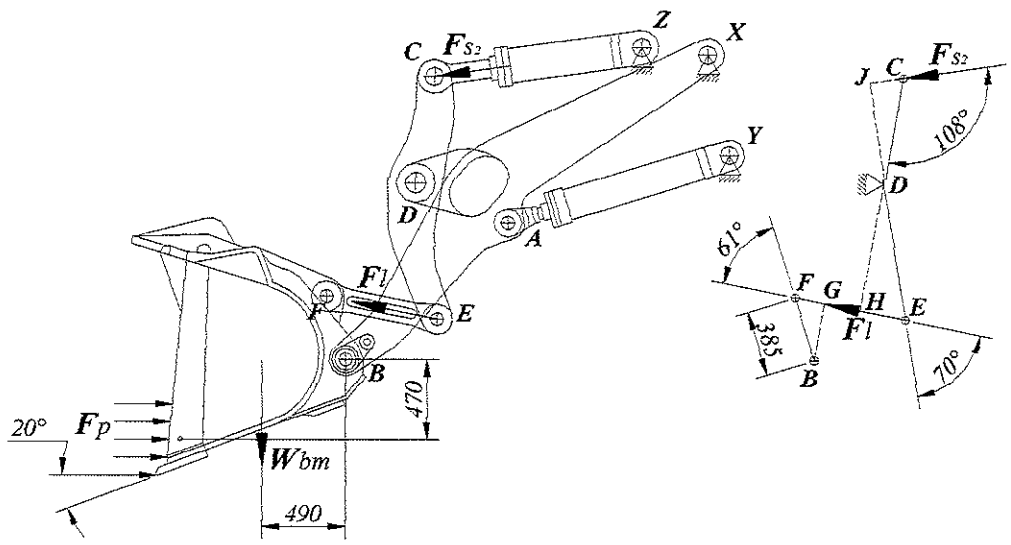
Sudut Pengangkatan	α	β	γ	Fl (kg)	Fl (N)	Fs_2 (kg)	Fs_2 (N)
0°	83°	61°	97°	8903.665	87344.956	10025.192	98347.135
10°	71°	65°	100°	9346.510	91689.262	10990.794	107819.685
20°	61°	70°	102°	10104.161	99121.824	12403.294	121676.312
30°	53°	75°	103°	11065.497	108552.524	14016.710	137503.927
40°	46°	82°	105°	12285.291	120518.704	16093.473	157876.969
50°	40°	89°	106°	13748.396	134871.766	18272.568	179253.890
60°	35°	97°	107°	15407.360	151146.203	20433.274	200450.418
70°	30°	105°	109°	17674.597	173387.801	23071.646	226332.844
80°	26°	113°	111°	20159.399	197763.701	25398.452	249158.815
85°	24°	118°	112°	21727.324	**213145.045**	26438.124	**259357.994**

Tabel 3.2. Hubungan sudut pengangkatan dengan gaya pada bucket link dan silinder bucket

Selain disebabkan oleh gaya berat bucket dan muatannya tersebut, maka perlu dilakukan pengecekan gaya reaksi pada silinder bucket (Fs_2) pada saat

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

perlengkapan kerja melakukan operasi pengerukan / penggalian *(digging)* dimana pada saat itu bucket akan mendapat gaya tambahan berupa gaya penetrasi tanah (Fp). Pada saat operasi pengerukan / penggalian *(digging)* tersebut, lengan pengangkat *(boom)* berada pada posisi terendah sedang bucket dirancang akan membentuk sudut 20° terhadap permukaan tanah *(bidang horizontal)*.



Gambar 3.3. Gaya penetrasi tanah pada ujung bucket

Berdasarkan gambar diatas maka gaya penetrasi tanah (Fp) dapat dihitung sebagai berikut :

$$Fp = (\tfrac{1}{2} \times \rho \times h_b^{\,2} \times N\Phi + 2 \times c \times h_b \times \sqrt{N\Phi}) \times Z \quad [3]$$

Dimana,

ρ = massa jenis tanah (1600 kg/m^3 = 15696 N/m^3)

h_b = tinggi bagian bucket melawan tanah (415 mm = 0,415 m)

[3] Wong, Jo Yung, Theory of Ground Vehicles, John Wiley& Son, Inc, 1978, hal 68

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

$N\Phi = \tan^2(45 + \Phi/2)$

(untuk sudut pemakanan $\Phi = 20^o$, maka $N\Phi = 2,04$)

c = tegangan geser tanah

(untuk lempung dan tanah basah, maka $c = 68,95\ kN/m^2$)

Z = lebar pisau bucket

(untuk jenis bucket BOC *(bolt on cutting edge)* maka lebar pisau bucket sama dengan lebar dalam bucket yaitu 2700 mm = 2,7 m)

Sehingga ,

$$Fp = (\tfrac{1}{2} \times 15696 \times 0,415^2 \times 2,04 + 2 \times 68950 \times 0,415 \times \sqrt{2,04}) \times 2,7$$

$$= 228139,081\ N$$

Gaya reaksi pada bucket link (F_l) dapat dihitung dengan mengasumsikan momen pada titik B = 0, sehingga :

$$\Sigma MB = 0$$

$$Fl = \frac{Fp \times 470 + Wbm \times 490}{BF \times Sin\ 61^o}$$

$$= \frac{228139,081 \times 470 + 64186,83 \times 490}{385 \times Sin\ 61^o}$$

$$= 411835,882\ N$$

Sehingga besarnya gaya reaksi pada silinder bucket (Fs_2) dapat dihitung dengan mengasumsikan momen pada titik D = 0, sehingga :

$$\Sigma MD = 0$$

$$Fs_2 = \frac{Fl \times DE \times Sin\ 70^o}{CD \times Sin\ 108^o}$$

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$= \frac{411855{,}882 \times 805 \times Sin\ 70}{630 \times Sin\ 108^{o}}$$

$$= 519946{,}916 \text{ N}$$

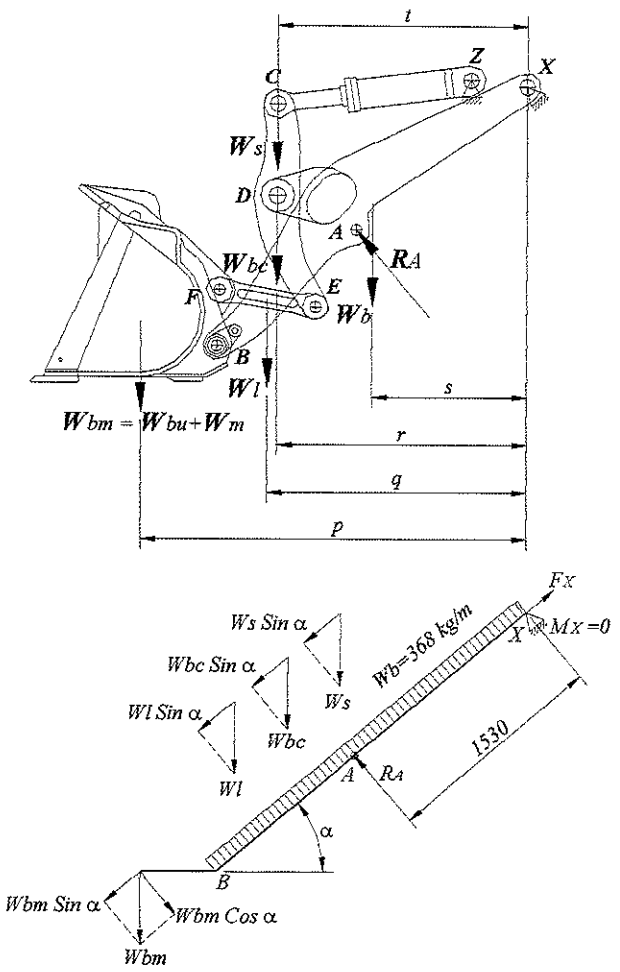
Berdasarkan kedua perhitungan di atas, maka gaya reaksi terbesar pada silinder bucket (Fs_2) terjadi pada saat perlengkapan kerja *(work equipments)* melakukan operasi pengerukan / penggalian *(digging)* yaitu sebesar 519946,916 N.

3.3. Gaya dan Momen Lengkung pada Lengan Pengangkat *(Boom)*

Gaya reaksi pada lengan pengangkat *(boom)* ini dihitung di setiap tumpuan pada lengan pengangkat *(boom)* yang juga merupakan letak gaya geser maksimumnya. Lengan pengangkat *(boom)* harus mampu menahan sejumlah gaya berat yang berasal dari bucket dan muatannya (Wbm), bucket link (Wl), Bellcrank (Wbc), silinder bucket (Ws) serta gaya berat lengan pengangkat itu sendiri yang berupa beban merata (Wb). Gaya reaksi yang diterima oleh lengan pengangkat *(boom)* selalu berubah-ubah sesuai dengan perubahan sudut pengangkatan dari mulai 0° sampai dengan 85°.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

3.3.1. Gaya reaksi pada tumpuan A (RA)



Gambar 3.4. Gaya reaksi lengan pengangkat (boom) pada tumpuan A

Berdasarkan gambar di atas, maka gaya reaksi pada tumpuan A (RA) diperoleh dengan mengasumsikan momen pada tumpuan X = 0, sehingga :

$$\Sigma M_X = 0$$

$$R_A = \frac{(Wbm \times p) + (Wl \times q) + (Wbc \times r) + (Wb \times s) + (\frac{1}{2} Ws \times t)}{1530}$$

Dimana :

Wbm = gaya berat bucket dan muatannya (6543 kg = 64186,83 N)

UNIVERSITAS GADJAH MADA
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2003 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Wl = gaya berat batang pendorong *(bucket link)* (56 kg = 549,36 N)

Wbc = gaya berat lengan penumpah *(bellcrank)* (309 kg = 3031,29 N)

Wb = gaya berat lengan pengangkat *(boom)* (1020 kg = 10006,2 N)

Ws = gaya berat silinder bucket (166 kg = 1628,46 N)

p = jarak titik berat bucket terhadap tumpuan X (mm)

q = jarak titik berat bucket link terhadap tumpuan X (mm)

r = jarak titik berat bellcrank terhadap tumpuan X (mm)

s = jarak titik berat boom terhadap tumpuan X (mm)

t = jarak titik berat silinder bucket terhadap tumpuan X(mm)

Sehingga dengan perubahan sudut angkat dari lengan pengangkat *(boom)* didapatkan besarnya gaya reaksi pada tumpuan A (RA) sebagai berikut :

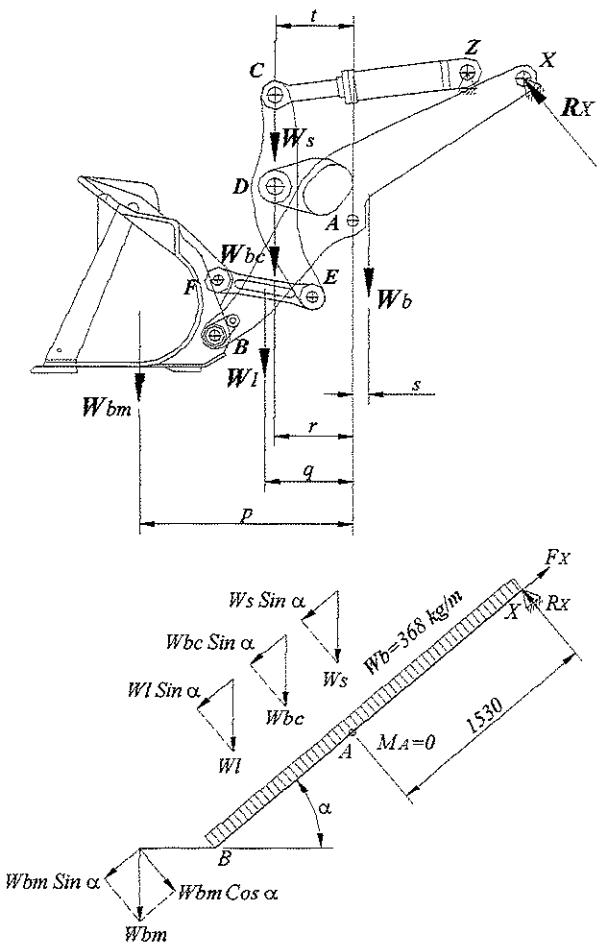
Sudut Pengangkatan	p (mm)	q (mm)	r (mm)	s (mm)	t (mm)	RA (kg)	RA (N)
0 °	2645	1778	1712	1062	1714	12519.724	122693.291
10 °	2922	2073	1817	1201	1653	13825.461	135489.516
20 °	3126	2303	1866	1303	1553	14778.654	144830.812
30 °	3251	2456	1859	1365	1442	15352.725	150456.703
40 °	3294	2527	1795	1386	1263	**15530.701**	**152200.873**
50 °	3251	2512	1677	1365	1082	15298.845	149928.682
60 °	3126	2411	1507	1303	882	14674.407	143809.184
70 °	2922	2230	1292	1200	667	13672.052	133986.106
80 °	2645	1973	1038	1062	442	12323.057	120765.957
85 °	2481	1820	898	1083	328	11595.931	113640.127

Tabel 3.3. Hubungan sudut pengangkatan dengan gaya reaksi lengan pengangkat (boom) pada tumpuan A

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Jadi gaya reaksi maksimum pada tumpuan A (RA) terjadi pada saat lengan pengangkat *(boom)* pada posisi datar *(sudut pengangkatan 40°)* dimana besarnya gaya tersebut adalah 152200,873 N.

3.3.2. Gaya reaksi pada tumpuan X (Rx)



Gambar 3.5. Gaya reaksi lengan pengangkat (boom) pada tumpuan X.

Berdasarkan gambar di atas, maka gaya reaksi pada tumpuan X (RX) diperoleh dengan mengasumsikan momen pada tumpuan A = 0, sehingga :

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS GADJAH MADA

$\Sigma MA = 0$

$$RX = \frac{(Wbm \times p) + (Wl \times q) + (Wbc \times r) + (Wb \times s) + (\tfrac{1}{2}Ws \times t)}{1530}$$

Dimana :

Wbm = gaya berat bucket dan muatannya (6543 kg = 64186,83 N)

Wl = gaya berat batang pendorong *(bucket link)* (56 kg = 549,36 N)

Wbc = gaya berat lengan penumpah *(bellcrank)* (309 kg = 3031,29 N)

Wb = gaya berat lengan pengangkat/boom (1020 kg = 10006,2 N)

Ws = gaya berat silinder bucket (166 kg = 1628,46 N)

p = jarak titik berat bucket terhadap tumpuan A (mm)

q = jarak titik berat bucket link terhadap tumpuan A (mm)

r = jarak titik berat bellcrank terhadap tumpuan A (mm)

s = jarak titik berat boom terhadap tumpuan A (mm)

t = jarak titik berat silinder bucket terhadap tumpuan A (mm)

Sehingga dengan perubahan sudut angkat dari lengan pengangkat *(boom)* didapatkan besarnya gaya reaksi pada tumpuan X (RX) sebagai berikut :

Sudut Pengangkatan	p (mm)	q (mm)	r (mm)	s (mm)	t (mm)	RX (kg)	RX (N)
0 °	*1472*	*605*	*539*	*111*	*541*	*-6381.314*	*-62536.875*
10 °	*1616*	*767*	*511*	*106*	*347*	*-6990.209*	*-68504.050*
20 °	*1687*	*864*	*427*	*136*	*114*	*-7247.784*	*-71028.286*
30 °	*1743*	*948*	*351*	*143*	*86*	*-7459.476*	*-73102.863*
40 °	*1762*	*995*	*264*	*145*	*268*	***-7513.672***	***-73633.985***
50 °	*1743*	*1004*	*169*	*143*	*426*	*-7406.324*	*-72581.977*
60 °	*1687*	*972*	*68*	*136*	*557*	*-7142.833*	*-69999.760*
70 °	*1596*	*904*	*34*	*126*	*659*	*-6731.718*	*-65970.839*

UNIVERSITAS GADJAH MADA
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

80°	1472	800	135	111	731	-6183.325	-60596.590
85°	1399	737	184	103	755	-5862.973	-57457.131

Tanda negatif (-) menunjukkan bahwa gaya reaksi berlawanan arah dengan asumsi semula.

Tabel 3.4. Hubungan sudut pengangkatan dengan gaya reaksi lengan pengangkat (boom) pada tumpuan X.

Jadi gaya reaksi maksimum pada tumpuan X (RX) terjadi pada saat lengan pengangkat *(boom)* pada posisi datar *(sudut pengangkatan 40°)* dimana besarnya gaya tersebut adalah 73633,985 N.

3.3.3. Gaya tarik dan tekan pada boom (Ft)

Gaya reaksi ini merupakan gaya tarik ataupun tekan yang arahnya sejajar dengan arah memanjang dari lengan pengangkat *(boom)*. Lengan pengangkat *(boom)* harus mampu melawan gaya tarik ataupun gaya tekan yang berasal dari gaya berat bucket dan muatannya (Wbm), bucket link (Wl), Bellcrank (Wbc), silinder bucket (Ws) serta gaya berat lengan pengangkat itu sendiri yang berupa beban merata (Wb). Besarnya gaya tarik ataupun gaya tekan yang diterima oleh lengan pengangkat *(boom)* akan selalu berubah-ubah tergantung dari sudut pengangkatan.

Besarnya gaya tarik atau gaya tekan (Ft) dapat dihitung dengan rumus :

$Ft = Ftot \cdot \sin \alpha$

Dimana :

Ftot = gaya berat total (8011 kg = 78587,91 N)

α = sudut yang dibentuk oleh boom dengan bidang datar.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Sehingga dengan perubahan sudut angkat dari lengan pengangkat *(boom)* didapatkan besarnya gaya tarik ataupun gaya tekan (Ft) sebagai berikut :

Sudut Pengangkatan	α	Ft (kg)	Ft (N)
0°	40°	5149.372	50515.335
10°	30°	4005.500	39293.955
20°	20°	2739.923	26878.648
30°	10°	1391.096	13646.647
40°	0°	0.000	0.000
50°	-10°	-1391.096	-13646.647
60°	-20°	-2739.923	-26878.648
70°	-30°	-4005.500	-39293.955
80°	-40°	-5149.372	-50515.335
85°	-45°	-5664.632	-55570.044

Tanda negatif (-) menunjukkan bahwa gaya yang terjadi adalah gaya tekan.

Tabel 3.5. Gaya tarik dan gaya tekan pada boom

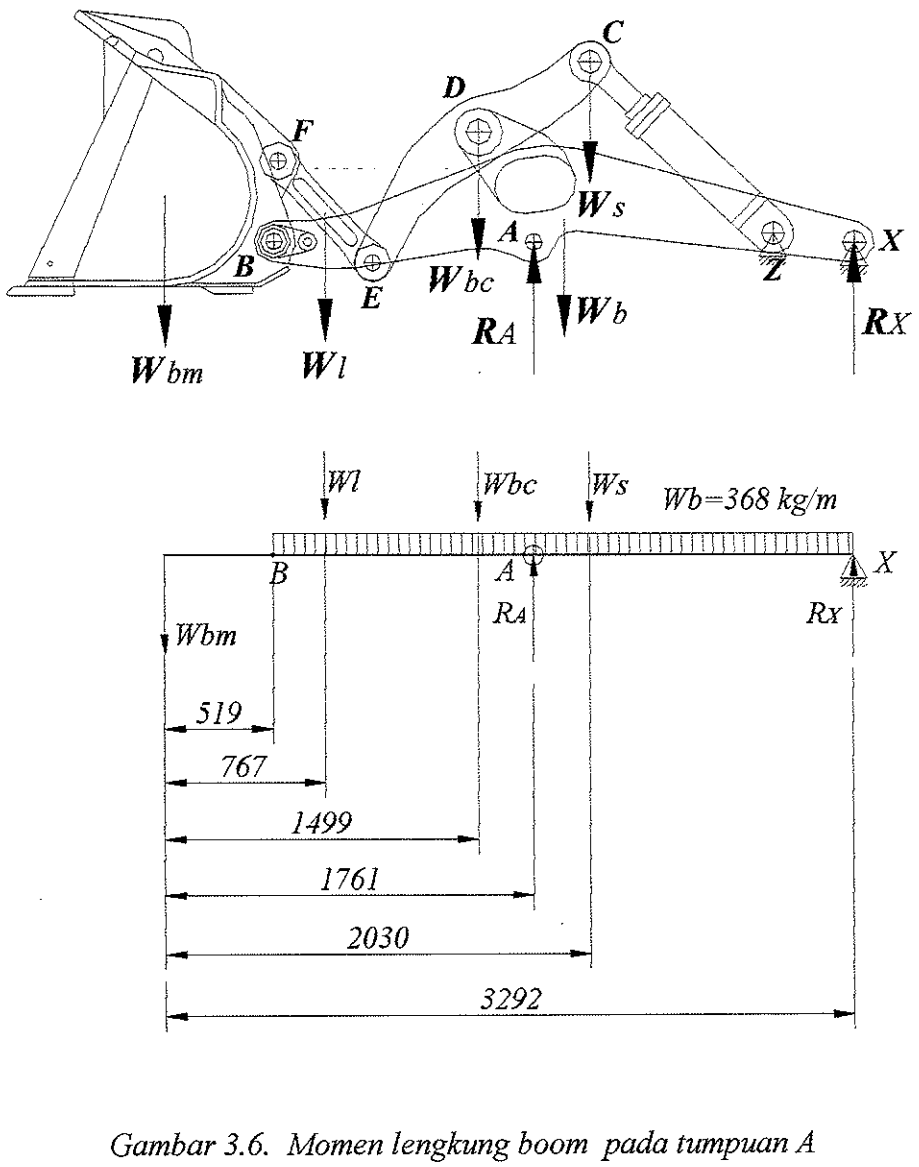
Jadi gaya tarik maksimum terjadi pada saat boom berada pada posisi terendah yaitu sebesar 50515,335 N sedang gaya tekan maksimumnya terjadi pada saat lengan pengangkat *(boom)* berada di posisi tertinggi yaitu sebesar 55570,044 N.

3.3.4. Momen lengkung pada boom

Momen lengkung maksimal yang terjadi pada lengan pengangkat *(boom)* ditentukan berdasarkan reaksi maksimal pada kedua tumpuannya yaitu RA dan RX. Berdasarkan pada perhitungan diketahui bahwa gaya reaksi maksimal tersebut terjadi pada saat lengan pengangkat *(boom)* berada pada posisi datar

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

dimana besar gaya reaksinya masing masing RA = 152200,875 N dan RX = 73633,985 N.



