PERANCANGAN ALAT BANTU FORKLIFT UNTUK DAPAT BERJALAN MENGIKUTI REL

SKRIPSI

KONSENTRASI KONSTRUKSI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun Oleh :

NURLIA PRAMITA SARI

NIM. 0910620016 – 62

KEMENTERIAN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

FAKULTAS TEKNIK

JURUSAN MESIN

MALANG

2014

repository.ub.ac.id

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

PERANCANGAN ALAT BANTU FORKLIFT UNTUK DAPAT BERJALAN MENGIKUTI REL

SKRIPSI
KONSENTRASI KONSTRUKSI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun Oleh :
NURLIA PRAMITA SARI
NIM. 0910620016 – 62

Dosen Pembimbing I	Dosen Pembimbing II
Ir. Endi Sutikno, MT.	**Ir. Erwin Sulistyo, MT.**
NIP. 19590411 198710 1 001	NIP. 19661213 199802 1 001

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

LEMBAR PENGESAHAN

PERANCANGAN ALAT BANTU FORKLIFT UNTUK DAPAT BERJALAN MENGIKUTI REL

SKRIPSI
KONSENTRASI KONSTRUKSI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun Oleh :

NURLIA PRAMITA SARI
NIM. 0910620016 – 62

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus
pada tanggal 29 Januari 2014

Skripsi I	Skripsi II
Ir. Ari Wahjudi, MT. **NIP. 19680324 199412 1 001**	**Ir. Hastono Wijaya, MT.** **NIP. 19601204 198601 1 002**

Komprehensif

Dr.Eng. Widya Wijayanti, ST.,MT.
NIP. 19750802 199903 2 002

Mengetahui
Ketua Jurusan Teknik Mesin

Dr.Eng. Nurkholis Hamidi, ST.,M.Eng
NIP. 19740121 199903 1 001

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT atas segala limpahan rahmat, nikmat dan karunia yang telah diberikan sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi dengan judul "**PERANCANGAN ALAT BANTU FORKLIFT UNTUK DAPAT BERJALAN MENGIKUTI REL**" ini dengan baik. Shalawat serta salam semoga tetap tercurahkan kepada Nabi Muhammad SAW.

Penulis menyadari bahwa skripsi ini dapat terselesaikan berkat bantuan, petunjuk dan bimbingan dari berbagai pihak dalam proses penyelesaian skripsi ini. Oleh karena itu,dalam kesempatan kali ini penulis menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada pihak – pihak yang telah membantu dalam penyelesaian skripsi ini:

1. Bapak Dr.Eng. Nurkholis Hamidi, ST., M.Eng. selaku Ketua Jurusan Mesin.
2. Bapak Purnami ST.,MT. selaku Sekretaris Jurusan Mesin.
3. Bapak Endi Sutikno, Ir.,MT. selaku Ketua Kelompok Dasar Keahlian Konsentrasi Konstruksi Jurusan Mesin sertasebagai dosen pembimbing I yang telah banyak memberi masukan, bimbingan, pengetahuan dan motivasi selama penyusunan skripsi ini.
4. Bapak Erwin Sulistyo, Ir.,MT. selaku dosen pembimbing II yang telah memberikan motivasi, bimbingan dan arahan untuk kesempurnaan penulisan skripsi ini.
5. Seluruh Dosen Pengajar dan Staf Jurusan Teknik Mesin.
6. Kedua orang tua tercinta dan tersayang, Ayahanda Nurul Chasun dan Ibunda Amanah Agustin yang takhentinya mendo'akan dan memberi semangat saya,
7. Adik-adik tersayang Nurhuda Dwi Prasetya dan Nur Adestya Amanullah yang tak henti-hentinya menghibur dan memberi semangat saya.
8. Seseorang yang spesial dalam hidup saya, Yuda Suswantoro yang tak bosan-bosannya memberi motivasi dan menghibur saya
9. Rekan kerja dalam menyusun dan menyelesaikan skripsi ini Zamrudin Nasher, terimakasihh sudah berjuang bersama dari awal sampai akhir.

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

10. Keluarga Besar Laboratorium Motor Bakar, Bapak Dr.Eng. Nurkholis Hamidi, ST., M.Eng selaku Kepala Laboratorium yang telah banyak memberikan nasehat dan bantuannya selama saya menjadi asisten. Mas Eko selaku laboran yang senantiasa mengingatkan. Tak lupa ucapan banyak terima kasih kepada saudara – saudaraku asisten : Hafid, Anas, Hasan, dan Andra terima kasih atas semua kebersamaan dan dukungannya selama penyelesaian skripsi ini.
11. Keluarga Besar Divisi Otomotif: Yasid, Bayu, Gede, Tama, dan adik-adik 2010 dan 2011 yang tergabung dalam divisi otomotif terimakasih atas semua dunkungannya
12. Keluarga Besar Laboratorium Fenomena Dasar Mesin, terutama Angga dan Tita terima kasih atas fasilitas dan dukungannya.
13. Saudaraku Mammes tercinta dan tersayang : Tita, Tasha, Maha, Risma, Fitri, Ika dan Feni terima kasih atas semua kebersamaan dan selalu memberikan semangat dan doa.
14. Saudaraku "BLACK MAMBA" M'09, semoga selalu diberi kemudahan dan kelancaran.
15. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu – persatu yang telah membantu penulis demi kelancaran penyelesaian skripsi ini.

Dalam penyusunan skripsi ini, penulis telah berusaha sebaik mungkin untuk menyelesaikan skripsi ini dengan sebaik – baiknyadan penulis juga menyadari bahwa skripsi ini masih jauh dari sempurna. Oleh sebab itu, penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun demi penyusunan yang lebih baik lagi.

Akhirnya penulis berharap semoga skripsi ini dapat bermanfaat khususnya bagi penulis dan bagi para pembaca umumnya sekaligus dapat menjadi bahan acuan untuk penelitian lebih lanjut. Amin

Malang, Januari 2014

Penulis

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR i
DAFTAR ISI iii
DAFTAR GAMBAR v
DAFTAR TABEL vi
DAFTAR LAMPIRAN vii
RINGKASAN viii

BAB I PENDAHULUAN
1.1 Latar Belakang 1
1.2 Rumusan Masalah 2
1.3 Batasan Masalah 2
1.4 Tujuan Penelitian 2
1.5 Manfaat Penelitian 3

BAB II TINJAUAN PUSTAKA
2.1 Forklift 4
2.2 Pasangan Rel 5
2.2.1 Ukuran Lebar Pasangan Rel 5
2.2.2 Bentuk Profil Rel 6
2.3 Mekanisme Bantu 6
2.3.1 Roda Rel 7
2.3.2 Poros 8
2.3.3 Bantalan 9
2.3.4 Roda Gigi 9
2.4 Gaya-gaya yang Terjadi 14
2.5 Tegangan, Regangan, dan Momen 16

BAB III METODOLOGI PERANCANGAN
3.1 Metode Perancangan 18
3.2 Tempat dan Waktu Penelitian 18
3.3 Alat Perancangan 18
3.4 Prosedur Perancangan 18

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

BAB IV HASILDAN PEMBAHASAN

4.1 Rancangan Awal 20
4.2 Perhitungan Gaya-gaya yang Bekerja 20
4.2.1 Gaya Vertikal 23
4.2.2 Gaya Lateral 23
4.3 Transmisi 24
4.3.1 Pemutar 24
4.3.2 Perancangan Roda Gigi Cacing 25
4.3.2.1 Dimensi Rancangan Roda Gigi Cacing 26
4.3.2.2 Gaya- gaya Roda Gigi Cacing 27
4.3.2.3 Tegangan Roda Gigi Cacing 29
4.3.2.4 Ketahanan Permukaan Roda Gigi Cacing 29
4.3.3 Perancangan Roda Gigi Kerucut 30
4.3.3.1 Dimensi Rancangan Roda Gigi Kerucut 30
4.3.3.2 Gaya- gaya Roda Gigi Kerucut 33
4.3.3.3 Tegangan Roda Gigi Kerucut 34
4.3.3.4 Ketahanan Terhadap Cacat Muka Roda Gigi Kerucut 35
4.4 Perancangan Poros 35
4.4.1 Poros (I) 36
4.4.2 Perancangan Poros (II) 39

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan 43
5.2 Saran 43

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

DAFTAR GAMBAR

No.	Judul	Halaman
Gambar 2.1	Bagian-Bagian Forklift	5
Gambar 2.2	Lebar Pasangan Rel	6
Gambar 2.3	Dimensi Rel	6
Gambar 2.4	Pasangan Roda	7
Gambar 2.5	Poros pada kereta api	8
Gambar 2.6	Macam-macam Roda Gigi	10
Gambar 2.7	Gaya pada Roda Gigi Kerucut	11
Gambar 2.8	Gaya pada Roda Gigi Cacing	13
Gambar 2.9	Gaya pada Roda Rel	15
Gambar 2.10	Batang Sederhana yang dikenai Gaya	16
Gambar 4.1	Rancangan Awal Frame	20
Gambar 4.2	Gaya-gaya pada Kemiringan	21
Gambar 4.3	Rancangan Transmisi	25
Gambar 4.4	Poros (I)	36
Gambar 4.5	Poros (II)	39

DAFTAR TABEL

No.	Judul	Halaman
Tabel 4.1	Roda Gigi Cacing	35
Tabel 4.2	Roda Gigi Kerucut	36

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

DAFTAR LAMPIRAN

No.	Judul
Lampiran 1	Dimensi forklift
Lampiran 2	Spesifikasi forklift
Lampiran 3	Nilai koefisien gesek berdasarkan kecepatan luncur
Lampiran 4	Faktor bentuk Lewis pendekatan untuk roda gigi cacing
Lampiran 5	Faktor bahan (Cs)
Lampiran 6	Faktor koreksi rasio (Cm) hubungannya dengan rasio roda gigi (m_g)
Lampiran 7	Faktor Kecepatan (Cv) hubungannya dengan kecepatan luncur
Lampiran 8	Faktor-faktor beban lebih (Ko) yang disarankan
Lampiran 9	Faktor-faktor ukuran (Ks) yang disarankan
Lampiran 10	Faktor Geometri (J) untuk roda gigi kerucut dengan sudut tekan 20°
Lampiran 11	Angka-angka kualitas AGMA yang dianjurkan
Lampiran 12	Angka tegangan lengkung izin (Sat) untuk roda-roda dari baja yang dikeraskan menyeluruh
Lampiran 13	Modulus Elastisitas baja
Lampiran 14	Faktor geometri (I)
Lampiran 15	Data pemilihan bantalan untuk bantalan bola alur dalam baris tunggal
Lampiran 16	Faktor keandalan (Cr)
Lampiran 17	Faktor ukuran (Cs)
Lampiran 18	Hubungan ukuran pasak dan diameter poros

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

KETERANGAN LAMPIRAN

No.	Sumber	Halaman
Lampiran 1	Handbook Forklift	5
Lampiran 2	Handbook Forklift	7
Lampiran 3	L Mott, Robert. *Elemen-Elemen Mesin dalam Perencanaan Mekanis*	447
Lampiran 4	L Mott, Robert. *Elemen-Elemen Mesin dalam Perencanaan Mekanis*	452
Lampiran 5	L Mott, Robert. *Elemen-Elemen Mesin dalam Perencanaan Mekanis*	453
Lampiran 6	L Mott, Robert. *Elemen-Elemen Mesin dalam Perencanaan Mekanis*	454
Lampiran 7	L Mott, Robert. *Elemen-Elemen Mesin dalam Perencanaan Mekanis*	455
Lampiran 8	L Mott, Robert. *Elemen-Elemen Mesin dalam Perencanaan Mekanis*	459
Lampiran 9	L Mott, Robert. *Elemen-Elemen Mesin dalam Perencanaan Mekanis*	459
Lampiran 10	L Mott, Robert. *Elemen-Elemen Mesin dalam Perencanaan Mekanis*	442
Lampiran 11	L Mott, Robert. *Elemen-Elemen Mesin dalam Perencanaan Mekanis*	448
Lampiran 12	L Mott, Robert. *Elemen-Elemen Mesin dalam Perencanaan Mekanis*	449
Lampiran 13	L Mott, Robert. *Elemen-Elemen Mesin dalam Perencanaan Mekanis*	370
Lampiran 14	L Mott, Robert. *Elemen-Elemen Mesin dalam Perencanaan Mekanis*	447
Lampiran 15	L Mott, Robert. *Elemen-Elemen Mesin dalam Perencanaan Mekanis*	569
Lampiran 16	L Mott, Robert. *Elemen-Elemen Mesin dalam Perencanaan Mekanis*	155
Lampiran 17	L Mott, Robert. *Elemen-Elemen Mesin dalam Perencanaan Mekanis*	155
Lampiran 18	L Mott, Robert. *Elemen-Elemen Mesin dalam Perencanaan Mekanis*	465

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

repository.ub.ac.id

RINGKASAN

Nurlia Pramita Sari, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Brawijaya, Januari, 2014, *Perancangan Alat Bantu Forklift untuk Dapat Berjalan Mengikuti Rel*, Dosen Pembimbing: Endi Sutikno, Erwin Sulistyo.

Fungsi utama forklift adalah untuk transportasi dan mengangkat, akan tetapi untuk menghemat biaya produksi forklift di PT. INKA Indonesia juga digunakan sebagai pendorong dan penarik gerbong kereta yang masih dalam proses produksi. Berdasarkan latar belakang tersebut dirancang suatu alat bantu untuk forklift agar dapat mengikuti jalur rel.

Forklift yang digunakan adalah forklift FG10N15, dengan dimensi jarak roda kiri dan kanan 920mm, jarak roda depan dan belakang 1400m, diameter roda 250mm, lebar roda 165.1 mm, dan daya yang dihasilkan maksimal 35 hp. Sementara kereta yang ditarik adalah gerbong penumpang dengan berat maksimal 35 ton. Perancangan ini direncanakan akan digunakan pada rel lurus dan rel melengkung dengan jari-jari minimun(R_{min}) 200m, lebar pasangan rel 1067mm, dan roda rel yang digunakan 720mm.

Dari hasil perhitungan, agar rancangan tidak keluar rel didesain kemiringan flens roda rel sebesar 65°. Daya yang diperlukan untuk menggerakkan rancangan dan mendorong kereta sebesar 16 hp. Rasio kecepatan antara forklift dan alat bantu sebesar 20.5357, sehingga digunakan roda gigi cacing dan kerucut sebagai transmisi.

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Forklift adalah suatu alat atau kendaraan yang menggunakan garpu untuk mengangkat, menurunkan dan memindahkan suatu benda dari suatu tempat ke tempat lain. (Anonim.2011). Sejarah forklift pertama kali diawali pada tahun 1906. Pennsylvania Railroad memperkenalkan sebuah *batery platform truck* untuk memindahkan barang. Semenjak itu forklift terus berkembang sesuai dengan kebutuhannya.

Forklift banyak digunakan dalam berbagai industri. PT. INKA Indonesia juga memanfaatkan forklift sebagai alat angkut dan transportasi utama di wilayah perusahaan. Fungsi utama forklift adalah untuk alat transportasi dan mengangkat barang. Akan tetapi untuk menghemat biaya produksi forklift di PT. INKA Indonesia juga memiliki fungsi tambahan. Fungsi tambahan tersebut yaitu sebagai pendorong dan penarik gerbong kereta yang masih dalam proses produksi.

Pada PT. INKA Indonesia terdapat berbagai macam unit produksi. Untuk membuat sebuah gerbong kereta api, diperlukan berbagai tahapan-tahapan sehingga sebuah gerbong dapat terselesaikan dengan baik. Karena itu pada setiap unit produksi dihubungkan oleh suatu rangkaian rel yang berfungsi sebagai pemindah gerbong kereta yang masih dalam proses produksi dari satu bagian unit produksi satu ke unit produksi lainnya. Fungsi forklift diperlukan sebagai pendorong dan penarik gerbong pada tahapan ini. Sehingga forklift harus dapat digunakan di jalan rel.

Forklift pada PT. INKA Indonesia pada saat ini berupa forklift umum yang digunakan pada jalan beraspal. Sehingga pada saat forklift digunakan untuk mendorong ataupun menarik gerbong kereta, forklift tidak bisa mengikuti jalur rel. Hal ini menyebabkan keamanannya berkurang. Sehingga diperlukan suatu alat bantu yang digunakan untuk forklift agar forklift umum yang digunakan pada jalan beraspal dapat digunakan pula di jalan rel.

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

Berdasarkan latar belakang diatas, maka akan dirancang suatu mekanisme bantu yang digunakan sebagai penuntun agar forklift dapat mengikuti jalur rel. Alat ini ditambahkan sebagai tambahan yang tidak permanen pada forklift. Hal ini dimaksudkan agar forklift dapat digunakan untuk 2 fungsi yaitu mengangkut barang dan penarik atau pendorong gerbong kereta.