Gambar 3.6. Momen lengkung boom pada tumpuan A

Besarnya momen yang terjadi berdasarkan gambar diatas untuk panjang x (m) dari ruas sebelah kiri ke kanan adalah sebagai berikut :

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

$0 \leq x \leq 0,519$

$$Mx = - Wbm \cdot x$$

$0,519 \leq x \leq 0,767$

$$Mx = - Wbm \cdot x - Wb \cdot 0,5(x - 0,519)^2$$

$0,767 \leq x \leq 1,499$

$$Mx = - Wbm \cdot x - Wb \cdot 0,5(x - 0,519)^2 - Wl\,(x - 0,767) - Wb \cdot 0,5(x - 0,767)^2$$

$1,499 \leq x \leq 1,761$

$$Mx = - Wbm \cdot x - Wb \cdot 0,5(x - 0,519)^2 - Wl\,(x - 0,767) - Wb \cdot 0,5(x - 0,767)^2 - Wbc\,(x - 1,499) - Wb \cdot 0,5(x - 1,499)^2$$

$1,761 \leq x \leq 2,030$

$$Mx = - Wbm \cdot x - Wb \cdot 0,5(x - 0,519)^2 - Wl\,(x - 0,767) - Wb \cdot 0,5(x - 0,767)^2 - Wbc\,(x - 1,499) - Wb \cdot 0,5(x - 1,499)^2 + RA\,(x - 1,761) - Wb \cdot 0,5(x - 1,761)^2$$

$2,030 \leq x \leq 3,292$

$$Mx = - Wbm \cdot x - Wb \cdot 0,5(x - 0,519)^2 - Wl\,(x - 0,767) - Wb \cdot 0,5(x - 0,767)^2 - Wbc\,(x - 1,499) - Wb \cdot 0,5(x - 1,499)^2 + RA\,(x - 1,761) - Wb \cdot 0,5(x - 1,761)^2 - Ws\,(x - 2,030) - Wb \cdot 0,5(x - 2,030)^2$$

Sehingga momem lengkung pada tumpuan A (M_A) dimana jarak x = 1,761 m adalah sebesar :

$$M_A = - Wbm \cdot 1,761 - Wb \cdot 0,5\,(1,761 - 0,519)^2 - Wl\,(1,761 - 0,767) - Wb \cdot 0,5\,(1,761 - 0,767)^2 - Wbc\,(1,761 - 1,499) - Wb \cdot 0,5\,(1,761 - 1,499)^2$$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

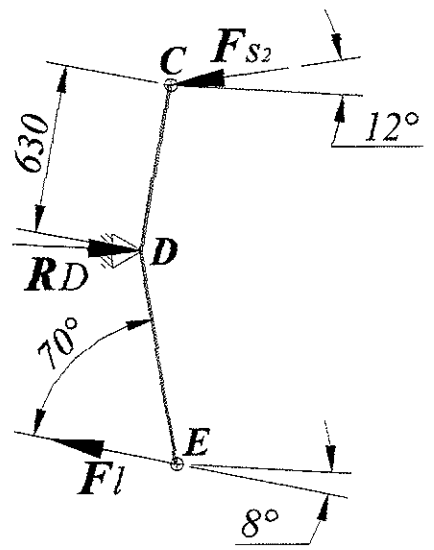
$= 1,761 - 368 \cdot 0,5\ (1,761 - 0,519)^2 - 30\ (1,761 - 0,767) - 368 \cdot 0,5\ (1,761 - 0,767)^2 - 309\ (1,761 - 1,499) - 368 \cdot 0,5\ (1,761 - 1,499)^2$

$= -11975,190$ kgm

$= -117476613$ Nmm.

3.4. Gaya dan Momen Lengkung pada Bellcrank

Gaya reaksi pada bellcrank berasal dari gaya tekan silinder bucket pada saat melakukan gerakan memuat dan menumpahkan material. Gaya tekan maksimumnya terjadi saat melakukan pemuatan *(loading)* sekaligus pengerukan *(digging)* material ke dalam bucket karena disamping ada gaya berat dari bucket dan muatannya, pada proses tersebut terjadi gaya penetrasi tanah. Untuk melawan sejumlah gaya tersebut maka bellcrank harus dirancang sedemikian sehingga tidak terdeformasi bahkan patah saat melakukan proses tersebut.



Gambar 3.7. Gaya reaksi pada bellcrank

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2008 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Dari perhitungan gaya reaksi pada silinder bucket diketahui besarnya gaya tekan pada silinder bucket (Fs_2) sebesar 519946,916 N sedang gaya reaksi pada bucket link (Fl) sebesar 411835,882 N, sehingga gaya reaksi dan momen lengkung yang terjadi pada bellcrank adalah sebagai berikut :

$$RD = F_{S2} \cdot \cos 12^\circ + Fl \cdot \cos 8^\circ$$

$$= 519946{,}916 \cdot \cos 12^\circ + 411835{,}882 \cdot \cos 8^\circ$$

$$= 916412{,}752 \text{ N}$$

Besarnya momen yang terjadi berdasarkan gambar diatas untuk panjang x (m) dari titik C adalah sebagai berikut :

$0 \leq x \leq 0{,}630$

$$Mx = Fs_2 \cdot x$$

Sehingga momen terbesar terjadi pada x = 0,63 m, terletak pada tumpuan D dimana besarnya momen tersebut (M_D) adalah :

$$M_D = 916412{,}752 \cdot 0{,}63$$

$$= 765516{,}420 \text{ Nm}$$

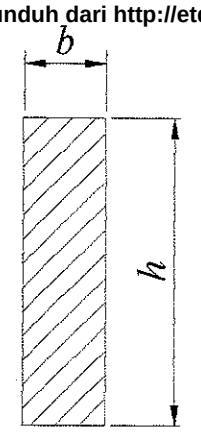
$$= 765516420 \text{ Nmm}$$

3.5. Kekuatan Lengan Perlengkapan Kerja

3.5.1. Lengan Pengangkat *(Boom)*

Kekuatan dan ukuran lengan pengangkat *(boom)* akan ditentukan berdasarkan tegangan nominal yang terjadi *(nominal stress)* akibat gaya reaksi maupun momen lengkung pada perlengkapan kerja tersebut. Adapun penampang melintang dari boom adalah sebagai berikut :

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS GADJAH MADA



Gambar 3.8. Penampang melintang lengan pengangkat (boom)

Tegangan nominal yang terjadi pada boom dengan bentuk penampang seperti gambar tersebut adalah sebagai berikut :

$$\text{Tegangan geser nominal } (\tau) = \frac{R}{A} \ (\text{N/mm}^2) \quad [4]$$

$$\text{Tegangan lengkung nominal } (\sigma_b) = \frac{6M}{b \times h^2} \ (\text{N/mm}^2) \quad [5]$$

Dimana :

R = gaya reaksi yang terjadi (N)

M = momen lengkung yang terjadi (Nmm)

A = luas penampang melintang dari boom (mm^2)

Sehingga besarnya resultan tegangan terhadap patah (σ_{VS}) adalah :

$$\sigma_{VG} = \sqrt{(\sigma^2 + 3\tau^2)} \quad [6]$$

---

[4] Gere, James M, Mekanika Bahan, jilid 1, edisi kedua, penerbit Erlangga, Jakarta, 1987, hal 24
[5] Spotts, M.F, Design of Machine Elements, 6th edition, Prentice-Hall, Inc, New Jersey, 1985, hal 19
[6] Niemann, G, Elemen Mesin, jilid 1, edisi kedua, penerbit Erlangga, Jakarta, 1992, hal 66

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Direncanakan lengan pengangkat *(boom)* terbuat dari plat baja untuk konstruksi mesin *(machine constuction steels)* standart DIN 1611 dengan spesifikasi St 50.11 dimana mempunyai karakteristik sebagai berikut :

- Tegangan tarik *(tensile strength)* (σ_t) = 50 kg/mm^2 = 490,5 N/mm^2
- Tegangan luluh *(yield strength)* (σ_y) = 27 kg/mm^2 = 264,87 N/mm^2

Dengan mengambil faktor keamanan (Sf) untuk perhitungan terhadap patah sebesar 3 dan faktor pemakaian (c) untuk kategori mesin pemecah/pengeruk sebesar 2, maka besarnya tegangan ijin bahan (σ_i) adalah sebagai berikut :

$$\sigma_i = \frac{264,87}{3 \times 2} = 44,145 \text{ N/mm}^2$$

Jadi besarnya resultan tegangan terhadap patah (σ_{VG}) yang terjadi harus lebih kecil dibanding tegangan ijin bahan (σ_i) sehingga :

$$\sigma_{VG} \leq \sigma_i$$

$$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq 44,145 \text{ N/mm}^2$$

Berdasarkan perhitungan diperoleh gaya reaksi maksimum pada tumpuan A (RA) dan momen lengkung maksimumnya (MA) untuk setiap lengan pengangkat *(boom)*, masing-masing adalah sebesar 76100,436 N dan 58738306,5 Nmm. Direncanakan tinggi penampang melintang (h) dari lengan pengangkat *(boom)* sebesar 415 mm, sehingga tebal dari lengan pengangkat (b) dapat ditentukan sebagai berikut

$$\sqrt{(6M_A / b \times h^2)^2 + 3(R_A / b \times h)^2} \leq 44,145 \text{ N/mm}^2$$

$$\sqrt{(6 \times 58738306,5/(b \times 415^2))^2 + 3 \times (76100,436/(b \times 415))^2} \leq 44,145 \text{ N/mm}^2$$

$$b \geq 46,91 \text{ mm}$$

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Dari perhitungan tersebut dipilih ukuran lebar boom (b) adalah 60 mm dengan tinggi penampang melintang (h) adalah 415 mm.

Adapun ukuran penampang pada kedua ujung lengan pengangkat *(boom)* adalah sebagai berikut :

1. Pada tumpuan rangka *(chassis)*

   Gaya yang terjadi adalah berupa gaya reaksi pada tumpuan X (RX) yaitu sebesar 73633,985 N, maka untuk setiap lengan pengangkat *(boom)* terjadi gaya reaksi sebesar 36816,993 N. Dengan tinggi penampang yang direncanakan sebesar 40 mm maka besarnya tegangan geser nominal (τ) adalah :

$$\tau = \frac{R}{b \times h}$$

$$= \frac{36816,993}{60 \times 40}$$

$$= 15,34 \text{ N/mm}^2$$

   Jadi tegangan geser nominal (τ) yang terjadi lebih kecil dibanding tegangan ijin bahan (σ_i), sehingga dengan demikian bahan yang digunakan cukup aman.

2. Pada tumpuan bucket

   Gaya yang terjadi adalah berupa gaya berat bucket dan muatannya yaitu sebesar 64186,83 N, maka untuk setiap lengan pengangkat *(boom)* terjadi gaya reaksi sebesar 32093,415 N. Dengan tinggi penampang yang direncanakan sebesar 40 mm maka besarnya tegangan geser nominal (τ) adalah :

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$\tau = \frac{R}{b \times h}$$

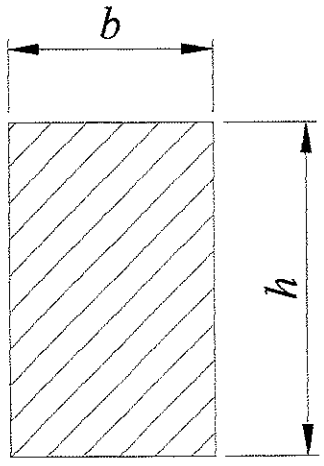
$$= \frac{32093{,}415}{60 \times 40}$$

$$= 13{,}372 \text{ N/mm}^2$$

Jadi tegangan geser nominal (τ) yang terjadi lebih kecil dibanding tegangan ijin bahan (σ_i), sehingga dengan demikian bahan yang digunakan cukup aman.

3.5.2. Lengan Penumpah *(Bellcrank)*

Seperti halnya pada lengan pengangkat *(boom)*, Kekuatan dan ukuran lengan penumpah *(bellcrank)* juga akan ditentukan berdasarkan tegangan nominal yang terjadi *(nominal stress)* akibat gaya reaksi maupun momen lengkung pada perlengkapan kerja tersebut. Adapun penampang melintang dari boom adalah sebagai berikut :



Gambar 3.9. Penampang melintang lengan penumpah (bellcrank)

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Tegangan nominal yang terjadi pada boom dengan bentuk penampang seperti gambar diatas adalah sebagai berikut :

$$\text{Tegangan geser nominal } (\tau) = \frac{R}{A} \ (\text{N/mm}^2) \quad [7]$$

$$\text{Tegangan lengkung nominal } (\sigma_b) = \frac{6M}{b \times h^2} \ (\text{N/mm}^2) \quad [8]$$

Dimana :

R = gaya reaksi yang terjadi (N)

M = momen lengkung yang terjadi (Nmm)

A = luas penampang melintang dari bellcrank (mm^2)

Sehingga besarnya resultan tegangan terhadap patah (σ_{VG}) adalah :

$$\sigma_{VG} = \sqrt{(\sigma^2 + 3\tau^2)} \quad [9]$$

Direncanakan lengan penumpah (bellcrank) terbuat dari baja standart DIN 17210 dengan spesifikasi 18 Cr Ni 8, dimana mempunyai karakteristik sebagai berikut :

- Tegangan tarik *(tensile strength)* (σ_t) = 120 kg/mm^2 = 1177,2 N/mm^2
- Tegangan luluh *(yield strength)* (σ_y) = 80 kg/mm^2 = 784,8 N/mm^2

Dengan mengambil faktor keamanan (Sf) untuk perhitungan terhadap deformasi sebesar 1,5 dan faktor pemakaian (c) untuk kategori mesin pemecah/pengeruk sebesar 2, maka besarnya tegangan ijin bahan (σ_i) adalah sebagai berikut :

$$\sigma_i = \frac{784,8}{1,5 \times 2} = 261,6 \ \text{N/mm}^2$$

---

[7] Gere, James M, Mekanika Bahan, jilid 1, edisi kedua, penerbit Erlangga, Jakarta, 1987, hal 24
[8] Spotts, M.F, Design of Machine Elements, 6th edition, Prentice-Hall,Inc, New Jersey, 1985, hal 19
[9] Niemann, G, Elemen Mesin, jilid 1, edisi kedua, penerbit Erlangga, Jakarta, 1992, hal 66

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Jadi besarnya resultan tegangan terhadap patah (σ_{VG}) yang terjadi harus lebih kecil dibanding tegangan ijin bahan (σ_i) sehingga :

$$\sigma_{VG} \leq \sigma_i$$

$$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq 261{,}6 \text{ N/mm}^2$$

Berdasarkan perhitungan diperoleh gaya reaksi maksimum pada tumpuan D (R_D) dan momen lengkung maksimumnya (M_D) masing-masing adalah sebesar 916412,752 N dan 765516420 Nmm. Direncanakan tinggi penampang melintang (h) dari lengan penumpah (bellcrank) sebesar 325 mm, sehingga tebal dari lengan pengangkat (b) dapat ditentukan sebagai berikut :

$$\sqrt{(6M_D / b \times h^2)^2 + 3(R_D / b \times h)^2} \leq 261{,}6 \text{ N/mm}^2$$

$$\sqrt{(6 \times 765516420/(b \times 325^2)^2) + 3 \times (916412{,}752/(b \times 325))^2} \leq 261{,}6 \text{ N/mm}^2$$

$$b \geq 167{,}272 \text{ mm}$$

Dari perhitungan tersebut dipilih ukuran tebal bellcrank (b) adalah 200 mm dengan tinggi penampang melintang (h) adalah 325 mm.

Adapun ukuran penampang pada kedua ujung lengan penumpah *(bellcrank)* adalah sebagai berikut :

1. Pada tumpuan silinder bucket

   Gaya yang terjadi berupa gaya reaksi yang besarnya sama dengan gaya reaksi pada silinder bucket yaitu sebesar 519946,916 N. Dengan tinggi penampang yang direncanakan sebesar 200 mm dan tebal bagian yang menahan gaya tersebut sebesar 80 mm, maka besarnya tegangan geser nominal (τ) adalah :

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$\tau = \frac{R}{b \times h}$$

$$= \frac{519946{,}916}{80 \times 200}$$

$$= 32{,}497 \text{ N/mm}^2$$

Jadi tegangan geser nominal (τ) yang terjadi lebih kecil dibanding tegangan ijin bahan (σ_i), sehingga dengan demikian bahan yang digunakan cukup aman.

2. Pada tumpuan lengan pendorong *(bucket link)*

Gaya yang terjadi berupa gaya reaksi yang besarnya sama dengan gaya reaksi pada batang pendorong *(bucket link)* yaitu sebesar 411835,882 N. Dengan tinggi penampang yang direncanakan sebesar 180 mm dan tebal bagian yang menahan gaya tersebut sebesar 80 mm, maka besarnya tegangan geser nominal (τ) adalah :

$$\tau = \frac{R}{b \times h}$$

$$= \frac{411835{,}882}{80 \times 180}$$

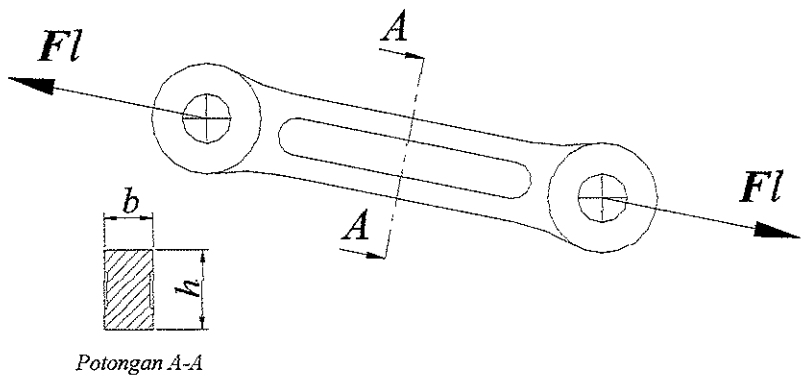
$$= 28{,}6 \text{ N/mm}^2$$

Jadi tegangan geser nominal (τ) yang terjadi lebih kecil dibanding tegangan ijin bahan (σ_i), sehingga dengan demikian bahan yang digunakan cukup aman.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

3.5.3. Batang Pendorong (*Bucket Link*)

Gaya reaksi maksimum yang bekerja pada batang pendorong *(bucket link)* merupakan gaya tarik dengan arah aksial, sehingga kekuatan dan ukuran bucket link akan ditentukan berdasarkan tegangan nominal yang terjadi pada perlengkapan kerja tersebut.



Gambar 3.10. Gaya aksial pada bucket link

Tegangan nominal yang terjadi pada bucket link dengan bentuk penampang seperti gambar diatas adalah sebagai berikut :

$$\text{Tegangan tarik nominal } (\sigma) = \frac{Fl}{A} \ (\text{N/mm}^2) \quad [10]$$

Dimana :

Fl = gaya aksial yang terjadi (N)

A = luas penampang melintang dari bucket link (mm^2)

[10] Gere, James M, Mekanika Bahan, jilid 1, edisi kedua, penerbit Erlangga, Jakarta, 1987, hal 3

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2008 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Direncanakan batang pengkoreng (bucket link) terbuat dari baja untuk konstruksi mesin (machine constuction steels) standart DIN 1611 dengan spesifikasi St 60.11 dimana mempunyai karakteristik sebagai berikut :

- Tegangan tarik *(tensile strength)* (σ_t) = 60 kg/mm^2 = 588,6 N/mm^2
- Tegangan luluh *(yield strength)* (σ_y) = 30 kg/mm^2 = 294,3 N/mm^2

Dengan mengambil faktor keamanan (Sf) untuk perhitungan terhadap patah sebesar 3 dan faktor pemakaian (c) untuk kategori mesin pemecah/pengeruk sebesar 2, maka besarnya tegangan ijin bahan (σ_i) adalah sebagai berikut :

$$\sigma_i = \frac{294,3}{3 \times 2} = 49,05 \text{ N/mm}^2$$

Jadi besarnya tegangan nominal (σ) yang terjadi harus lebih kecil dibanding tegangan ijin bahan (σ_i) sehingga :

$$\sigma \leq \sigma_i$$

$$\frac{Fl}{b \times h} \leq \sigma_i$$

Berdasarkan perhitungan diperoleh gaya aksial maksimum pada bucket link (Fl) sebesar 411835,882 N. Direncanakan tinggi penampang melintang (h) dari bucket link sebesar 130 mm, sehingga tebal dari bucket link (b) dapat ditentukan sebagai berikut

$$\frac{411835,882}{b \times 130} \leq 49,05 \text{ N/mm}^2$$

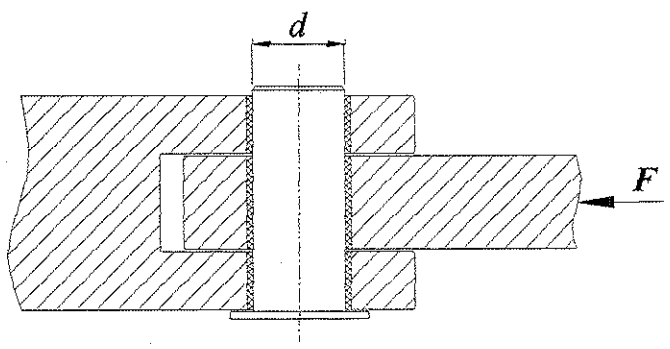
$$b \geq 64,587 \text{ mm}$$

Dari perhitungan tersebut dipilih ukuran tebal bucket link (b) adalah 80 mm dengan tinggi penampang melintang (h) adalah 130 mm.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

3.5.4. Pin Lengan Perlengkapan Kerja

Komponen ini berfungsi sebagai penghubung antar lengan perlengkapan kerja *(work equipments)* sehingga dalam perancangan nantinya harus mampu menahan gaya yang terjadi pada perlengkapan kerja. Gaya yang diterima oleh pin lengan perlengkapan kerja ini merupakan gaya yang merata *(uniform load)* dimana arahnya tegak lurus dengan sumbu memanjangnya sehingga pin cenderung untuk menahan gaya geser yang terjadi dari perlengkapan kerja tersebut. Dengan demikian untuk menentukan kekuatan dan ukuran dari pin akan berdasarkan dari tegangan geser yang terjadi.



Gambar 3.11. Gaya pada pin perlengkapan kerja

Berdasarkan gambar di atasa maka besarnya yang terjadi adalah sebagai berikut :

$$\tau = \frac{F}{2A} \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad [11]$$

Dimana :

F = gaya yang terjadi (N)

A = luas penampang pin (mm^2)

[11] Ibid, hal 24

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Jadi besarnya tegangan geser (τ) yang terjadi harus lebih kecil dibanding tegangan ijin bahan (σ_i) sehingga :

$$\tau \leq \sigma_i$$

$$\frac{F}{2A} \leq \sigma_i$$

$$\frac{F}{2 \times (\frac{1}{4} \times \pi \times d^2)} \leq \sigma_i$$

Direncanakan pin lengan perlengkapan kerja terbuat dari baja untuk konstruksi mesin *(machine constuction steels)* standart DIN 1611 dengan spesifikasi St 70.11, dimana mempunyai karakteristik sebagai berikut :

- Tegangan tarik *(tensile strength)* (σ_t) = 70 kg/mm^2 = 686,7 N/mm^2
- Tegangan luluh *(yield strength)* (σ_y) = 35 kg/mm^2 = 343,35 N/mm^2

Dengan mengambil faktor keamanan (Sf) untuk perhitungan terhadap patah sebesar 3 dan faktor pemakaian (c) untuk kategori mesin pemecah/pengeruk sebesar 2, maka besarnya tegangan ijin bahan (σ_i) adalah sebagai berikut :

$$\sigma_i = \frac{343,35}{3 \times 2} = 57,225 \text{ N/mm}^2$$

Besarnya diameter pin (d) lengan perlengkapan kerja dapat ditentukan sebagai berikut :

$$\frac{F}{2 \times (\frac{1}{4} \times \pi \times d^2)} \leq 57,225 \text{ N/mm}^2$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \times F/2}{\pi \times 57,225}}$$

Sehingga untuk masing-masing pin lengan perlengkapan kerja *(work equipments)* didapatkan ukuran diameter (d) sebagai berikut :

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Pin Perlengkapan Kerja		Gaya F (N)	Diameter d Perhitungan (mm)	Diameter d Dipilih (mm)
Lengan pengangkat (boom)	X	36816.993	20.23	80
	A	359261.243	63.21	80
Lengan penumpah (bellcrank)	C	519946.916	76.04	100
	D	916412.752	100.95	120
	E	411835.882	67.67	80
Bucket	B	114069.541	35.62	80
	F	411835.882	67.67	80

Tabel 3.6. Ukuran diameter pin lengan perlengkapan kerja

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

BAB 4

SISTEM HIDROLIK

Mekanisme pergerakan perlengkapan kerja dari wheel loader direncanakan menggunakan sistem hidrolik. Sistem hirolik merupakan sistem pemindah *(transmit)* daya dan pengendalian *(control)* gerakan-gerakan dengan menggunakan fluida sebagai perantaranya. Adapun fluida yang dimaksud adalah zat cair yang dalam hal ini adalah minyak hidrolik dimana mempunyai sifat dasar tidak dapat dimampatkan *(uncompressible)*, mudah mengalir *(fluidity)* dan mempunyai sifat fisik dan kimiawi yang stabil.

Penggunaan sistem hidrolik dalam perancangan wheel loader ini dipilih berdasarkan beberapa kelebihan sistem ini dibanding sistem mekanik antara lain :

1. Pemindahan daya dan gaya relatif lebih besar.
2. Pengaturan tekanan, kecepatan dan arah gerakan lebih mudah dan akurat.
3. Proteksi overloadnya dapat dilakukan dengan mudah.
4. Konstruksi sederhana, aman dan ekonomis.

Sedang kelemahan sistem hidrolik ini antara lain :

1. Peka terhadap kebocoran dan perubahan temperatur.
2. Rangkaian sistem relaif rumit.
3. Perawatan sistem membutuhkan keahlian dan biayanya mahal.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2012 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

4.1. Minyak Hidrolik *(Hydraulic Fluid)*

Fluida kerja yang digunakan dalam sistem hidrolik adalah minyak hidrolik, dimana keberadaannya sangat berpengaruh terhadap unjuk kerja *(performance)* dan umur *(life time)* suatu alat. Sebelum menentukan jenis minyak hidrolik yang sesuai, maka terlebih dahulu diketahui fungsi dari penggunaan minyak hidrolik tersebut, antara lain :

- Memindahkan tenaga *(transmit fluid power)*
- Melumasi sistem *(lubricate the system)*
- Mengurangi panas yang timbul dalam sistem *(dissipate heat)*
- Mencegah sistem dari karat dan korosi *(corrosion resistance)*
- Memberikan kekedapan antar komponen *(sealing)*

Untuk memenuhi fungsinya di atas, maka minyak hidrolik harus mempunyai sifat/karakteristik khusus sebagai berikut :

1. Viscosity

   Viscosity atau kekentalan dapat didefinisikan sebagai ketahananan atau kemampuan aliran fluida pada temperatur tertentu. Semakin tinggi viskositas maka akan menyebabkan fluida sukar untuk mengalir, begitu juga sebaliknya. Satuan yang umum digunakan adalah SSU *(saybolt second universal)* dan juga dapat menggunakan standart SAE *(society of automotive engineer)*.

2. Viscosity Index

   Viscosity Index (VI) adalah kecepatan perubahan viskositas akibat adanya perubahan temperatur atau adanya tekanan yang terus menerus dalam sistem. Minyak hidrolik yang baik adalah minyak yang tetap dalam keadaan cair pada

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2012 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

temperatur kerja tertinggi.

3. Lubricity

   Lubricity disebut juga film strength adalah merupakan kemampuan minyak hidrolik untuk membentuk lapisan film yang mampu mendukung beban dan mencegah terjadinya kontak langsung pada permukaan yang bergesekan sehingga dapat mengurangi keausan

4. Oxidation Resistance

   Oxidation resistance adalah Kemampuan/ketahanan minyak hidrolik untuk tidak teroksidasi pada suhu operasi yang relatif tinggi.

5. Foaming Resistance

   Foaming resistance didefinisikan sebagai Kemampuan minyak hidrolik untuk melepaskan atau melarutkan gelembung-gelembung udara yang terbentuk pada minyak karena adanya kebocoran-kebocoran pada sisi isap dari sistem.

6. Demulsibility

   Demulsibility yaitu kemampuam minyak hidrolik untuk dapat memisahkan/ melepaskan diri dari air yang tercampur di dalamnya sehingga dapat mengurangi efek buruk dari kontaminasi.

7. Pour point

   Pour point menunjukkan kemampuan minyak hidrolik untuk mampu mengalir pada temperatur kerja yang rendah.

Dengan pertimbangan sifat-sifat diatas maka fluida yang digunakan dalam sistem hidrolik perlengkapan kerja *(work equipments)* adalah standart SAE 10 yang mempunyai viskositas 160 - 170 SSU pada temperatur 100° F.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2007 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

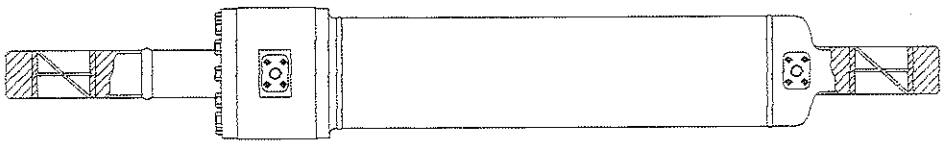
4.2. Aktuator Hidrolik *(Hydraulic Actuator)*

Aktuator hidrolik merupakan komponen sistem hidrolik yang berfungsi untuk mengubah/mengkonversi tenaga hidrolik *(hydraulical energy)* menjadi tenaga mekanik *(mechanical energy)*. Aktuator hidrolik diklasifikasikan menjadi dua jenis yaitu silinder hidrolik *(hydraulic cylinder)* yang digunakan untuk menghasilkan gerakan lurus *(linear)* dan motor hidrolik *(hydraulic motor)* yang digunakan untuk menghasilkan gerakan berputar *(rotary)*.

Dalam perancangan wheel loader ini dibutuhkan beberapa silinder hidrolik yang penggunaannya sebagai berikut :

1. Pergerakan boom membutuhkan 2 buah silinder hidrolik.
2. Pergerakan bucket membutuhkan 1 buah silinder hidrolik.
3. Sistem kemudi *(steering)* membutuhkan 2 buah silinder hidrolik.

Berdasarkan mekanisme pergerakan sistem perlengkapan kerja maupun sistem kemudi maka silinder hidrolik yang digunakan berjenis silinder aksi ganda *(double acting cylinder)*.



Gambar 4.1. Double acting cylinder

Untuk menentukan besarnya diameter piston (d) didasarkan hubungan gaya-tekanan pada *Pascal law*, sehingga didapatkan rumusan sebagai berikut :

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$d = \sqrt{\frac{4 \times F}{\pi \times p}} \quad 12$$

Dimana,

F = gaya yang diterima piston (N)

p = tekanan kerja sistem hidrolik (N/mm^2)

Dengan menggunakan *Lame's formula*, maka tebal dinding silinder (t) dapat ditentukan sebagai berikut :

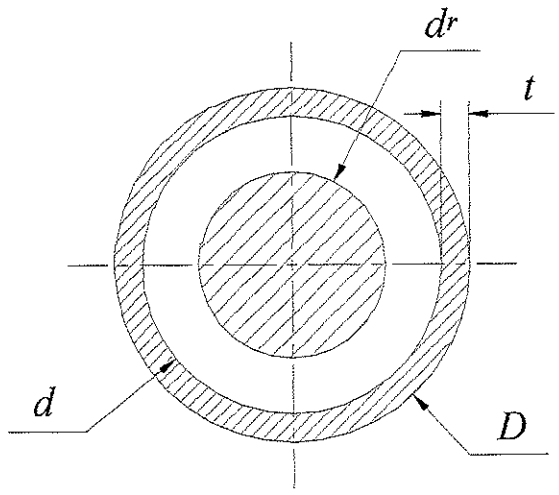
$$t = \frac{d}{2}\left(\sqrt{\frac{\sigma i + p}{\sigma i - p}} - 1\right) \quad 13$$

Dimana,

d = diameter piston (mm)

σi = tegangan ijin bahan (N/mm^2)

p = tekanan kerja sistem hidrolik (N/mm^2)



Gambar 4.2. Penampang melintang silinder hidrolik

[12] Sullivan, James A, Fluid Power Theory and Applications, Reston Publishing Company, Inc, Virginia, 1982, hal 210
[13] Fitch, Ernest C, Fluid Power and Control Systems, McGraw-Hill, Inc, New York, 1996, hal 173

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS GADJAH MADA

Dengan menganggap piston rod mengalami tekukan *(buckling)* maka untuk mencari ukuran diameter piston rod (d_r) tersebut digunakan *Swaged-Column formula* sebagai berikut :

$$d_r = \frac{(K_1^{0,0802})(K_2^{0,415})}{0,657} - 0,762 \quad [14]$$

K_1 dan K_2 merupakan koefisien yang besarnya sebagai berikut :

$$K_1 = \sqrt{I_a} \tan\left(L_a \sqrt{\frac{F}{E_a \times I_a}}\right)$$

$$K_2 = L_b \sqrt{\frac{F}{E_b}}$$

Dimana,

I_a = momen inersia silinder (mm^4)

(untuk penampang bulat berongga maka $I_a = \frac{\pi}{64}\left(D^4 - d^4\right)$)

L_a = panjang silinder (mm)

L_b = panjang piston rod (mm)

F = gaya yang diterima piston rod (N)

E_a = modulus elastisitas bahan silinder (N/mm^2)

E_b = modulus elastisitas bahan piston rod (N/mm^2)

Dalam prakteknya silinder hidrolik akan mengalami tekukan *(buckling)*, maka untuk besarnya gaya buckling (K) pada silinder hidrolik dapat ditentukan dengan menggunakan *Euler formula* sebagai berikut :

$$K = \frac{\pi^2 \times E \times I}{L^2_k} \quad [15]$$

[14] Ibid, hal 175

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
Dimana,
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

E = modulus elastisitas bahan (N/mm^2)

I = momen inersia (mm^4)

(untuk penampang bulat maka $I = \frac{\pi \times d_r^{\,4}}{64}$)

L_k = panjang tekukan (mm)

Kapasitas aliran fluida / debit teoritis (Q_{th}) yang diperlukan silinder hidrolik ditentukan berdasarkan kecepatan langkah maju dan mundur *(travel outwards and inwards)* serta luasan piston dan piston annulus. Dengan memperhitungkan effisiensi volumetris (η_v) sistem maka besarnya debit aktual (Q_a) yang diperlukan silinder hidrolik dirumuskan sebagai berikut :

a. Pada saat langkah maju *(travel outwards)*

$$Q_{th} = A_p \times v_o$$

$$Q_a = \frac{Q_{th}}{\eta_v}$$

b. Pada saat langkah mundur *(travel inwards)*

$$Q_{th} = A_a \times v_i$$

$$Q_a = \frac{Q_{th}}{\eta_v}$$

Dimana,

A_p = luas piston (mm^2)

A_a = luas piston annulus (mm^2)

(luas piston – luas piston rod)

---

[15] Niemann, Gustav, Machine Elements, volume 1, first edition, Springer-Verlag, Berlin, 1978, hal 53

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2008 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS GADJAH MADA

v_e = kecepatan maju *(travel outwards)* dari piston (mm/s)

v_i = kecepatan mundur *(travel inwards)* dari piston (mm/s)

η_v = effisiensi volumetris silinder hidrolik

4.2.1. Silinder Boom *(Boom Cylinder)*

Komponen ini berfungsi untuk menggerakkan lengan pengangkat naik turun sesuai dengan sudut angkat yang diinginkan. Beban/gaya yang diterima oleh silinder ini bervariasi tergantung dari sudut angkat dari lengan pengangkat *(boom)* tersebut.

a. Ukuran dan Kekuatan Bahan Silinder

Gaya (F) maksimum terjadi pada saat lengan pengangkat berada pada sudut angkat maksimumnya yaitu sebesar 718522,485 N. Jumlah silinder boom direncanakan sebanyak 2 buah sehingga dengan berasumsi bahwa gaya gesek antara piston dengan dinding silinder diabaikan maka gaya (F) untuk masing-masing silinder sebesar 359261,243 N.

Direncanakan tekanan kerja (p) sistem hidrolik sebesar 20,6 MPa (20,6 N/mm^2), sehingga besarnya diameter piston (d) silinder boom adalah sebagai berikut :

$$d = \sqrt{\frac{4 \times F}{\pi \times p}}$$

$$= \sqrt{\frac{4 \times 359261{,}243}{\pi \times 20{,}6}}$$

$$= 149{,}014 \text{ mm}$$

$$\approx 160 \text{ mm.}$$

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Direncanakan dinding silinder terbuat dari baja untuk konstruksi mesin *(machine consturction steels)* standart DIN 1611 dengan spesifikasi St 70.11, dimana mempunyai karakteristik sebagai berikut :

- Tegangan tarik *(tensile strength)* (σ_t) = 70 kg/mm^2 = 686,7 N/mm^2
- Tegangan luluh *(yield strength)* (σ_y) = 35 kg/mm^2 = 343,35 N/mm^2

Dengan mengambil faktor keamanan (Sf) untuk perhitungan terhadap deformasi sebesar 2 dan faktor pemakaian (c) untuk kategori mesin torak sebesar 1,2 maka besarnya tegangan ijin bahan (σ_i) adalah sebagai berikut :

$$\sigma_i = \frac{343,35}{2 \times 1,2}$$

$$= 143,063 \text{ N/mm}^2$$

Sehingga,

$$t = \frac{d}{2}\left(\sqrt{\frac{\sigma i + p}{\sigma i - p}} - 1\right)$$

$$= \frac{160}{2}\left(\sqrt{\frac{143,063 + 20,6}{143,063 - 20,6}} - 1\right)$$

$$= 12,483 \text{ mm}$$

$$\approx 15 \text{ mm.}$$

Untuk mengetahui ukuran diameter piston rod (dr) terlebih dahulu diketahui data-data sebagai berikut :

- Gaya yang diterima piston rod (F) = 359261,243 N
- Diameter luar silinder (D) = 190 mm
- Diameter piston (d) = 160 mm
- Panjang silinder (L_a) = 1150 mm

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2012 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

- Panjang piston rod (L_b) = 910 mm
- Modulus elastisitas bahan silinder (E_a) = $2{,}1.\ 10^5$ N/mm^2
- Modulus elastisitas bahan piston rod (E_b) = $2{,}1.\ 10^5$ N/mm^2

Sehingga,

$$I_a = \frac{\pi}{64}\left(D^4 - d^4\right)$$

$$= \frac{\pi}{64}\left(190^4 - 160^4\right)$$

$$= 31801262{,}51 \text{ mm}^4$$

$$K_1 = \sqrt{I_a}\tan\left(L_a\sqrt{\frac{F}{E_a \times I_a}}\right)$$

$$= \sqrt{31801262{,}51}\tan\left(1150\sqrt{\frac{359261{,}243}{2{,}1\times10^5 \times 31801262{,}51}}\right)$$

$$= 1540{,}874$$

$$K_2 = L_b\sqrt{\frac{F}{E_b}}$$

$$= 910\sqrt{\frac{359261{,}243}{2{,}1\times10^5}}$$

$$= 1190{,}246$$

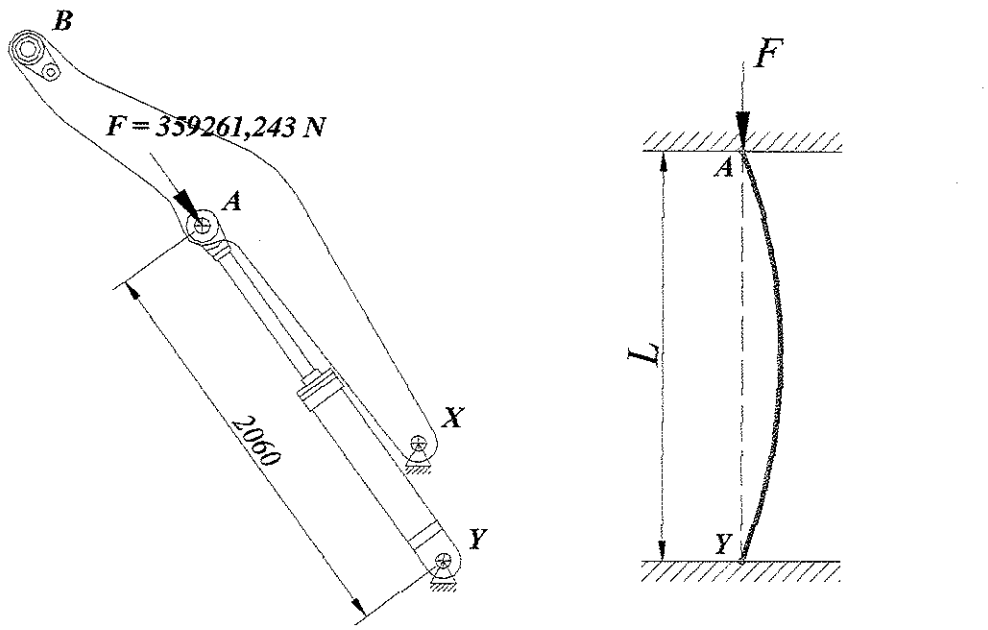
Diameter piston rod (d_r) dapat diperoleh sebagai berikut :

$$d_r = \frac{(1540{,}874^{0{,}0802})(1190{,}246^{0{,}415})}{0{,}657} - 0{,}762$$

$$= 51{,}056 \text{ mm}$$

$$\approx 90 \text{ mm.}$$

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Analisa buckling pada piston rod
Universitas Gadjah Mada, 2012 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA



Gambar 4.3. Buckling pada silinder hidrolik

Direncanakan bahan silinder boom terbuat dari baja dengan modulus elastisitas sebesar $2{,}1.10^5$ N/mm^2 dan dengan panjang tekukan (L_k) sebesar 2060 mm, maka gaya buckling (K) yang terjadi pada silinder boom dapat ditentukan sebagai berikut :

$$K = \frac{\pi^2 \times E \times I}{L^2_k}$$

$$= \frac{\pi^2 \times E \times (\pi \times d_r^4)}{64 \times L^2_k}$$

$$= \frac{\pi^2 \times (2{,}1 \times 10^5) \times (\pi \times 90^4)}{64 \times 2060^2}$$

$$= 1572984{,}836 \text{ N.}$$

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2012 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Dengan mengambil faktor keamanan (Sf) sebesar 3 maka gaya maksimum yang diijinkan pada piston rod (F_{ijin}) adalah :

$$F_{ijin} = \frac{K}{Sf}$$

$$= \frac{1572984,836}{3}$$

$$= 524328,279 \text{ N.}$$

Gaya yang diterima oleh piston rod (F)lebih kecil dibanding gaya maksimum yang diijinkan pada piston rod (F_{ijin}) sehingga konstruksi piston rod aman.

b. Kapasitas Aliran Minyak Hidrolik

Pada saat putaran engine rata-rata / rated speed (2200 rpm), direncanakan kecepatan langkah maju *(travel outwards)* sebesar 80 mm/s dan mundur *(travel inwards)* sebesar 100 mm/s dengan efisiensi volumetris (η_v) sebesar 95% maka kapasitas aliran fluida/ debit yang dibutuhkan silinder hidrolik sebagai berikut :

- Untuk langkah maju *(travel outwards)*

$$Q_{sth} = 2 A_p \times v_o$$

$$= 2(\tfrac{1}{4} \times \pi \times d^2) v_o$$

$$= 2(\tfrac{1}{4} \times \pi \times 160^2) \times 80$$

$$= 3216990,877 \text{ mm}^3/\text{s} = 193,019 \text{ l/min}$$

$$Q_{sa} = \frac{Q_{sth}}{\eta_v}$$

$$= \frac{193,019}{0,95} = 203,178 \text{ l/min}$$

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS GADJAH MADA

Untuk langkah mundur *(retract forwards)*

$$Q_{sth} = 2A_a \times v_i$$

$$= 2(\tfrac{1}{4} \times \pi \times (d^2 - d_r{}^2))v_i$$

$$= 2(\tfrac{1}{4} \times \pi \times (160^2 - 90^2)) \times 100$$

$$= 2748893{,}572 \text{ mm}^3/\text{s}$$

$$= 164{,}934 \text{ l/min}$$

$$Q_{sa} = \frac{Q_{sth}}{\eta_v}$$

$$= \frac{164{,}934}{0{,}95}$$

$$= 173{,}615 \text{ l/min}$$

Maka dipilih silinder boom yang mempunyai dimensi sebagai berikut :

- Diameter dalam silinder/diameter piston (d) = 160 mm
- Tebal dinding silinder (t) = 15 mm
- Diameter luar silinder (D) = 190 mm
- Diameter piston rod (d_r) = 90 mm
- Panjang langkah (s) = 713 mm

4.2.2. Silinder Bucket *(Bucket Cylinder)*

Silinder ini berfungsi untuk menggerakkan lengan penumpah maju mundur sehingga bucket akan melakukan gerakan pemuatan *(loading)* dan penumpahan *(dumping)* material.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

a. Ukuran dan Kekuatan Bahan Silinder

Gaya (F) maksimum yang diterima oleh silinder bucket terjadi pada saat perlengkapan kerja melakukan operasi pengerukan/penggalian material *(digging)* yaitu sebesar 519946,916 N.

Direncanakan tekanan kerja (p) sistem hidrolik sebesar 20,6 MPa (20,6 N/mm^2), sehingga besarnya diameter piston (d) silinder boom adalah sebagai berikut :

$$d = \sqrt{\frac{4 \times F}{\pi \times p}}$$

$$= \sqrt{\frac{4 \times 519946{,}916}{\pi \times 20{,}6}}$$

$$= 179{,}267 \text{ mm} \approx 180 \text{ mm}.$$

Direncanakan dinding silinder terbuat dari baja untuk konstruksi mesin *(machine constuction steels)* standart DIN 1611 dengan spesifikasi St 70.11, dimana mempunyai karakteristik sebagai berikut :

- Tegangan tarik *(tensile strength)* (σ_t) = 70 kg/mm^2 = 686,7 N/mm^2
- Tegangan luluh *(yield strength)* (σ_y) = 35 kg/mm^2 = 343,35 N/mm^2

Dengan mengambil faktor keamanan (Sf) untuk perhitungan terhadap deformasi sebesar 2 dan faktor pemakaian (c) untuk kategori mesin torak sebesar 1,2 maka besarnya tegangan ijin bahan (σ_i) adalah sebagai berikut :

$$\sigma_i = \frac{343{,}35}{2 \times 1{,}2}$$

$$= 143{,}063 \text{ N/mm}^2$$

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Sehingga,

$$t = \frac{d}{2}\left(\sqrt{\frac{\sigma i + p}{\sigma i - p}} - 1\right)$$

$$= \frac{180}{2}\left(\sqrt{\frac{143{,}063 + 20{,}6}{143{,}063 - 20{,}6}} - 1\right)$$

$$= 14{,}044 \text{ mm}$$

$$\approx 15 \text{ mm.}$$

Untuk mengetahui ukuran diameter piston rod (dr) terlebih dahulu diketahui data-data sebagai berikut :

- Gaya yang diterima piston rod (F) = 519946,916 N
- Diameter luar silinder (D) = 210 mm
- Diameter piston (d) = 180 mm
- Panjang silinder (L_a) = 900 mm
- Panjang piston rod (L_b) = 700 mm
- Modulus elastisitas bahan silinder (E_a) = $2{,}1.\ 10^5$ N/mm^2
- Modulus elastisitas bahan piston rod (E_b) = $2{,}1.\ 10^5$ N/mm^2

Sehingga,

Sehingga,

$$I_a = \frac{\pi}{64}\left(D^4 - d^4\right)$$

$$= \frac{\pi}{64}\left(210^4 - 180^4\right)$$

$$= 43935664{,}13 \text{ mm}^4$$

$$K_1 = \sqrt{I_a}\tan\left(L_a\sqrt{\frac{F}{E_a \times I_a}}\right)$$

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$= \sqrt{43935664,13}\ \tan\left(900\sqrt{\frac{519946,916}{2,1\times10^5\times43935664,13}}\right)$$

$$= 1438,109$$

$$K_2 = L_b\sqrt{\frac{F}{E_b}}$$

$$= 700\sqrt{\frac{519946,916}{2,1\times10^5}}$$

$$= 1101,458$$

Diameter piston rod (d_r) dapat diperoleh sebagai berikut :

$$d_r = \frac{(1438,109^{0,0802})(1101,458^{0,415})}{0,657} - 0,762$$

$$= 49,138 \text{ mm} \approx 90 \text{ mm}.$$

Analisa buckling pada piston rod

Direncanakan bahan silinder bucket terbuat dari baja dengan modulus elastisitas sebesar $2,1.10^5$ N/mm^2 dan dengan panjang tekukan (L_k) sebesar 1555 mm, maka gaya buckling (K) yang terjadi pada silinder boom dapat ditentukan sebagai berikut :

$$K = \frac{\pi^2\times E\times I}{L^2_k}$$

$$= \frac{\pi^2\times E\times(\pi\times d_r{}^4)}{64\times L^2_k}$$

$$= \frac{\pi^2\times(2,1\times10^5)\times(\pi\times90^4)}{64\times1555^2}$$

$$= 2760566,35 \text{ N}.$$

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2012 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Dengan mengambil faktor keamanan (Sf) sebesar 3 maka gaya maksimum yang diijinkan pada piston rod (F_{ijin}) adalah :

$$F_{ijin} = \frac{K}{Sf}$$

$$= \frac{2760566,35}{3}$$

$$= 920188,783 \text{ N.}$$

Gaya yang diterima oleh piston rod (F) lebih kecil dibanding gaya maksimum yang diijinkan pada piston rod (F_{ijin}) sehingga konstruksi piston rod aman.