Perancangan diperlukan agar alat bantu ini nantinya dapat diproduksi dan berfungsi dengan baik seperti yang diinginkan. Alat ini nantinya direncanakan mempunyai roda rel sebagai mekanisme penggerak diatas jalan rel dan forklift dapat naik diatas rancangan, sehingga forklift dapat berjalan mengikuti rel. Diharapkan perancangan ini dapat memberikan referensi untuk PT. INKA Indonesia dalam penggunaan forklift sebagai pendorong dan penarik gerbong kereta sepanjang rel.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas, dirumuskan sebuah permasalahan yaitu *"Bagaimana rancang bangun mekanisme bantu forklift untuk dapat mengikuti jalur rel dan memiliki desain yang efektif dan efisien ?"*

1.3 Batasan Masalah

Agar permasalahan tidak terlalu luas, maka perlu adanya batasan masalah. Batasan masalah yang digunakan adalah sebagai berikut:

1. Tipe forklift yang digunakan adalah FG10N15
2. Jalur rel lurus dan berbelok dengan jari-jari belokan minimum 200 meter
3. Kereta yang ditarik adalah kereta penumpang dengan berat maksimum 35ton
4. Rancangan dapat digunakan pada rel berbelok dengan harga peninggian maksimum rel adalah 110mm
5. Percepatan perancangan maksimum adalah 0.476 m/s^2

1.4 Tujuan Perancangan

Tujuan yang ingin dicapai dalam perancangan ini adalah

1. Mendapatkan desain mekanisme bantu forklift
2. Memperoleh perancangan transmisi yang sesuai

1.5 Manfaat Perancangan

Manfaat yang diharapkan dari perancangan ini adalah:

1. Memberikan masukan bagi PT. INKA Indonesia dalam penggunaan forklift sebagai alat bantu produksi
2. Mengembangkan alat-alat yang ada pada saat ini
3. Dapat digunakan sebagai reverensi tambahan untuk penelitian lebih lanjut mengenai perancangan mekanisme gerak, terutama di jalan rel.

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

BAB II
TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Forklift

Forklift merupakan alat berat yang bentuknya berupa kendaraan yang dilengkapi dengan garpu untuk mengangkat, menurunkan dan memindahkan suatu benda dari suatu tempat ke tempat lain.

Untuk memudahkan perancangan dikhususkan tipe forklift yang digunakan adalah tipe FG10N15 dengan Berat 2270 kg (lamp. 1)

Forklift memiliki bagian-bagian berikut ini :

1. *Fork*

Merupakan bagian utama dari kendaraan forklift yang berfungsi sebagai penopang tuk membawa dan mengangkat barang. *Fork* berbentuk dua buah besi lurus.

2. *Carriage*

Carriage merupakan bagian dari spere part forklift yang berfungsi sebagai penghubung antara *mast* dan *fork*. Ditempat inilah *fork* melekat. *Carriage* juga berfungsi sebagai sandaran dan pengaman bagi barang-barang dalam pallet untuk transportasi atau pengangkatan.

3. *Mast*

Mast merupakan bagian utama terkait dengan fungsi kerja sebuah *fork* dalam *forklift*. *Mast* adalah satu bagian yang berupa dua buah besi tebal yang terkait dengan *hydrolic system* dari sebuah forklift.

4. *Overhead Guard*

Overhead guard adalah pelindung bagi seorang forklift. Fungsi pelindungan ini terkait dengan *safety user* dari kemungkinan terjadinya barang yang jatuh saat diangkat atau diturunkan, juga sebagai pelindung dari panas dan hujan.

5. *Counterweight*

Counterweight merupakan bagian penyeimbang beban dari sebuah forklift. Letaknya berlawanan dengan posisi *fork*.

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

Gambar 2.1 Bagian-bagian Forklift
Sumber : CV Manunggal Jaya Abadi (2010)

2.2. Pasangan Rel

2.2.1 Ukuran Lebar Pasangan Rel

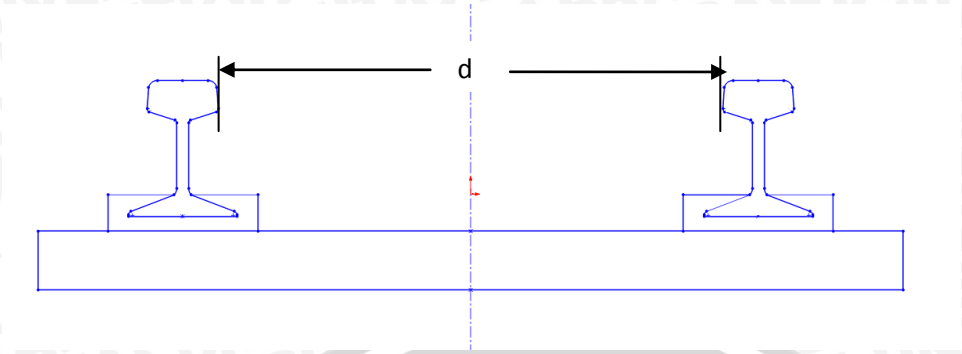
Untuk perkeretaapian diseluruh dunia, terdapat 3 golongan ukuran lebar, yaitu :

- Sepur normal (Standard Gauge) a=1435mm
- Sepur Sempit (Narrow Gauge) a<1435mm
- Sepur Lebar (Broad Gauge) a>1435mm

Ukuran lebar Pasangan rel di Indonesia termasuk didalam golongan sepur sempit dan mempunyai 3 macam ukuran lebar, yaitu

1. 1067 mm (Jawa, Madura, Sumatra Selatan, Sumatra Barat, Medan)
2. 750 mm (Aceh)
3. 600mm (Karawang-Rengasdengklok (Sekarang dipindahkan ke Taman Miniatur Indonesia Indah)

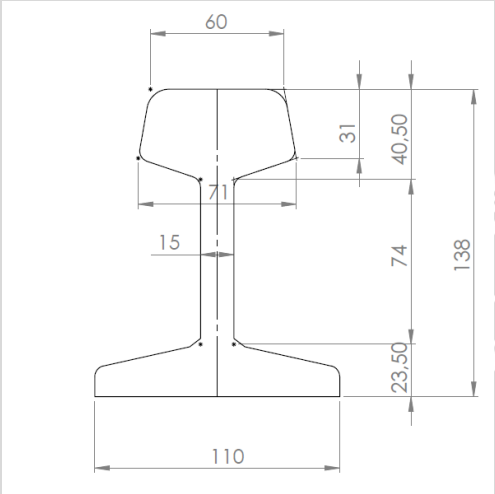
Lebar Rel yang digunakan di dalam PT. INKA Indonesia adalah ukuran yang pertama yaitu 1067mm.



Gambar 2.2 Lebar Pasangan Rel
Sumber : Subyanto, 1977

2.2.2 Bentuk Profil Rel

Bentuk terakhir dari profil rel yang dipakai oleh PT. INKA Indonesia ialah R.14-A. Berikut bentuk profil rel R.14-A



Gambar 2.3 Dimensi Rel
Sumber : Subyanto, 1977

2.3 Mekanisme Bantu

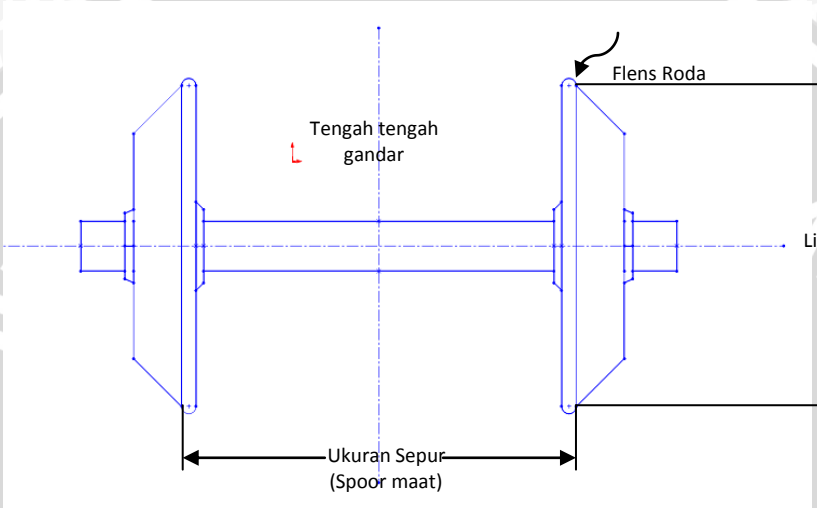
Moenir (2001:53) menjelaskan bahwa ”Mekanisme merupakan suatu rangkaian kerja sebuah alat untuk menyelesaikan sebuah masalah yang berhubungan dengan proses kerja untuk mengurangi kegagalan sehingga menghasilkan hasil yang maksimal.”

Dapat disimpulkan mekanisme bantu adalah rangkaian sebuah alat yang digunakan untuk membantu menyelesaikan suatu masalah. Sehingga mekanisme bantu sendiri merupangan gabungan dari dua atau lebih alat yang dirangkai sesuai

kebutuhan. Dalam penelitian ini mekanisme bantu yang dimaksud meliputi pasangan roda, rangka, dan sistem transmisi.

2.3.1 Roda Rel

Berbeda dengan kendaraan biasa, maka pasangan roda kereta api itu menjadi satu dengan gandarnya. Jadi gandar ikut berputar dengan rodanya karena dipress kedalam naaf (hub) dari roda.



Gambar 2.4 Pasangan Roda
Sumber : Subyanto, 1977

Roda kereta api memiliki bandasi, yaitu bagian yang menyentuh atau memiliki kontak langsung dengan rel. Bandasi ini ada yang menjadi satu dengan badan roda, ini disebut *solid wheel*, dan ada pula yang dapat dilepas. Bentuk bandasi roda dibuat konus dengan 2 tujuan, yaitu :

- Pada ban yang membelok, untuk mengurangi selip
- Pada ban yang lurus, untuk menjamin keausan yang merata antara kedua flens roda dan rel

2.3.2 Poros

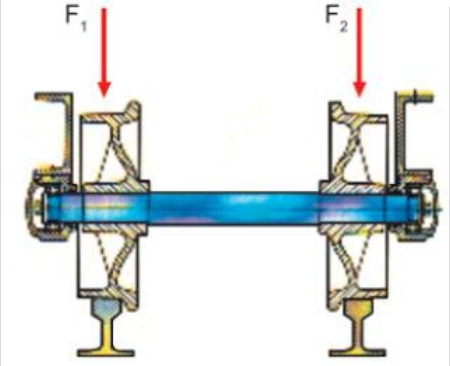
Poros merupakan salah satu bagian stasioner yang berputar, biasanya berpenampang bulat dimana terpasang elemen seperti pasak, roda gigi, *flywheel*, *pulley*, engkol, sprocket,dll. Poros bisa menerima beban lenturan, tarikan, tekan ataupun puntiran, yang bekerja sendiri atau gabungan satu dengan yang lain.

(Josep Edward Shigkey, 1983). Poros adalah elemen mesin yang berputar yang digunakan untuk mentranmisikan daya dari satu tempat ke tempat yang lainnya. (Khurmi,2005)

Macam-macam poros :

- Poros Transmisi : Poros transmisi berfungsi untuk memindahkan tenaga mekanik salah satu elemen mesin ke elemen mesin yang lain. Poros ini mendapat beban puntir murni atau puntir dan lentur.
- Poros spindel : Poros transmisi biasanya terdapat pada poros utama mesin perkakas dimana beban utama berupa puntiran disebut spindle.
- Poros gandar : Poros gandar merupakan poros yang dipasang diantara roda-roda kereta barang. Poros gandar tidak menerima beban puntir dan hanya mendapat beban lentur.

Karena poros pada kereta api menjadi satu dengan rodanya, maka hanya mengalami tegangan lentur tanpa mengalami tegangan puntir. Tegangan lentur atau bending yang disebabkan gaya yang bekerja pada komponen-komponen mesin. Juga disebabkan oleh berat dari poros itu sendiri.



Gambar 2.5 poros pada kereta api
Sumber: wawan, 2010

Ketika poros yang hanya menerima momen bending, maka tegangan maksimumnya adalah:

$$\frac{M}{I} = \frac{\sigma}{y}$$

Dimana , M = momen bending

I = momen inersia penampang

σ= tegangan bending

y = jarak dari sumbu netral ke permukaan luas poros

Untuk poros pejal, momen inersia adalah

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot d^4 \qquad \text{dan } y = \frac{d}{2}$$

$$\frac{M}{\frac{\pi}{64} \cdot d^4} = \frac{\sigma}{\frac{d}{2}}$$

$$M = \frac{\pi}{32} \cdot \sigma \cdot d^3$$

Sedangkan untuk poros berongga,

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot ([do]^4 - [di]^4) = \frac{\pi}{64} [do]^3 (1-k^4), \text{ dimana } k = di/do \text{ dan } y = do/2$$

$$\frac{M}{\frac{\pi}{64} [do]^4 (1-k^4)} = \frac{\sigma}{\frac{do}{2}}$$

$$M = \frac{\pi}{32} \cdot \sigma \cdot [do]^3 (1-k^4)$$

dimana : do = diameter luar

di = diameter dalam

2.3.3 Bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman, dan panjang umur. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros atau elemen mesin lain bekerja dengan baik.

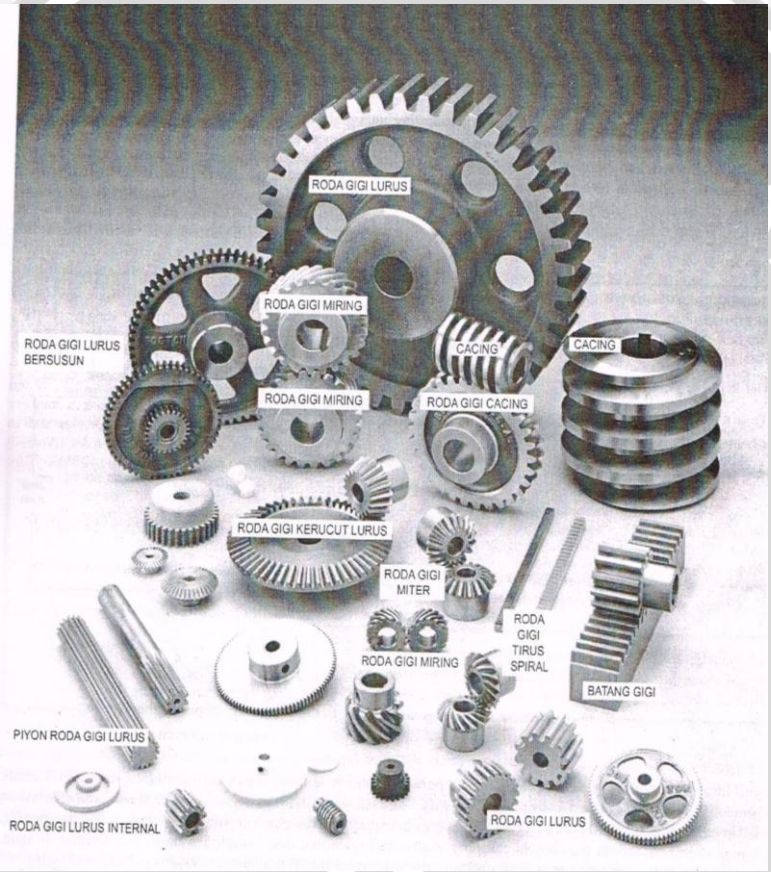
Bantalan digunakan untuk mengurangi hambatan gerak dan meminimalisir daya yang terbuang dan menghindari keausan dari elemen mesin karena gesekan langsung antar 2 elemen yang terhubung.

2.3.4 Roda Gigi

Roda gigi adalah roda yang berguna untuk mentransmisikan daya besar atau putaran yang cepat. Rodanya di buar bergerigi dan berbentuk silinder atau kerucut yang saling bersinggungan pada kelilingnya agar jika salah satu diputar maka yang lain akan ikut berputar.

Transmisi roda gigi mempunyai keunggulan dibandingkan dengan sabuk atau rantai karena lebih ringkas, putaran lebih tinggi dan tepat, dan deya lebih besar. Karena memerlukan ketelitian yang lebih besar dalam pembuatan, pemasangan maupun pemeliharaan.

Roda gigi terdiri dari beberapa jenis yang bervariasi dari bentuk sampai ukuran yang disesuaikan dengan fungsinya. Dari beberapa jenis roda gigi, berikut ini adalah jenis-jenis roda gigi yang umumnya digunakan:



Gambar 2.6 Macam-macam Roda Gigi
Sumber : L. Mott-Robert, 2004

a. Roda Gigi lurus

Roda gigi lurus digunakan untuk mentransmisikan daya dan putaran diantara poros parallel. Gear yang paling kecil dari antara kedua gear tersebut di sebut pinion dan yang lainnya di sebut gear. Pada banyak aplikasi pinion dipakai untuk

menggerakkan gear yang lain. Roda gigi ini digunakan dalam peralatan yang sederhana seperti roda pemutar mesin manual.

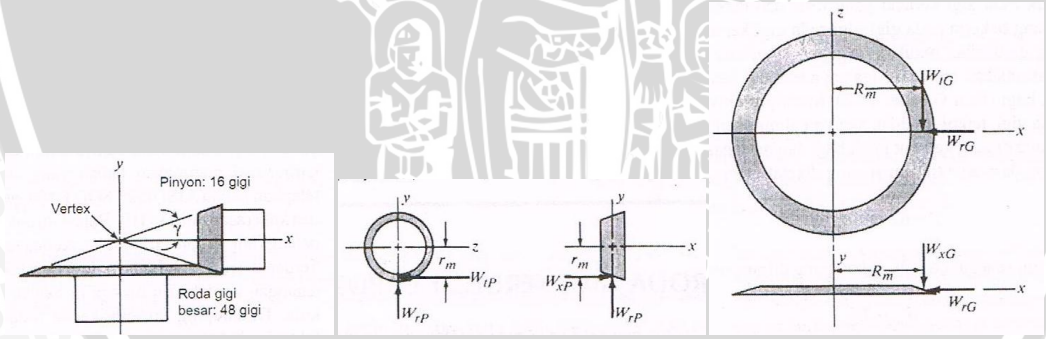
b. Roda gigi miring

Roda gigi miring merupakan gear yang memiliki gigi-gigi berbentuk miring dan memiliki sudut dengan sumbu gear tersebut. Roda gigi miring di sambung pada poros paralel, atau pada geometri tertentu dapat diaplikasikan pada poros non-paralel. Roda gigi miring dapat digunakan pada putaran tinggi > 5000rpm. Roda gigi miring digunakan untuk transmisi mesin.

c. Roda gigi kerucut

Roda gigi kerucut digunakan untuk mentransfer gerakan pada poros non parallel. Biasanya pada sudut 90^0 antara satu dengan yang lainnya. Tipe dari roda gigi kerucut yang biasa di jual bebas adalah roda gig kerucut lurus, *zerol bevel*, spiral, *hypoid bevel*.