b. Kapasitas Aliran Minyak Hidrolik

Pada saat putaran engine rata-rata / rated speed (2200 rpm), direncanakan kecepatan langkah maju *(travel outwards)* sebesar 100 mm/s dan mundur *(travel inwards)* sebesar 150 mm/s dengan efisiensi volumetris (η_v) sebesar 95% maka kapasitas aliran fluida/ debit yang dibutuhkan silinder hidrolik sebagai berikut :

- Untuk langkah maju *(travel outwards)*

$$Q_{sth} = A_p \times v_o$$

$$= (\tfrac{1}{4} \times \pi \times d^2) v_o$$

$$= (\tfrac{1}{4} \times \pi \times 180^2) \times 100$$

$$= 3053628,059 \text{ mm}^3/\text{s} = 183,218 \text{ l/min}$$

$$Q_{sa} = \frac{Q_{sth}}{\eta_v}$$

$$= \frac{183,218}{0,95} = 192,861 \text{ l/min}$$

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

- Untuk langkah mundur *(travel inwards)*

$$Q_{sth} = A_a \times v_i$$

$$= (\tfrac{1}{4} \times \pi \times (d^2 - d_r^{\,2}))v_i$$

$$= (\tfrac{1}{4} \times \pi \times (180^2 - 90^2)) \times 150$$

$$= 2862776{,}306 \text{ mm}^3/\text{s} = 171{,}767 \text{ l/min}$$

$$Q_{sa} = \frac{Q_{sth}}{\eta_v}$$

$$= \frac{171{,}767}{0{,}95} = 180{,}807 \text{ l/min}$$

Maka dipilih silinder bucket yang mempunyai dimensi sebagai berikut :

- Diameter dalam silinder/diameter piston (d) = 180 mm
- Tebal dinding silinder (t) = 15 mm
- Diameter luar silinder (D) = 210 mm
- Diameter piston rod (d_r) = 90 mm
- Panjang langkah (s) = 503 mm

4.3. Pompa Hidrolik *(Hydraulic Pump)*

Kebalikan dengan aktuator hidrolik, pompa hidrolik berfungsi untuk mengubah/mengkonversi tenaga mekanik *(mechanical energy)* berupa putaran dari motor penggerak menjadi tenaga hidrolik *(hydraulic energy)*. Ada 2 parameter penting yang harus dipertimbangkan sehuibungan dengan pemilihan jenis pompa yaitu :

1. Kapasitas aliran fluida/debit (Q) yang dapat dihasilkan pompa.
2. Tekanan fluida (p) yang dapat dicapai pompa.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Dalam perancangan sistem hidrolik perlengkapan kerja wheel loader memerlukan pompa yang mampu menghasilkan tekanan tinggi hingga diatas 1500 psi dan kapasitas aliran fluida sampai dengan 120 gpm. Dari dua hal dasar tersebut maka pompa yang sesuai adalah jenis fixed displacement gear pump, dimana mempunyai beberapa kelebihan antara lain :

- Desain sederhana dan ukuran relatif kecil
- Biaya pembuatan dan perawatan murah
- Effisiensinya relatif tinggi (effisiensi volumetris 95% dan mekanis 90%)

Disamping kelebihan-kelebihan tersebut ada beberapa kekurangan dari pemakaian pompa roda gigi *(gear pump)* yaitu timbulnya suara berisik pada saat operasinya dan kapasitas tiap siklusnya tetap / tidak dapat dirubah-rubah sehingga daya motor penggerak yang diserap oleh pompa tidak dapat diminimalkan.

Dalam perancangan sistem hidrolik wheel loader ini terdapat 4 buah pompa roda gigi yang dirangkai dengan satu poros input *(tandem)* yaitu :

1. Pompa Perlengkapan Kerja *(Work Equipments Pump)*

   Pompa ini digunakan untuk mensuplai tenaga hidrolik *(hydraulic energy)* ke dalam sistem hidrolik perlengkapan kerja *(work equipments)* berupa silinder boom dan silinder bucket.

2. Pompa Switch *(Switch Pump)*

   Pompa ini digunakan untuk mensuplai tenaga hidrolik *(hydraulic energy)* cadangan yang dapat digunakan untuk sistem hidrolik perlengkapan kerja maupun sistem hidrolik kemudi.

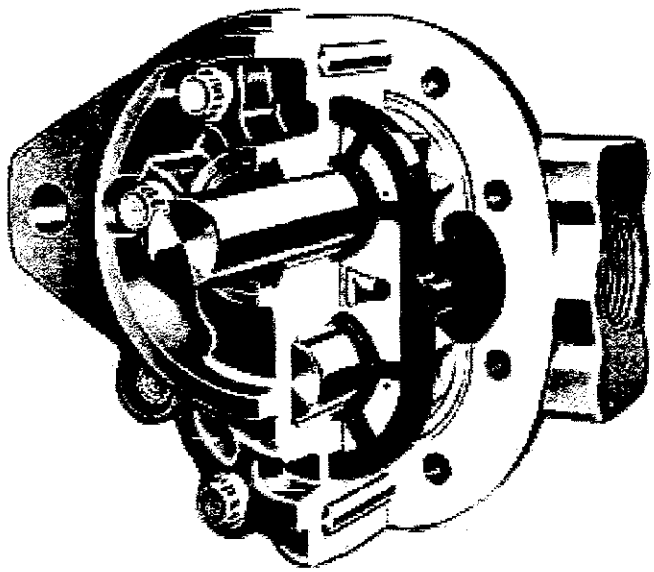
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

3. Pompa Kemudi *(Steering Pump)*

   Pompa ini berfungsi untuk mensuplai tenaga hidrolik *(hydraulic energy)* ke dalam silinder hidrolik sistem kemudi *(steering system)*.

4. Pompa Pilot *(Pilot Pump)*

   Pompa ini digunakan untuk mensuplai tenaga hidrolik *(hydraulic energy)* ke dalam sistem pilot/pengendalian hidrolik *(hydraulic control)*.



Gambar 4.4. Fixed displacement gear pump

Dalam perancangan ini akan diuraikan satu persatu mengenai pompa-pompa tersebut kecuali pompa kemudi *(streering pump)* karena pompa tersebut di luar ruang lingkup perancangan yaitu mengenai sistem perlengkapan kerja *(work equipments)*.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Daya yang dapat dihasilkan pompa *(fluid horse power)* dapat dihitung berdasarkan tekanan kerja maksimum dan kapasitas aliran fluida yang dihasilkan pompa, sehingga dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$FHP = \frac{p \times Q}{44760}$$

Dimana,

p = tekanan kerja maksimum sistem (kPa)

Q = kapasitas aliran fluida (l/min)

Dengan mengasumsikan adanya kerugian-kerugian yang terjadi pada proses pemompaan, maka daya motor penggerak yang diserap oleh pompa hidrolik *(brake horse power)* adalah sebagai berikut :

$$BHP = \frac{FHP}{\eta_o}$$

Dimana,

FHP = daya yang dihasilkan pompa (kPa)

η_o = effisiensi total pompa

4.3.1. Pompa Perlengkapan Kerja *(Work Equipments Pump)*

Pompa ini digunakan untuk mensuplai aliran minyak hidrolik ke dalam sistem hidrolik perlengkapan kerja *(work equipments)* berupa silinder boom dan silinder bucket.

a. Volume Langkah Pompa *(Pump Displacement)*

Untuk menentukan besarnya volume langkah *(displacement)* dari pompa perlengkapan kerja *(work equipments)* didasarkan pada kapasitas aliran/debit

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

minyak hidrolik maksimum yang dibutuhkan untuk gerakan silinder hidrolik. Dari perhitungan yang telah dilakukan diketahui bahwa pada putaran engine rata-rata / rated speed (2200 rpm), kapasitas aktual yang diperlukan silinder hidrolik (Q_{sa}) adalah sebesar 203,178 l/min.

Dengan asumsi bahwa kapasitas aktual pompa hidrolik (Q_{pa}) sama dengan kapasitas aktual yang diperlukan silinder hidrolik (Q_{sa}) dan efisiensi hidrolis pompa hidrolis (η_v) sebesar 95% maka kapasitas teoritis yang dapat dihasilkan pompa hidrolik (Q_{pth}) adalah sebagai berikut :

$$Q_{pth} = \frac{Q_{pa}}{\eta_v}$$

$$= \frac{203,178}{0,95} = 213,872 \text{ l/min}$$

Direncanakan pompa hidrolik dengan kapasitas (Q_{pth}) sebesar 220 l/min, sehingga volume langkah/displacement pompa (V_d) adalah sebagai berikut :

$$V_d = \frac{Q_{pth}}{N}$$

$$= \frac{220}{2200}$$

$$= 0,1 \text{ l/rev (100 cc/rev)}$$

b. FHP dan BHP *(Fluid Horse Power and Brake Horse Power)*

Dari perencanaan dan perhitungan diperoleh besarnya tekanan kerja maksimum sistem (p) adalah 20,6 MPa (20600 kPa) dan kapasitas aliran fluida yang dapat dihasilkan pompa hidrolik (Q_{pa}) adalah 203,178 l/min, sehingga daya keluaran pompa *(fluid horse power)* adalah sebagai berikut :

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$FHP = \frac{p \times Q_{pth}}{44760}$$

$$= \frac{20600 \times 220}{44760}$$

$$= 101{,}251 \text{ HP}$$

Dengan mengasumsikan adanya effisiensi total pompa (η_o) sebesar 85% maka daya motor penggerak yang diserap oleh pompa hidrolik *(brake horse power)* adalah sebagai berikut :

$$BHP = \frac{FHP}{\eta_o}$$

$$= \frac{101{,}251}{0{,}85}$$

$$= 119{,}119 \text{ HP } (88{,}863 \text{ kW})$$

4.3.2. Pompa Switch *(Switch Pump)*

Pompa ini digunakan untuk mensuplai aliran minyak hidrolik cadangan yang dapat digunakan untuk sistem hidrolik perlengkapan kerja maupun sistem hidrolik kemudi.

a. Volume Langkah Pompa *(Pump Displacement)*

Dalam perancangan ini digunakan pompa yang dapat menghasilkan kapasitas teoritis aliran fluida/debit (Q_{pth}) sebesar 81 l/min pada putaran engine rata-rata / rated speed (2200 rpm), sehingga volume langkah/displacement pompa (V_d) adalah sebagai berikut :

$$V_d = \frac{Q_{pth}}{N}$$

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS GADJAH MADA

$$= \frac{81}{2200}$$

$$= 0{,}037 \text{ l/rev } (37 \text{ cc/rev})$$

Dengan asumsi bahwa efisiensi hidrolis (η_v) sebesar 95% maka kapasitas aktual (Q_{pa}) yang dapat dihasilkan pompa switch adalah sebagai berikut :

$$Q_{pa} = Q_{pth} \cdot \eta_v$$

$$= 81 \cdot 0{,}95$$

$$= 76{,}95 \text{ l/min}$$

b. FHP dan BHP *(Fluid Horse Power and Brake Horse Power)*

Dari perencanaan dan perhitungan diperoleh besarnya tekanan kerja maksimum sistem (p) adalah 20,6 MPa (20600 kPa) dan kapasitas aliran fluida yang dapat dihasilkan pompa hidrolik (Q_{pth}) adalah 81 l/min, sehingga daya keluaran pompa *(fluid horse power)* adalah sebagai berikut :

$$\text{FHP} = \frac{p \times Q_{pth}}{44760}$$

$$= \frac{20600 \times 81}{44760}$$

$$= 37{,}279 \text{ HP}$$

Dengan mengasumsikan adanya effisiensi total pompa (η_o) sebesar 85% maka daya motor penggerak yang diserap oleh pompa hidrolik *(brake horse power)* adalah sebagai berikut :

$$\text{BHP} = \frac{FHP}{\eta_o}$$

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS GADJAH MADA

$$= \frac{37,279}{0,85}$$

$$= 43,858 \text{ HP } (30,9 \text{ kW})$$

4.3.3. Pompa Pilot *(Pilot Pump)*

Pompa ini digunakan untuk mensuplai aliran minyak hidrolik untuk sistem pilot/pengendalian hidrolik *(hydraulic control)* yang dalam hal ini digunakan untuk mengaktifkan katu-katup kontrol *(control valves)*.

a. Volume Langkah Pompa *(Pump Displacement)*

Dalam perancangan ini digunakan pompa yang dapat menghasilkan kapasitas teoritis aliran fluida/debit (Q_{pth}) sebesar 57 l/min pada putaran engine rata-rata / rated speed (2200 rpm), sehingga volume langkah/displacement pompa (V_d) adalah sebagai berikut :

$$V_d = \frac{Q_{pth}}{N}$$

$$= \frac{57}{2200}$$

$$= 0,026 \text{ l/rev } (26 \text{ cc/rev})$$

Dengan asumsi bahwa efisiensi hidrolis (η_v) sebesar 95% maka kapasitas aktual (Q_{pa}) yang dapat dihasilkan pompa switch adalah sebagai berikut :

$$Q_{pa} = Q_{pth} \cdot \eta_v$$

$$= 57 \cdot 0,95$$

$$= 54,15 \text{ l/min}$$

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

b. FHP dan BHP *(Fluid Horse Power and Brake Horse Power)*

Dari perencanaan dan perhitungan diperoleh besarnya tekanan kerja maksimum sistem (p) adalah 2,9 MPa (2900 kPa) dan kapasitas aliran fluida yang dapat dihasilkan pompa hidrolik (Q_{pth}) adalah 57 l/min, sehingga daya keluaran pompa *(fluid horse power)* adalah sebagai berikut :

$$FHP = \frac{p \times Q_{pth}}{44760}$$

$$= \frac{2900 \times 57}{44760}$$

$$= 3{,}693 \text{ HP}$$

Dengan mengasumsikan adanya effisiensi total pompa (η_o) sebesar 85% maka daya motor penggerak yang diserap oleh pompa hidrolik *(brake horse power)* adalah sebagai berikut :

$$BHP = \frac{FHP}{\eta_o}$$

$$= \frac{3{,}693}{0{,}85}$$

$$= 4{,}345 \text{ HP } (3{,}241 \text{ kW})$$

4.4. Katup Pengontrol *(Control Valve)*

Katup pengontrol *(control valve)* dalam sistem hidrolik berfungsi sebagai pengatur tekanan, kapasitas dan arah aliran minyak hidrolik yang dihasilkan oleh pompa untuk mengoperasikan perlengkapan kerja *(work equipments)* sesuai yang direncanakan. Berdasarkan fungsinya tersebut, maka katup pengontrol *(control valve)* dibedakan menjadi tiga macam yaitu :

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Suhardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

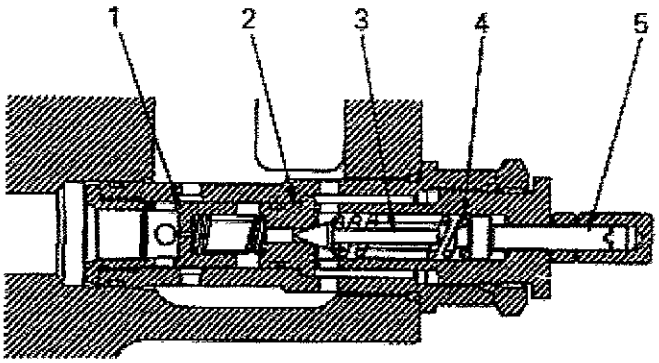
4.4.1. Katup Pengontrol Tekanan *(Pressure Control Valve)*

Katup pengontrol tekanan berfungsi untuk mengatur/membatasi besarnya tekanan minyak hidrolik di dalam suatu sistem sesuai yang direncanakan. Untuk memenuhi fungsinya tersebut, maka katup ini akan mengembalikan semua atau sebagian oli ke dalam tangki apabila tekanan dalam sistem mencapai tekanan yang direncanakan *(setting pressure)*.

Adapun katup pengontrol tekanan yang terdapat di dalam sistem hidrolik wheel loader sebagai berikut :

a. Relief valve

Digunakan untuk membatasi besarnya tekanan minyak hidrolik yang dihasilkan oleh pompa menuju ke sistem hidrolik, dengan demikian sistem akan terhindar dari kerusakan akibat beban/tekanan berlebih *(over pressure)*. Katup ini terpasang antara pompa hidrolik dan katup pengontrol utama *(main control valve)*.



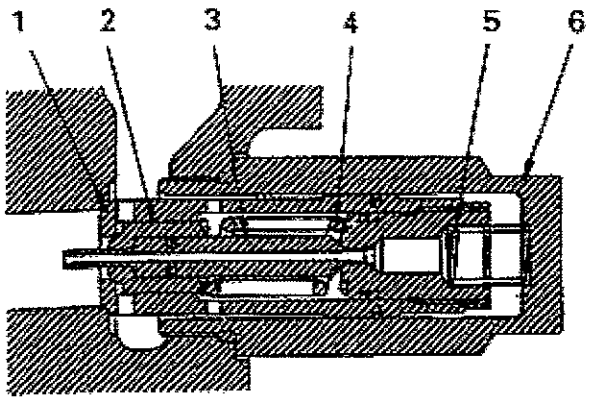
1. Main valve
2. Valve seat
3. Pilot poppet
4. Spring
5. Adjusment screw

Gambar 4.5. Relief valve

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

b. Safety valve

Fungsi dari katup ini hampir sama seperti relief valve, hanya saja digunakan untuk membatasi besarnya tekanan minyak hidrolik yang berasal dari silinder hidrolik pada saat posisi netral, dengan tujuan untuk menghindari kerusakan pada silinder hidrolik tersebut. Katup ini terpasang antara silinder hidrolik dan katup pengontrol utama *(main control valve)*.



1. Suction valve
2. Main valve
3. Pilot piston
4. Main valve spring
5. Suction valve spring
6. valve body

Gambar 4.6. Safety valve

4.4.2. Katup Pengontrol Aliran *(Flow Control Valve)*

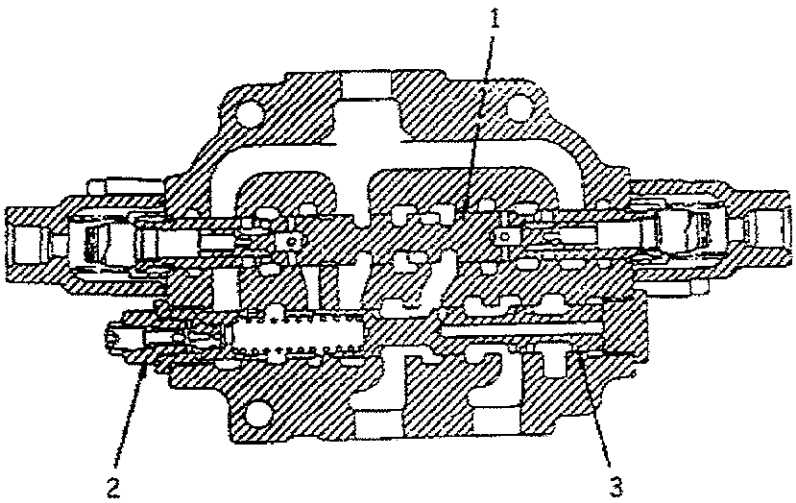
Katup pengontrol aliran berfungsi untuk mengatur jumlah aliran/kapasitas minyak hidrolik yang akan menuju ke silinder hidrolik sehingga akan berpengaruh pada kecepatan gerak perlengkapan kerja *(work equipment)*.

Adapun katup pengontrol aliran yang terdapat di dalam sistem hidrolik wheel loader sebagai berikut :

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

a. Demand valve

Digunakan untuk mengatur jumlah aliran/kapasitas minyak hidrolik yang dihasilkan pompa switch menuju ke sistem kemudi dan perlengkapan kerja, dimana jumlah aliran untuk ke sistem kemudi dijaga tetap konstan sehingga kecepatan belok dari roda selalu sama tidak terpengaruh kecepatan putar motor penggerak. Katup ini terpasang antara pompa switch dan katup pengontrol sistem kemudi *(steering control valve)*.



1. Steering spool
2. Relief valve
3. Demand valve

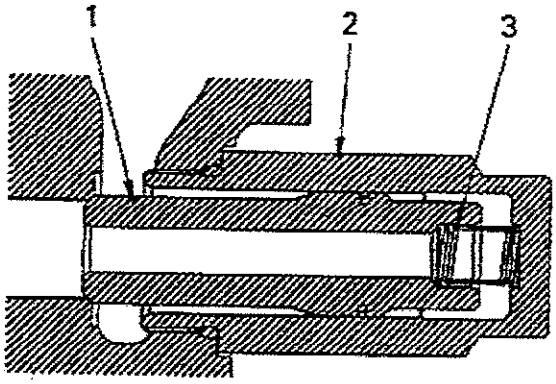
Gambar 4.7. Demand valve

b. Suction valve

Katup ini sering dinamakan juga make up valve, intake valve, suction return valve, vacuum valve dan antivoid valve. Katup ini berfungsi untuk mencegah kevakuman dalam sistem hidrolik dengan jalan mengalirkan

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi ; Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

sejumlah minyak hidrolik ke dalam sistem tersebut. Katup ini terpasang antara silinder hidrolik dan katup pengontrol utama *(main control valve)*.



1. Main poppet
2. Sleeve
3. Spring

Gambar 4.8. Suction valve

4.4.3. Katup Pengontrol Arah *(Directional Control Valve)*

Katup pengontrol arah berfungsi untuk merubah atau memutuskan arah aliran minyak hidrolik yang akan menuju silinder hidrolik shingga akan berpengaruh pada arah gerakan perlengkapan kerja *(work equipments)*.

Adapun katup pengontrol arah yang terdapat di dalam sistem hidrolik wheel loader sebagai berikut :

a. 6 way 3 position valve

Katup ini mempunyai 6 jalan aliran minyak hidrolik dan 3 posisi mekanisme pengubahan arah aliran minyak hidrolik yaitu maju *(travel outward)*, netral *(neutral)* dan mundur *(travel inward)*. Katup ini

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

digunakan untuk pengaturan pergerakan tilt back dan tip forward dari bucket.

b. 6 way 4 position valve

Katup ini mempunyai 6 jalan aliran minyak hidrolik dan 4 posisi mekanisme pengubahan arah aliran minyak hidrolik yaitu maju *(travel outward)*, netral *(neutral)*, mundur *(travel inward)* dan mengambang *(floating)*. Katup ini digunakan untuk pengaturan gerakan naik turun dari boom.