Roda gigi kecil pada roda gigi kerucut dinamakan pinion dan yang lainnya dinamakan gear. Pinion dan gear saling bersinggungan dan sumbunya saling memotong dengan sudut tertentu. Roda gigi ini digunakan dalam aplikasi unit kecepatan rendah.



(a) Hubungan pinion dan roda gigi besar (b) Diagram benda bebas (pinion) (c) Diagram benda bebas (roda gigi besar)

Gambar 2.7 Gaya pada Roda Gigi Kerucut
Sumber: L. Mott-Robert, 2004

Karena bentuk yang kerucut dan bentuk gigi yang rumit, maka ada 3 gaya yang bekerja pada roda gigi kerucut. Kita dapat menghitung beban yang di transmisikan, Wt merupakan beban tangensial, Wr merupakan beban radial, dan Wx merupakan beban aksial. Diasumsikan 3 buah gaya yang bekerja bersamaan

pada pertengahan gigi di ujung kerucut sehingga karena membentuk sudut 90^0 pada porosnya, gaya radial pada pinion menjadi beban aksial pada gear dan sebaliknya, sedangkan gaya tangensialnya sama besar antara pinion dan gear.

Beban yang di transmisikan pada arah tangensial ke roda gigi akan menghasilkan gaya torsi pada pinion dan gear. Torsi pada Roda gigi kerucut dapat di hitung dari daya yang di transmisikan dan kecepatan putar.

$$T = \frac{P}{n}$$

Sedangkan jika menggunakan pinion beban yang di transmisikan adalah

$$W_t = \frac{(T)}{r_m}$$

Dimana r_m adalah radius rata-rata pinion. Nilai r_m dapat di hitung dari:

$$r_m = {}^{d}/_{2} - ({}^{F}/_{2}) \sin\gamma$$

Beban radial yang mengarah ke tengah pinion, tegak lurus dengan sumbunya, karena bending pada poros pinion.

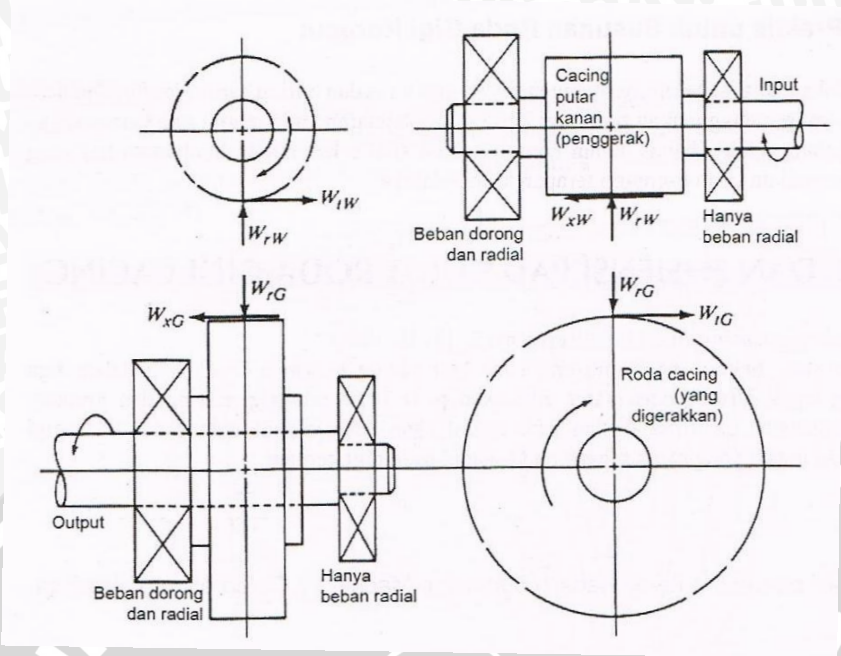
$$W_{rp} = W_t \tan\theta \cos\gamma$$

Beban aksial yang parallel terhadap sumbu pinion, akan menjadi

$$W_{xp} = W_t \tan\theta \cos\gamma$$

d. Roda gigi cacing

Roda gigi cacing digunkan untuk mentransfer putaran dan daya antar poros yang memiliki sudut 90^0. Penggerak terdiri sebuah cacing pada poros kecepatan tinggi. Roda gigi cacing digunakan untuk mentransmisikan daya yang besar dan kecepatan tinggi. Roda gigi cacing dapat diggunakan pada operasi dengan kecepatan tinggi dan memiliki output dengan kecepatan rendah dan torsi yang tinggi. Akan tetapi roda gigi cacing memiliki efisiensi yang tidak sebesar roda gigi lainnya.



Gambar 2.8 Gaya pada roda gigi cacing
Sumber : L. Mott-Robert, 2004

Gambar di atas memperlihatkan gambar dari sepasang roda gigi cacing. Dengan gaya aksialnya, bersudut 90^0 pada 2 poros yang berbeda. Dengan Wt adalah beban tangensial. Wx beban axial, Wr beban radial, arah gaya roda gigi yang berpasangan berlawanan karena prinsip aksi reaksi. Gaya tengensial roda gigi pertama dihitung pada dari torsi, daya dan kecepatan keluar poros. Torsi yang keluar dari poros gear dapat di hitung dengan rumus.

$$T_0 = \frac{(P)}{n_g}$$

Atau dengan rumus

$$T_0 = W_{tg} \cdot r_g$$

Sedangkan untuk menghitung gaya –gaya yang bekerja pada cacing dapat di hitung.

$$W_{tg} = \frac{2(T_o)}{D_g}$$

$$W_{xg} = W_{tg}\frac{\cos \emptyset_n \sin \alpha + \mu \cos \alpha}{\cos \emptyset_n \cos \alpha - \mu \sin \alpha}$$

$$W_{rg} = W_{tg} = \frac{\sin \alpha}{\cos \emptyset_n \cos \alpha - \mu \sin \alpha}$$

Gaya Gesek (Wf), parallel ke permukaan cacing dan gigi gear bergantung pada gaya tangensial di gear, koefisien gesek dan geometri gigi.

$$W_f = \frac{\mu \cdot W_{tg}}{\cos \emptyset_n \cos \alpha - \mu \sin \alpha}$$

Efisiensi tergantung pada rasio daya masuk dan keluar

$$\eta = \frac{P_o}{P_i}$$

Atau dapat dihitung dari koefisien geseknya

$$\eta = \frac{\cos \emptyset_n - \mu \tan \alpha}{\cos \emptyset_n + \frac{\mu}{\tan \alpha}}$$

e. Rack and Pinion
f. Roda gigi spiral
g. Roda gigi dalam

2.4 Gaya-gaya yang Terjadi

Gaya dalam pengertian ilmu fisika adalah seseatu yang menyebabkan perubahan keadaan benda. Gaya erat kaitannya dengan hukum newton. Ada 3 hukum newton tentang gaya,

a. Hukum I Newton

Setiap benda akan tetap diam atau bergerak lurus beraturan apabila pada benda itu tidak bekerja gaya.Dapat dinyatakan

$$\Sigma F = 0$$

b. Hukum II Newton

Bila sebuah benda mengalami gaya sebesar F maka benda tersebut akan mengalami percepatan. Dapat dinyatakan

$$\Sigma F = m \times a$$

Keterangan:

F : gaya (N atau dn)

m : massa (kg atau g)

a : percepatan (m/s^2 atau cm/s^2)

c. Hukum III Newton

Untuk setiap gaya aksi, akan selalu terdapat gaya reaksi yang sama besar dan berlawanan arah. Dapat dinyatakan

$$F_{AB} = -F_{BA}$$

Kemungkinan roda keluar rel ditentukan oleh rasio L/V yaitu perbandingan gaya lateral terhadap gaya vertikal roda dan lamanya pulsa gaya lateral. Rasio L/V tergantung pada berbagai faktor, yaitu sudut serang perangkat roda, sudut flens, koefisien gesek, masa roda, beban roda vertikal, dan kekakuan jalan

$$\frac{L}{V} \leq \frac{tan\beta - \mu}{1 + \mu\, tan\beta}$$

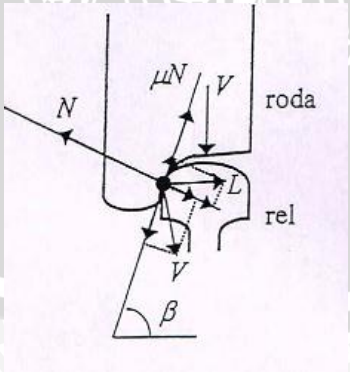
Dimana :

L : gaya lateral pada flens

V : gaya vertical/beban roda

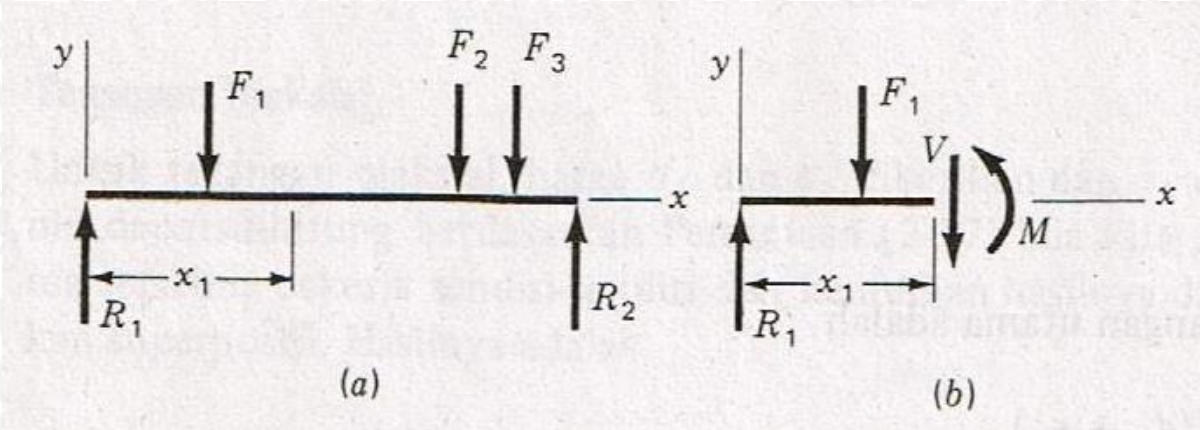
β : sudut flens

μ : Koefisien gesek antara roda dan sisi dalam rel luar



Gambar 2.9 Gaya-gaya pada Roda dan Rel
Sumber : Subyanto, 1997

2.5 Tegangan, Regangan dan Momen



Gambar 2.10 Batang Sederhana yang Dikenai Gaya
Sumber : Joseph E. Shigley, 1984

Pada gambar 2.11 (a) menunjukkan sebuah batang sederhana yang didukung oleh R_1 dan R_2 dan dibebani oleh gaya terpusat F_1, F_2, dan F_3. Arah gaya F_1, F_2, dan F_3 dianggap negatif karena bekerja dalam arah sumbu *y* negatif, sedangkan R_1 dan R_2 dianggap positif karena bekerja dalam arah sumbu *y* positif.

Bila batang dipotong pada suatu penampang pada jarak $x = x_1$ seperti pada gambar 2.11 (b) , dan bagian sebelah kiri diperlakukan sebagai suatu benda bebas maka suatu gaya geser dalam V dan momen lentur M harus bekerja pada permukaan potongan agar setimbang.

Gaya geser didapat dari penjumlahan gaya-gaya disebelah kiri penampang pemotongan. Momen lentur adalah jumlah momen dari gaya-gaya yang bekerja disebelah kiri penampang sesuai jaraknya ke penampang tersebut.

Pada batang yang mengalami lenturan murni, didapat

$$\in = -\frac{y}{\rho}$$

dan

$$\sigma = -\frac{My}{I}$$

dimana :

$\in$ = regangan

ρ = jarak pusat kelenturan dengan sumbu batang

σ =tegangan

y =jarak dari sumbu dan permukaan

M = Momen

I = Momen Inersia bidang

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

BAB III
METODE PERANCANGAN

3.1. Metode Perancangan.

Perancangan ini dilakukan dengan menggunakan metode *General Procedure in Machine Design*, yaitu melakukan studi literatur dan studi lapangan untuk pengumpulan data dari berbagai sumber, kemudian membuat design yang sesuai.

3.2. Tempat dan Waktu Perancangan.

Penelitian ini dilakukan di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya pada bulan Juli 2013- Januari 2014.

3.3. Alat Perancangan.

Dalam Perencanaan ini tidak dibutuhkan peralatan yang bermacam-macam, hanya digunakan buku dan literatur lain yang sesuai. Selain itu digunakan juga komputer sebagai media untuk menggambarkan hasil perancangan ini. Spesifikasi komputer yang digunakan sebagai berikut :

- RAM : 4000 MB
- *Operating system* : Windows 7 Enterprise 64-bit (6.1, Buld 7600)
- *Processor* : Intel(R)Core(TM) i5-2320 @ 3,00GHz, 3,00 GHz

3.4. Spesifikasi

Untuk merancang mekanisme bantu forklift ini perlu adanya rancangan mekanisme utama berupa :

1. Dimensi Forklift
2. Pasangan roda rel
3. Frame rancangan
4. Sistem Transmisi

3.5. Prosedur Perancangan.

Dalam perancangan tidak ada aturan yang baku. Pemecahan masalah bisa dilakukan dengan beberapa cara. Namun, prosedur umum untuk memecahkan masalah desain adalah sebagai berikut:

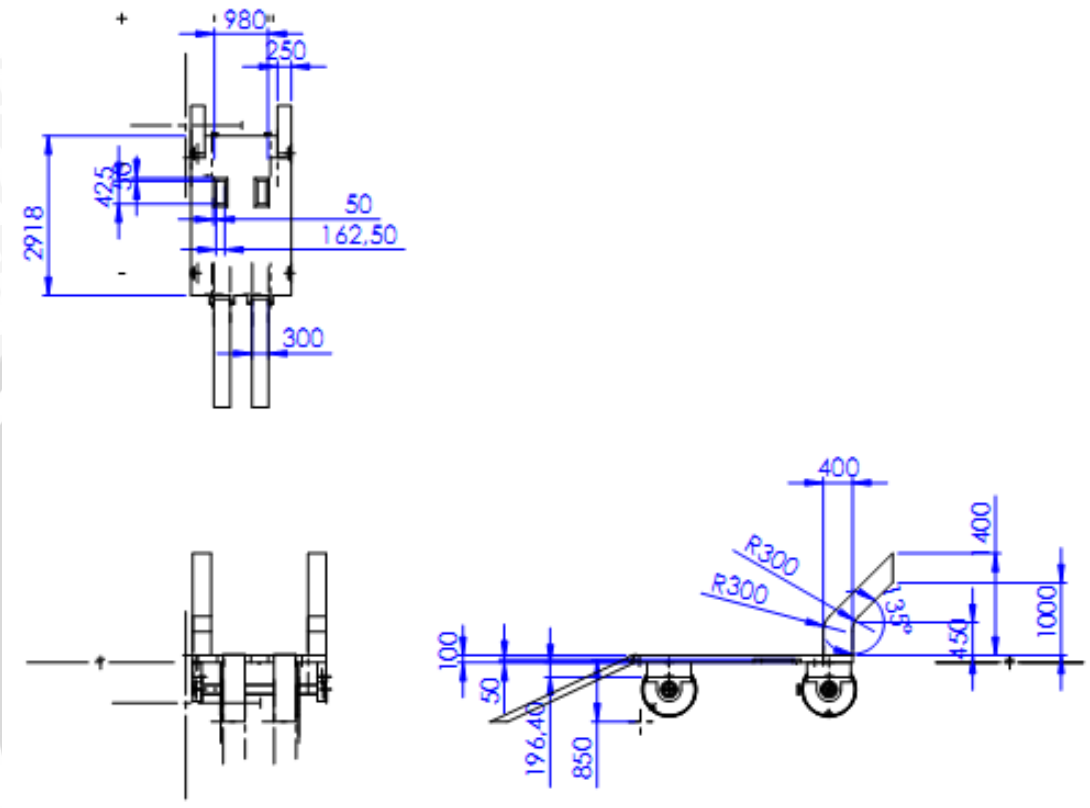
repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

1. Analisa kebutuhan. Pertama-tama adalah membuat pernyataan lengkap masalah, tujuan dibuatnya produk yang akan dirancang.
2. Sintesis (Mekanisme). Memilih kemungkinan mekanisme atau sistem mekanisme yang diinginkan.
3. Analisis gaya. Mencari gaya yang bekerja pada masing-masing bagian dari mesin.
4. Desain elemen (Ukuran dan Tegangan). Mencari ukuran setiap elemen mesin dengan mempertimbangkan gaya yang bekerja pada anggota dan tekanan diperbolehkan untuk bahan yang digunakan. Dan harus diingat bahwa setiap bagian tidak boleh mengalami defleksi atau deformasi melebihi batas yang diijinkan.
5. Pemilihan material. Memilih bahan yang paling cocok untuk masing-masing bagian dari mesin.
6. Detil gambar. Menggambarkan rincian dari setiap komponen dan perakitan mesin dengan spesifikasi lengkap untuk proses manufaktur.