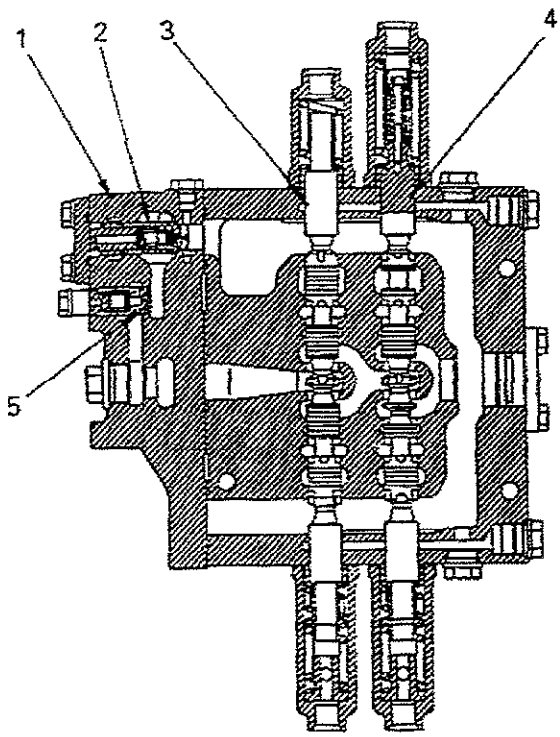
c. Cut-off valve

Katup ini berfungsi untuk mengatur aliran minyak hidrolik dari pompa switch *(switch pump)* menuju ke katup pengontrol utama *(main control valve)* perlengkapan kerja *(work equipment)* maupun ke tangki hidrolik sesuai dengan tekanan kerja sistem dan juga berfungsi untuk mengontrol kecepatan gerak perlengkapan kerja *(work equipment)*. Katup ini terpasang antara demand valve dan katup pengontrol utama *(main control valve)* pada perlengkapan kerja *(work equipment)*.

d. Check valve

Katup ini digunakan untuk mengatur aliran minyak hidrolik hanya menuju ke satu arah saja. Dalam perancangan sistem hidrolik ini terdapat beberapa check valve antara lain pada saluran sistem pengendalian/pilot dan juga terpasang pada katup pengontrol utama *(main control valve)*.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA



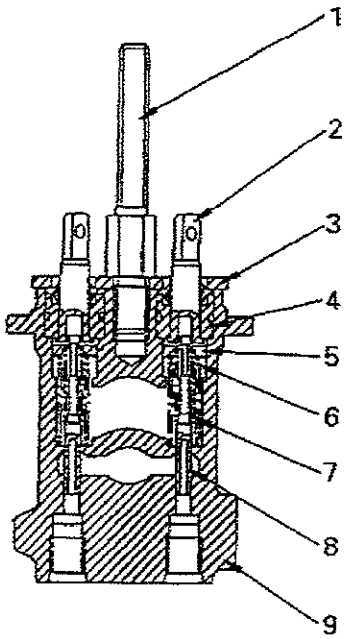
1. Cut-off valve assembly
2. Unload valve
3. 6 way 3 position valve spool
4. 6 way 4 position valve spool
5. Check valve

Gambar 4.9. 6 way 3 position valve, 6 way 4 position valve, cut-off valve dan check valve

e. Pilot control valve

Katup ini berfungsi untuk mengatur aliran minyak hidrolik dari pompa pilot yang digunakan untuk mengaktifkan katup pengontrol utama *(main control valve)*, dimana besar kapasitas dan arah aliran minyak hidrolik tergantung dari pergerakan handle *(control lever)*. Katup ini terpasang antara pompa pilot dan katup pengontrol utama *(main control valve)* pada perlengkapan kerja *(work equipment)*.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA



1. Bolt
2. Piston
3. Plate
4. Collar
5. Retainer
6. Centering spring
7. Metering spring
8. Valve
9. Body

Gambar 4.10. Pilot control valve

4.5. Saluran Hidrolik *(Hydraulic Connector)*

Saluran hidrolik berfungsi untuk menyalurkan/mengalirkan minyak hidrolik dari komponen sistem hidrolik yang satu dengan yang lainnya. Dalam prakteknya, saluran hidrolik ini sangat menentukan terhadap effisiensi suatu sistem hidrolik, oleh karena itu perlu adanya perencanaan matang sesuai dengan kebutuhan. Ada beberapa faktor yang perlu dipertimbangkan dalam pemilihan jenis saluran hidrolik yang akan digunakan yaitu :

- Tekanan kerja sistem hidrolik
- Kapasitas minyak hidrolik yang dialirkan

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

- Kecepatan aliran minyak hidrolik
- Jenis dan sifat minyak hidrolik
- Temperatur kerja sistem hidrolik
- Fleksibilitas

Dalam perencanaan sistem hidrolik wheel loader terdapat beberapa jenis saluran hidrolik yaitu :

4.5.1. Pipa *(Pipe)*

Pipa merupakan saluran hidrolik yang mempunyai sifat kaku *(rigid)* sehingga sulit untuk dibengkokkan. Oleh karena sifat inilah pipa sangat sesuai dipasang pada bagian-bagian yang tidak bergerak dan permanen dengan sedikit belokan.

Untuk menentukan ukuran diameter dalam pipa (D_i) yang sesuai dapat digunakan rumusan sebagai berikut :

$$A = \frac{Q \times 16{,}67}{v} \quad [16]$$

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}}$$

Dimana,

A = luasan pipa bagian dalam (mm^2)

Q = kapasitas aliran minyak hidrolik (l/min)

v = kecepatan aliran minyak hidrolik (m/s)

[16] Sullivan, James A, Fluid Power Theory and Applications, Reston Publishing Company, Inc, Virginia, 1982, hal 267

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Sehingga tebal dinding pipa (t) dapat dihitung sebagai berikut :

$$t = \frac{p \times D_i \times Sf}{2(\sigma_t - p)} \quad 17$$

Dimana,

p = tekanan kerja maksimum sistem hidrolik (N/mm^2)

D_i = diameter dalam pipa (mm)

σ_t = tegangan tarik *(tensile strength)* bahan (N/mm^2)

Sf = faktor keamanan

Direncanakan kapasitas aliran minyak hidrolik sebesar 220 l/min dengan kecepatan aliran 5 m/s, sehingga :

$$A = \frac{220 \times 16,67}{5}$$

$$= 733,48 \text{ mm}^2$$

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \times 733,48}{\pi}}$$

$$= 30,6 \text{ mm}$$

$$= 1,205 \text{ in}$$

Direncanakan pipa terbuat dari bahan standart DIN 1611 spesifikasi St 37.11 dengan tegangan tarik 37 kg/mm^2 (362,97 N/mm^2) dan tekanan kerja sistem sebesar 20,6 N/mm^2 (maka diperoleh faktor keamanan Sf = 4) sehingga tebal dinding pipa (t) adalah sebagai berikut :

$$t = \frac{20,6 \times 30,6 \times 4}{2(362,97 - 20,6)}$$

$$= 3,682 \text{ mm} = 0,145 \text{ in}$$

[17] Ibid, hal 268

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi ; Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Dari table ukuran pipa komersial, diperoleh pipa ukuran nominal 1¼ in schedule 160 yang mempunyai ukuran-ukuran sebagai berikut :

- Diameter luar (D_o) = 1,66 in
- Diameter dalam (D_i) = 1,16 in
- Tebal dinding pipa (t) = 0,25 in
- Tekanan maksimum (p) = 15000 psi

4.5.2. Selang *(Hose)*

Hose merupakan saluran hidrolik yang mempunyai sifat fleksibel sehingga mudah dibengkokkan. Tujuan uatama pemakaian hose antara lain :

- Untuk mendapatkan hubungan yang fleksibel sehingga memungkinkan komponen sistem hidrolik dapat bergerak tanpa merusakkan saluran fluida.
- Untuk meredam getaran-getaran yang ditimbulkan oleh komponen-komponen sistem hidrolik.
- Agar pemasangan sambungannya mudah dan praktis.
- Menghindari adanya tekukan-tekukan tajam yang dapat mengurangi effisiensi sistem hidrolik.

Hose yang digunakan untuk sistem hidrolik umumnya terdiri dari tiga lapisan, yaitu :

1. Lapisan dalam *(inner tube)*

   Lapisan ini mempunyai permukaan yang halus, fleksibel dan tahan terhadap panas dan karat. Bahan yang sering digunakan karet sintetis yang jenisnya disesuaikan dengan sifat minyak hidrolik.

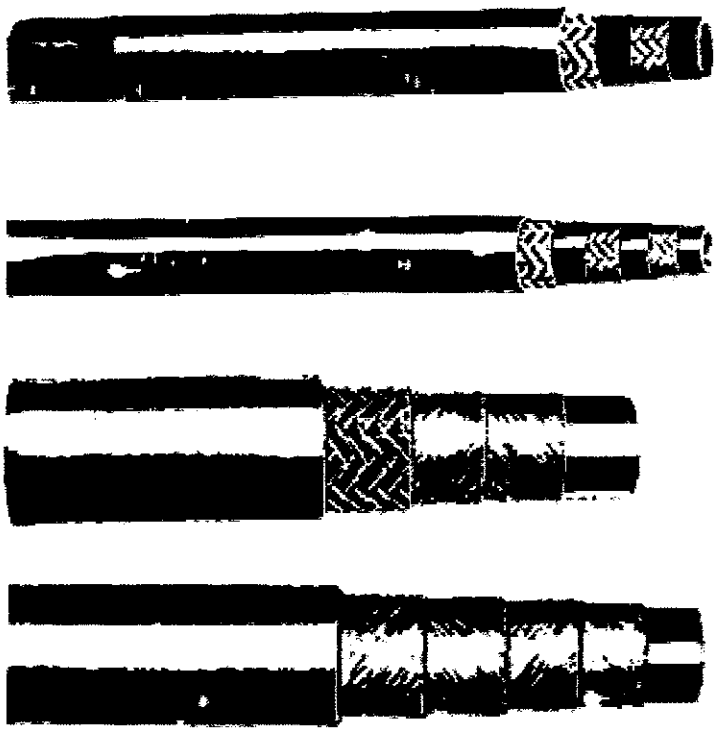
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

2. Lapisan tengah *(reinforcement)*

   Lapisan ini terletak antara lapisan dalam dan lapisan luar yang berfungsi untuk mendapatkan sifat yang kuat dan tahan terhadap tekanan tinggi. Bahan yang sering dipakai adalah fiber sintetis, sinteis alam kawat braid maupun kombinasinya yang disesuaikan dengan tekanan kerja minyak hidrolik.

3. Lapisan luar *(outer protective cover)*

   Lapisan ini berfungsi untuk melindungi lapisan tengah terhadap korosi, abrasi dan gangguan luar akibat kondisi lingkungan. Bahan yang sering dipakai adalah karet, nylon atau tekstil.



Gambar 4.11. Saluran fleksibel (hose)

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Adapun standart hose yang digunakan dalam perancangan ini sebagai berikut :

- SAE 100R 11

  Hose ini terdiri dari 4 lapisan anyaman kawat bertegangan tinggi sehingga dapat tekanan kerja maksimumnya sampai 41,5 Mpa. Hose ini sangat sesuai digunakan untuk mengalirkan oli bertekanan tinggi pada sistem perlengkapan kerja *(work equipment)*.

- SAE 100R 1AT

  Hose ini hanya mempunyai 1 lapisan anyaman kawat bertegangan tinggi dan mampu sampai tekanan kerja maksimum sebesar 13 MPa. Hose ini digunakan untuk mengalirkan oli bertekanan rendah pada sistem pengendalian *(pilot)*.

4.5.3. Penyambung *(Fitting)*

Fitting merupakan salah satu komponen hidrolik yang berfungsi untuk menghubungkan dua buah pipa atau hose. Beberapa istilah yang sering dipakai pada fitting, yaitu :

- Male berarti fitting yang memiliki ulir di bagian luar *(external threaded)*
- Female berarti fitting yang memiliki ulir di bagian dalam *(internal threaded)*
- Port berarti bagian yang berlubang sebagi tempat untuk mengalirkan minyak hidrolik.

Pada prakteknya ada dua macam ulir yang telah distandaisasi yaitu berdasarkan American Standart Taper Pipe Thread (NPT) dan Dryseal American Standart Taper Pipe (NPTF).

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Berdasarkan American Standart Taper Pipe Thread (NPT), perapatan *(sealing)* terjadi karena adanya persinggungan antar sisi ulir. Apabila ulir jenis ini dipergunakan untuk menyambung saluran minyak hidrolik maka masih diperlukanseal untuk menghindari adanya kebocoran yang dapat terjadi melalui sela-sela ulir. Sedang pada Dryseal American Standart Taper Pipe (NPTF), perapatan *(sealing)* terjadi karena adanya persinggungan antara lembah *(root)* dan puncak *(peak)* ulir sebelum sisi-sisi ulir bersinggungan. Ulir jenis ini relatif lebih baik dibanding jenis NPT karena tidak memerlukan lagi perapat *(seal)*.

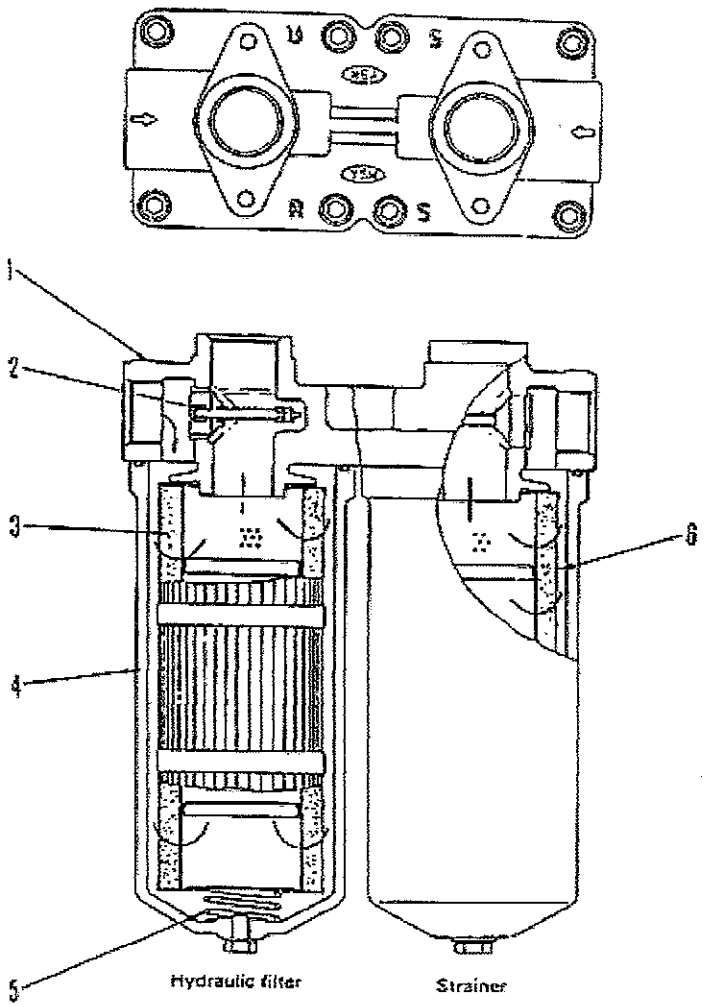
4.6. Penyaring *(Oil Filter dan Strainer)*

Dalam sistem hidrolik yang bekerja terus menerus akan terjadi gesekan-gesekan antar komponen yang bersinggungan sehingga menyebabkan keausan. Partikel-partikel kecil yang terjadi karena peristiwa tersebut akan terbawa aliran minyak hidrolik dan dapat mengurangi effisiensi sistem hidrolik. Untuk mengatasi hal tersebut diperlukan suatu penyaring yang dapat berupa strainer maupun oil filter.

Pada prinsipnya oil filter sama dengan strainer perbedaannya hanya pada ukuran partikel yang tersaring. Oil filter digunakan untuk menyaring partikel-pertikel yang ukurannya sangat halus sedangkan strainer digunakan untuk menyaring partikel-pertikel yang ukurannya relatif lebih besar. Ukuran partikel yang dapat disaring oleh oil filter sampai sebesar 1 micron sedangkan stariner hanya mampu menyaring partikel yang berukuran 150 micron.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Strainer biasanya dipasang pada saluran sebelum masuk ke pompa hidrolik sedangkan oil filter biasanya dipasang pada saluran setelah pompa hidrolik dan juga pada saluran sebelum kembali ke tangki hidrolik.



1. Head cover
2. Bypass valve
3. Elemen
4. Filter case
5. Spring
6. Strainer

Gambar 4.12. Filter dan Strainer

Pada perancangan sistem hidrolik ini dipakai oil filter dan stariner dengan spesifikasi sebagai berikut :

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

1. Oil Filter

Tingkat filtrasi (mesh)	: 10 μm
Luas area filtrasi	: 9100 cm^2
Tekanan bypass valve	: 0.125 MPa

2. Strainer

Tingkat filtrasi (mesh)	: 150 μm
Luas area filtrasi	: 7500 cm^2
Tekanan bypass valve	: 0.35 MPa

4.7. Akumulator Hidrolik *(Hydraulic Accumulator)*

Akumulator hidrolik adalah komponen yang digunakan menyimpan tenaga hidrolik *(hydraulic energy)* dari fluida incompressible pada saat terjadi kelebihan tekanan dan akan mengeluarkannya pada saat tekanan sistem hidrolik menurun. Tekanan yang tersimpan di dalam akumulator ditahan oleh gaya dinamik dari sumber luar berupa gaya gravitasi *(gravity)*, gaya pegas *(mechanical spring)* maupun gaya tekan gas *(compressed gas)*.

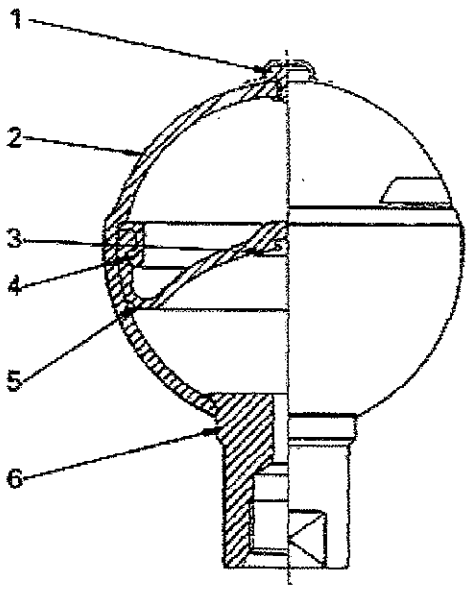
Beberapa fungsi akumulator dalam sistem hidrolik yaitu :

- Sumber tenaga tambahan *(auxilliary power source)*
- Pengganti kebocoran *(leakage kompensator)*
- Sumber tenaga darurat *(emergency power source)*
- Peredam kejut *(hydraulic shock absorber)*

Akumulator pada sistem hidrolik wheel loader dipasang pada saluran hidrolik pilot dengan tujuan untuk menyediakan minyak hidrolik apabila dibutuhkan. Pada saat wheel loader melakukan gerakan ganda dimana beberapa

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

silinder bekerja bersamaan, saluran hidrolik pilot membutuhkan aliran minyak hidrolik lebih besar maka akumulator akan melepaskan sejumlah minyak hidrolik agar aliran terpenuhi sesuai kebutuhan.



1. Gas plug
2. Shell
3. Poppet
4. Holder
5. Bladder
6. Oil port

Gambar 4.13. Bladder-type accumulator

Akumulator yang digunakan dalam sistem hidrolik perlengkapann kerja *(work equipments)* wheel loader adalah tipe bladder separator dengan spesifikasi sebagai berikut :

- Jenis gas : Nitrogen
- Volume : 500 cc
- Tekanan maksimum : 3,4 MPa
- Tekanan minimum : 1,2 MPa

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

4.8. Tangki Hidrolik *(Hydraulic Tank)*

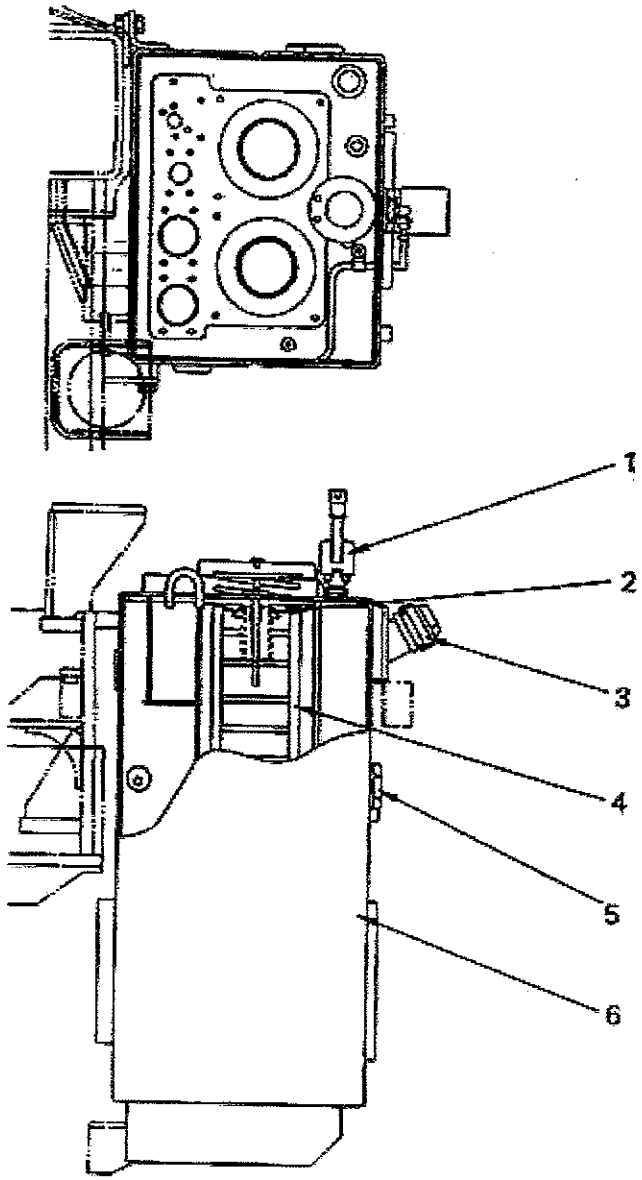
Tangki hidrolik merupakan salah satu komponen sistem hidrolik yang mempunyai fungsi antara lain :

1. Sebagai tempat menampung dan menyimpan minyak hidrolik yang dibutuhkan sistem.
2. Untuk menyerap panas dan mampu menghilangkan gelembung udara yang terjadi dalam sistem.
3. Untuk memisahkan dan mengendapkan kotoran maupun air yang terbawa oleh minyak hidrolik selama siklus kerja.

Dalam perencanaan kapasitas, ukuran dan bentuk tangki hidrolik, ada beberapa hal yang perlu diperhatikan yaitu :

- Tangki harus mampu mengendapkan kotoran-kotoran sehingga tidak terbawa oleh minyak hidrolik menuju ke sistem.
- Tangki dirancang agar memiliki ketinggian permukaan minyak yang cukup sehingga tidak mengganggu kerja sistem.
- Luasan permukaan yang dimiliki harus mampu mengatasi penyerapan panas yang terjadi.
- Harus ada volume yang cukup bagi kotoran dan air untuk memisahkan diri.
- Luasan yang dirancang perlu mempertimbangkan besarnya volume minyak yang mengembang akibat adanya panas.
- Tangki harus mempunyai dimensi yang cukup untuk menempatkan strainer, oil filter dan heat exchanger.

Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



1. Air breather
2. Bypass valve
3. Refiil plug
4. Oil filter
5. Sight gauge
6. Hydraulic tank

Gambar 4.14. Tangki hidrolik

Dalam perancangan sistem hidrolik wheel loader ini menggunakan tangki hidrolik yang dilengkapi dengan air breather yang berfungsi untuk mencegah

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

terjadinya kevakuman *(negative pressure)* dalam tangki. Adapun besarnya volume tangki hidrolik dirancang sebesar 3 kali volume minyak hidrolik yang dibutuhkan dalam sekali siklus.

Direncanakan waktu maksimum yang dibutuhkan dalam sekali siklus sebesar 10 detik (0,167 menit) maka besarnya volume tangki hidrolik dapat dihitung sebagai berikut :

Diketahui kapasitas total pompa (Q_{total}) adalah :

$$Q_{total} = \Sigma Q_{pompa}$$
$$= 220 \text{ l/min} + 112 \text{ l/min} + 81 \text{ l/min} + 57 \text{ l/min}$$
$$= 470 \text{ l/min}$$

Volume minyak hidrolik yang dibutuhkan dalam sekali siklus (V) adalah :

$$V = Q_{total} \times t$$
$$= 470 \times 0{,}167 = 78{,}49 \text{ liter}$$

Sehingga volume tangki (V_{tangki}) sebesar :

$$V_{tangki} = 78{,}49 \times 3$$
$$= 235{,}47 \text{ liter}$$
$$\approx 250 \text{ liter}$$

4.9. Rangkaian Sistem Hidrolik *(Hydraulic System Circuit)*

Rangkaian sistem hidrolik merupakan rangkaian dari komponen-komponen sistem hidrolik yang disusun membentuk suatu hubungan untuk menghasilkan gerakan-gerakan tertentu. Dalam suatu sistem hidrolik hubungan antar komponen-komponen tersebut dibagi menjadi dua macam sistem yaitu :

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

1. Sistem Terbuka *(Open Centre System)*

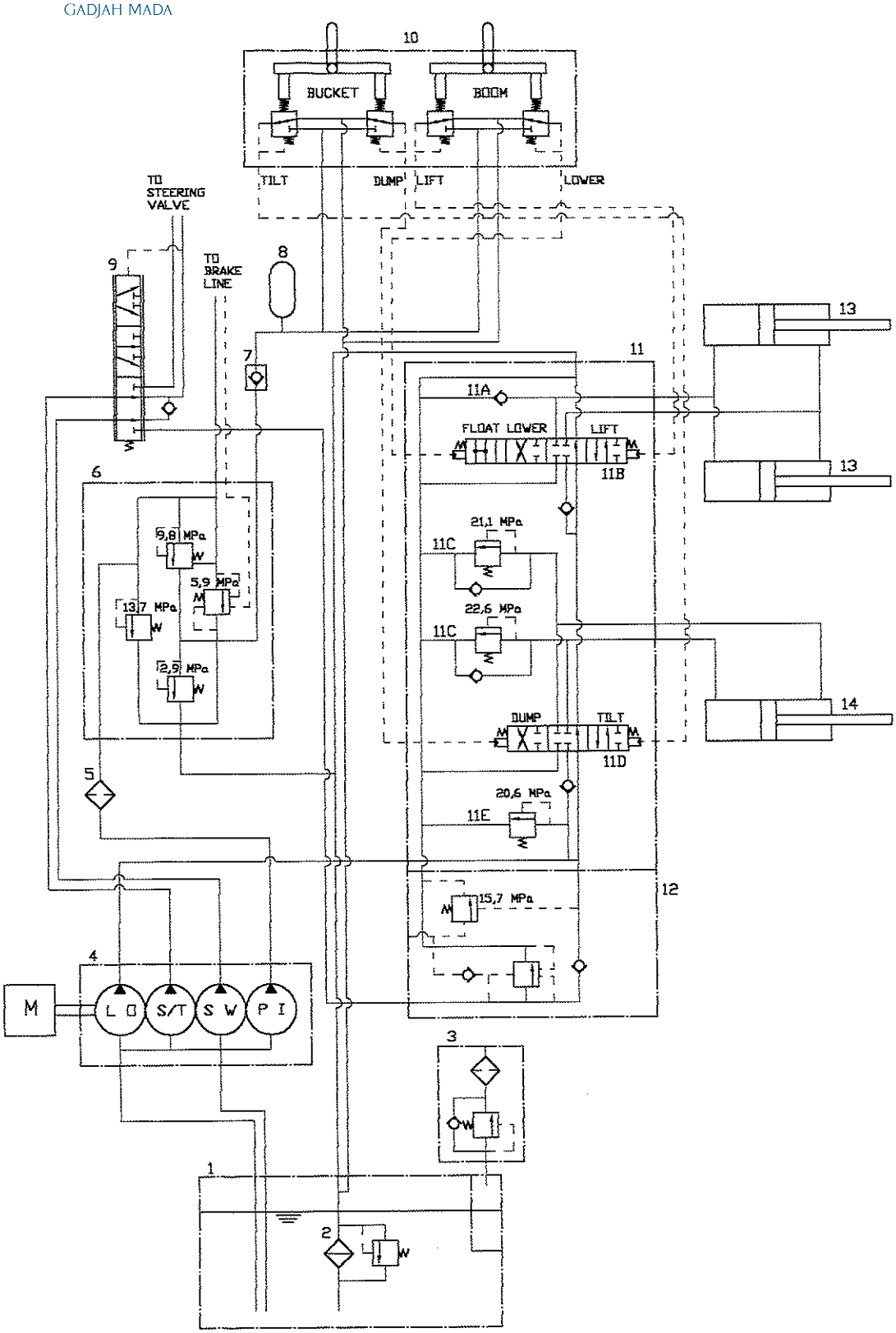
   Dalam sistem ini, bila katup pengontrol dalam keadaan netral maka aliran minyak hidrolik yang dihasilkan pompa langsung dikembalikan ke tangki hidrolik lagi. Pada saat itu kapasitas aliran minyak hidrolik yang dihasilkan pompa mencapai maksimum sedang tekanannya minimum. Keuntungan sistem ini antara lain tidak membutuhkan sistem pengontrolan terhadap kapasitas aliran pompa dan juga pompa yang digunakan konstruksinya relatif sederhana, sehingga sistem ini ekonomis dan mudah dalam perawatannya.

2. Sistem Tertutup *(Close Centre System)*

   Bila katup pengontrol dalam keadaan netral maka aliran oli yang dihasilkan pompa hidrolik menuju ke sistem menjadi tertutup. Dengan demikian maka tekanan antara pompa dan katup pengontrol akan naik sampai batas tertentu. Tekanan tersebut kemudian digunakan untuk sistem pengontrolan sehingga pompa akan berhenti mengalirkan minyak hidrolik ke dalam sistem hidrolik. Pada saat itu tekanan minyak hidrolik yang dihasilkan pompa mencapai maksimum sedang kapasitas alirannya minimum. Keuntungan sistem ini antara lain dapat menghasilkan gerakan yang relatif stabil sehingga tidak akan terjadi penurunan gerakan perlengkapan kerja *(drift work equipments)* yang disebabkan oleh karena belum tercapainya tekanan minyak hidrolik pada saat pindah gerakan.

Dalam perancangan sistem hidrolik perlengkapan kerja *(work equipments)* wheel loader ini menggunakan sistem rangkaian terbuka *(open center circuit)* sebagai berikut :

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS
GADJAH MADA



Gambar 4.15. Rangkaian sistem hidrolik perlengkapan kerja

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Keterangan

1. Hydraulic tank
2. Oil filter
3. Air breather
4. Hydraulic pump
5. Strainer
6. Accumulator charge valve
7. Check valve
8. Accumulator
9. Demand valve
10. Pilot control valve
11. Main control valve
    - 11A. Suction valve
    - 11B. 6 way 4 position valve *(boom spool)*
    - 11C. Safety valve
    - 11D. 6 way 3 position valve *(bucket spool)*
    - 11E. Main relief valve
12. Cut-off valve
13. Boom cylinder
14. Bucket cylinder

Cara kerja sistem hidrolik perlengkapan kerja

Minyak hidrolik dalam tangki hidrolik (1) dihisap oleh empat pompa hidrolik (4) yaitu pompa perlengkapan kerja, pompa steering, pompa switch dan

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

pompa pilot yang disusun secara tandem dan dihubungkan/dikopel langsung pada PTO *(power take off)* unit. Pada pompa hidrolik ini, tenaga mekanis *(mechanical energy)* berupa putaran *(rotation)* dari motor penggerak dirubah menjadi tenaga hidrolik *(hydraulical energy)* berupa tekanan minyak hidrolik.

Pompa perlengkapan kerja memompa minyak hidrolik dan mengalirkannya langsung menuju main control valve (11) sedang pompa steering dan pompa switch memompa minyak hidrolik dan mengalirkannya menuju ke demand valve (9) yang berfungsi untuk mengatur kapasitas minyak hidrolik kedua arah yaitu ke sistem kemudi *(steering system)* dan sistem perlengkapan kerja *(work equipments system)*, dimana kapasitas minyak hidrolik menuju ke sistem kemudi *(steering system)* dijaga tetap konstan. Pada saat putaran engine rata-rata *(rated speed)* maka sistem steering hanya disuplai oleh pompa steering saja sedang aliran minyak hidrolik dari pompa switch dialirkan menuju ke main control valve (11) melewati cut-off valve (12) dan bergabung dengan aliran minyak hidrolik dari pompa perlengkapan kerja. Aliran minyak hidrolik tersebut kemudian melewati main relief valve (11E) yang berfungsi untuk menjaga agar tekanan dalam sistem hidrolik tidak melebihi tekanan setting sebesar 20,6 MPa.

Pompa pilot memompa minyak hidrolik dan mengalirkannya menuju ke pilot control valve (10) melewati strainer (5), accumulator charge valve (6), check valve (7) dan accumulator (8) yang berfungsi untuk menjaga agar tekanan sistem pilot/pengendalian tetap konstan tidak terpengaruh oleh putaran motor penggerak. Tekanan minyak hidrolik ini dibatasi oleh pilot relief valve yang berada di dalam accumulator charge valve (6) sebesar 2,9 MPa.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Untuk menggerakkan salah satu perlengkapan kerja *(work equipment)* yaitu boom maupun bucket dilakukan dengan jalan mengoperasikan salah satu handle *(control lever)* untuk masing-masing pergerakan perlengkapan kerja tersebut. Selanjutnya oleh pilot control valve (10), minyak hidrolik dari pompa pilot di alirkan menuju ke main control valve (11) untuk menggerakkan salah satu directional control valve yaitu 6 way 4 position valve *(boom spool)* (11B) ataupun 6 way 3 position valve *(bucket spool)* (11D). Kedua directional control valve tersebut berhubungan satu sama lain dan disusun secara tandem open center, sehingga hanya akan memungkinkan salah satu pergerakan dari perlengkapan kerja *(work equipment)* dimana pergerakan bucket sebagai prioritas utama dengan kata lain bahwa apabila kedua directional control valve (11B dan 11D) dioperasikan maka secara otomatis aliran minyak hidrolik ke sistem pergerakan boom terputus sehingga yang bergerak hanya sistem pergerakan bucket saja.

Kemudian aliran minyak hidrolik yang berasal dari pompa perlengkapan kerja dan pompa switch mengalir melewati salah satu directional control valve (11B dan 11D) tersebut menuju ke salah satu silinder hidrolik (13 dan 14). Pada silinder hidrolik ini, tenaga hidrolik *(hydraulical energy)* berupa tekanan minyak hidrolik dirubah menjadi tenaga mekanis *(mechanical energy)* berupa gerakan bolak balik *(reciprocating)* dari rod piston.

Aliran balik minyak hidrolik dari salah satu silinder hidrolik (13 dan 14) mengalir melewati directional control valve (11B dan 11D) menuju ke tangki hidrolik (1) melalui oil filter (2). Pada sistem pergerakan boom dilegkapi dengan vacuum valve (11A) yang berfungsi untuk mencegah adanya kevakuman *(negative pressure)* dalam sistem. Sedangkan pada sistem pergerakan bucket

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

dilengkapi dengan dua buah safety valve (11C) untuk mencegah tekanan berlebih *(over pressure)* dalam sistem pada saat directional control valve (11D) posisi netral, dimana tekanannya dibatasi sebesar 21,1 MPa dan 22,6 MPa.

Pada tangki hidrolik (1) dilengkapi dengan air breather (3) yang berfungsi untuk mencegah adanya kevakuman *(negative pressure)* dalam tangki yang dapat menurunkan effisiensi sistem hidrolik.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

BAB 5

MOTOR PENGGERAK DAN STABILITAS

Motor penggerak merupakan sumber tenaga *(energy)* yang diperlukan untuk mengoperasikan sebuah wheel loader yang meliputi sistem pengangkutan *(trvelling)*, sistem kemudi *(steering)* dan juga sistem perlengkapan kerja *(work equipments)*. Pada sistem perlengkapan kerja, tenaga mekanik *(mechanical energy)* dari motor penggerak berupa putaran poros, oleh pompa dirubah menjadi tenaga hidrolis *(hydraulical energy)* berupa tekanan minyak hidrolik. Selanjutnya untuk mendapatkan mekanisme gerakan perlengkapan kerja yang diinginkan, maka tenaga hidrolik *(hydraulical energy)* tersebut oleh silinder hirolik dirubah lagi menjadi tenaga mekanis *(mechanical energy)* berupa gerakan bolak balik *(reciprocating)* dari rod piston.

5.1. Jenis dan Daya Motor Penggerak

Jenis motor penggerak yang digunakan pada perancangan wheel loader adalah sebuah diesel engine dengan pertimbangan sebagai berikut :

- Lokasi kerja alat akan lebih fleksibel dibanding bila memgunakan motor listrik sebagai motor penggerak.
- Perbandingan konsumsi bahan bakar lebih rendah dibanding gasoline engine.
- Harga bahan bakar lebih murah dibanding gasoline engine.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

- Tidak memerlukan sistem penyalaan untuk proses pembakaran.
- Resiko akan terjadinya kebakaran lebih kecil dibanding gasoline engine.

Untuk menentukan besarnya daya yang harus disediakan engine diesel diperoleh dengan meninjau dua sistem aliran daya yaitu sistem mekanik *(mechanical system)* dan sistem hidrolik *(hydraulical system)*. Pada sistem mekanik, seluruh daya dari diesel engine digunakan untuk menggerakkan komponen-komponen mekanik yang dalam hal ini adalah sistem pengangkutan *(traveling)*. Sedang untuk sistem hidrolik daya tersebut digunakan untuk mengoperasikan komponen-komponen sistem hidrolik yang selanjutnya digunakan untuk menggerakkan perlengkapan kerja *(work equipments)* dan sistem kemudi *(steering)*.

Dalam perancangan perlengkapan kerja *(work equipments)* wheel loader ini maka besarnya daya yang harus disediakan diesel engine ditentukan berdasarkan sistem hidrolik yang digunakan untuk menggerakkan perlengkapan kerja *(work equipments)*. Daya diesel engine yang diserap oleh sistem hidrolik *(brake horse power)* tersebut dalam satuan SI dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\text{BHP} = \frac{p \times Q}{44760 \times \eta_o}$$

Dimana,

P = Tekanan kerja sistem hidrolik (kPa)

Q = Kapasitas aliran/debit yang dihasilkan pompa (l/min)

η_o = Effisiensi total pompa hidrolik

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Dalam perancangan sistem hidrolik ini, diasumsikan besarnya effisiensi total (η_o) pompa hidrolik sebesar 85%, sehingga daya yang diserap oleh masing-masing pompa sebagai berikut :

No	Jenis Pompa	Kapasitas (l/min)	Tekanan (kPa)	BHP
1	*Work Equipments*	*220*	*20600*	*119.119*
2	*Switch*	*81*	*20600*	*43.857*
3	*Pilot*	*57*	*2900*	*4.345*
		TOTAL		***167.321***

Table 5.1. Daya yang diserap pompa hidrolik

Berdasarkan perhitungan diatas, maka dalam perancangan ini digunakan diesel engine Komatsu S6D108 dengan daya output 187 HP (140 kW) pada putaran rata-rata/rated speed (2200 rpm).

Adapun arti kode Komatsu S6D108 adalah sebagai berikut :

S : Supercharger (memakai turbocharger)

6 : Jumlah silinder

D : Diesel engine 4 langkah

108 : Diameter dalam silinder (108 mm)

5.2. Stabilitas

Stabilitas merupakan salah satu hal yang penting dalam operasi sistem alat berat, dalam hal ini wheel loader. Apabila stabilitas kendaraan tidak baik maka kendaraan tersebut tidak dapat beroperasi dengan optimal serta mengurangi

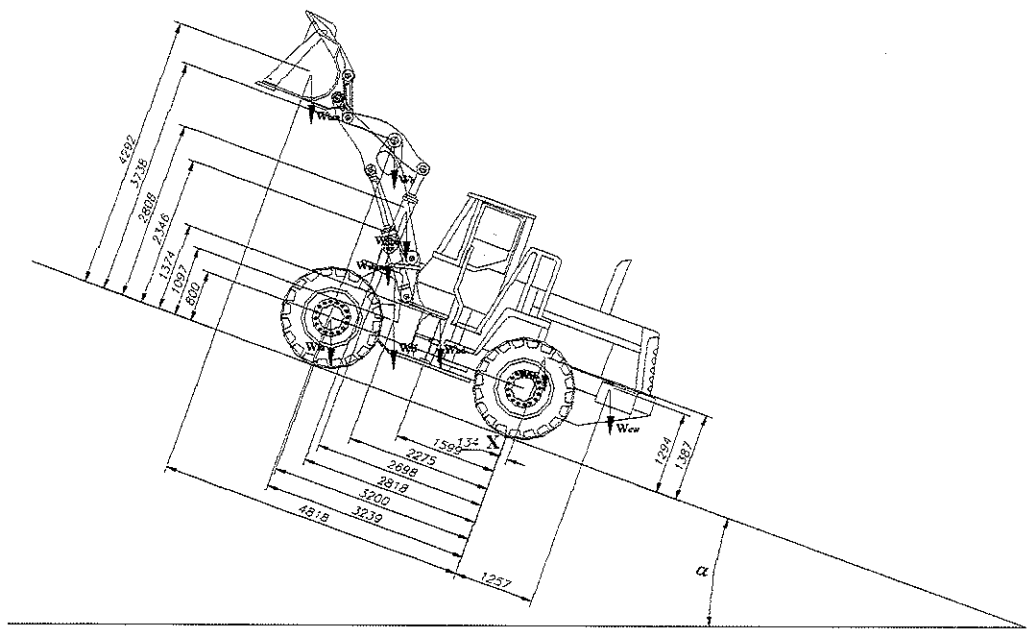
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

keamanan bagi pengendara maupun bagi lingkungan di sekitar kendaraan tersebut beroperasi.

Yang dimaksud stabilitas di sini adalah perbandingan yang proporsional antara ukuran dan berat peralatan kerja sehingga pada saat alat berat beroperasi dengan bucket terisi penuh dan diangkat serta dipindah ke tempat lain, kendaraan tersebut tidak terjungkir / terguling.

Dalam menentukan kestabilan wheel loader di sini, maka ada tiga macam kondisi yang perlu diperhitungkan yaitu :

1. Permukaan jalan miring dan kendaraan bergerak sejajar arah kemiringan.
   a. Bergerak naik sejajar arah kemiringan



Gambar 5.1. Wheel loader bergerak naik sejajar arah kemiringan

Kestabilan wheel loader pada kondisi tersebut dapat dihitung dengan persamaan keseimbangan momen pada titik X, sebagai berikut :

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS GADJAH MADA

$$\Sigma MX = 0$$

$$(4818 \cdot W_{bm} \cdot \cos\alpha + 4292 \cdot W_{bm} \cdot \sin\alpha) + (3239 \cdot W_b \cdot \cos\alpha + 3738 \cdot W_b \cdot \sin\alpha) + (3200 \cdot W_{fa} \cdot \cos\alpha + 800 \cdot W_{fa} \cdot \sin\alpha) + (2818 \cdot W_{sbm} \cdot \cos\alpha + 2346 \cdot W_{sbm} \cdot \sin\alpha) + (2698 \cdot W_{sbu} \cdot \cos\alpha + 2808 \cdot W_{sbu} \cdot \sin\alpha) + (2275 \cdot W_{ff} \cdot \cos\beta\,\alpha + 1097 \cdot W_{ff} \cdot \sin\alpha) + (1599 \cdot W_{bd} \cdot \cos\alpha + 1374 \cdot W_{bd} \cdot \sin\alpha) + (-134 \cdot W_{rf} \cdot \cos\alpha + 1387 \cdot W_{rf} \cdot \sin\alpha) + (-1257 \cdot W_{cw} \cdot \cos\alpha + 1294 \cdot W_{cw} \cdot \sin\alpha) = 0$$

Dimana,

W_{bm} = massa bucket dan muatannya (6543 kg)

W_b = massa lengan perlengkapan kerja (1385 kg)

W_{fa} = massa front axle dan ban depan (1677 kg)

W_{sbm} = massa silinder boom (328 kg)

W_{sbu} = massa silinder bucket (166 kg)

W_{ff} = massa front frame (1406 kg)

W_{bd} = massa cabin dan komponen-komponen lain (2235 kg)

W_{rf} = massa rear frame dan komponen-komponen lain (3218 kg)

W_{cw} = massa counter weight (1170 kg)

Sehingga :

$$(4818 \cdot 6543 \cdot \cos\alpha + 4292 \cdot 6543 \cdot \sin\alpha) + (3239 \cdot 1385 \cdot \cos\alpha + 3738 \cdot 1385 \cdot \sin\alpha) + (3200 \cdot 1677 \cdot \cos\alpha + 800 \cdot 1677 \cdot \sin\alpha) + (2818 \cdot 328 \cdot \cos\alpha + 2346 \cdot 328 \cdot \sin\alpha) + (2698 \cdot 166 \cdot \cos\alpha + 2808 \cdot 166 \cdot \sin\alpha) + (2275 \cdot 1406 \cdot \cos\alpha + 1097 \cdot 1406 \cdot \sin\alpha) + (1599 \cdot 2235 \cdot \cos\alpha + 1374 \cdot 2235 \cdot \sin\alpha) + (-134 \cdot 3218 \cdot \cos\alpha + 1387 \cdot 3218 \cdot \sin\alpha) + (-1257 \cdot 1170 \cdot \cos\alpha + 1294 \cdot 1170 \cdot \sin\alpha) = 0$$

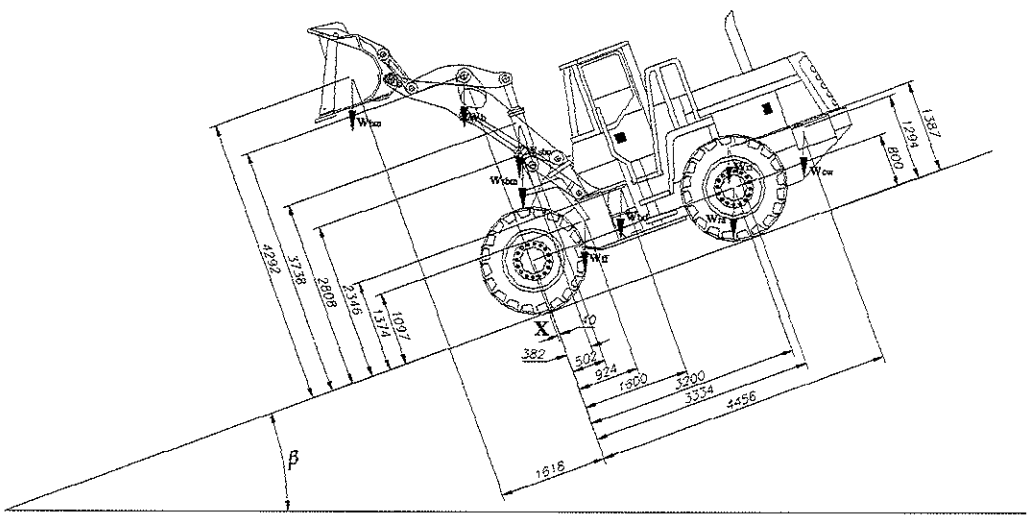
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$47619274 \text{ Cos } \alpha = 46427520 \text{ Sin } \alpha$$

$$\alpha = 45{,}73\ ^\circ$$

Jadi pada kondisi tersebut wheel loader dapat dioperasikan pada tanjakan dengan sudut kemiringan 45,73 °.

b. Bergerak turun sejajar arah kemiringan



Gambar 5.2. Wheel loader bergerak turun sejajar arah kemiringan

Kestabilan wheel loader pada kondisi tersebut dapat dihitung dengan persamaan keseimbangan momen pada titik X, sebagai berikut :

$$\sum MX = 0$$

$$(1618 \,.\, W_{bm} \,.\, \text{Cos } \beta - 4292 \,.\, W_{bm} \,.\, \text{Sin } \beta) + (40 \,.\, W_b \,.\, \text{Cos } \beta - 3738 \,.\, W_b \,.\, \text{Sin } \beta) + (-382 \,.\, W_{sbm} \,.\, \text{Cos } \beta - 2346 \,.\, W_{sbm} \,.\, \text{Sin } \beta) + (-502 \,.\, W_{sbu} \,.\, \text{Cos } \beta - 2808 \,.\, W_{sbu} \,.\, \text{Sin } \beta) + (-924 \,.\, W_{ff} \,.\, \text{Cos } \beta - 1097 \,.\, W_{ff} \,.\, \text{Sin } \beta) + (-1600 \,.$$