BAB IV

PEMBAHASAN DAN PERHITUNGAN

4.1 Rancangan Awal



Gambar 4.1 Rancangan Awal Frame

4.2 Perhitungan Gaya-gaya yang Bekerja

A. Gaya Rancangan

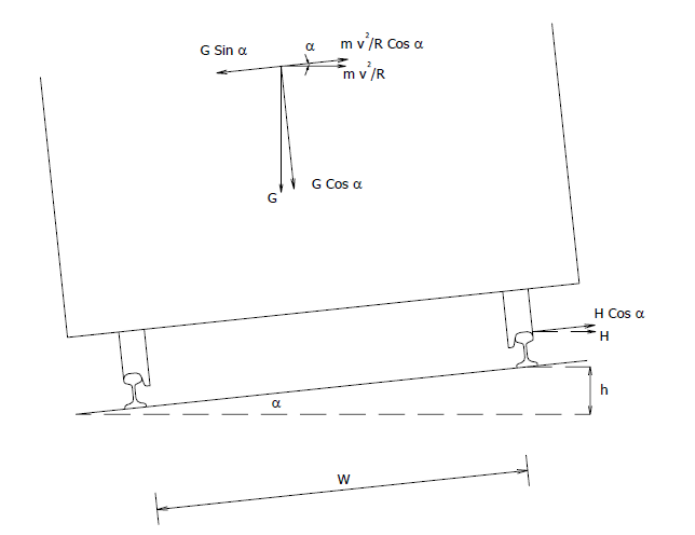
Berat Forklift (G_f) : 2270 kg

Berat masing-masing Gandar : 80 kg X 2 = 160 kg

Berat Alat lainnya = + 570 kg

Asumsi Berat Rencana (G_r) = 2270 + 160 + 570 = 3000 kg

Pada saat melewati jalan lengkungan, terdapat peninggian untuk mengimbagi gaya sentrifugalnya. Agar penumpang nyaman, harga peninggian (h_{max}) adalah 110mm, percepatan perancangan ($a_{s\ max}$) 0.476 m/s^2, dan Rmin 200m. Maka kecepatan linier (v) rancangan adalah



Gambar 4.2 Gaya-gaya pada Kemiringan

$$\sum F = 0$$

$$G \sin \alpha = \frac{mv^2}{R} \cos \alpha + H \cos \alpha$$

$$G \sin \alpha = \left(\frac{mv^2}{R} + H\right) \cos \alpha$$

$$G \tan \alpha = \frac{mv^2}{R} + H$$

$$G\left(\frac{h}{w}\right) = \frac{mv^2}{R} + (m.a)$$

$$m.g\left(\frac{h}{w}\right) = \frac{mv^2}{R} + (m.a)$$

$$m.g\left(\frac{h}{w}\right) = \left(\frac{v^2}{R} + a\right) m$$

$$g\left(\frac{h}{w}\right) = \left(\frac{v^2}{R} + a\right)$$

$$a = g\left(\frac{h}{w}\right) - \frac{v^2}{R}$$

$$0.476 = 10\left(\frac{0.11}{1.067}\right) - \frac{v^2}{R}$$

$$\frac{v^2}{R} = 0.5549$$

$$v^2 = 0.5549\ R$$

$$v^2 = 0.5549\ (200)$$

$$v = 10.53\ m/s$$

Sehingga apabila jari-jari roda kereta = 720 mm = 0.72 m

Maka kecepatan putar roda maksimal pada jalan berbelok dengan jari-jari maksimal 200m adalah

$$V = \omega r$$

$$\omega = \frac{10.53}{0.72}\ rad/s$$

$$\omega = \frac{10.53}{0.72} \cdot \frac{60}{2\pi}\ rpm = 140\ rpm$$

Gaya untuk menarik kereta (hambatan udara diabaikan)

Koefisien gesek roda dan rel (μ) = 0.003 (Young, D Hugh. *Fisika Universitas)*

Berat kereta yang ditarik (G_k) = 35 ton = 35000 kg

$$f_1 = \mu \cdot G_k \cdot g$$

$$f_1 = 0.003 \cdot 35000 \cdot 10$$

$$f_1 = 1050\ N$$

Gaya untuk menggerakkan rancangan

$$f_2 = \mu \cdot G_r \cdot g$$

$$f_2 = 0.003 \cdot 3000 \cdot 10$$

$$f_2 = 90\ N$$

Sehingga gaya total yang diperlukan

$$F = f_1 + f_2$$

$$F = 1050 + 90 = 1140\ N$$

Daya yang diperlukan untuk menggerakkan rancangan

$$P = F.V$$

$$P = 1140\ N \cdot 10.53\ m/s$$

(746 watt = 1 hp)

$$P = 12004.2\ watt = \frac{15960}{746} = 16\ hp$$

4.2.1 Gaya Vertikal (Faktor Dinamis)

Rancangan ditumpu oleh 2 gandar yang masing masing gandar ditumpu oleh 2 roda. Sehingga berat pada masing-masing roda (G_b)

$$Ps = G_b = \frac{G_r}{2 \cdot 2} = \frac{3000}{4} = 750\ kg$$

Gaya vertikal (Pd) dari masing-masing roda tersebut adalah

$$Ip = 1 + 0.01\left(\frac{v}{1.609} - 5\right)$$

$$Ip = 1 + 0.01\left(\frac{10.53}{1.609} - 5\right)$$

$$Ip = 1.0154$$

$$V = Ps \times I$$

$$V = 750 \times 1.0154$$

$$V = 761.5833\ N$$

1lb=4.448 N

4.2.2. Gaya Lateral

Pada saat jalan berbelok maka gaya yang bekerja adalah gaya sentrifugal, snake motion dan ketidak rataan jalan rel. Dianggap rel rata dan snake motion diabaikan karena kecil, maka gaya lateral

$$L = F_s = m\frac{v^2}{R} = 750\frac{10.53^2}{200} = 415.8034$$

Gaya Lateral dibatasi agar tidak keluar rel

$$\frac{L}{V} \leq \frac{tan\beta - \mu}{1 + \mu\ tan\beta}$$

$$\frac{761.5833}{415.8034} \leq \frac{tan\beta - 0.003}{1 + (0.003)\ tan\beta}$$

$$1.85 \leq \frac{tan\beta - 0.003}{1 + (0.003)\ tan\beta}$$

$$1.85(1 + (0.003)\ tan\ \beta) \leq tan\beta - 0.003$$

$$1.85 + (\ 0.00555)tan\ \beta \leq tan\beta - 0.003$$

$$1.85 + 0.003 \leq tan\beta - (\ 0.0055)tan\ \beta$$

$$\frac{1.853}{0.9945} \leq tan\beta$$

$$1.863248 \leq tan\beta$$

$$62^{O} \leq \beta$$

Sehingga sudut flens dirancang 65°

4.3 Transmisi

4.3.1 Pemutar

Kecepatan putar forklift maximum (nf) = 2300 rpm

Diameter Roda Forklift (df) = 10 inchi = 25cm, lebar ban 6.5 in

Diameter pemutar dirancang (dp) =20 cm

Sehingga kecepatan putar pemutar (np)

$$\frac{np}{nf} = \frac{df}{dp}$$

$$\frac{np}{2300} = \frac{25}{20}$$

$$np = \frac{25}{20} \cdot 2300$$

$$np = 2875$$

Sehingga Rasio Kecepatan dari pemutar sampai dengan roda kereta (TV)

$$TV = \frac{n_p}{n_g}$$

$$TV = \frac{2875}{140} = 20.5357$$

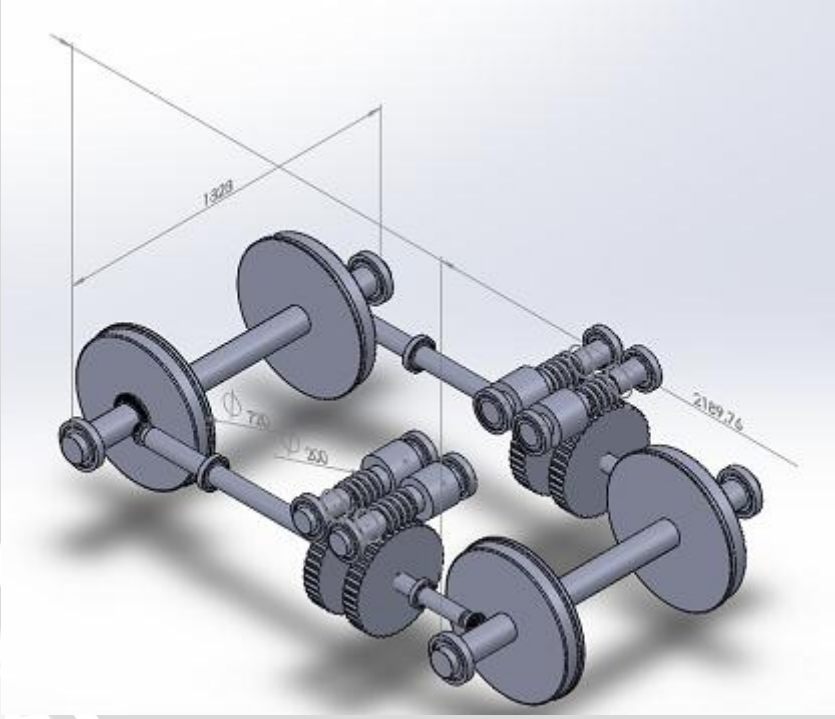
Digunakan susunan roda gigi cacing dan kerucut

Rancangan pada roda

$$TV = VRc \cdot VRk = 20.5357$$

$$TV = 10.2678 \cdot 2 = 20.5357$$

Sehingga Rasio Kecepatan roda gigi cacing (VRc) = 10.2678 dan rasio kecepatan roda gigi kerucut (VRb) = 2



Gambar 4.3 Rancangan Transmisi

4.3.2 Perancangan Roda Gigi Cacing

Rancangan Rasio kecepatan = 10.2678

Kecepatan sudut cacing = kecepatan sudut pemutar = 2875

$$VR = \frac{n_w}{n_g} = \frac{N_w}{N_g}$$

Digunakan Nw = 4 dan Ng = 41 karena paling mendekati VR rencana 10.333 sehingga

$$n_{g\ aktual} = \frac{n_w}{VR}$$

$$n_{g\ aktual} = \frac{2875}{10.33}$$

$$n_{g\ aktual} = 278.3$$

4.3.2.1 Dimensi Rancangan Roda Gigi Cacing

Diameter gear direncanakan 500mm

Modul (m)

$$m = \frac{D_g}{N_g} = 12mm$$

Jark bagi diametral (pd)

$$Pd = \frac{1}{m} = 0.082$$

jarak bagi lingkaran (px)

$$p_x = \frac{\pi}{p_d} = 38.29\ mm$$

Perkiraan awal jarak pusat (C) = 325 mm sehingga diameter worm minimal

$$D_w = \frac{C^{0.875}}{3.0} = 52.577\ mm$$

Diameter worm maksimal

$$D_w = \frac{C^{0.875}}{1.6} = 98.58\ mm$$

Diameter worm ditentukan 90mm

Jarak Pusat aktual

$$C = \frac{D_w + D_g}{2}$$

$$C = 295\ mm$$

Tinggi Kepala

$$a = \frac{1}{P_d} = 12.2\ mm$$

Diameter luar cacing

$$D_{ow} = D_w + 2a$$

$$D_{ow} = 114.39\ mm$$

Diameter Cekungan roda gigi cacing

$$D_t = D_g + 2a$$

$$D_t = 524.39\ mm$$

Lebar muka roda gigi cacing

$$F_c = \sqrt{(D_{ow}^2 - D_w^2)}$$

$$F_c = 70,6\ mm$$

Kedalaman total

$$h = \frac{2.175}{P_d}$$

$$h = 26.52\ mm$$

Kisar

$$L = N_w P_x$$

$$L = 153.17$$

Sudut Kisar

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{L}{\pi D_w}\right)$$

$$\alpha = 28.5^o$$

Sudut tekan ($\emptyset_t$) ditentukan 20°, sehingga sudut tekan normal

$$\emptyset_n = \tan^{-1}(\tan \emptyset_t \cos \alpha) = \tan^{-1}(\tan 20^o \cos 28.5^o) = 17.5^o$$

4.3.2.2 Gaya-gaya Pada Roda Gigi Cacing

Kecepatan garis jarak bagi

$$V_{tg} = \frac{\pi D_g n_g}{60} = 7200\ mm/s = 7.2\ m/s$$

Kecepatan Luncur

$$V_s = \frac{V_{tg}}{\sin \alpha} = 15.26\ m/s$$

koefisien gesek (lamp. 3) didapat 0.01

Efisiensi

$$\eta = \frac{\cos \emptyset_n - \mu \tan \alpha}{\cos \emptyset_n + \frac{\mu}{\tan \alpha}}$$

$$\eta = 0.975$$

Daya yang keluar

$$\eta = \frac{P_o}{P_i} = 0.975$$

$$P_o = \eta \cdot P_i = 34.14\ hp = 25468.9\ watt$$

Torsi yang dibutuhkan

$$T_o = \left(\frac{60}{2\,.\,\pi}\right)\frac{P_o}{n_g}$$

$$T_o = 874.357\ Nm$$

Gaya Tangensial pada roda cacing

$$W_{tg} = \frac{2000(T_o)}{D_g}$$

$$W_{tg} = 3497.428\ N$$

Gaya aksial pada roda cacing

$$W_{xg} = W_{tg}\frac{\cos\emptyset_n \sin\alpha + \mu\cos\alpha}{\cos\emptyset_n \cos\alpha - \mu\sin\alpha}$$

$$W_{xg} = 1611.709\ N$$

Gaya Radial pada roda cacing

$$W_{rg} = \frac{W_{tg}\sin\alpha}{\cos\emptyset_n \cos\alpha - \mu\sin\alpha}$$

$$W_{rg} = 2002.716\ N$$

Gaya Gesek

$$W_f = \frac{\mu \cdot W_{tg}}{\cos\emptyset_n \cos\alpha - \mu\sin\alpha}$$

$$W_f = 41.97\ N$$

4.3.2.3 Tegangan pada Roda Gigi Cacing

Asumsi cacing dari baja dengan kekerasan minimal 58 HRC, dan roda gigi cacing dari perunggu hasil coran pasir

Beban dinamis (W_d)

$$K_v = \frac{1200}{1200 + V_{tg}} = 0.994$$

$$W_d = \frac{W_{tg}}{K_v} = 3518.652\ N$$

Faktor bentuk lewis (y) = 0.118 (lamp. 4)

Jarak bagi normal (p_n)

$$p_n = p_x \cos\alpha = 33.65\ mm$$

Tegangan lengkung gigi

$$\sigma = \frac{W_d}{y \cdot F \cdot p_n}$$

$$\sigma = 13032117\ Pa = 13.032\ MPa$$

Roda gigi cacing dengan tegangan lengkung sebesar 13.032 MPa dapat diatasi dengan menggunakan bahan perunggu mangan

4.3.2.4 Ketahanan Permukaan

Ketahanan permukaan (W_{tr}) roda gigi cacing dapat dihitung

$C_s = 569.64$ (lamp.5)

$C_m = 0.7628$ (lamp.6)

$C_v = 0.1$ (lamp.7)

$$W_{tr} = C_s D_g^{0.8} F_e C_m C_v$$

$$W_{tr} = 474927.2\ N$$

Dikarenakan beban tangensial aktualnya (Wtg) lebih kecil yaitu sebesar 3497 N dari pada ketahanan permukaan (W_{tr}) yaitu sebesar 474927.2 N maka

perancangan tersebut telah memenuhi kondisi-kondisi dalam perancangan ini. Sehingga bahan yang digunakan sama dengan asumsi yaitu cacing dari baja dengan kekerasan minimal 58 HRC, dan roda gigi cacing dari perunggu hasil coran pasir

4.3.3 Perancangan Roda Gigi Kerucut

Daya yang diteruskan 34.14 hp = 25468.91 watt

Kecepatan putar awal/ Kecepatan putar pinion (n_p) 278.3 rpm

Kecepatan putar output/ Kecepatan putar roda gigi (n_g) 140 rpm

Sudut tekan (ϕ) = 20°

Rasio Kecepatan (mg)

$$m_g = \frac{n_p}{n_g} = \frac{449.22}{224} = 1.9878 = 2$$

4.3.3.1 Dimensi Rancangan Roda gigi kerucut

Diameter lingkaran jarak bagi pinion (d) ditentukan 100 mm, maka diameter lingkaran jarak bagi Roda gigi (D)

$$D = d \cdot m_g = 200mm$$

Diasumsikan modul (M) = 4, maka jumlah gigi pinion (Np) dan jumlah gigi roda gigi (Ng) adalah

$$N_p = \frac{d}{M} = \frac{100}{4} = 25$$

$$N_g = \frac{D}{M} = \frac{200}{4} = 50$$

Sudut kerucut jarak bagi

- Untuk pinion

$$\gamma = \tan^{-1}\left(\frac{N_p}{N_g}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{1}{2}\right) = 26.5675^O$$