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS GADJAH MADA

W_{bd} Cos β – 1374 . W_{bd} . Sin β) + (- 3200 . W_{ra} . Cos β – 800 . W_{ra} . Sin β) + (- 3334 . W_{rf} . Cos β – 1387 . W_{rf} . Sin β) + (- 4456 . W_{cw} . Cos β – 1294 . W_{cw} . Sin β) = 0

Dimana,

W_{bm} = massa bucket dan muatannya (6543 kg)

W_b = massa lengan perlengkapan kerja (1385 kg)

W_{sbm} = massa silinder boom (328 kg)

W_{sbu} = massa silinder bucket (166 kg)

W_{ff} = massa front frame (1406 kg)

W_{bd} = massa cabin dan komponen-komponen lain (2235 kg)

W_{ra} = massa rear axle dan ban belakang (1615 kg)

W_{rf} = massa rear frame dan komponen-komponen lain (3218 kg)

W_{cw} = massa counter weight (1170 kg)

Sehingga :

(1618 . 6543 . Cos β – 4292 . 6543 . Sin β) + (40 . 1385 . Cos β – 3738 . 1385 . Sin β) + (-382 . 328 . Cos β - 2346 . 328 . Sin β) + (-502 . 166 . Cos β – 2808 . 166 . Sin β) + (-924 . 1406 . Cos β – 1097 . 1406 . Sin β) + (-1600 . 2235 . Cos β – 1374 . 2235 . Sin β) + (- 3200 . 1615 . Cos β – 800 . 1615 . Sin β) + (- 3334 . 3218 . Cos β – 1387 . 3218 . Sin β) + (- 4456 . 1170 . Cos β – 1294 . 1170 . Sin β) = 0

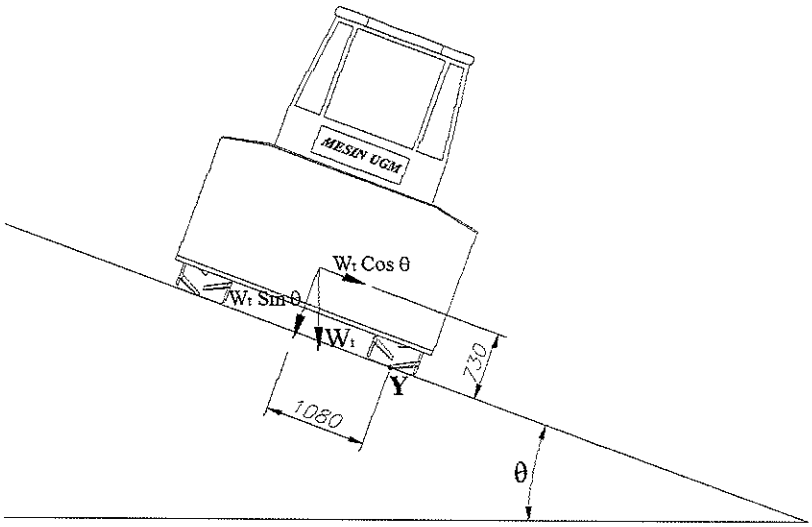
-15552130 Cos β = -46377920 Sin β

β = 18,56 °

Jadi pada kondisi tersebut wheel loader dapat dioperasikan pada turunan dengan sudut kemiringan 18,56 °.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

2. Permukaan jalan miring dan kendaraan bergerak tegak lurus arah kemiringan



Gambar 5.3. Wheel loader bergerak tegak lurus arah kemiringan

Kestabilan wheel loader pada kondisi tersebut dapat dihitung dengan persamaan keseimbangan momen pada titik Y, sebagai berikut :

$$\sum MY = 0$$

$$1370 \,.\, Wt \cos\theta - 1080 \,.\, W_t \sin\theta = 0$$

Dimana,

Wt = massa total wheel loader (18500 kg)

Sehingga :

$$730 \,.\, 18500 \cos\theta - 1080 \,.\, 18500 \sin\theta = 0$$

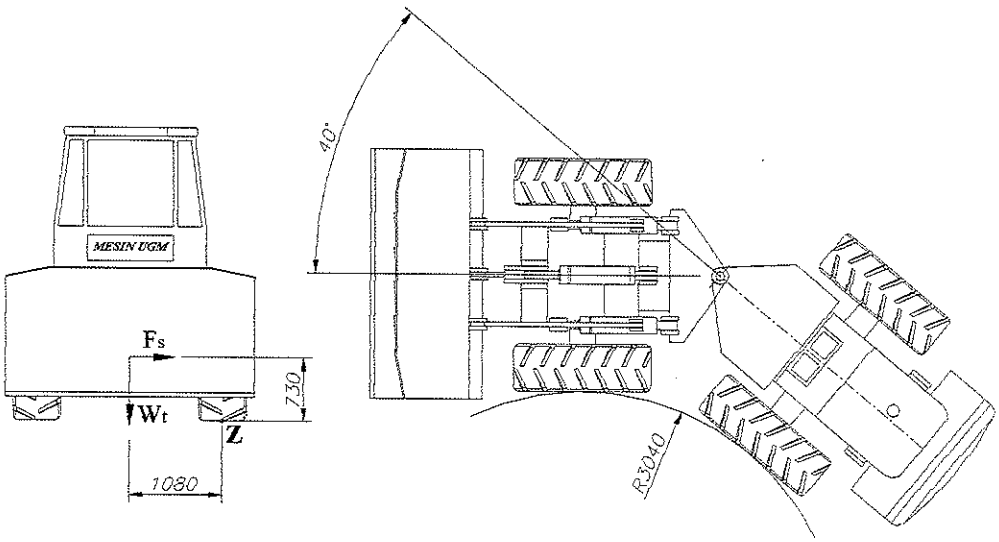
$$13505000 \cos\theta = 19980000 \sin\beta$$

$$\theta = 34{,}06^{\circ}$$

Jadi pada kondisi tersebut wheel loader dapat dioperasikan pada permukaan jalan dengan sudut kemiringan 34,06°.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

3. Permukaan jalan datar dan kendaraan berbelok dengan radius putar minimum.



Gambar 5.4. Wheel loader saat berbelok

Dari gambar tersebut dapat dihitung kecepatan maksimum apabila wheel loader berbelok dengan radius putar minimum, maka gaya sentrifugal yang terjadi (F_s) sebagai berikut :

$$F_s = \frac{W_t \times v^2}{R}$$

Kestabilan wheel loader pada kondisi tersebut dapat dihitung dengan persamaan keseimbangan momen pada titik Z, sebagai berikut :

$$\sum MZ = 0$$

$$1080 \,.\, G = 730 \,.\, F_s$$

$$= 730 \,.\, \frac{W_t \times v^2}{R}$$

Dimana,

W_t = massa total wheel loader (18500 kg)

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
UNIVERSITAS GADJAH MADA

R = radius putar minimum (3040 mm)

G = gaya berat wheel loader (181485 N)

v = kecepatan wheel loader

Sehingga :

$$1080 \,.\, 181485 = 730 \,.\, \frac{18500 \times v^2}{3040}$$

$$v = 6{,}642 \text{ m/s}$$

$$= 1{,}845 \text{ km/jam}$$

Jadi pada kondisi tersebut wheel loader dapat dibelokkan pada permukaan jalan datar dengan radius putar minimum sebesar 3040 mm dan kecepatan maksimum 1,845 km/jam.

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

BAB 6

PENUTUP

Dari perancangan perlengkapan kerja *(work equipment)* wheel loader dengan daya 180 HP, dapat diambil kesimpulan tentang hal-hal yang terdapat pada alat berat tersebut sebagai berikut :

1. Engine

- Model : Komatsu S6D108
- Type : 4-cycle with water-cooled
- Jumlah silinder : 6 silinder
- Diameter piston : 108 mm
- Panjang langkah : 130 mm
- Volume langkah : 7150 cc
- Daya output (2200 rpm) : 187 HP (140 kW)
- Torsi maksimum (1500 rpm) : 82 kgm (804 Nm)
- Perbandingan konsumsi bahan bakar : 162 g/HPh (218 g/kWh)
- Putaran pada kecepatan rendah : 760 rpm
- Putaran pada kecepatan tinggi : 2450 rpm

2. Sistem hidrolik *(hydraulic system)*

a. Pompa hidrolik *(hydraulic pump)*

- Pompa perlengkapan kerja *(work equipment pump)*
  - Type : Gear type

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

- Model : SAL 100
- Kapasitas aliran (2200 rpm) : 220 l/min

▪ Pompa switch *(switch pump)*

- Type : Gear type
- Model : SAL 36
- Kapasitas aliran (2200 rpm) : 81 l/min

▪ Pompa pilot *(pilot pump)*

- Type : Gear type
- Model : SAL 25
- Kapasitas aliran (2200 rpm) : 57 l/min

b. Silinder hidrolik *(hydraulic cylinder)*

▪ Silinder boom *(boom cylinder)*

- Jumlah : 2 buah
- Type : Double acting cylinder
- Diameter piston : 160 mm
- Diameter piston rod : 90 mm
- Panjang langkah : 700 mm

▪ Silinder bucket *(bucket cylinder)*

- Jumlah : 1 buah
- Type : Double acting cylinder
- Diameter piston : 180 mm
- Diameter piston rod : 90 mm
- Panjang langkah : 506 mm

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

- Katup pengontrol *(control valve)*
  - Setting tekanan perlengkapan kerja : 20,6 MPa (210 kg/cm^2)
  - Setting tekanan pilot : 2,9 MPa (30 kg/cm^2)

3. Perlengkapan kerja *(work equipment)*

- Type link : Single Z bar link
- Type bucket : BOC/Bolt On Cutting edge

4. Unjuk kerja *(performance)*

- Kapasitas bucket : 3,1 m^3
- Berat muatan rata-rata : 4960 kg
- Radius putar minimum : 3040 mm

5. Ukuran *(dimension)*

- Panjang total : 7770 mm
- Lebar sisi chasis : 2710 mm
- Lebar sisi bucket : 2900 mm
- Tinggi sisi kabin : 3390 mm
- Tinggi engsel pin bucket : 4000 mm
- Tinggi jangkauan bucket : 5530 mm
- Jarak kedua sumbu roda : 3200 mm
- Sudut dump maksimum : 45°
- Sudut tilt maksimum : 65°

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

DAFTAR PUSTAKA

1. Esposito, Anthony, *Fluid Power with Application*, Prentice Hall, Inc., Englewood Cliff, New Jersey, 1980
2. Fitch JR., Ernest C., *Fluid Power and Control Systems*, McGraw-Hill, Inc, New York, 1996
3. Gere, James M, *Mekanika Bahan*, jilid 1, edisi kedua, penerbit Erlangga, Jakarta, 1987
4. G.L. Rexroth GmbH, *The Hydraulic Trainer*, Willy Schleunung Graphischer Betrieb GmbH
5. Komatsu, *Shop Manual Wheel Loader WA 380-3*, japan 1995
6. Niemann, Gustav, *Elemen Mesin*, jilid 1, edisi kedua, penerbit Erlangga, Jakarta, 1992
7. Niemann, Gustav, *Machine Elements*, volume 1, first edition, Springer-Verlag, Berlin, 1978
8. Rochmanhadi, *Alat-Alat Berat dan Penggunaannya*, Departemen Pekerjaan Umum, Jakarta, 1982
9. Shigley, J.E, *Perencanaan Teknik Mesin*, Jilid 2, edisi keempat, penerbit Erlangga, Jakarta, 1995
10. Society of Automotive Engineer, *SAE Handbook*, volume 4, Society of Automotive Engineer, Inc., Warrendale, USA, 1986

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

11. Spotts, M.F, *Design of Machine Elements*, 6th edition, Prentice-Hall, Inc, New Jersey, 1985

12. Sugijarto, P.S., *Diktat Kuliah Alat-alat Berat*, Yogyakarta

13. Sularso, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, cetakan ketujuh, PT Pradnya Paramita, Jakarta,1991

14. Sullivan, James A, *Fluid Power Theory and Applications*, Reston Publishing Company, Inc, Virginia, 1982

15. Surdia, Tata, Saito, Shinroku, *Pengetahuan Bahan Teknik*, PT Pradnya Paramita, Jakarta,1992

16. Vazirani, V.N., Ratwani, M.M., *Analysis of Structures*, eight edition, Khanna Publisher, Nai Sarak, New Delhi, India, 1980

17. Wong, Jo Yung, *Theory of Ground Vehicles*, John Wiley& Son, Inc, 1978

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

LAMPIRAN - LAMPIRAN

Lampiran
UNIVERSITAS
GADJAH MADA
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Material	lb/BCY	% Swell	lb/LCY	Load factor (%)
– Bauksit	3200	33	2400	75
– Kaliche	3800	82	2100	55
– Cinders	1450	52	950	66
– Karnotit, Bijih Uranium	3700	35	2750	74
– Lempung, tanah liat asli	3400	22	2800	82
kering untuk digali	3100	23	2500	81
basah untuk digali	3500	25	2800	80
– Lempung & Kerikil : kering	2800	41	2000	71
basah	3100	11	2800	80
– Batu bara : antrasit muda	2700	35	2000	74
tercuci	2500	35	1850	74
bitumen muda	2150	35	1600	74
tercuci	1900	35	1400	74
– Batuan lapukan				
75% batu 25% tanah biasa	4700	43	3300	70
50% batu 50% tanah biasa	3850	33	2900	75
25% batu 75% tanah biasa	3300	25	2650	80
Tanah - Kering padat	3200	25	2550	80
Basah	3400	27	2700	79
Lanau (Loam)	2600	23	2100	81
– Batu granit – Pecah	4600	64	2800	61
– Kerikil, siap pakai	3650	12	3250	89
– Kering	2850	12	2550	89
– Kering ¼" - 2" (6–51 mm)	3200	12	2850	89
– Basah ¼" - 2" (6–51 mm)	3800	12	3400	89
– Pasir & Tanah liat – lepas	3400	27	2700	79
padat	–	–	4050	–
– Gips dengan pecahan agak besar	5350	75	3050	57
dengan pecahan lebih kecil	4700	75	2700	57
– Hematit, bijih besi	4900	18	4150	85
– Batu kapur – pecah	4400	69	2600	59
– Magnetit, bijih besi	5500	18	4700	85
– Pyrit, bijih besi	5100	18	4350	85
– Pasir batu	4250	67	2550	60
– Pasir-kering lepas	2700	12	2400	89
sedikit basah	3200	12	2850	89
basah	3500	12	2900	89
– Pasir & Kerikil - kering	3250	12	2900	89
basah	3750	10	3400	91
– Slag – pecah	4950	67	2950	60
– Batu – pecah	4950	67	2700	60
– Takonit	7100-9450	75-72	4100-5400	57-58
– Tanah permukaan (Top Soil)	2300	43	1600	70
– Traprock – pecah	4400	49	2950	67

Lampiran
UNIVERSITAS
GADJAH MADA
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Table 4/1. Material values
E = Young's modulus, σ_{bWK} = notched endurance strength for reversing loading, H_B = Brinell hardness No.

No.	Material	γ kg/dm³	E kgf/mm²	Least values of σ_B kgf/mm²	σ_F kgf/mm²	σ_{bW} kgf/mm²	σ_{bWK} kgf/mm²	$\frac{\sigma_{bWK}}{\sigma_{bW}}$	H_B kgf/mm²	Price[1] kg price	Price[1] Volume price
	A. Wrought alloys										
1.	St 37	7,85	21000	37	22	18	15	0,834	110	Profile rods 0,22	1,73
2.	St 52	7,85	21000	52	32	25	19	0,76	142	Profile rods 0,30	2,36
3.	Si-Mn Spring steel	7,85	21000	130	115	56	27	0,482	380	Profile rods 0,90	7,06
4.	Pure Al, hard	2,7	7100	18	9	6	5	0,834	40	Profile rods 3,20	8,65
5.	Al-Cu-Mg	2,8	7200	42	28	15	13,5	0,9	110	Profile rods 3,50	9,80
6.	Mg-Al	1,8	4300	30	20	12	9,5[1]	0,792	65	Profile rods 3,90	7,02
	B. Cast alloys										
7.	GG-18	7,25	10000	19	11,5[1]	9	9	1,0	185	Medium castings 0,60	4,35
8.	GS-45	7,8	21500	45	22	19	14,5	0,764	—	Medium castings 1,00	7,80
9.	Al-cast-alloy	2,65	7600	17	8	7	6	0,856	55	Medium castings 4,50	11,92
10.	Mg-cast-alloy	1,8	4100	20	9	5	4[1]	0,8	50	Medium castings 5,20	9,36
	C. Plastics and timber										
11.	Laminated plastic T 3	1,4	1000	7,7	4,6[1]	3,6	2,6	0,722	22	Plates 13,00	18,20
12.	Lignostone BF	1,35	2960	27	16,2[1]	7,5[1]	5,6[1]	0,746	22	Plates 12,30	16,61
13.	Ash	0,72	1200	13	7,0	3,6	3[1]	0,834	—	Plates 0,84	0,61

[1] As in Nov. 1948, Currency: DM.

Table 5/7. Steel plate. Designation, strength and applications (as per DIN 1621, 1622, 1623)

DIN	Symbol	Designation	Tensile strength σ_z kgf/mm²	Min. Elongation δ_5 (%)	Fold test[1]	Remarks
Coarse plate DIN 1621 Sept. 1934	St.00.21	Commercial plates	—	—	o	For ordinary containers
	St.37.21	Structural plate I	37···45	20 (for $s >$ 10 mm)	F	For containers and boilers
	St.42.21	Structural plate II	42···50	20 (for $s >$ 10 mm)	F	
Medium plate (3—4.75 mm) DIN 1622 (Sept. 1933)	St.00.22	Commercial plates	≦50	—	o	
	St.00.22 S	Commercial plates S	≦50	—	o	Guaranteed fusion welding quality
	St.34.22 P	Press plate	34···42	25	F	
	St.34.22 R	Plate for pipe	34···45	20		
	St.37.22	Structural plate I	37···45	20	F	
	St.37.22 S	Structural plate I S	37···45	20	F	Guaranteed fusion welding quality
	St. 42.22	Structural plate II	42···50	20	F	
	St.50.22	Steel plates of	50···60	16	o	
	St.60.22	high strength	60···70	12	o	
	St.70.22		70···80	10	o	
Fine sheet (below 3 mm) DIN 1623 (May 1932)	St I 23	Black sheet I	—	—	F	*Commercial fine sheets*: Mill. annealed, for ordinary purposes.
	St II 23	Black sheet II	—	—	F	Box annealed, for better surface requirements.
	St III 23	Enamelling/galvanising sheet	—	—	F	Suitable for enamelling, galvanising and lead conting.
	St V 23	Drawing sheet I	28···38	26 (for sheet thickness 2 to 3 mm)	F	*Quality Sheet*: For simple, also enamelled, drawn components, free surface.
	St VI 23	Drawing sheet II	28···38	26	F	For usual drawn components, smoothened surface.
	St VII 23	Deep drawing sheet	28···38	30	D	For deep drawn components, smoothened surface.
	St VIII 23 t	Special deep drawing sheet t	32···42	30	D	For deep drawn components, perfectly matter bright surface very well suited for spray varnishing.
	St VIII 23 k	Special deep drawing sheet k	32···42	30	D	For highest requirements in deep drawing, smooth surface, can be spray varnished.
	St IX. 23	Covering sheet	28···38	20	F	Smooth, non porous, spray varnishable sheet for wagons and furniture.
	St. X 23	Carossery sheet	32···42	30	D	Special deep drawing sheet for body building.
	St 34.23		34···42	25	F	Fine sheet of specified strength, e.g., punched components.
	St 37.23		37···45	20	F	
	St 42.23		42···50	20	F	
	St 50.23		50···60	18	o	
	St 60.23		60···70	14	o	
	St 70.23		70···85	10	o	

[1] F = Fold test specified; D = Double fold test specified; O = without fold test.

Lampiran
UNIVERSITAS GADJAH MADA
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi, Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/
5.3 Wrought Steel (Rolled Steel, Forged Steel, Structural Steel)

Lampiran

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Table 5/8. Machine construction steels to DIN 1611 (Dec. 1935) (Unalloyed C-Steel)

Symbol	Mean C-Content %	Tensile strength σ_B kgf/mm²	Min. yield str. σ_F %	Min. ultimate str. δ_5 %	Brinell hardness[1] H_B kgf/mm²	Application
St 00.11	0,1	<50	—	—	—	low stressed components.
St 34.11	0,12	34···42	19	30	95···120	Forged steel; easy machining, carburising and forge welding, highly ductile.
St 34.13[2]	0,12	34···42	19	30	95···120	Rivets.
St 37.11	0,15	37···45	(21)	25	105···125	Common forged steel.
St 42.11	0,25	42···50	23	25	120···140	Medium stressed shafts and gears, small connecting rod, pressed and die forged components.
St 50.11	0,35	50···60	27	22	140···170	Higher stressed shafts and gears; connecting rods, pistons; easy machining, less hardenable; suitable for sliding loads.
St 60.11	0,45	60···70	30	17	170···195	Stronger parts; components subject to sliding like dowels, taper lays, gears, warms, spindles and plungers; hardenable.
St 70.11	0,6	70···85	35	12	195···240	Tool steel for highly loaded, naturally hard components like cans, rollers, rolls, dies, also hardened components like leaf and coiled springs, punches, cutting edges and rolls; highly hardenable; can be machined.

[1] Values added by Prof. Niemann. [2] According to DIN 1613 (Sept. 1943).

Table 5/9. Common carburising steels to DIN 17210 (Dec. 1951) and nitriding steel

Symbol		Composition in % (mean)			Annealed H_B kgf/mm²	Strength in core after hardening, min.			Hardening treatment[1]
From DIN 17006	to	C	Mn	Cr		σ_B kgf/mm²	σ_F kgf/mm²	δ_5 %	
C 15	StC 16.61	0,15	0,3	—	up to 140	50···65	30	16	W
C 22	StC 25.61	0,22	0,3	—	up to 155	60···80	36	12	W
15 Cr 3	EC 60	0,15	0,5	0,6	up to 187	60···85	40	13	W
16 MnCr 5	EC 80	0,16	1,15	0,95	up to 207	80···110	60	10	O
20 MnCr 5	EC 100	0,20	1,25	1,15	up to 217	100···130	70	8	O
Cr-Al-Steel (Nitriding steel)		0,33	0,7	1,6[3]	—235	80···100	—	12	[2]

[1] W = water quenched; O = oil quenched. [2] Oil hardened before nitriding. [3] And 1.1 % Al.

Lampiran
UNIVERSITAS
GADJAH MADA
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Table 5/10. Chrome-nickel and chrome-manganese steels to DIN 17210 (Dec. 1951)

DIN	Symbol	Composition in % (mean)					Strength in core after hardening			
		C	Ni	Cr	Mo	Mn	Annealed H_B kgf/mm²	σ_B kgf/mm²	σ_F kgf/mm²	δ_5 %
17210	C 15	0,15	—	—	—	0,4	140	50···65	30	16
	15 Cr 3	0,15	—	0,65	—	0,5	187	60···85	40	13
	16 Mn Cr 5	0,16	—	0,95		1,2	207	80···110	60	10
	20 Mn Cr 5	0,20	—	1,2	—	1,3	217	100···130	70	8
	15 Cr Ni 6	0,15	1,5	1,6	—	0,5	217	90···120	65	9
	18 Cr Ni 8	0,18	2,0	2,0	—	0,5	235	120···145	80	7
	41 Cr 4	0,41	—	1,1	—	0,65	217	155···180	130	7

Table 5/11. Common heat treated steels to DIN 17200 (Dec. 1951)

Symbol		Composition in % (mean)				Strength			
							Heat treated for 16 to 40 mm thick		
From DIN 17006	to	C	Si	Mn	Cr	Annealed max. H_B kgf/mm²	σ_B[1] kgf/mm²	σ_F kgf/mm²	δ_5 %
C 22	StC 25.61	0,22	0,25	0,45	—	155	50···60	30	22
C 35	StC 35.61	0,35	0,25	0,55	—	172	60···72	37	18
C 45	StC 45.61	0,45	0,25	0,65	—	206	65···80	40	16
C 60	StC 60.61	0,60	0,25	0,65	—	243	75···90	49	14
40 Mn 4	—	0,40	0,4	0,95	—	217	80···95	55	14
30 Mn 5	VM 125	0,31	0,25	1,35	—	217	80···95	55	14
37 Mn Si 5	VMS 135	0,37	1,25	1,25	—	217	90···105	65	12
42 Mn V 7	—	0,42	0,25	1,75	—	217	100···120	80	11
34 Cr 4	—	0,34	0,25	0,65	1,1	217	90···105	65	12
50 Cr V 4	50 Cr V 4	0,52	0,25	0,95	1,1	235	110···130	90	10
Ball bearing steel[3] . . .		1,0	to 0,35	0,3	1,5	200	205	$H_B = 650$[2]	

[1] Valid for rods; often much higher for finished components (up to $\sigma_B = 175$).
[2] Oil hardened at 820 to 850°.
[3] Added.