- Untuk roda gigi

$$\Gamma = \tan^{-1}\left(\frac{N_g}{N_p}\right) = \tan^{-1}(2) = 63.4325^O$$

Jarak terluar sisi kerucut (Ao)

$$A_o = \frac{0.5D}{\sin(\Gamma)}$$

$$A_o = 110.86\ mm$$

Menentukan lebar muka (F)

$$F_{min} = 0.30\ (A_o) = 33.25\ mm$$

$$F_{max} = \frac{(A_o)}{3} = 36.955mm$$

Ditentukan lebar muka (F) = 35 mm

Jarak rata-rata sisi kerucut (Am)

$$A_m = A_{mg} = A_o - 0.5(F) = 93.36475\ mm$$

Jarak Bagi lingkar rata-rata (pm)

$$p_m = \left(\frac{\pi}{P_d}\right)\left(\frac{A_m}{A_0}\right)$$

$$p_m = 0.661\ mm$$

Kedalaman Rata-rata

$$h = \left(\frac{2.00}{P_d}\right)\left(\frac{A_m}{A_0}\right)$$

$$h = 0.421\ mm$$

Kelonggaran kepala

$$c = 0.125h = 0.053\ mm$$

Kedalaman total rata-rata

$$hm = h + c = 0.474\ mm$$

Faktor tinggi kepala rata-rata

$$c_i = 0.210 + \frac{0.290}{(m_g)^2} = 0.2825\ mm$$

Tinggi kepala rata-rata roda gigi

$$a_g = c_i h = 0.12\ mm$$

Tinggi kepala rata-rata pinion

$$a_p = h - a_g = 0.3\ mm$$

Tinggi kaki rata-rata roda gigi

$$b_g = h_m - a_g = 0.355\ mm$$

Tinggi kaki rata-rata pinion

$$b_p = h_m - a_p = 0.17\ mm$$

Sudut kaki roda gigi

$$\delta_g = \tan^{-1}\left(\frac{b_g}{A_{mg}}\right) = 3.6^O$$

Sudut kaki pinion

$$\delta_p = \tan^{-1}\left(\frac{b_p}{A_{mg}}\right) = 1.75^O$$

Tinggi kepala terluar roda gigi

$$a_{og} = a_g + 0.5\ F \tan \delta_p$$

$$a_{og} = 0.15\ mm$$

Tinggi kepala terluar pinion

$$a_{op} = a_p + 0.5\ F \tan \delta_g$$

$$a_{op} = 0.37\ mm$$

Diameter lingkaran kepala roda gigi

$$D_o = D + 2a_{og} \cos \Gamma$$

$$D_o = 200.135\ mm$$

Diameter lingkaran kepala pinion

$$d_o = d + 2a_{op} \cos\gamma$$

$$d_o = 100.659\ mm$$

4.3.3.2 Gaya-gaya pada Roda Gigi Kerucut

Torsi pada pinion

$$T_p = \left(\frac{60}{2\,.\,\pi}\right)\frac{P}{n_p} = 874.34\ Nm$$

Torsi pada roda gigi kerucut

$$T_g = \left(\frac{60}{2\,.\,\pi}\right)\frac{P}{n_g} = 1738.065\ Nm$$

$$r_m = \frac{d}{2} - \frac{F}{2}\sin\gamma = 42.17\ mm$$

$$R_m = \frac{D}{2} - \frac{F}{2}\sin\Gamma = 84.215\ mm$$

Gaya tangensial

$$W_t = \frac{1000(T_p)}{r_m} = 20732\ N$$

Gaya radial pinion

$$W_r = W_t \tan\phi \cos\gamma$$

$$W_r = 6855.357\ N$$

Gaya aksial

$$W_x = W_t \tan\phi \sin\gamma$$

$$W_x = 3428.031\ N$$

4.3.3.3 Tegangan pada Roda Gigi Kerucut Lurus

Kecepatan putar

$$v_t = \frac{\pi d n_p}{60}$$

$$v_t = 1456.437\ mm/s = 1.4\ m/s$$

Faktor beban lebih (Ko) ditentukan, sumber daya dikelompokkan menjadi kejutan sedang dan tingkat kekerasannya dikelompokkan kejutan berat maka besar Ko = 2.75 (Lamp. 8)

Faktor ukuran (Ks) ditentukan ks = 1.00 (Lamp. 9)

Faktor distribusi beban (Km) = 1.44

Faktor Geometri (J) ditentukan 0.2575 (Lamp. 10)

Q ditentukan 11 dikarenakan rancangan merupakan transmisi otomotif (Lamp. 11)

Diasumsikan kedua roda gigi terbuat dari baja peringkat 1 pengerasan menyeluruh sebesar 220 HB dengan tegangan lengkung izin (Sat) = 200 MPa (Lamp. 12) dan Modulus Elastisitas (E) kedua Roda gigi yang berbahan baja yaitu $2x10^5$ MPa (Lamp. 13)

Faktor Dinamis (Kv)

$$u = \frac{8}{(2)^{0.5(Q)}} - s_{at}\left[\frac{125}{E_p + E_g}\right]$$

$$u = 0.1142$$

$$K_z = 85 - 10(u) = 83.85$$

$$C_v = K_v = \left[\frac{K_z}{K_z + \sqrt{v_t}}\right]^u$$

$$C_v = K_v = 0.998$$

diperiksa

$$C_{v\,min} = \frac{2}{\pi}\tan^{-1}\left(\frac{v_t}{333}\right)$$

$$C_{v\,min} = 0.0028$$

Nilai $C_{v\,min} < C_v$, sehingga nilai Cv dapat diterima

Tegangan Lengkung

$$s_t = \frac{W_t P_d}{FJ} \cdot \frac{K_o K_s K_m}{K_v}$$

$$s_t = 36497575\ Pa = 36.4976\ MPa$$

4.3.3.4 Ketahanan Terhadap Cacat Muka

Cp adalah koefisien elastis, karena terbuat dari baja maka besarnya 2300

Cb = 0.634

I adalah Faktor geometri, untuk ketahanan pemukaan pada perancangan ini besarnya 0.07 (Lamp. 15)

Dengan Co= Ko , Cv= Kv, dan Cm= Km maka Tegangan kontak/ tegangan hertz (Sc)

$$S_c = C_p C_b \sqrt{\frac{W_t}{FDI} \cdot \frac{C_o C_m}{C_v}}$$

$$S_c = 26715217 Pa = 26.71522\ MPa$$

Karena ketahanan terhadap cacat (Sc) muka nilainya lebih kecil daripada tegangan lengkung (St), maka yang digunakan untuk memilih bahan adalah daripada tegangan lengkung (St). Bahan yang digunakan adalah Baja peringkat 1 dengan pengerasan menyeluruh 220 HB.

4.4 Perancangan Poros

Tabel 4.1 Pada Roda Gigi Cacing

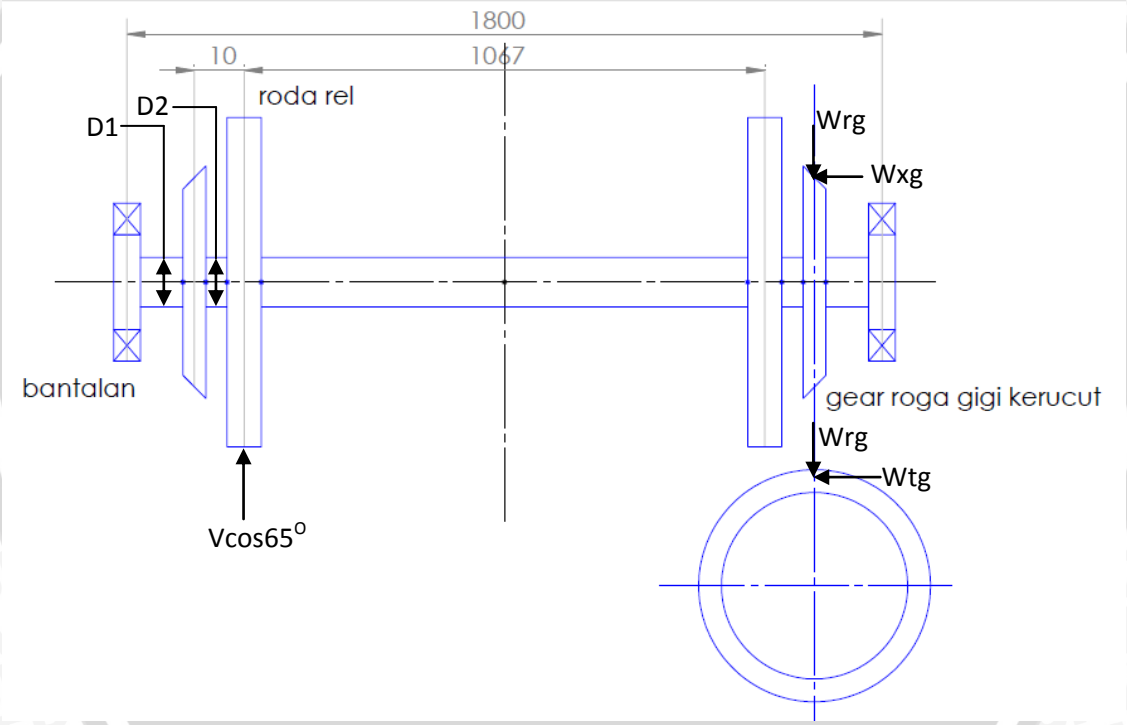
Keterangan	Simbol	Besar
Torsi	To	874.357 Nm
Gaya Tangensial	(Wtg=Wxw)	3497.428 N
Gaya aksial	(Wxg=Wtw)	1611.709 N
Gaya Radial	(Wrg=Wrw)	2002.716 N

Tabel 4.2 Pada Roda Gigi Kerucut

Keterangan	Simbol	Besar
Torsi pada pinion	To	874.34 Nm
Torsi pada roda gigi	(Wtg=Wxw)	1738.065 Nm
Radius Rata-rata Pinion	(Wxg=Wtw)	42.17313 mm
Radius Rata-rata roda gigi	(Wrg=Wrw)	84.215 mm
Gaya Tangensial	(wtp=wtg)	20732.18 N
Gaya aksial	(wx=wxp=wrg)	3428.031 N
Gaya Radial	(wr=wrp=wxg)	6855.357 N

4.4.1 Poros (I)

Poros berputar pada putaran 140 rpm, menerima daya 34.14 hp dari roda gigi kerucut, meneruskan daya dari roda gigi kerucut ke roda rel.

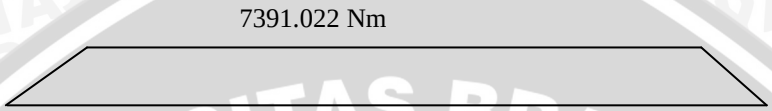


Gambar 4.4 Poros (I)

x-z

Diagram benda bebas

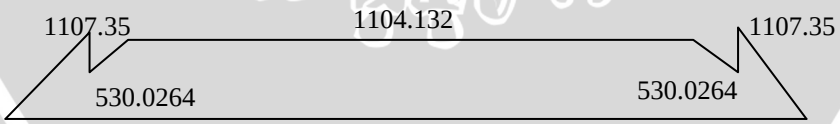
Diagram momen lentur



y-x

Diagram benda bebas

Diagram momen lentur



Asumsi Bahan Baja Karbon AISI 1040 cold-drawn dengan permukaan tempaan, yang mempunyai batas kekuatan (Su) 552 MPa, tegangan luluh (Sy) 490MPa, ketahanan lelah (Sn) 125 Mpa, dan persen pemanjangan 12%,

$$S_n' = S_n C_s C_r = 125000000(0.72)(0.75) = 67500000$$

Faktor ukuran (Cs) ditentukan 0.72 (Lamp. 17)

Faktor keandalan (Cr) ditentukan 0.75 (Lamp. 16)

Diameter 1

Pada diameter 1 terpasang bantalan dan roda gigi kerucut. Torsi akibat roda gigi kerucut 1738.065 Nm, Kt=2.5 untuk filet kasar, dan Momennya

$$M = \sqrt{{M_y}^2 + {M_z}^2} = 7473.065\ Nm$$

Diameter yang diperlukan

$$D_2 = \left[\frac{32N}{\pi}\sqrt{\left[\frac{K_t M}{S_n'}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{T}{S_y}\right]^2}\right]^{1/3} = 0.002821\ m = 2.821\ mm$$

Bantalan yang digunakan harus lebih besar atau sama dengan poros. Beban yang terjadi pada bantalan sebesar 20732.18 N maka digunakan bantalan tipe 6208 dengan tingkat beban dinamik 5050 lb atau setara dengan 22464.4 N. Maka diameter poros yang diginakan sama dengan diameter dalam bantalan yaitu 40mm

Diameter 2

Pada diameter 2 terpasang roda gigi kerucut dan roda rel. Torsi akibat roda gigi kerucut 1738.065 Nm, Kt=2.5 untuk filet kasar, dan Momennya

$$M = \sqrt{{M_y}^2 + {M_z}^2} = 7473.017\ Nm$$

Diameter yang diperlukan

$$D_2 = \left[\frac{32N}{\pi}\sqrt{\left[\frac{K_t M}{S_n'}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{T}{S_y}\right]^2}\right]^{1/3} = 0.002816\ m = 2.816\ mm$$

Agar pemasangan lebih mudah, diameter 2 harus lebih besar daripada diameter 1, sehingga diameter 2 ditentukan 45 mm

Pasak pada roda gigi kerucut

Ukuran pasak untuk diameter 40mm adalah 9.525mm (lamp. 16). Dipilih bahan baja AISI 1020 cold-drawn dengan Sy = 352 Mpa, memindahkan torsi 1738.065 Nm

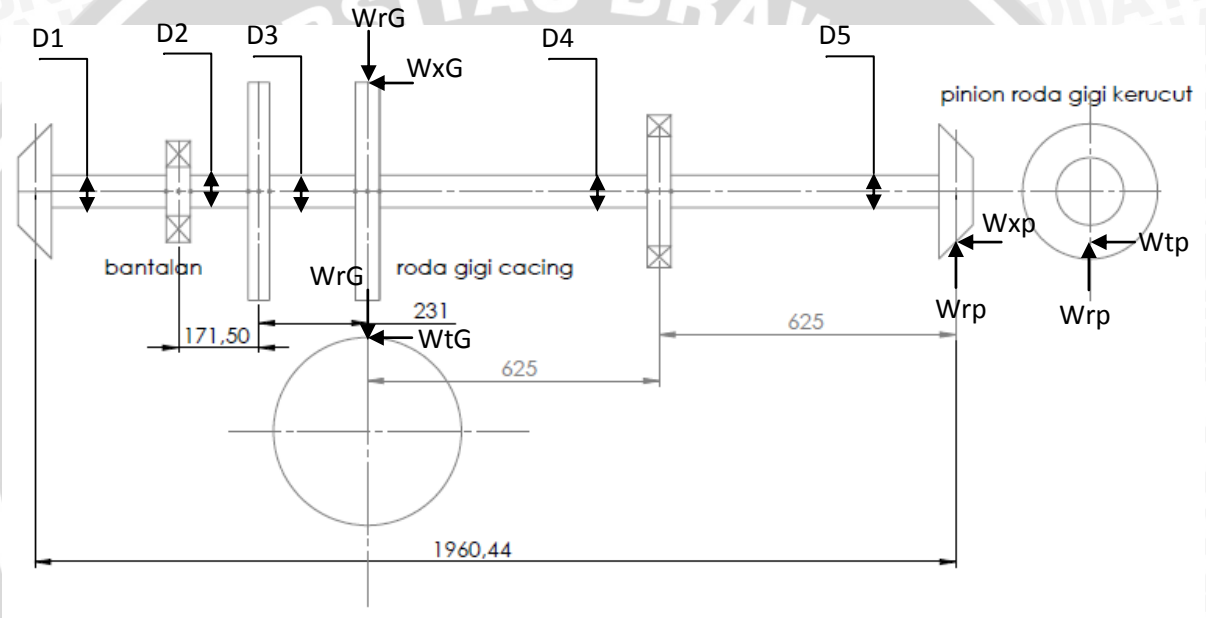
Panjang pasak minimum yang dibutuhkan

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} = 0.155518\ mm$$

Panjang ini lebih pendek dari naf roda gigi, jadi ditetapkan panjang pasak sesuai naf roda gigi

4.4.2 Poros (II)

Poros berputar pada putaran 278.3 rpm, menerima daya 35 hp dari roda gigi cacing, meneruskan daya dari pinion pada roda gigi kerucut ke pasangannya.