Table 5/12. Chrom Nickel and Chrom Molybdenm heat treating steels to DIN 17200 (Dec. 1951)

DIN	Symbol according to DIN 17006	Composition in % (mean)					Strength			
							Heat treated for 16 to 40 mm thick			
		C	Ni	Cr	Mn	Mo	Annealed max. H_B kgf/mm²	σ_B[1] kgf/mm²	σ_F kgf/mm²	δ_5 %
17200	25 Cr Mo 4	0,25	—	1,1	0,65	0,20	217	80···95	55	14
	34 Cr Mo 4	0,34	—	1,1	0,65	0,2	217	90···105	65	12
	42 Cr Mo 4	0,42	—	1,1	0,65	0,2	217	100···120	80	11
	50 Cr Mo 4	0,50	—	1,1	0,65	0,2	235	110···130	90	10
	30 Cr Mo V 9	0,30	—	2,5	0,55	0,2	248	125···145	105	9
	36 Cr Ni Mo 4	0,36	1,1	1,1	0,65	0 2	217	100···120	80	11
	34 Cr Ni Mo 6	0,34	1,6	1,6	0,55	0,2	235	110···130	90	10
	30 Cr Ni Mo 8	0,30	2,0	2,0	0,45	0,3	248	125···145	105	9

Lampiran

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Nominal pipe size (in.)	Outside diameter of pipe (in.)	Number of threads per inch	Length of effective threads (in.)	Schedule 40 (standard)		Schedule 80 (extra heavy)		Schedule 160		Double extra heavy	
				Pipe ID (in.)	Burst press (psi)	Pipe ID (in.)	Burst press (psi)	Pipe ID (in.)	Burst press (psi)	Pipe ID (in.)	Burst press (psi)
$\frac{1}{8}$	0.405	27	0.26	—	—	—	—	—	—	—	—
$\frac{1}{4}$	0.540	18	0.40	0.364	16,000	0.302	22,000	—	—	—	—
$\frac{3}{8}$	0.675	18	0.41	0.493	13,500	0.423	19,000	—	—	—	—
$\frac{1}{2}$	0.840	14	0.53	0.622	13,200	0.546	17,500	0.466	21,000	0.252	35,000
$\frac{3}{4}$	1.050	14	0.55	0.824	11,000	0.742	15,000	0.614	0.434	30,000	21,000
1	1.315	$11\frac{1}{2}$	0.68	1.049	10,000	0.957	13,600	0.815	19,000	0.599	27,000
$1\frac{1}{4}$	1.660	$11\frac{1}{2}$	0.71	1.380	8,400	1.278	11,500	1.160	15,000	0.896	23,000
$1\frac{1}{2}$	1.900	$11\frac{1}{2}$	0.72	1.610	7,600	1.500	10,500	1.338	14,800	1.100	21,000
2	2.375	$11\frac{1}{2}$	0.76	2.067	6,500	1.939	9,100	1.689	14,500	1.503	19,000
$2\frac{1}{2}$	2.875	8	1.14	2.469	7,000	2.323	9,600	2.125	13,000	1.771	18,000
3	3.500	8	1.20	3.068	6,100	2.900	8,500	2.624	12,500	—	—



Schedule 40 (standard) | Schedule 80 (extra heavy) | Schedule 160 | Double extra heavy

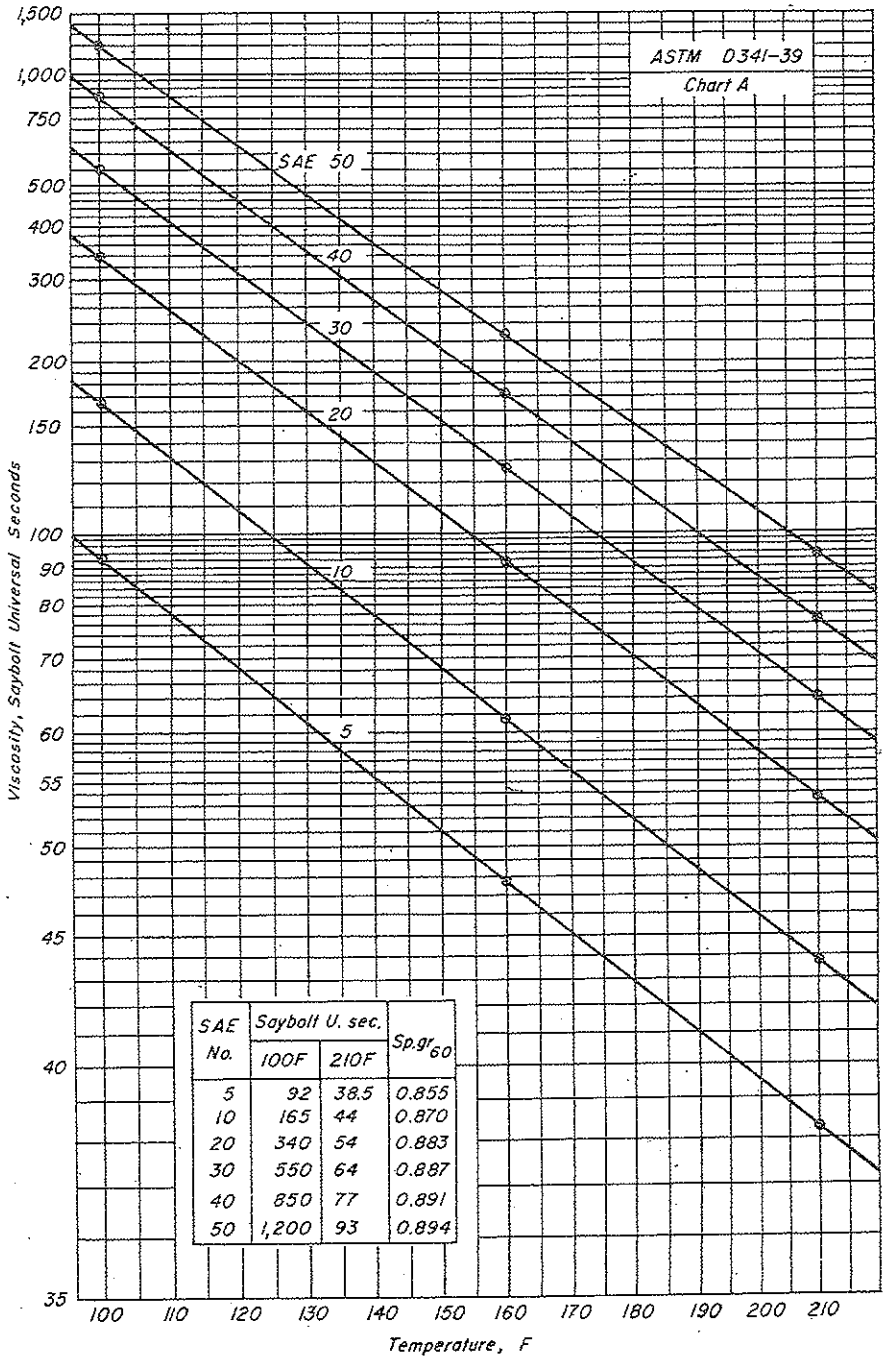
TABLE 8-1: Schedule of pipe sizes and pressure ratings.

Lampiran
UNIVERSITAS
GADJAH MADA
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Outside diameter d.(in.)	Wall thickness t(in.)	Inside diameter d.(in.)	Outside diameter d.(in.)	Wall thickness t(in.)	Inside diameter d.(in.)	Outside diameter d.(in.)	Wall thickness t(in.)	Inside diameter d.(in.)	Outside diameter d.(in.)	Wall thickness t(in.)	Inside diameter d.(in.)
1/8	0.028	0.069	1/2	0.035	0.430	7/8	0.049	0.077	1 1/4	0.120	1.010
	0.032	0.061		0.042	0.416		0.058	0.759			
	0.035	0.055		0.049	0.402		0.065	0.745	1 1/2	0.065	1.370
3/16	0.032	0.1235		0.058	0.384		0.072	0.731		0.072	1.356
	0.035	0.1175		0.065	0.370		0.083	0.709		0.083	1.334
1/4	0.035	0.180		0.072	0.358		0.095	0.685		0.095	1.310
	0.042	0.166		0.083	0.334		0.109	0.657		0.109	1.282
	0.049	0.152	5/8	0.035	0.555	1	0.049	0.902		0.120	1.260
	0.058	0.134		0.042	0.541		0.058	0.884	1 3/4	0.065	1.620
	0.065	0.120		0.049	0.527		0.065	0.870		0.072	1.606
5/16	0.035	0.2425		0.058	0.509		0.072	0.856		0.083	1.584
	0.042	0.2285		0.065	0.495		0.083	0.834		0.095	1.560
	0.049	0.2145		0.072	0.481		0.095	0.810		0.109	1.532
	0.058	0.1965		0.083	0.459		0.109	0.782		0.120	1.510
	0.065	0.1825		0.095	0.435		0.120	0.760		0.134	1.482
3/8	0.035	0.305	3/4	0.049	0.652	1 1/4	0.049	1.152	2	0.065	1.870
	0.042	0.291		0.058	0.634		0.058	1.134		0.072	1.856
	0.049	0.277		0.065	0.620		0.065	1.120		0.083	1.834
	0.058	0.259		0.072	0.606		0.072	1.106		0.095	1.810
	0.065	0.245		0.083	0.584		0.083	1.084		0.109	1.782
				0.095	0.560		0.095	1.060		0.120	1.760
				0.109	0.532		0.109	1.032		0.134	1.732

BLE 9-1: Basic dimensions for commercially available tubing *(courtesy of Mobil Oil)*.

Lampiran
UNIVERSITAS
GADJAH MADA
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

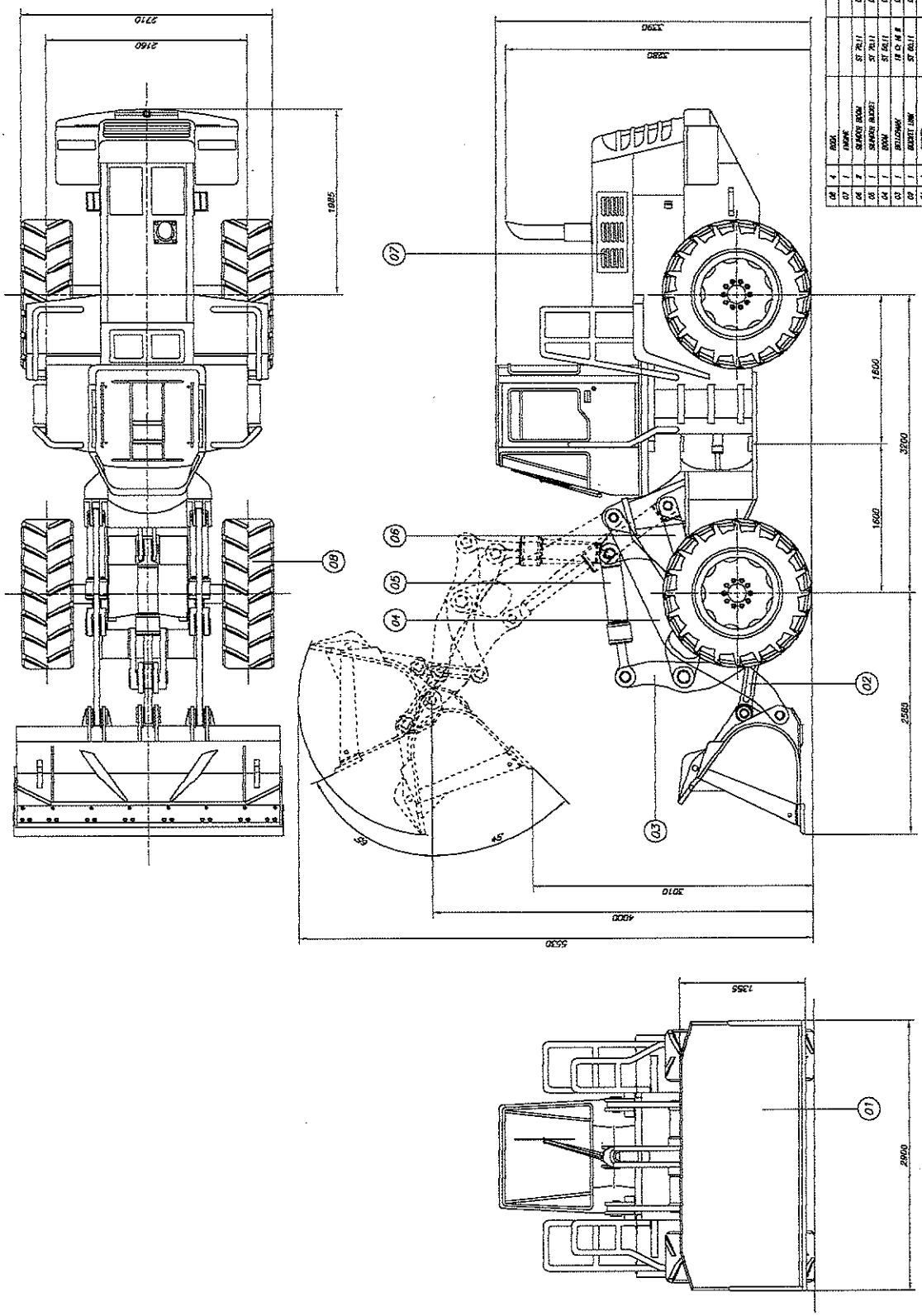


SAE No.	Saybolt U. sec. 100F	Saybolt U. sec. 210F	Sp.gr 60
5	92	38.5	0.855
10	165	44	0.870
20	340	54	0.883
30	550	64	0.887
40	850	77	0.891
50	1,200	93	0.894

FIGURE 8-13 Average values, Saybolt Universal viscosities, seconds, of some common SAE lubricating oils.

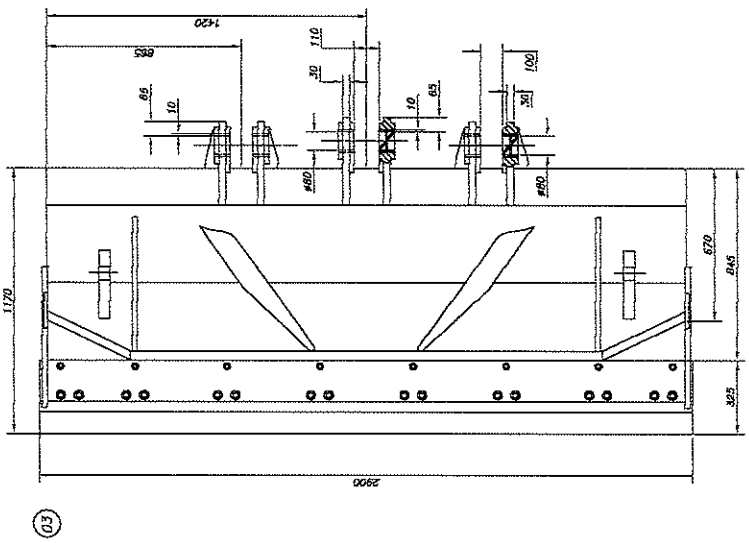
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

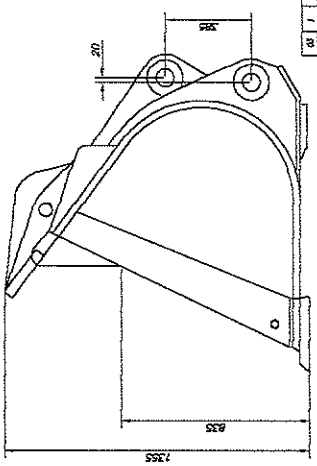
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

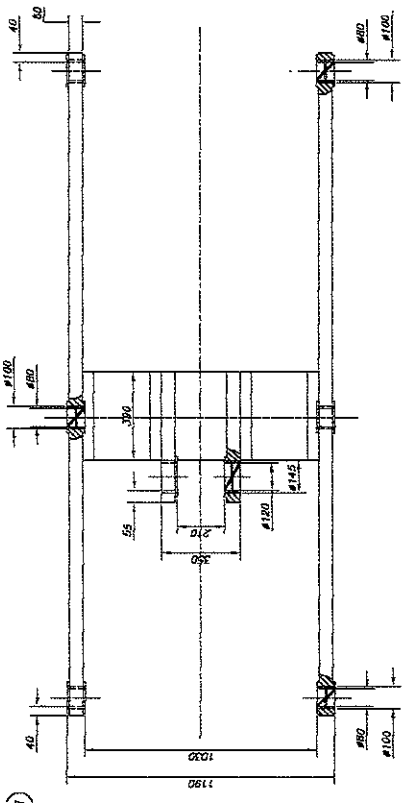


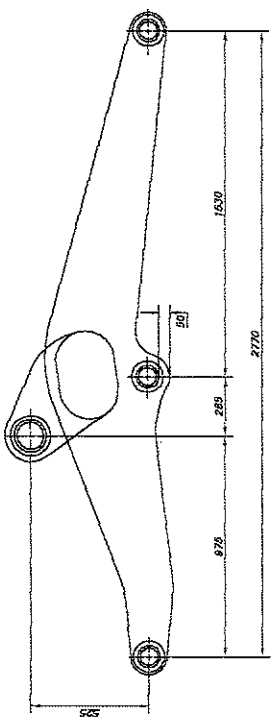
UNIVERSITAS
GADJAH MADA

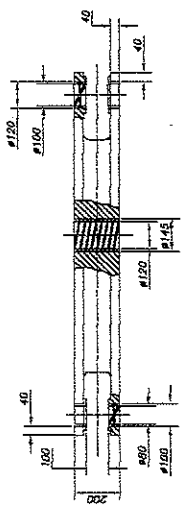
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

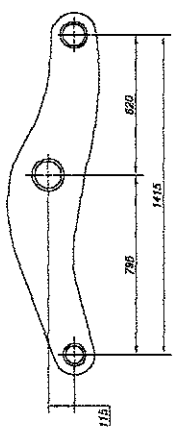


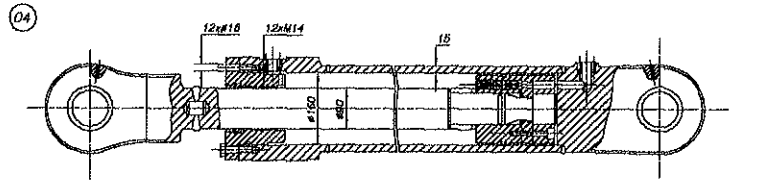


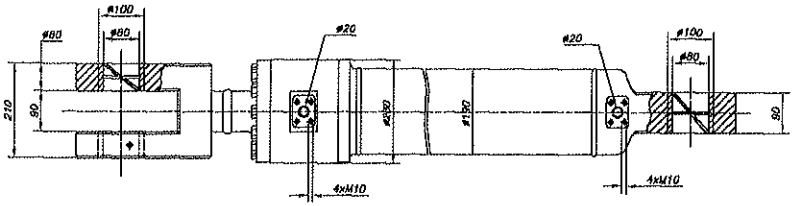






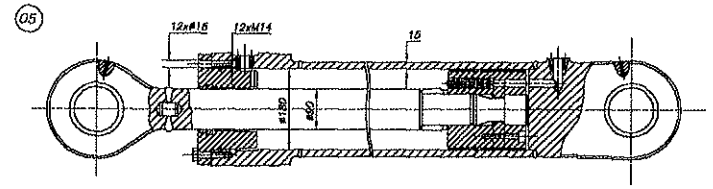


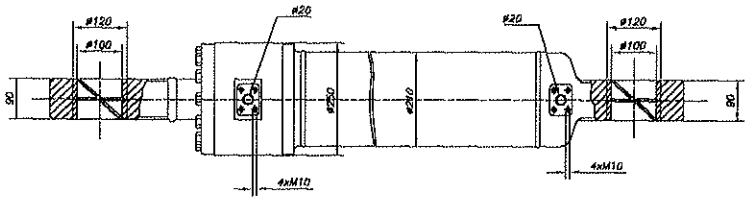




Spesifikasi Silinder Boom

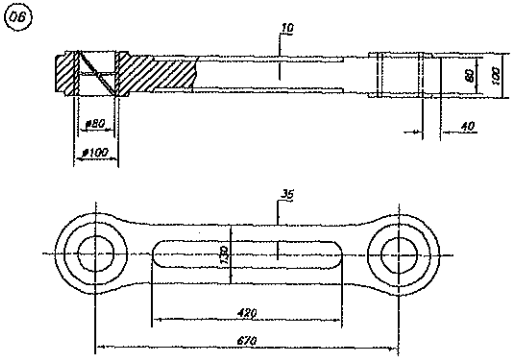
Full Extend	Full Retract
2060	1360

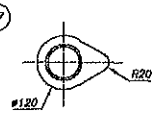


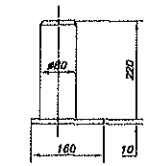


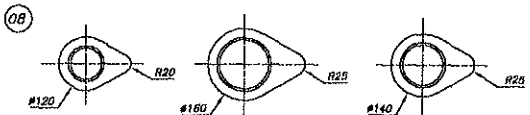
Spesifikasi Silinder Bucket

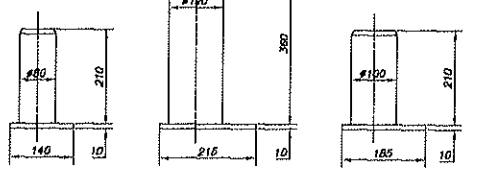
Full Extend	Full Retract
1554	1048

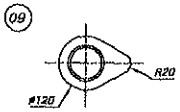


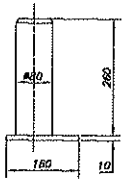












NO. GAR	JUM LAH	NAMA	BAHAN	NORMALISASI	KETERANGAN
08	3	PIN BUCKET	ST 70.11	DIN 1811	
03	3	PIN ROLLEPAIR	ST 70.11	DIN 1811	
07	4	PIN BOOM	ST 70.11	DIN 1811	
06	1	BUCKET LINK	ST 60.11	DIN 1811	
05	1	SILINDER BUCKET	ST 70.11	DIN 1811	
04	2	SILINDER BOOM	ST 70.11	DIN 1811	

SKALA : 1 : 3	DIGAMBAR : AHMAD FARKHAN ABADI	KETERANGAN
SATUAN : mm	NRP/JURUSAN : 99211012/T/01780	
TANGGAL : 27-07-02	DIUJI T. : Ir. SUNARDJO, MT.	
TEKNIK MESIN – UGM	PERLENGKAPAN KERJA	3	A1

UNIVERSITAS GADJAH MADA
Perancangan Perlengkapan Kerja Wheel Loader Dengan Daya 180 HP
Ahmad Farkhan Abadi , Ir. Sunardjo, MT.
Universitas Gadjah Mada, 2002 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/