Gambar 4.5 Poros (II)

x-z

Diagram benda bebas

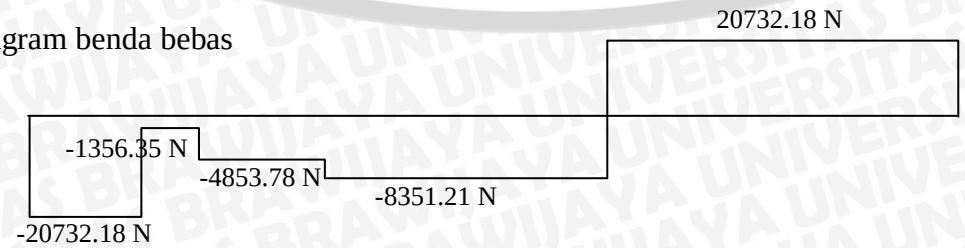
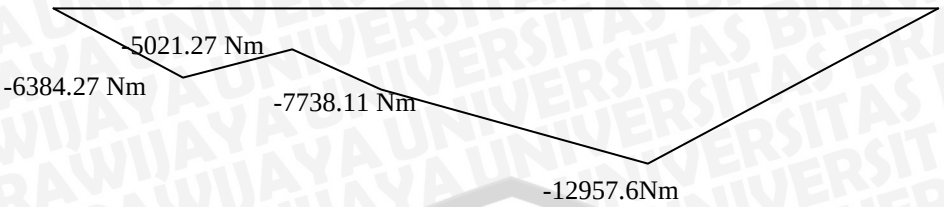


Diagram Momen lentur



$$\sum M_A = -Wtp(307.94) + WtG(171.5) + WtG(402.5) - Bz(1027.5) + Wtp(1652.5)$$

$Bz = 29083.39\ N$

$Az = 19375.85\ N$

x-y

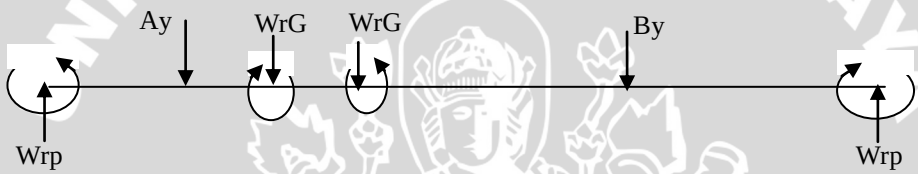


Diagram gaya bebas

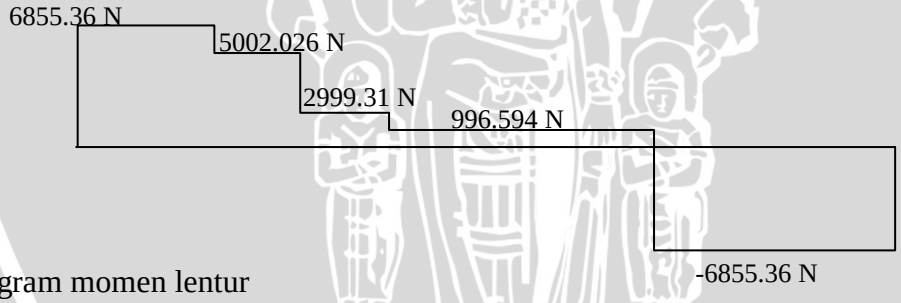
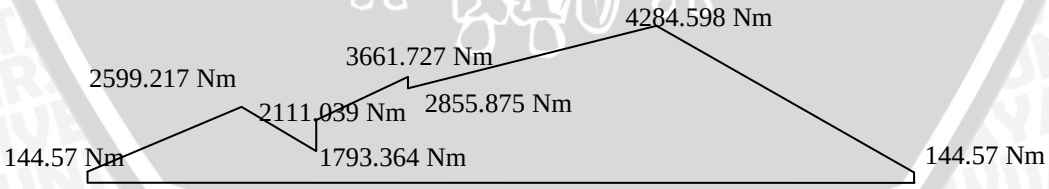


Diagram momen lentur



$$\sum M_A = -Wrp(307.94) - WrG(171.5) - WrG(402.5) - Bz(1027.5) + Wrp(1652.5)$$

$By = 7851.951\ N$

$Ay = 1853.331\ N$

Asumsi Bahan Baja Karbon AISI 1040 cold-drawn dengan permukaan tempaan, yang mempunyai batas kekuatan (Su) 552 MPa, tegangan luluh (Sy) 490MPa, ketahanan lelah (Sn) 125 Mpa, dan persen pemanjangan 12%,

$S'_n = S_n C_s C_r = 125000000(0.72)(0.75) = 67500000$

Faktor ukuran (Cs) ditentukan 0.72 (lamp. 17)

Faktor keandalan (Cr) ditentukan 0.75 (lamp. 18)

Diameter 1

Pada diameter 1 terpasang pinion roda gigi kerucut dan bantalan. Torsi akibat roda gigi kerucut 1738.065 Nm, Kt=2.5 untuk filet kasar, dan Momennya

$$M = \sqrt{{M_y}^2 + {M_z}^2} = 6724.239\ Nm$$

Diameter yang diperlukan

$$D_2 = \left[\frac{32N}{\pi}\sqrt{\left[\frac{K_t M}{S'_n}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{T}{S_y}\right]^2}\right]^{1/3} = 0.0025382\ m = 2.53\ mm$$

Bantalan yang digunakan harus lebih besar atau sama dengan poros. Beban yang terjadi pada bantalan sebesar 20732.18 N maka digunakan bantalan tipe 6208 dengan tingkat beban dinamik 5050 lb atau setara dengan 22464.4 N. Maka diameter poros yang diginakan sama dengan diameter dalam bantalan yaitu 40mm

Diameter 2

Pada diameter 2 terpasang bantalan dan gear roda gigi cacing. Torsi akibat roda gigi cacing 874.357 Nm, Kt=2.5 untuk filet kasar, dan Momennya

$$M = \sqrt{{M_y}^2 + {M_z}^2} = 26087.03\ Nm$$

Diameter yang diperlukan

$$D_2 = \left[\frac{32N}{\pi}\sqrt{\left[\frac{K_t M}{S'_n}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{T}{S_y}\right]^2}\right]^{1/3} = 0.0098466\ m = 9.85\ mm$$

Agar pemasangan lebih mudah, diameter 2 harus lebih besar daripada diameter 1, sehingga diameter 2 ditentukan 45 mm

Diameter 3

Pada diameter 3 terpasang 2 gear roda gigi cacing. Torsi akibat roda gigi cacing 874.357 Nm, Kt=2.5 untuk filet kasar, dan Momennya

$$M = \sqrt{{M_y}^2 + {M_z}^2} = 8560.759\ Nm$$

Diameter yang diperlukan

$$D_2 = \left[\frac{32N}{\pi}\sqrt{\left[\frac{K_t M}{S_n'}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{T}{S_y}\right]^2}\right]^{1/3} = 0.00323\ m = 3.23\ mm$$

Agar pemasangan lebih mudah, diameter 3 harus lebih besar daripada diameter 2, sehingga diameter 2 ditentukan 50 mm

Diameter 5

Pada diameter 5 terpasang pinion roda gigi kerucut dan bantalan. Torsi akibat roda gigi kerucut 1738.065 Nm, Kt=2.5 untuk filet kasar, dan Momennya

$$M = \sqrt{{M_y}^2 + {M_z}^2} = 13647.61\ Nm$$

Diameter yang diperlukan

$$D_2 = \left[\frac{32N}{\pi}\sqrt{\left[\frac{K_t M}{S_n'}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{T}{S_y}\right]^2}\right]^{1/3} = 0.005152\ m = 5.152\ mm$$

Bantalan yang digunakan harus lebih besar atau sama dengan poros. Beban yang terjadi pada bantalan sebesar 20732.18 N maka digunakan bantalan tipe 6208 dengan tingkat beban dinamik 5050 lb atau setara dengan 22464.4 N. Maka diameter poros yang diginakan sama dengan diameter dalam bantalan yaitu 40mm

Diameter 4

Pada diameter 4 terpasang gear roda gigi cacing dan bantalan. Torsi akibat roda gigi cacing 874.357 Nm, Kt=2.5 untuk filet kasar, dan Momennya

$$M = \sqrt{{M_y}^2 + {M_z}^2} = 8560.759\ Nm$$

Diameter yang diperlukan

$$D_2 = \left[\frac{32N}{\pi}\sqrt{\left[\frac{K_t M}{S_n'}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{T}{S_y}\right]^2}\right]^{1/3} = 0.0051513\ m = 5.51\ mm$$

Agar pemasangan lebih mudah, diameter 4 harus lebih besar daripada diameter 5, sehingga diameter 5 ditentukan 45 mm

Pasak pada pinion roda gigi kerucut

Ukuran pasak untuk diameter 40mm adalah 9.525mm (lamp. 16). Dipilih bahan baja AISI 1020 cold-drawn dengan Sy = 352 Mpa, memindahkan torsi 1738.065 Nm

Panjang pasak minimum yang dibutuhkan

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} = 0.155518\ mm$$

Panjang ini lebih pendek dari naf pinion, jadi ditetapkan panjang pasak sesuai naf pinion

Pasak pada roda gigi cacing

Ukuran pasak untuk diameter 45mm adalah 12.7 mm (lamp. 18). Dipilih bahan baja AISI 1020 cold-drawn dengan Sy = 352 Mpa, memindahkan torsi 874.357 Nm

Panjang pasak minimum yang dibutuhkan

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} = 0.047\ mm$$

Panjang ini lebih pendek dari lebar muka roda gigi cacing, jadi ditetapkan panjang pasak sesuai lebar muka roda gigi cacing.

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

1. Agar tidak keluar rel, didesain kemiringan flens roda rel sebesar 65°.
2. Daya yang diperlukan untuk menggerakkan rancangan dan mendorong kereta sebesar 16hp.
3. Rasio kecepatan antara forklift dan alat bantu sebesar 20.5357, sehingga digunakan roda gigi cacing dan kerucut sebagai transmisi.

5.2 Saran

1. Sebaiknya didesain frame yang lebih teliti agar perancangan lebih sempurna
2. Sebaiknya perlu dilakukan penelitian lagi untuk mendesain roda rel agar perancangan lebih baik
3. Diharapkan lebih banyak perancangan lagi pada pembuatan tugas akhir agar Indonesia lebih baik dalam perindustrian.

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

DAFTAR PUSTAKA

Alizar.2010. *Jalan Rel*. Universitas Mercu Buana. Jakarta

L Mott, Robert. 2004. *Elemen-Elemen Mesin dalam Perencanaan Mekanis*. Yogyakarta; Andi

R. Khurmi, J. Gupta. 2005. *Machine Design*. New Delhi; Eurasia Publishing House

Shiley, Joseph dan Mitchell, Larry. 1984. *Perencanaan Teknik Mesin*. Jakarta; Erlangga

Smith, Edward. 1995. *Mechanical Engineer's Reference Book*. Butterworth

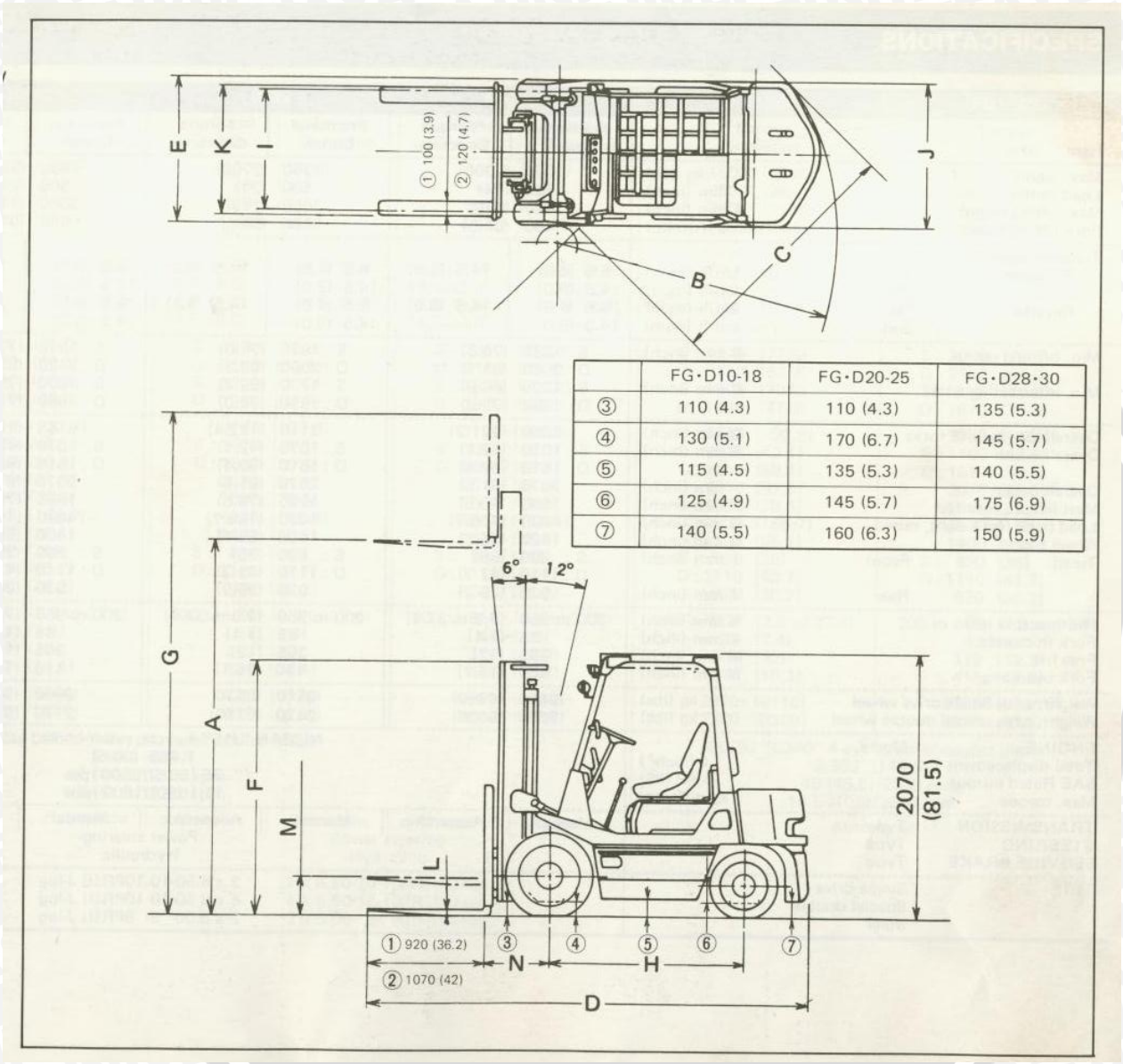
Subyanto. 1977. *Dinamika Kendaraan-Rel*. Bandung; Erlangga

Young, D Hugh. 2002. *Fisika Universitas*. Jakarta; Erlangga

LAMPIRAN

Lampiran 1

Dimensi forklift



	FG·D10-18	FG·D20-25	FG·D28·30
③	110 (4.3)	110 (4.3)	135 (5.3)
④	130 (5.1)	170 (6.7)	145 (5.7)
⑤	115 (4.5)	135 (5.3)	140 (5.5)
⑥	125 (4.9)	145 (5.7)	175 (6.9)
⑦	140 (5.5)	160 (6.3)	150 (5.9)

UNIVERSITAS BRAWIJAYA
repository.ub.ac.id

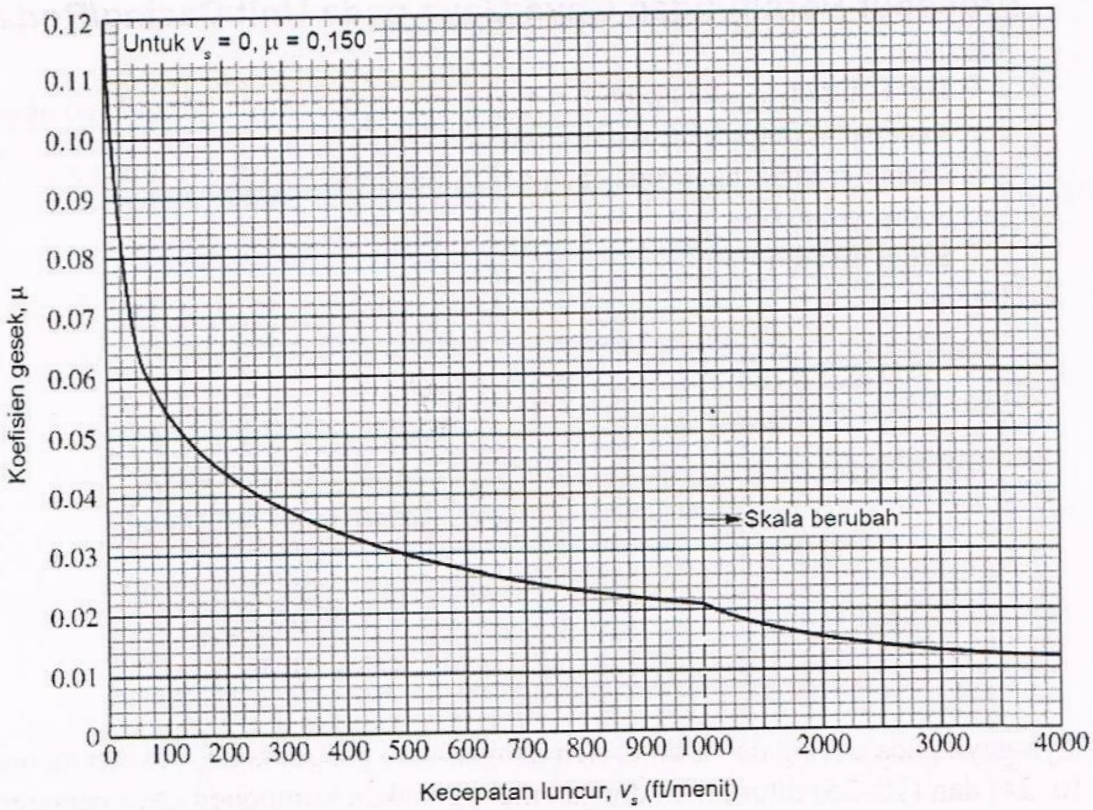
Lampiran 2

Spesifikasi forklift

Item		Model	FG10N15		FG14N15		FG15N15		FG18N15	
			Frictional Clutch	Torque Converter	Frictional Clutch	Torque Converter	Frictional Clutch	Torque Converter	Frictional Clutch	Torque Converter
Max. load		kg (lbs)	1000 (2000)		1350 (2700)		1500 (3000)		1750 (3500)	
Load center		mm (inch)	500 (24)		500 (24)		500 (24)		500 (24)	
Max. lifting height		A mm (inch)	3000 (118)		3000 (118)		3000 (118)		3000 (118)	
Fork lifting speed		mm/s (ft/min.)	480 (94.5)		480 (94.5)		480 (94.5)		480 (94.5)	
Traveling speed										
Forward	1st	km/h (mph)	6.5 (4.0)	14.5 (9.0)	6.5 (4.0)	14.5 (9.0)	6.5 (9.0)	14.5 (9.0)	6.5 (4.0)	14.5 (9.0)
	2nd	km/h (mph)	14.5 (9.0)	–	14.5 (9.0)	–	14.5 (9.0)	–	14.5 (9.0)	–
Reverse	1st	km/h (mph)	6.5 (4.0)	14.5 (9.0)	6.5 (4.0)	14.5 (9.0)	6.5 (9.0)	14.5 (9.0)	6.5 (4.0)	14.5 (9.0)
	2nd	km/h (mph)	14.5 (9.0)	–	14.5 (9.0)	–	14.5 (9.0)	–	14.5 (9.0)	–
Min. turning radius		B mm (inch)	S : 1895 (74.6) D : 2060 (81.1)		S : 1930 (76.0) D : 2090 (82.3)		S : 1970 (77.6) D : 2130 (83.9)		S : 2000 (78.7) D : 2160 (85.0)	
Min. intersecting aisle		C mm (inch)	S : 1700 (66.9) D : 1860 (73.2)		S : 1770 (69.7) D : 1930 (76.0)		S : 1800 (70.9) D : 1960 (77.2)		S : 1830 (72.0) D : 1970 (77.6)	
Overall length with forks		D mm (inch)	3080 (121.2)		3110 (122.4)		3145 (123.8)		3190 (125.6)	
Overall width		E mm (inch)	S : 1070 (42.1) D : 1510 (59.4)		S : 1070 (42.1) D : 1510 (59.4)		S : 1070 (42.1) D : 1510 (59.4)		S : 1070 (42.1) D : 1510 (59.4)	
Overall height		mm (inch)	2070 (81.5)		2070 (81.5)		2070 (81.5)		2070 (81.5)	
Mast height, lowered		F mm (inch)	1995 (78.5)		1995 (78.5)		1995 (78.5)		1995 (78.5)	
Load back rest height, raised		G mm (inch)	4030 (158.7)		4030 (158.7)		4030 (158.7)		4030 (158.7)	
Wheel base		H mm (inch)	1400 (55.1)		1400 (55.1)		1400 (55.1)		1400 (55.1)	
Tread	Front	I mm (inch)	S : 890 (35) D : 1110 (43.7)		S : 890 (35) D : 1110 (43.7)		S : 890 (35) D : 1110 (43.7)		S : 890 (35) D : 1110 (43.7)	
	Rear	J mm (inch)	920 (36.2)		920 (36.2)		920 (36.2)		920 (36.2)	
Width across forks		K mm (inch)	200 to 950 (7.9 to 37.4)		200 to 950 (7.9 to 37.4)		200 to 950 (7.9 to 37.4)		200 to 950 (7.9 to 37.4)	
Fork thickness		L mm (inch)	35 (1.4)		35 (1.4)		35 (1.4)		40 (1.6)	
Free lift		M mm (inch)	305 (12)		305 (12)		305 (12)		310 (12.2)	
Fork overhang		N mm (inch)	400 (15.7)		410 (16.1)		410 (16.1)		415 (16.3)	
Weight, with Single drive wheel		kg (lbs)	2160 (4760)		2510 (5530		2660 (5860)		2850 (6280)	
Weight, with special double wheel		kg (lbs)	2270 (5000)		2620 (5770)		2770 (6100)		2960 (6520)	
ENGINE	Model		NISSAN "J15" 4-cycle, water-cooled gasoline							
Total displacement		ℓ (inch³)	1.483 (90.5)							
SAE Rated output		HP (PS)	35 (35.5)/2300 rpm							
Max. torque		kg-m(ft-lbs)	11.1 (80)/1800 rpm							
TRANSMISSION	Type		Manual	Automatic	Manual	Automatic	Manual	Automatic	Manual	Automatic
STEERING	Type		Power steering-							
SERVICE BRAKE	Type		Hydraulic							
TIRE	Single drive		2 x 6.50-10-10PR(I) J-lug							
	Special double		4 x 6.50-10-10PR(I) J-lug							
	Steer		2 x 5.00- 8- 8PR(I) J-lug							

Lampiran 3

Nilai koefisien gesek berdasarkan kecepatan luncur



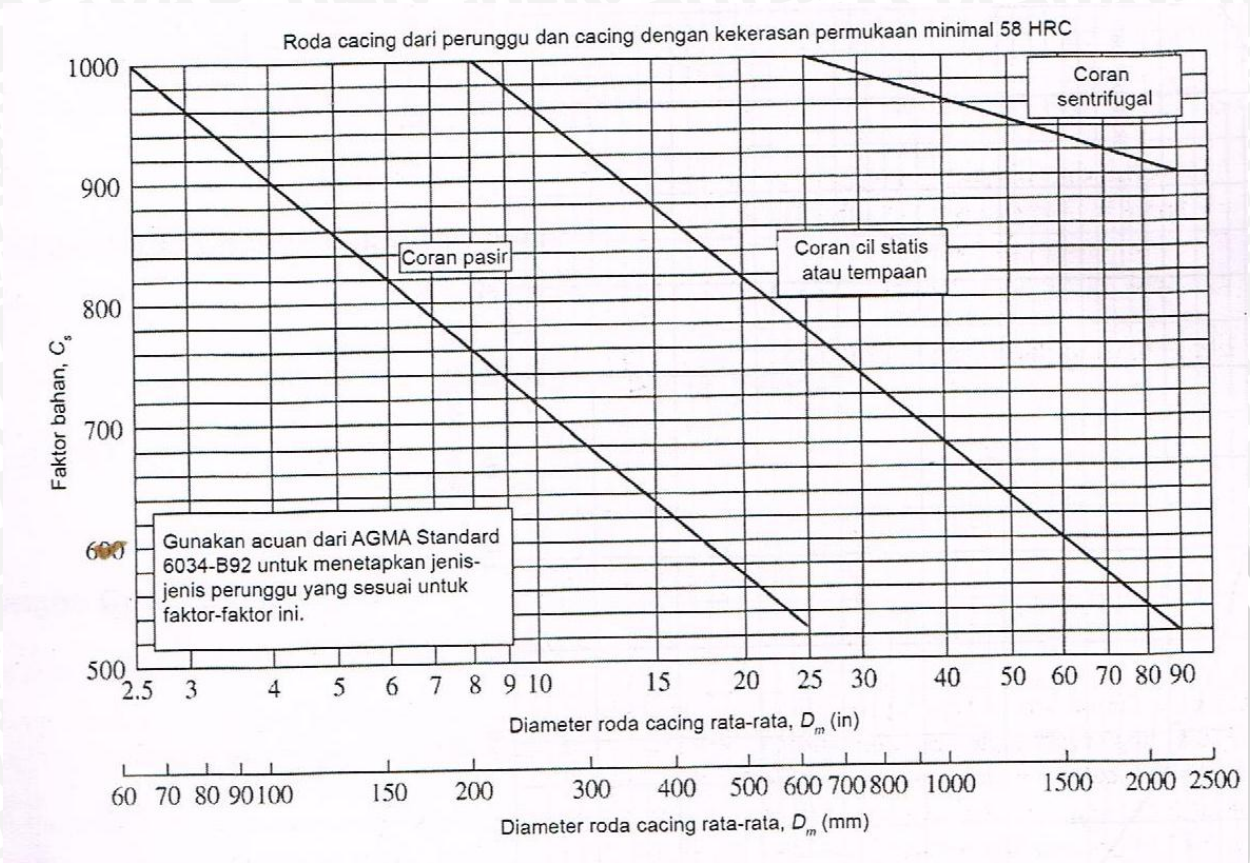
Lampiran 4

Faktor bentuk Lewis pendekatan untuk roda gigi cacing

ϕ_n	y
14 ½°	0,100
20°	0,125
25°	0,150
30°	0,175

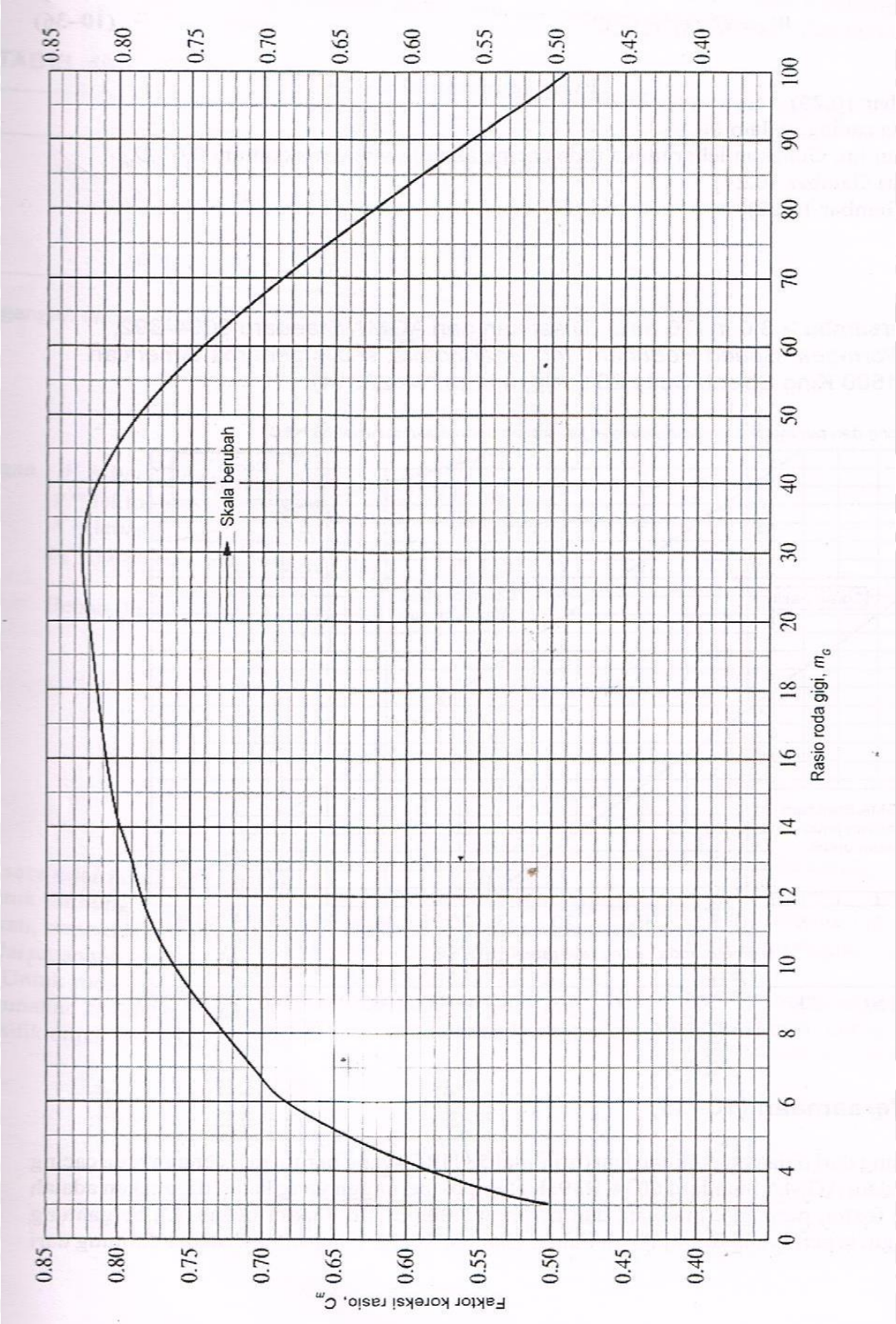
Lampiran 5

Faktor bahan (Cs)



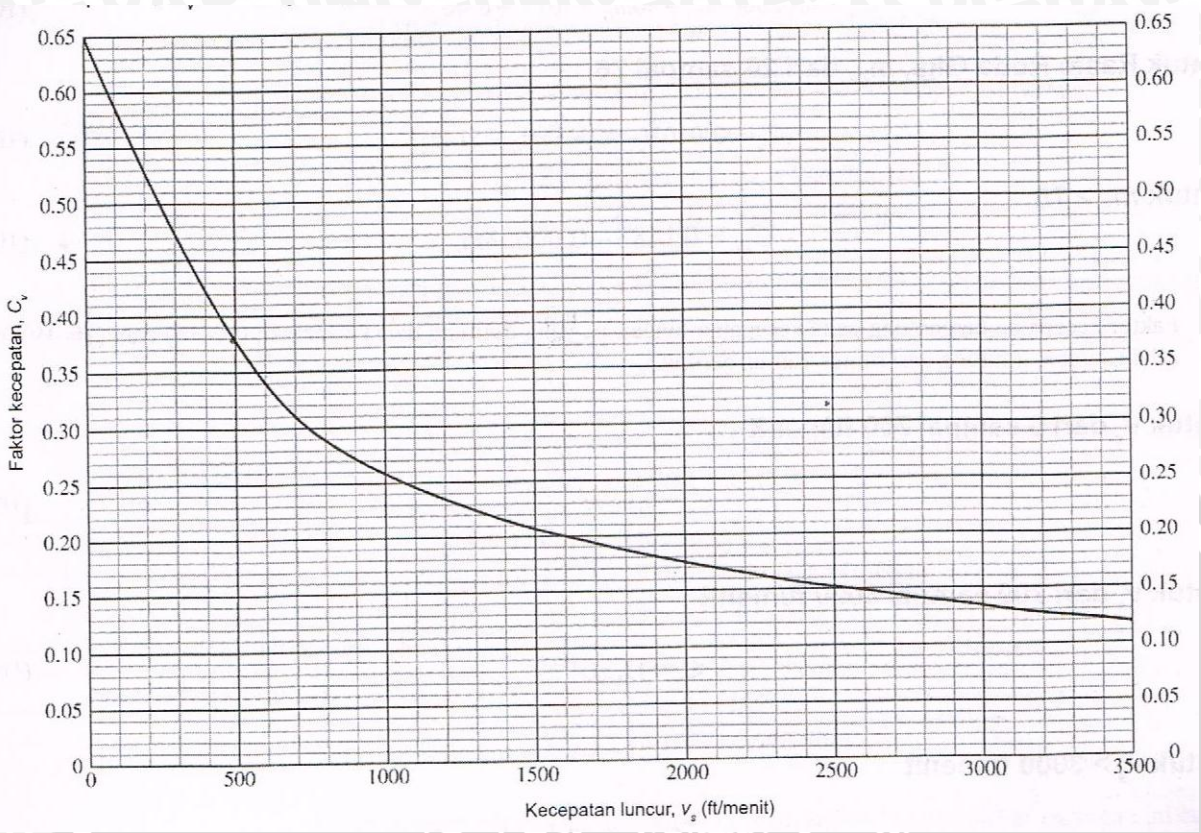
Lampiran 6

Faktor koreksi rasio (Cm) hubungannya dengan rasio roda gigi (m_g)



Lampiran 7

Faktor Kecepatan (Cv) hubungannya dengan kecepatan luncur



Lampiran 8

Faktor-faktor beban lebih (Ko) yang disarankan

	Mesin yang Digerakkan			
Sumber daya	Seragam	Kejutan ringan	Kejutan sedang	Kejutan berat
Seragam	1,00	1,25	1,50	1,75
Kejutan ringan	1,20	1,40	1,75	2,25
Kejutan sedang	1,30	1,70	2,00	2,75

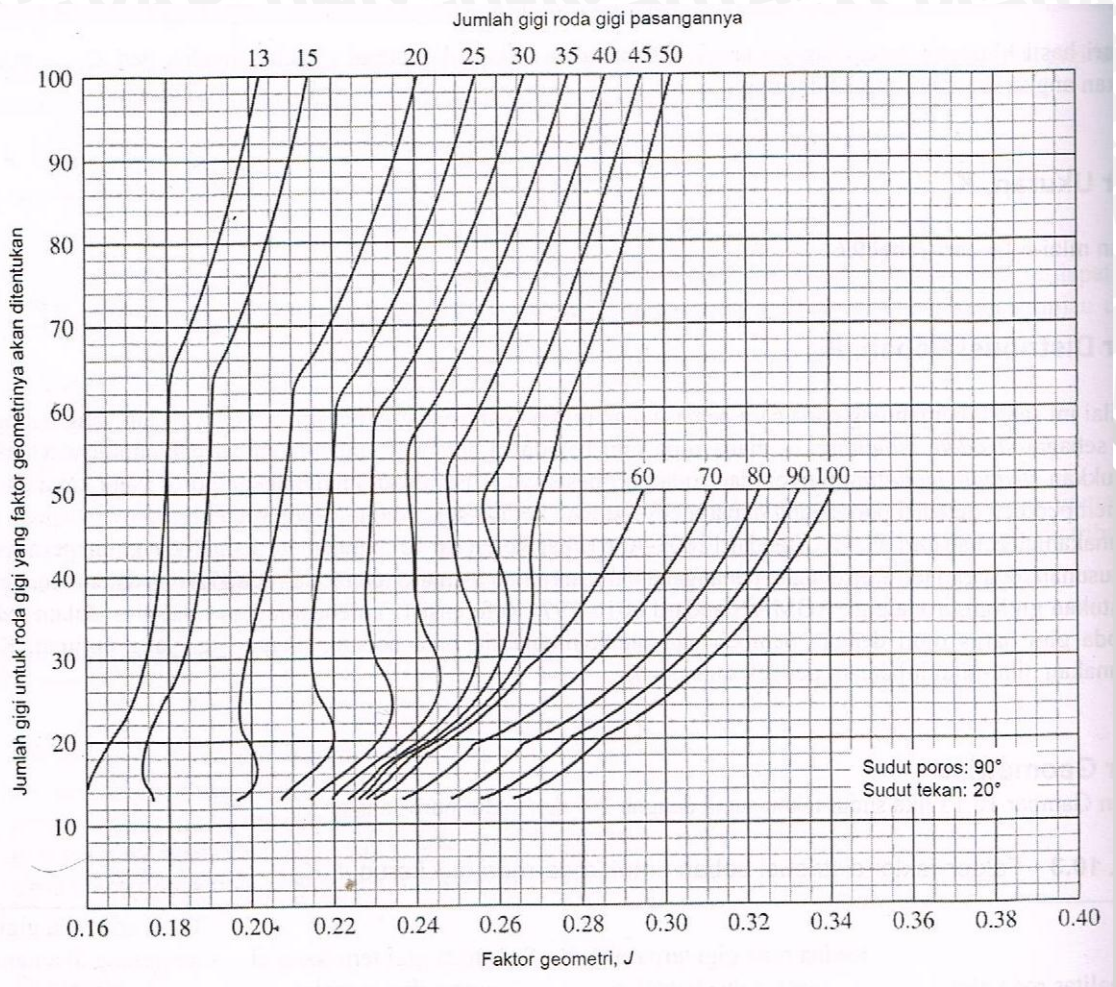
Lampiran 9

Faktor-faktor ukuran (Ks) yang disarankan

Jarak bagi diametral, P_d	Modul metrik, m	Faktor ukuran, K_s
≥ 5	≤5	1,00
4	6	1,05
3	8	1,15
2	12	1,25
1,25	20	1,40

Lampiran 10

Faktor Geometri (J) untuk roda gigi kerucut dengan sudut tekan 20°



Lampiran 11

Angka-angka kualitas AGMA yang dianjurkan

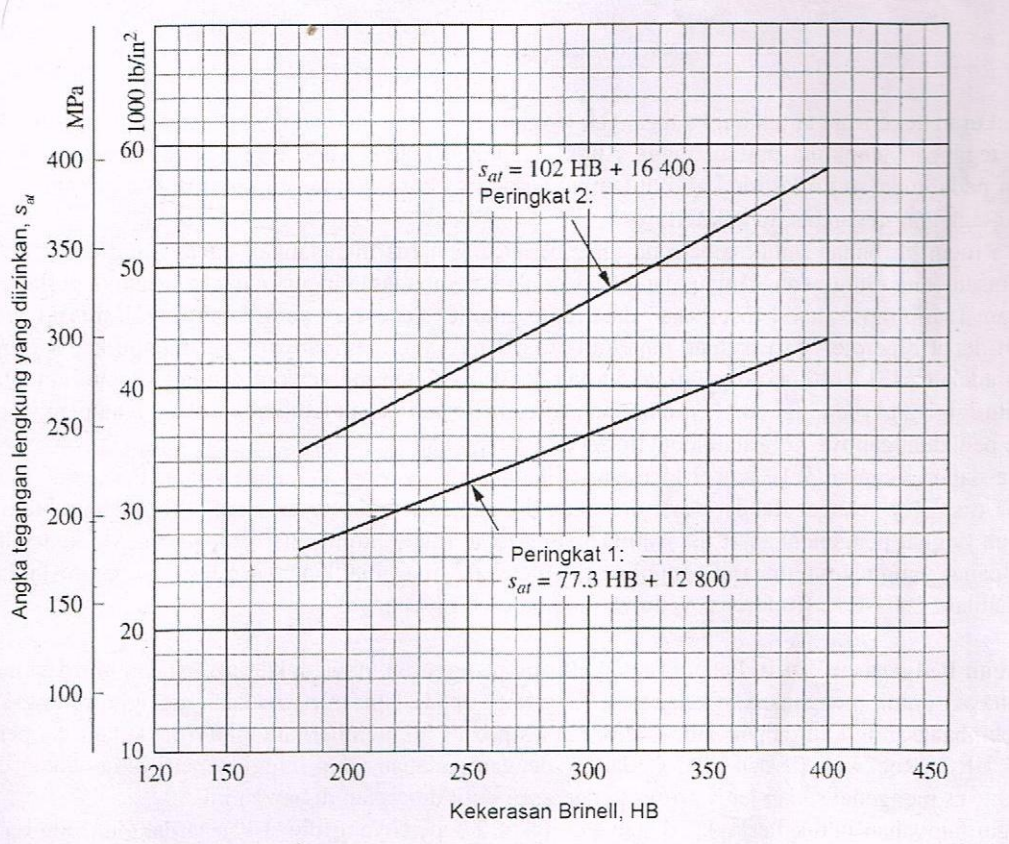
Penerapan	Angka kualitas	Penerapan	Angka kualitas
Transmisi tromol pencampur semen	3–5	Mesin dril kecil	7–9
Alat pengering semen	5–6	Mesin cuci pakaian	8–10
Penggerak gilingan baja	5–6	Mesin cetak tulis	9–11
Alat pemetik bebijian	6–7	Mekanisme penghitung	10–11
Kran	6–7	Transmisi otomotif	10–11
Mesin kempa tumbuk	6–7	Transmisi antena radar	10–12
Konveyor tambang	6–7	Transmisi pada mesin pendorong kapal laut	10–12
Mesin pembuat kertas	6–8	Transmisi pada mesin pesawat udara	10–13
Mekanisme pengukur gas	7–9	Giroskop	12–14

Transmisi mesin perkakas dan sistem-sistem mekanis berkualitas tinggi lainnya

Kecepatan garis jarak bagi (fpm)	Angka kualitas	Kecepatan garis jarak bagi (m/detik)
0–800	6–8	0–4
800–2000	8–10	4–11
2000–4000	10–12	11–22
Lebih dari 4000	12–14	Lebih dari 22

Lampiran 12

Angka tegangan lengkung izin (Sat) untuk roda-roda dari baja yang dikeraskan menyeluruh



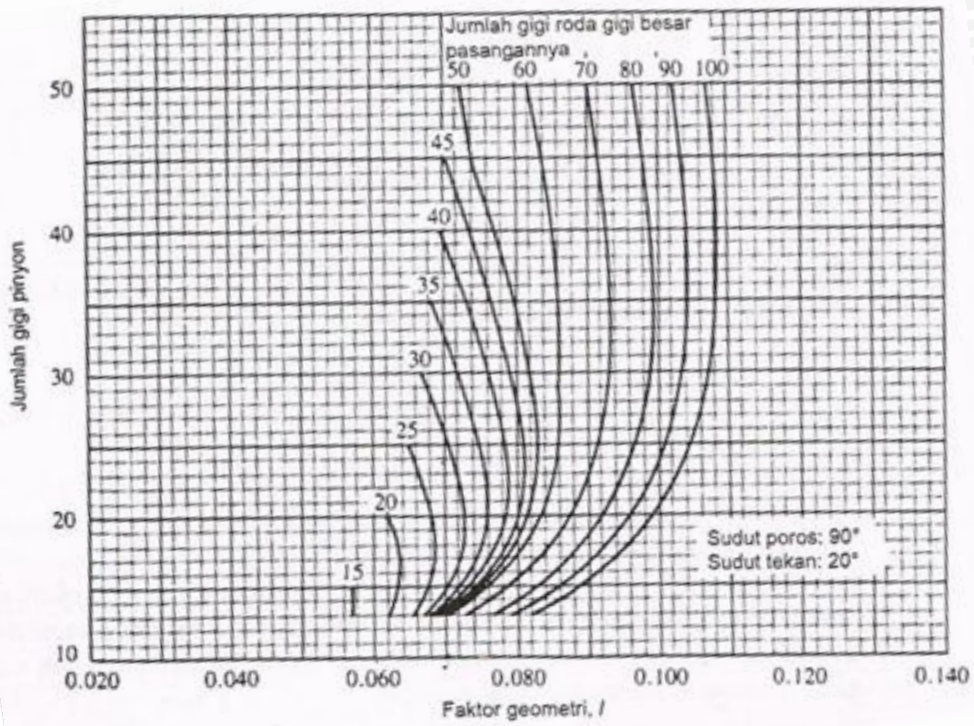
Lampiran 13

Modulus Elastisitas baja

Bahan pinyon	Modulus elastisitas, E_p, lb/in² (MPa)	Bahan roda gigi dan modulus elastisitas, E_G, lb/in² (MPa): Baja 30×10^6 (2×10^5)	Besi tempa 25×10^6 ($1,7 \times 10^5$)	Besi nodular 24×10^6 ($1,7 \times 10^5$)	Besi cor 22×10^6 ($1,5 \times 10^5$)	Perunggu aluminium $17,5 \times 10^6$ ($1,2 \times 10^5$)	Perunggu timah 16×10^6 ($1,1 \times 10^5$)
Baja	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Besi tempa	30×10^6 (2×10^5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Besi nod.	30×10^6 (2×10^5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Besi cor	30×10^6 (2×10^5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Perunggu aluminium	30×10^6 (2×10^5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Perunggu timah	30×10^6 (2×10^5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Lampiran 14

Faktor geometri (I)

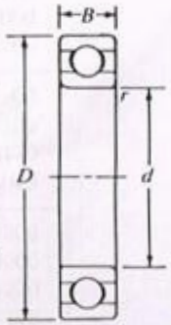


.

UNIVERSITAS BRAWIJAYA
repository.ub.ac.id

Lampiran 15

Data pemilihan bantalan untuk bantalan bola alur dalam baris tunggal



A. Seris 6200

Nomor bantalan	Dimensi bantalan nominal d mm	d in	D mm	D in	B mm	B in	r* in	Diameter bahu Poros in	rumah bantalan in	berat bantalan lb	Tingkat beban statik dasar C_o lb	Tingkat beban dinamk dasar C lb
6200	10	0.3937	30	1.1811	9	0.3543	0.024	0.500	0.984	0.07	520	885
6201	12	0.4724	32	1.2598	10	0.3937	0.024	0.578	1.063	0.08	675	1180
6202	15	0.5906	35	1.3780	11	0.4331	0.024	0.703	1.181	0.10	790	1320
6203	17	0.6693	40	1.5748	12	0.4724	0.024	0.787	1.380	0.14	1010	1660
6204	20	0.7874	47	1.8504	14	0.5512	0.039	0.969	1.614	0.23	1400	2210
6205	25	0.9843	52	2.0472	15	0.5906	0.039	1.172	1.811	0.29	1610	2430
6206	30	1.1811	62	2.4409	16	0.6299	0.039	1.406	2.205	0.44	2320	3350
6207	35	1.3780	72	2.8346	17	0.6693	0.039	1.614	2.559	0.64	3150	4450
6208	40	1.5748	80	3.1496	18	0.7087	0.039	1.811	2.874	0.82	3650	5050
6209	45	1.7717	85	3.3465	19	0.7480	0.039	2.008	3.071	0.89	4150	5650
6210	50	1.9685	90	3.5433	20	0.7874	0.039	2.205	3.268	1.02	4650	6050
6211	55	2.1654	100	3.9370	21	0.8268	0.059	2.441	3.602	1.36	5850	7500
6212	60	2.3622	110	4.3307	22	0.8661	0.059	2.717	3.996	1.73	7250	9050
6213	65	2.5591	120	4.7244	23	0.9055	0.059	2.913	4.390	2.18	8000	9900
6214	70	2.7559	125	4.9213	24	0.9449	0.059	3.110	4.587	2.31	8800	10 800
6215	75	2.9528	130	5.1181	25	0.9843	0.059	3.307	4.783	2.64	9700	11 400
6216	80	3.1496	140	5.5118	26	1.0236	0.079	3.504	5.118	3.09	10 500	12 600
6217	85	3.3465	150	5.9055	28	1.1024	0.079	3.740	5.512	3.97	12 300	14 600
6218	90	3.5433	160	6.2992	30	1.1811	0.079	3.937	5.906	4.74	14 200	16 600
6219	95	3.7402	170	6.6929	32	1.2598	0.079	4.213	6.220	5.73	16 300	18 800
6220	100	3.9370	180	7.0866	34	1.3386	0.079	4.409	6.614	6.94	18 600	21 100
6221	105	4.1339	190	7.4803	36	1.4173	0.079	4.606	7.008	8.15	20 900	23 000
6222	110	4.3307	200	7.8740	38	1.4961	0.079	4.803	7.402	9.59	23 400	24 900
6224	120	4.7244	215	8.4646	40	1.5748	0.079	5.197	7.992	11.4	26 200	26 900

Lampiran 16

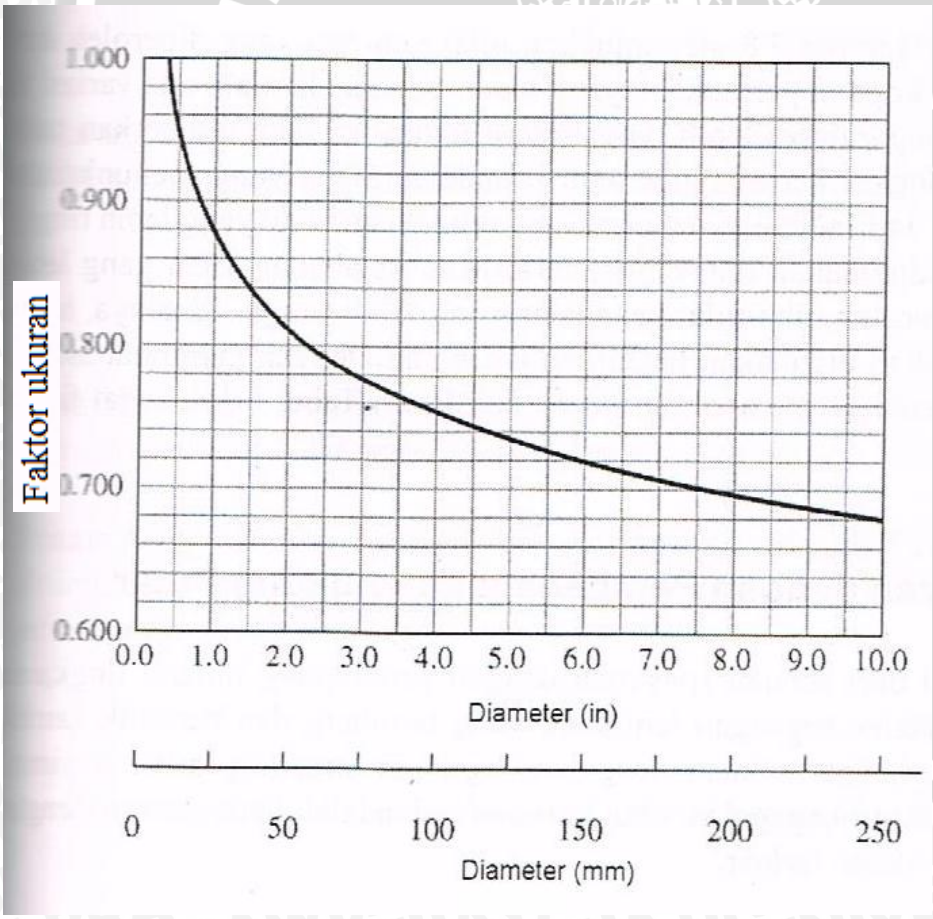
Faktor keandalan (Cr)

Perkiraan faktor-faktor keandalan, C_R

Keandalan yang diinginkan	C_R
0,50	1,0
0,90	0,90
0,99	0,81
0,999	0,75

Lampiran 17

Faktor ukuran (Cs)



Lampiran 18

Hubungan ukuran pasak dan diameter poros

Diameter nominal poros			Ukuran nominal pasak	
			Tinggi, *H*	
Lebih dari	Sampai dengan	Lebar, *W*	Bujur sangkar	Empat persegi panjang
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1¼	¼	1/4	3/16
1¼	1⅜	5/16	5/16	¼
1⅜	1¾	3/8	3/8	¼
1¾	2¼	½	½	3/8
2¼	2¾	5/8	5/8	7/16
2¾	3¼	¾	¾	½
3¼	3¾	7/8	7/8	5/8
3¾	4½	1	1	¾
4½	5½	1¼	1¼	7/8
5½	6½	1½	1½	1
6½	7½	1¾	1¾	1½
7½	9	2	2	1½
9	11	2½	2½	1¾
11	13	3	3	2
13	15	3½	3½	2½
15	18	4		3
18	22	5		3½
22	26	6		4
26	30	7		5

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA