

**TRANSMISSION SYSTEM DESIGN
ON STANDARD COMMERCIAL VEHICLE**

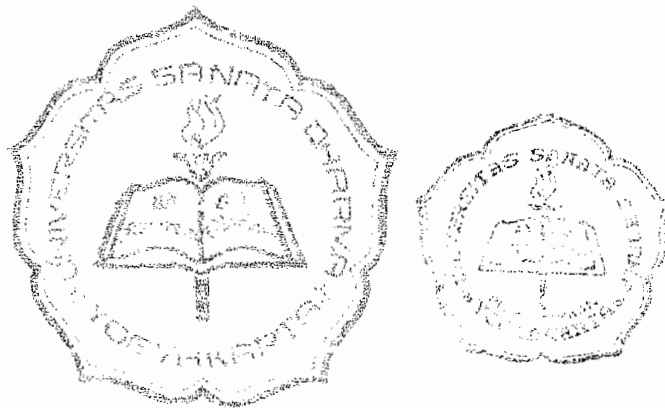
No Soal : 302 / FT_USD / TM / Februari / 2003

Tugas Akhir

Diajukan untuk Memenuhi Persyaratan Mencapai Derajat S-1

Program Studi Teknik Mesin

Jurusan Teknik Mesin



Oleh .

Ferdinandus Jerry Yuniarto

995214006

Kepada .

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS SANATA DHARMA

YOGYAKARTA

2004

Tugas Akhir
TRANSMISSION SYSTEM DESIGN ON STANDARD COMMERCIAL
VEHICLE

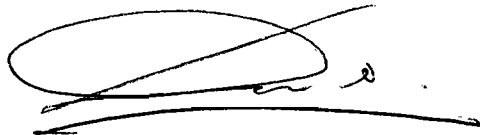
Yang dipersiapkan dan disusun oleh :

Ferdinandus Jerry Yuniarto

995214006

telah disetujui oleh :

Dosen Pembimbing I



R. B. Dwiseno Wibadi, S.T, M.Si

tanggal 13 Maret 04

Dosen Pembimbing II



Budi Sugiharto, S.T, M.T

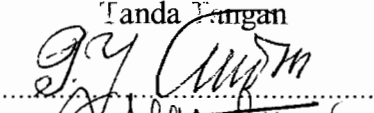
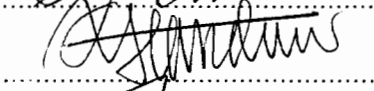


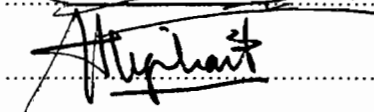
tanggal.....

Tugas Akhir
TRANSMISSION SYSTEM DESIGN ON STANDARD COMMERCIAL
VEHICLE

Yang dipersiapkan dan disusun oleh :
Ferdinandus Jerry Yuniarto
995214006

Telah dipertahankan dihadapan dosen penguji
pada tanggal 8 Maret 2004
dan dinyatakan memenuhi syarat

Susunan Dewan Penguji

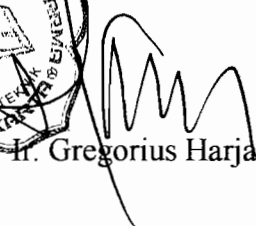
	Nama	Tanda Tangan
Ketua	Ir. P. J. Soedarjana	
Sekretaris	Budi Setyahardana, S.T, M.T.	
Anggota	D. Doddy Purwadianto, S.T, M.T.	
Anggota	R. B. Dwiseno Wilhadi, S.T, M.Si	
Anggota	Budi Sugiharto, S.T, M.T.	

Yogyakarta, Maret 2004
Fakultas Teknik

Universitas Sanata Dharma

Dekan,




H. Gregorius Harjanto

berdasarkan data yang telah disajikan di atas, dapat disimpulkan bahwa

hasil penelitian ini dapat disimpulkan sebagai berikut:

*kupersembahkan karya ini
untuk kemajuan ilmu pengetahuan*

Pernyataan Keaslian Karya

Dengan ini saya menyatakan bahwa dalam tugas akhir ini tidak terdapat karya yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar kesarjanaan di suatu perguruan tinggi dan sepanjang pengetahuan saya tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis dan diterbitkan oleh orang lain, kecuali yang secara tertulis diacu dan disebutkan dalam daftar pustaka.

Penulis

Intisari

Sistem Transmisi adalah mekanisme yang meneruskan putaran engine ke roda penggerak. Pada perancangan ini engine terletak di bagian depan kendaraan sedangkan roda penggerak adalah roda belakang. Perancangan sistem transmisi bertujuan agar engine dapat bekerja dengan baik pada kondisi jalan rata dengan kecepatan maksimal (120 km/jam), membelok, dan menanjak (30°) dengan kapasitas beban maksimal (8 orang).

Komponen utama pada system transmisi ini terdiri dari kopling jenis plat tunggal kering dengan mekanisme pemindah kabel, kotak transmisi tipe pemindah manual yang didalamnya terdapat susunan roda gigi miring dan lurus yang dilengkapi dengan sinkromes. Sinkromes digunakan pada perancangan ini dengan tujuan untuk memudahkan pengguna kendaraan pada pemindahan tingkat kecepatan serta menjamin pemindahan tingkat kecepatan bekerja dengan halus. Poros propeller, defferensial unit serta poros axle.

Komponen pendukung pada system transmisi ini terdiri dari bantalan yang berfungsi mendukung poros pada tempatnya, spline sebagai penerus putaran dari roda gigi ke poros, pelumas, dan baut yang menjamin ikatan pada propeler.

Abstract

Transmission system is a mechanism that continue the engine circle to the moving wheels. The engine on this design, is placed on the front part of the vehicle, whereas the moving wheels are back wheels. This design is used to make the engine run well on a flat road surface at maximum speed, curves, and step grade with maximum loaded.

The main components of this system are: clutch, dry single plate with cable charger mechanism, gear box with manual transmittion type with spurs gears and helical gears. In this design, gear box is completed by sincromesh to facilitate driver on operating the transmission and also to maintain the operation smoothly. Propeller shaft, defferential unit, axle shaft.

The proponent components are on this transmittion system consist of bearings to keep shafts on its places, splines as cycles transmitters from gears to shafts, lubricant, and screws.

KATA PENGANTAR

Syukur kepada Tuhan atas rahmat yang dilimpahkan-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir dengan judul **Sistem Transmisi Kendaraan Niaga Standar**. Tugas ini disusun sebagai salah satu syarat mencapai derajat Sarjana Teknik (ST) pada Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

Dalam proses penyusunan tugas akhir ini penulis tidak terlepas dari bantuan beberapa pihak oleh karena itu pada saat ini penulis menyampaikan terima kasih kepada :

1. Ir. Greg. Harjanto selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
2. RB. Dwiseno Wihadi, S.T., M.Si., selaku dosen pembimbing yang telah memberikan bantuan bagi penulis dalam penyusunan tugas akhir ini.
3. Bapak dan ibu Kirtya Wiryanto, serta adikku Vian dan Kaka atas segala perjuangan dan pengorbanan yang tak akan pernah bisa dibalas.
4. Joice Panca Agustina, untuk semua bantuan dan dukungan, serta kasih sayang yang diberikan kepada penulis sehingga mendukung proses penyusunan skripsi ini.
5. Teman-teman terdekat, Aang, Ndarto, Hendra, Deon, Adi, Justo, Kontheng, AA Gum atas dorongan semangat yang selalu diberikan kepada penulis .
6. Teman-teman kampus, Jack, Ananto, Ari, Simbah serta kawan-kawan angkatan '99 Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma Jogjakarta.
7. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu yang telah mendukung terselesainya skripsi ini.

Sebagai karya manusia tugas akhir ini tidak sempurna, pasti terdapat beberapa kekurangan di dalamnya. Kritik dan saran yang membangun akan penulis terima dengan terbuka demi pengembangan diri penulis.

Semoga karya ini berguna bagi perkembangan ilmu pengetahuan dan juga bermanfaat bagi pembaca.

Penulis



DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PERSETUJUAN PEMBIMBING	ii
HALAMAN PENGESAHAN	iii
HALAMAN PERSEMBAHAN	iv
PERNYATAAN KEASLIAN KARYA	v
INTISARI	vi
ABSTRACT	vii
KATA PENGANTAR	xiii
DAFTAR ISI	x
DAFTAR TABEL	xiii
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR NOTASI	xvii
BAB I. Pendahuluan	1
I.1. Komponen Utama Transmisi	2
I.1.1. Kopling	4
I.1.2. Kotak Transmisi	9
I.1.3 Poros Propeler dan Universal Joint	29
I.1.4. Defferensial Unit	31
I.1.5. Axle Shaft	37
I.2. Komponen Pendukung	39
I.2.1. Spline	39
I.2.2. Bantalan	39

I.2.3. Pelumas	39
I.2.4. Baut dan Mur	40
BAB II. Dinamika Kendaraan	41
II. 1. Karakteristik Kendaraan	43
II. 2. Angka Transmisi	46
II.3. Gaya Traksi Kendaraan	49
II.4. Hambatan Gerak Kendaraan	52
II.4.1. Hambatan Gulung	52
II.4.2. Hambatan Udara	52
II.4.3. Hambatan Tahanan	53
II.4.4. Hambatan Inersia	53
II.5. Faktor Dinamis	55
II.6. Percepatan	56
II.7. Kecepatan Maksimal Kendaraan	57
BAB III. Perancangan Komponen Utama	60
III.1. Perhitungan Kopling	60
III.1.1. Data Perancangan	60
III.1.2. Perhitungan Kampas Kopling	61
III.1.3. Perhitungan Pegas Kopling	70
III.2. Perancangan Kotak Transmisi	73
III.2.1. Perancangan Roda Gigi	73
III.2.2. Perancangan Poros pada Kotak Transmisi	93
III.3. Perancangan Poros Propeler dan Universal Joint	109

III.3.1. Perancangan Poros Propeler	109
III.3.2. Perancangan Universal Joint	112
III.3.3. Sudut Kerja Propeler	112
III.4. Perancangan Defferensial Unit	114
III.4.1. Perancangan Roda Gigi Pinion-Ring Hipoid	114
III.4.2. Perancangan Roda Gigi Kerucut Lurus	125
III.4.3. Perancangan Poros Defferensial	127
III.5. Perancangan Poros Exle	130
III.6. Perancangan Sinkromes	131
III.6.1. Perancangan Kopling Kerucut	131
III.6.2. Gigi pada Sinkromes	132
BAB IV. Perencanaan Komponen Pendukung	135
IV.1. Perancangan Spline	135
IV.2. Pemilihan Bantalan	137
IV.3. Pelumasan	142
IV.4. Mur dan Baut	144
BAB V. Penutup	145
V.1. Kesimpulan	145
V.2. Saran	149
DAFTAR PUSTAKA	150
LAMPIRAN	151

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1. Torsi Traksi	49
Tabel 2. 2. Analisa Torsi Traksi dengan Beban Standar	51
Tabel 2. 3. Faktor Dinamis	55
Tabel 2. 4. Percepatan Kendaraan	56
Tabel 3. 5. Data Kalkulasi Roda Gigi pada Kotak Transmisi	92
Tabel 3. 6. Gaya pada Poros Input	93
Tabel 3. 7. Gaya pada Poros Counter	100
Tabel 3. 8. Gaya pada Poros Counter	100
Tabel 3. 9. Resultan Gaya Tumpu pada Poros Counter	101
Tabel 3. 10. Resultan Momen Lengkung pada Poros Counter	102
Tabel 3. 11. Massa Roda Gigi Poros Counter	103
Tabel 3. 12. Gaya pada Poros Output	104
Tabel 3. 13. Gaya Tumpuan pada Poros Output	104
Tabel 3. 14. Resultan Gaya Tumpu pada Poros Output	105
Tabel 3. 15. Resultan Momen Lengkung pada Poros Output	105
Tabel 3. 16. Gaya pada Poros Idle	107
Tabel 3. 17. Hasil Kalkulasi Defferensial-Side Gear	126
Tabel 4. 18. Spline pada Poros Input	136
Tabel 4. 19. Spline pada Poros Counter	136
Tabel 4. 20. Spline pada Poros Output	136
Tabel 4. 21. Spline pada Poros Idle	136
Tabel 4. 22. Spline pada Poros Input Defferensial	136

Tabel 4. 23. Spline pada Poros Axle	136
Tabel 4. 24. Penggunaan Bantalan Jarum	142
Tabel 4. 25. Baut	144

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1. Rangkaian Transmisi	2
Gambar 1.2. Kendaraan tipe FR	3
Gambar 1.3. Penampang Rakitan Kopling	4
Gambar 1.4. Penampang Pegas Diaphragma	6
Gambar 1.5. Pelat Kopling	7
Gambar 1.6. Mekanisme Pemindah dengan Media Kabel	8
Gambar 1.7. Kombinasi Roda Gigi	10
Gambar 1.8. Kombinasi pada Gigi 1	11
Gambar 1.9. Kombinasi pada Gigi 2	12
Gambar 1.10. Kombinasi pada Gigi 3	13
Gambar 1.11. Kombinasi pada Gigi 4	14
Gambar 1.12. Kombinasi pada Gigi 5	15
Gambar 1.13. Kombinasi pada Gigi R	16
Gambar 1.14. penampang sinkromes tipe key	19
Gambar 1.15. penampang sinkromes tipe key	19
Gambar 1.16. cara kerja sinkromes tipe key	21
Gambar 1.17. kerja tahap 1 sinkromes tipe key	22
Gambar 1.18. kerja tahap 2 sinkromes tipe key	24
Gambar 1.19. kerja tahap 3 sinkromes tipe key	25

Gambar 1.20. Rangkaian pemindah kombinasi roda gigi	28
Gambar 1.21. Kotak transmisi-Propeller-Defferensial	29
Gambar 1.22. rangkaian propeller dan universal joint	29
Gambar 1.23. rangkaian universal joint dan yoke	30
Gambar 1.24. Defferensial unit	31
Gambar 1.25. Prinsip Dasar Roda Gigi Defferensial	33
Gambar 1.26. Gerak Defferensial	36
Gambar 1.27. Axle Shaft	38
Gambar 3.28. Skema Poros Transmisi	93
Gambar 3.29. Skema Poros Input Transmisi	93
Gambar 3.30. BMD Vertikal Poros Input	95
Gambar 3.31. BMD Horisontal Poros Input	95
Gambar 3.32. Skema Poros Counter	100
Gambar 3.33. BMD Vertikal Poros Counter	101
Gambar 3.34. BMD Horisontal Poros Counter	101
Gambar 3.35. Skema Poros Output	104
Gambar 3.36. BMD Vertikal Poros Input	105
Gambar 3.37. BMD Horisontal Poros Input	105
Gambar 3.38. Skema Poros Idle	107

DAFTAR NOTASI

- A : luas penampang frontal (m^2)
- A : Resultan gaya tumpu di A (kg)
- A_H : gaya horizontal pada tumpuan A (kg)
- A_R : kerja gesekan yang mengakibatkan panas (kg.m)
- A_v : gaya vertical pada tumpuan A (kg)
- a : jarak sumbu poros (mm)
- a : Koefisien
- B : lebar kendaraan (m)
- B : intensitas beban nominal (kg)
- B : resultan gaya tumpu pada titik B (kg)
- B_e : kapasitas beban nominal ekuifalen (kg/mm^2)
- B_H : gaya horizontal pada tumpuan B (kg)
- B_w : intensitas beban efektif (kg/mm^2)
- B_v : gaya vertical pada tumpuan B (kg)
- b : lebar kopling (cm)
- b : lebar permukaan gigi (mm)
- b : konstanta poros berlubang
- b_e : lebar gigi ekuivalen (mm)
- b_k : lebar bantalan jarum (mm)
- C : kekakuan pegas (kg/cm)
- C : faktor beban lebih
- C_D : faktor beban dinamik
- C_d : koefisien hambatan udara ($N \cdot dt^2/m^2$)
- C_s : faktor kejut
- C_T : faktor distribusi beban
- C_β : faktor kemiringan gigi
- D : faktor dinamis
- D : diameter girasi kopling (m)
- D : diameter luar bantalan (mm)

- D_1 : diameter badan gelinding (mm)
 D_G : diameter luar bantalan jarum (mm)
 D_W : diameter dalam bantalan jarum (mm)
 D_w : diameter ban (m)
 d : diameter poros (mm)
 d : diameter pegas diapragma (cm)
 d : diameter dalam bantalan (mm)
 d : diameter rata-rata kopling (cm)
 d_2 : diameter luar spline (mm)
 d_b : diameter roda gigi (mm)
 d_b : diameter lingkaran gelinding (mm)
 d_e : diameter roda gigi ekuifalen (mm)
 d_1 : diameter dalam spline (mm)
 d_s : diameter poros (mm)
 d_k : diameter lingkaran roda gigi (mm)
 d_m : diameter dalam roda gigi (mm)
 d_o : diameter lingkaran puncak roda gigi (mm)
 $d_{(SG)}$: diameter side gear (mm)
 $d_{(DP)}$: diameter pinion deff (mm)
 E : modulus elastisitas (kg/cm^2)
 F : Luas kampas kopling (cm^2)
 F : Resultan gaya (kg)
 F_K : Luas area perbandingan kampas kopling (m^2)
 f : koef hambatan gulung
 f : faktor kerusakan gigi terbesar (μ)
 f : defleksi pegas (cm)
 f_e : base pitch error
 f_L : koefisien umur bantalan
 f_n : koefisien kecepatan putaran
 f_R : tooth directional error
 f_{RW} : effective tooth directional error

- f_R : kerusakan arah gigi (μ)
 f_t : koefisien untuk suhu
 G : ground clearance (m)
 G : berat kopling (kg)
 G : modulus geser ($8,3 \cdot 10^3$) (kg/mm^2)
 g : percepatan gravitasi (m/s^2)
 g_e : faktor
 H : tinggi kendaraan (m)
 h : tinggi pegas diaphragma (cm)
 h_k : jarak antara lingkaran kepala dan lingkaran gelinding (mm)
 h_K : tinggi kepala addendum (mm)
 $I=GD^2$: momen inersia ($\text{kg}\cdot\text{m}$)
 i : Perbandingan Transmisi
 i_e : perbandingan Transmisi equivalen
 i_{tot} : angka transmisi total
 j : jumlah bagian yang bergesekan
 K_g : faktor pembagi angka transmisi
 K_G : load faktor as per (kg/cm^2)
 K_T : load faktor as per ($\text{HP} \cdot 10^4$) / ($\text{cm}^2 \cdot (\text{cm}/\text{s})^{1/2}$)
 K_u : load faktor as per (kg/cm^2)
 K_D : kekerasan permukaan (kg/cm^2)
 k_o : beban spesifik
 k_{test} : tekanan permukaan pada titik lingkaran dengan beban
 L : panjang spline (mm)
 L : panjang poros (mm)
 L : umur bantalan dalam juta putaran
 L_B : umur kampas kopling (jam)
 L_h : umur roda gigi (jam)
 L_h : umur bantalan (jam)
 l : kerenggangan (mm)
 l : jarak antara titik gaya dengan bantalan (mm)

M : resultan momen lengkung maksimum (kg.mm)
 M_{10} : momen puntir untuk tekanan permukaan (p) = 10 (kg/mm²)
 M_H : momen lengkung horizontal (kg.mm)
 M_V : momen lengkung vertical (kg.mm)
 M_V : momen penyeimbang (kg.mm)
 m : berat kendaraan (kg)
 m : poisson's ratio untuk baja
 m : modul gigi
 m_b : modul gigi lingkaran gelinding transverse section
 m_{bn} : modul gigi lingkaran gelinding normal section
 m_e ; modul gigi ekuivalen
 N : daya engine
 N_c : putaran kritis poros
 N_R : daya geser rata-rata kopling (HP)
 n : putaran (rpm)
 n_1 : putaran penggerak (rpm)
 n_2 : putaran yang digerakkan (rpm)
 n_{emax} : putaran engine maksimum (rpm)
 n_w : putaran roda (rpm)
 P : tekanan permukaan pada kampas (kg)
 P_a : gaya aksial (kg)
 P_g : hambatan tahanan (kg)
 P_I : hambatan inersia (kg)
 P_a : gaya aksial (kg)
 P_r : hambatan gulung (kg)
 P_s : gaya desakan pegas pada engine (kg)
 P_t : gaya traksi (N atau kg)
 P_t : gaya tangensial (kg)
 P_u : hambatan udara (kg)
 q_1, q_2, q_3 : faktor

q_c : faktor untuk tegangan (root stress)
 q_k : faktor untuk tegangan (root stress)
 q_w : faktor untuk tegangan (root stress)
 q_v : specific wear (cm^3/HP)
 R_w : jari-jari ban (m)
 r : jari-jari roda gigi (cm)
 r_k : jari-jari kopling (cm)
 S_B, S_G, S_f : faktor keamanan
 S_v : tebal keausan pada kampaas kopling
 S_x : gerakan untuk melepas kopling (mm)
 s : tebal pegas (cm)
 T : torsi (kg mm)
 T_e : torsi engine (kg. mm)
 t_R : waktu slip (s)
 U : gaya tangensial (kg)
 U : gaya geser pada diameter rata-rata kopling (kg)
 U : gaya keliling nominal sepanjang lingkaran roda (kg)
 u : gaya keliling per lebar permukaan (kg/mm)
 $u=B.d_{b1}$: ketahanan permukaan roda gigi (kg/mm)
 u_{dyn} : ketahanan dinamik lebar permukaan roda gigi (kg/mm)
 V_K : kecepatan pendinginan permukaan (m/s^2)
 V_v : volume keausan kampaas (cm^3)
 v : kecepatan keliling (mm/s)
 v : kecepatan kendaraan (km/jam)
 W : berat beban kompsonen (kg)
 W : berat kendaraan (kg)
 W_s : berat poros (kg)
 x, y : koef beban radial dan aksial
 Y : net per gross area
 y : defleksi poros (cm)
 f_F : factor for scoring resistance

$y, y_w, y_C, y_\epsilon, y_\beta$: faktor tekanan permukaan

y_G, y_H, y_s, y_V : faktor untuk kekerasan permukaan

z : jumlah gigi

z : jumlah badan gelinding ($^\circ$)

$z_{1,2}$: jumlah gigi

α : sudut tanjakan ($^\circ$)

α : sudut tekanan gigi ($^\circ$)

α_k : koef perpindahan panas ($k \cdot \text{cal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{C}$)

α_{on} : sudut tekanan normal ($^\circ$)

β : sudut beban ($^\circ$)

β_g : sudut kemiringan lingkaran dasar roda gigi ($^\circ$)

β_o : sudut kemiringan gigi ($^\circ$)

$\delta_{1,2}$: sudut kerucut jarak bagi ($^\circ$)

δ_a : sudut kerucut ($^\circ$)

$\epsilon, \epsilon_n, \epsilon_{sp}$: perbandingan kontak

ϵ_w : perbandingan kontak efektif

η : afisiensi transmisi

μ_1 : koef gesek

θ : kenaikan suhu kopling ($^\circ\text{C}$)

θ : defleksi puntiran ($^\circ$)

θ_{hu} : suhu maksimum ijin ($^\circ\text{C}$)

σ : tegangan lentur pegas

σ_b : tegangan tarik (kr/mm^2)

σ_o, σ_D : root endurance strength (kg/mm^2)

σ_{bzul} : tegangan lengkung izin (kg/mm^2)

τ_t : tegangan puntir (kg/cm^2)

ΣF_r : beban radial gabungan (kg)

ΣF_a : beban aksial gabungan (kg)

BAB I

PENDAHULUAN

Dewasa ini transportasi darat mutlak dibutuhkan manusia. Kendaraan sebagai sarana transportasi telah mengambil peran penting yang sangat menunjang kebutuhan manusia. Kendaraan dimanfaatkan sebagai alat angkut, penunjang kebutuhan ekonomi, sarana olahraga, dll.

Macam dan jenis kendaraan diciptakan sesuai dengan kebutuhan berdasar fungsi dan kegunaannya. Kendaraan sebagai alat angkut barang didesign berbeda dengan kendaraan sports atau kendaraan perang.

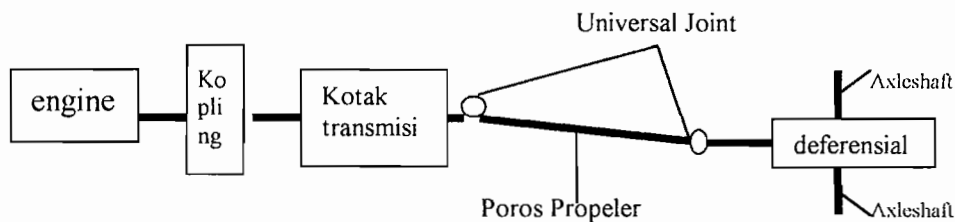
Berbagai macam kebutuhan inilah yang menjadikan munculnya keinginan untuk membuahakan kendaraan yang sesuai dengan kebutuhan. Dari berbagai jenis kendaraan yang ada, kendaraan niaga adalah jenis yang banyak dikonsumsi oleh masyarakat, terutama di negara berkembang. Kendaraan niaga adalah jenis kendaraan multi fungsi karena didesign untuk kebutuhan konsumen yang kompleks. Hal ini nampak dengan adanya berbagai macam tipe yang dibedakan berdasarkan barang yang diangkut, yakni jenis standar untuk angkutan masa atau kendaraan keluarga dan jenis pick up untuk alat angkut barang.

Untuk dapat memenuhi kebutuhan yang kompleks tersebut dibutuhkan engine yang tangguh dengan didukung dengan system transmisi yang memadai.

I. 1. Komponen Utama Transmisi

Transmisi atau pemindah daya adalah sejumlah mekanisme yang memindahkan daya yang dihasilkan engine untuk menggerakkan roda kendaraan. (Toyota Service Division Step I, 1998, hal4-1)

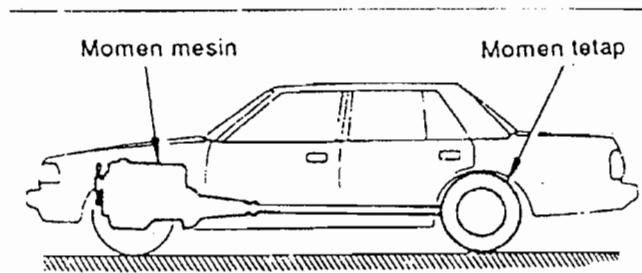
Secara umum rangkaian transmisi terdiri dari kopling, kotak transmisi, propeller shaft, differential unit, axle shaft, seperti tampak pada gambar 1.1.



Gambar 1.1 Rangkaian Transmisi

Dari sistem penggerak roda system transmisi dibedakan dengan penggerak roda depan, penggerak roda belakang dan penggerak semua roda. Sedangkan dari mekanisme pemindah dibedakan dengan manual, otomatis.

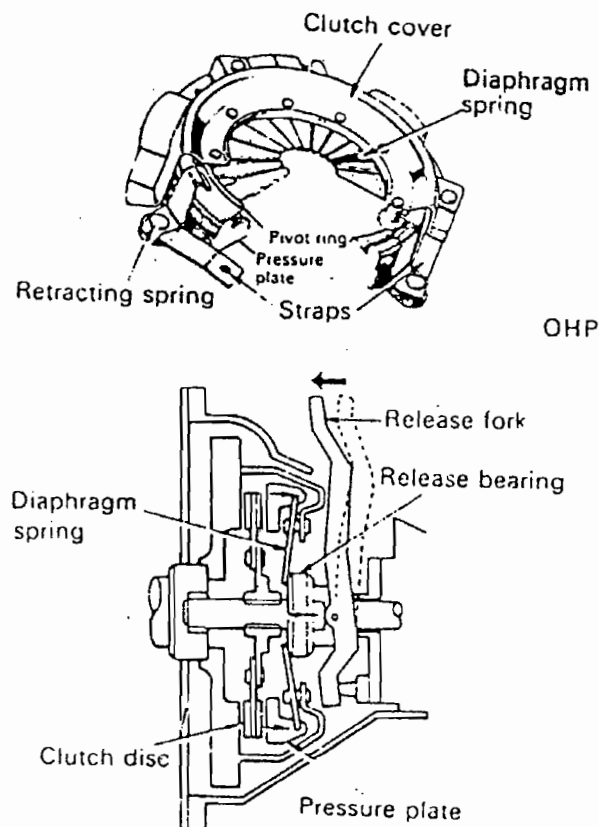
Dalam perancangan ini akan dirancang kendaraan niaga dengan penggerak roda belakang menggunakan sistem transmisi manual. Transmisi dengan penggerak roda belakang dipilih karena pada tipe kendaraan ini beban lebih difokuskan pada bagian belakang. Engine yang diletakkan di depan dianggap memiliki perbandingan beban yang lebih ringan dari beban yang harus dibawa oleh kendaraan yang diletakkan di bagian belakang kendaraan. Sedangkan mekanisme manual digunakan demi fleksibilitas kendaraan dalam berbagai medan dan menekan biaya pembuatan agar harga kendaraan dapat lebih terjangkau.



Gambar 1.2 Kendaraan type FR
(Toyota Service Division Step I, 1998)

I. 1. 1. Kopling.

Kopling adalah seperangkat alat yang berfungsi menghubungkan atau melepaskan tenaga dalam bentuk putaran dari engine ke kotak transmisi melalui kerja pedal selama pertautan roda gigi. Selain itu kopling bertugas untuk meneruskan putaran dari engine sehalus mungkin sesuai dengan kebutuhan perpindahan transmisi yang dilakukan dalam gear box.



Gambar 1. 3 Penampang Rakitan Kopling

(Toyota Service Division Step I, 1998)

a. Tutup kopling

Tutup kopling adalah bagian yang terikat pada roda penerus engine (flywheel) oleh beberapa baut dan berputar bersama-sama dengan pelat kopling sesuai dengan kecepatan engine.

Tutup kopling harus mampu memindahkan panas dari hubungan kopling. Tutup kopling dibagi menjadi dua tipe yang bergantung pada jenis pegas yang digunakan untuk menekan alat penekan yang menekan pelat kopling yakni pegas coil yang banyak digunakan kendaraan niaga berat dan pegas diaphragma.

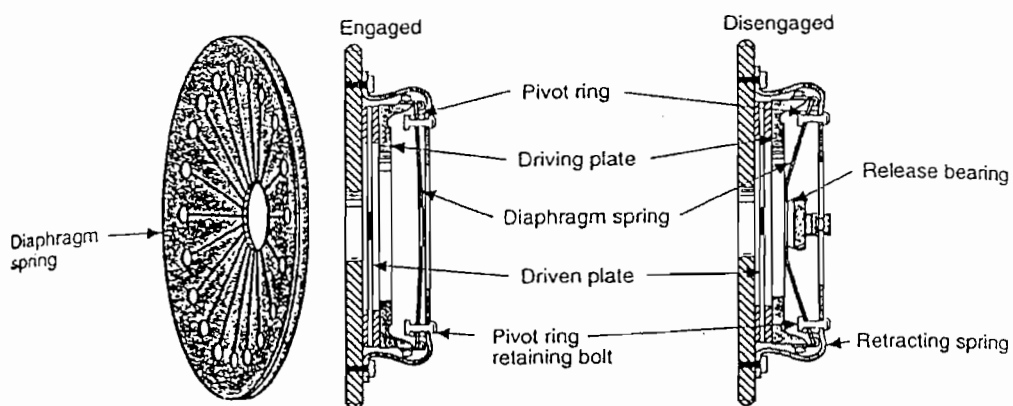
Dalam perancangan ini digunakan pegas diaphragma karena memiliki beberapa keunggulan yakni:

- Tenaga yang digunakan untuk mengoperasikan relatif kecil
- Menekan pelat kopling lebih merata
- Bila terjadi keausan pada pelat kopling tidak mengurangi tekanan pada pelat penekan
- Selama sekeliling permukaannya rata, kopling tetap seimbang
- Tidak seperti pegas coil, tenaga pegas akan berkurang pada kecepatan tinggi karena gaya sentrifugal
- Memerlukan ruang arah aksial cukup kecil, sehingga sirip-sirip pendingin dapat diletakkan pada pelat penekan
- Jumlah bagian-bagiannya lebih sedikit daripada tipe pegas coil
(Toyota Service Division Step 1, 1998, hal4-1)

Oleh karena itu kopling harus dapat memenuhi persyaratan sebagai berikut:

- Harus dapat menghubungkan transmisi dengan engine secara lembut.
- Saat menghubungkan putaran ke transmisi harus dapat memindahkan tenaga tanpa slip.
- Harus dapat membebaskan hubungan dari transmisi dengan sempurna dan cepat.

Rangkaian kopling terdiri dari pelat kopling (clutch disc), tutup kopling (clutch cover) dan mekanisme pemindah. (Toyota Service Division Step I, 1998, hal4-1)



Gambar 1.4 Penampang pegas Diapragma

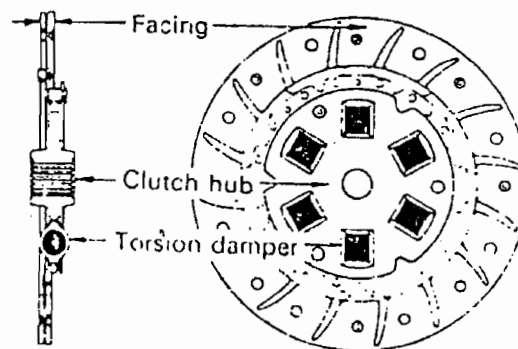
(Toyota Service Division Step I, 1998)

b. Pelat Kopling

Pelat kopling diperlukan untuk dapat memindahkan tenaga dengan lembut tanpa terjadi slip. Pelat kopling dibuat sedemikian rupa agar pada saat tenaga harus dibebaskan, kopling dapat bekerja dengan sempurna dan cepat.

Pelat kopling terdiri dari bagian yang bergesekan (*facing*), semacam bahan gesek yang dikelilingi pada sekeliling pelat pada kedua sisinya dan hub yang terletak di bagian tengahnya, yang menerima perkaitan dengan input shaft transmisi.

Hub diletakkan diantara pelat-pelat dan dibuat sedemikian rupa agar dapat bergerak sedikit dalam arah dari putaran melalui peredam. Bentuk ini bertujuan untuk mengurangi kejutan pada saat tenaga dihubungkan.



Gambar 1.5 Pelat Kopling

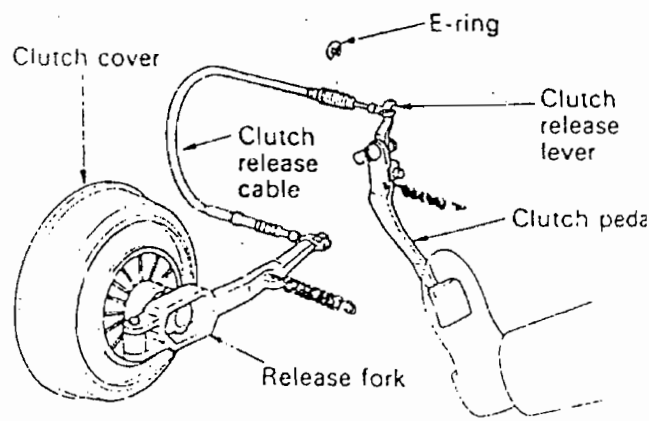
(Toyota Service Division Step I, 1998,)

c. Mekanisme Penggerak

Ada dua tipe dibedakan dari cara kerjanya yakni kopling mekanis dan hidrolis.

Tipe kopling mekanis bekerja dengan hubungan secara langsung oleh kabel dari pedal ke release fork, sedangkan kopling hidrolis menggunakan media minyak dengan menggerakkan pedal kopling dan di ubah menjadi gaya tekan pada master silinder dan diteruskan pada garpu pembebas kopling melalui silinder pembebas.

Perancangan ini menggunakan mekanisme pemindah secara langsung dengan media kabel. Mekanisme ini memiliki keuntungan yakni lebih mudah dalam pengecekan dan perbaikan karena mekanisme yang jauh lebih sederhana dari mekanisme dengan media hidrolis.



Gambar 1.6 Mekanisme Pemindah dengan Media Kabel

(Toyota Service Division Step I, 1998,)

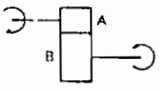
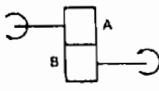
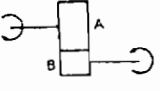
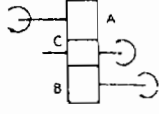
I. 1. 2. Kotak Transmisi

Kemampuan kendaraan untuk berjalan dan menempuh berbagai macam medan seperti tanjakan atau jalanan rusak bergantung pada kerja kotak transmisi. Saat kendaraan mulai berjalan atau menempuh medan yang menanjak membutuhkan momen yang besar, sedangkan saat kendaraan melaju dengan kecepatan tinggi membutuhkan putaran tinggi dengan momen kecil.

I. 1. 2. 1. Kombinasi Roda Gigi pada Kotak Transmisi

Kotak transmisi berfungsi sebagai mekanisme pengubah momen dengan cara menukar kombinasi gigi untuk merubah tenaga engine untuk mendapatkan momen sesuai dengan kondisi medan kerja yang harus dihadapi. Selain itu kotak transmisi berfungsi membalik arah putaran apabila kendaraan harus bergerak mundur.

Untuk mendapatkan momen dan putaran perlu dibuat penyusunan perbandingan roda gigi. Perbandingan roda gigi input yang dibuat lebih kecil dari roda gigi output berfungsi untuk meningkatkan momen dan mereduksi putaran, sedangkan untuk mendapatkan putaran propeller yang lebih besar dari putaran engine, roda gigi input lebih besar dari roda gigi output.

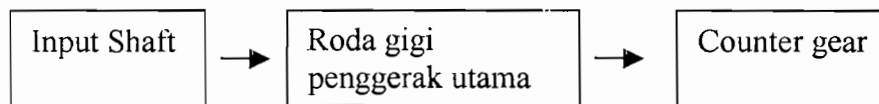
Jumlah gigi	$A < B$	$A = B$	$A > B$	$A = B$
Kombinasi roda gigi				
Kecepatan B terhadap A	Berkurang	Sebanding	Berkurang	Sebanding (C=idle gear)
Momen B terhadap A	Bertambah	Sebanding	Bertambah	Bertambah
Putaran langsung	Berlawanan	Berlawanan	Berlawanan	Sama

Gambar 1.7 Kombinasi Roda Gigi

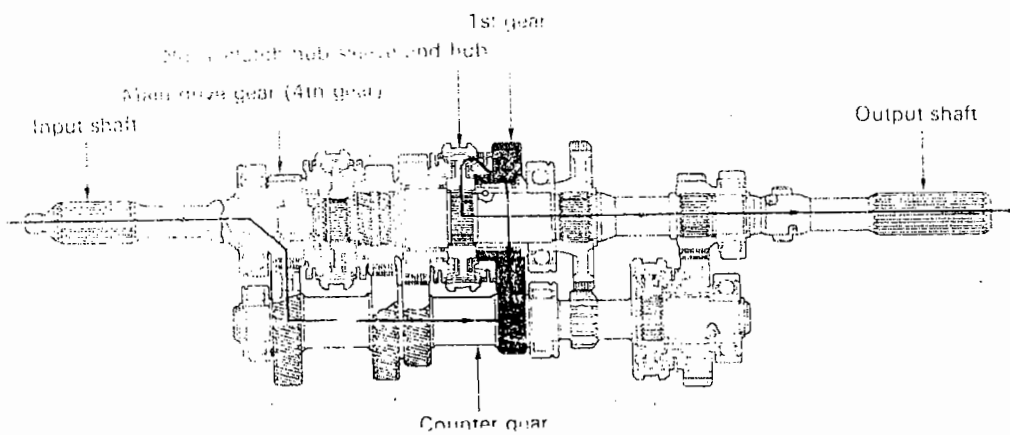
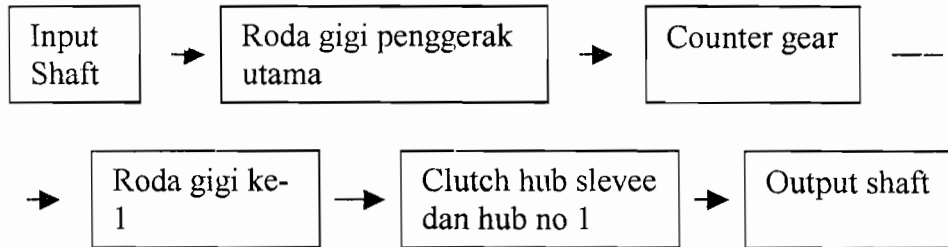
(Toyota Service Division Step I, 1998)

Susunan kombinasi dengan lima percepatan dapat dilihat pada gambar berikut

1. Netral

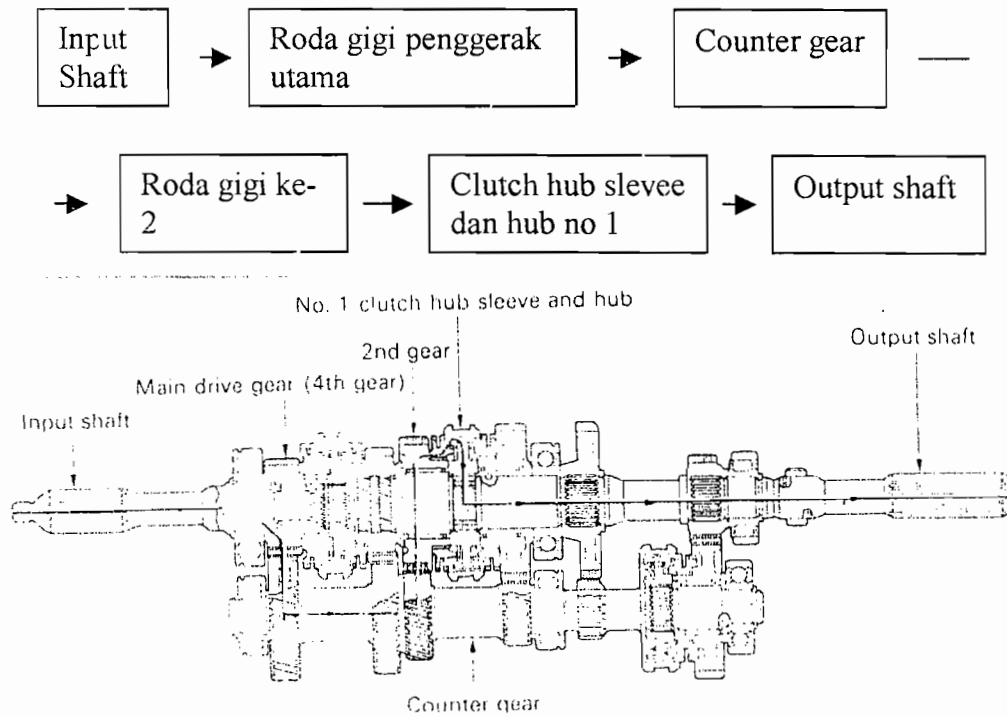


2. Kombinasi Gigi 1



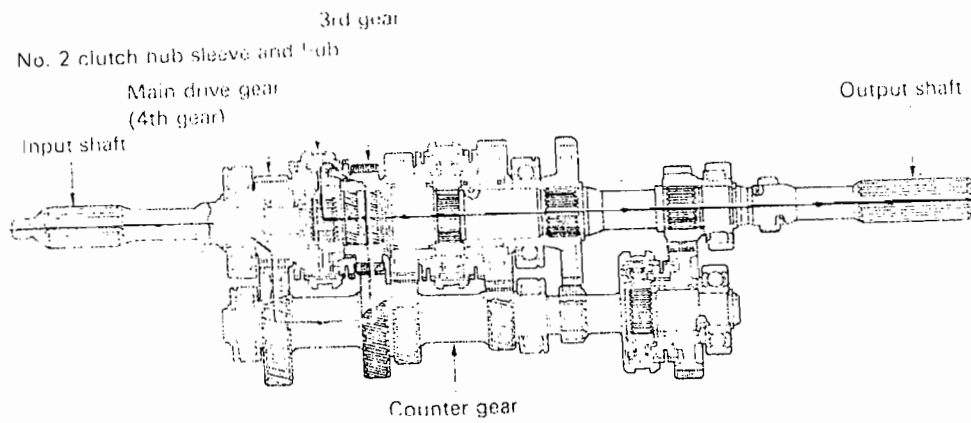
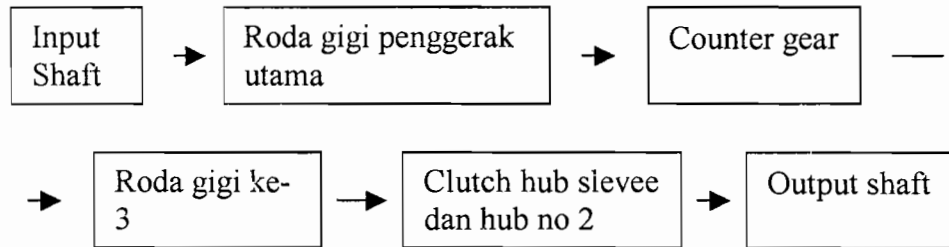
Gambar 1.8. Kombinasi Pada Gigi 1
(Toyota Service Division Step II, 1998)

3. Kombinasi Gigi 2



Gambar 1.9. Kombinasi Pada Gigi 2
(Toyota Service Division Step II, 1998)

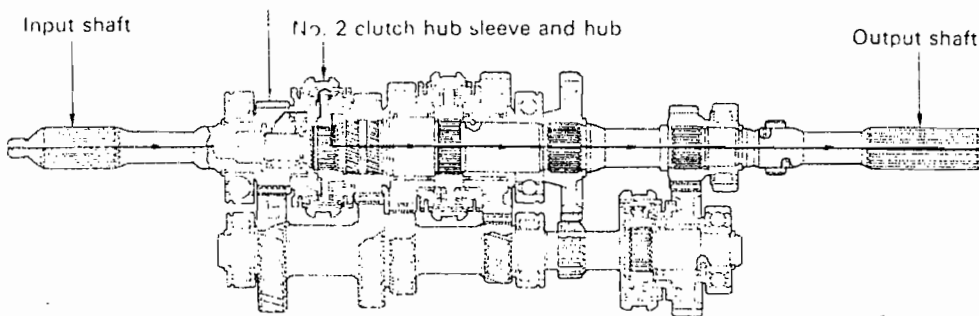
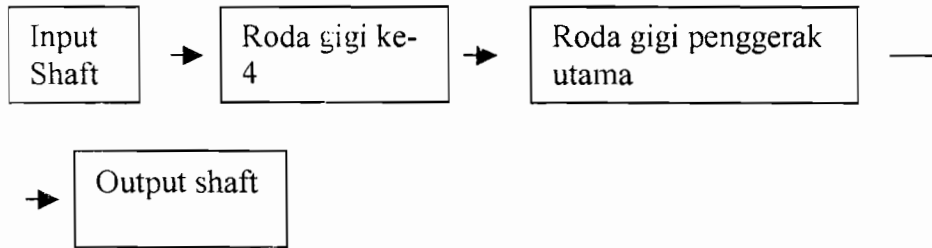
4. Kombinasi Gigi 3



Gambar 1.10. Kombinasi Pada Gigi 3

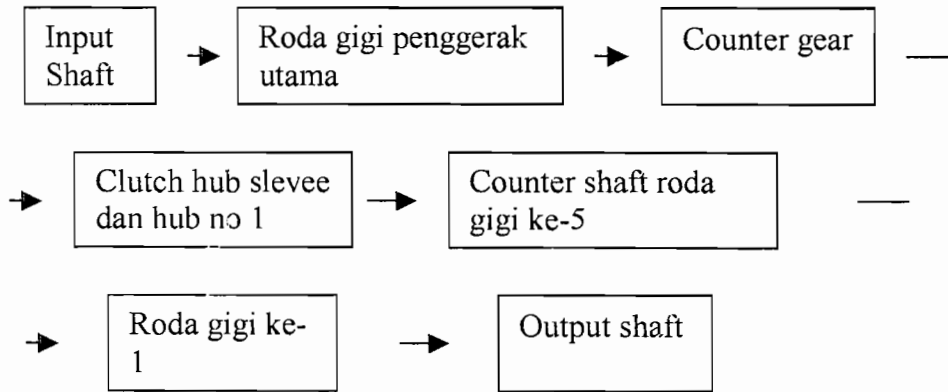
(Toyota Service Division Step I', 1998)

5. Kombinasi Gigi 4

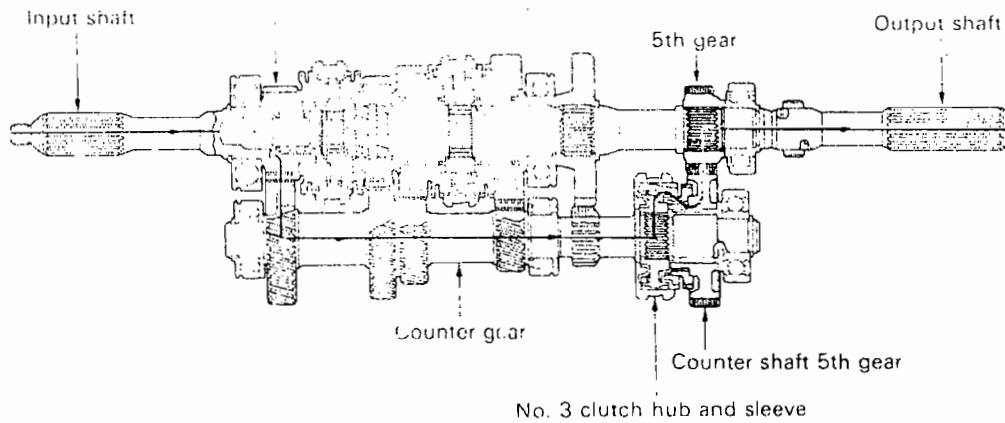


Gambar 1.11. Kombinasi Pada Gigi 4
(Toyota Service Division Step II, 1998)

6. Kombinasi Gigi 5



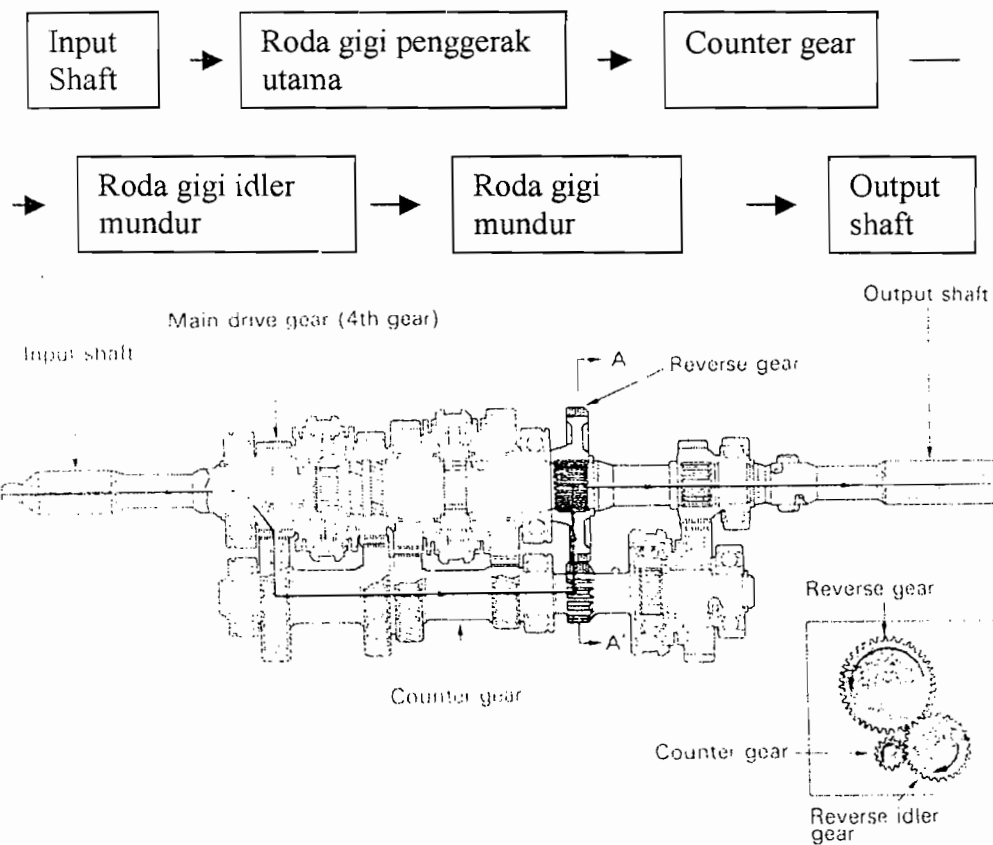
Main drive gear (4th gear)



Gambar 1.12. Kombinasi Pada Gigi 5

(Toyota Service Division Step II, 1998)

7. Kombinasi Gigi Mundur



Gambar 1.13. Kombinasi Pada Gigi R
(Toyota Service Division Step II, 1998)

1. 1. 2. 2. Transmisi Manual Jenis Sinkromesh

Dalam perancangan ini digunakan transmisi manual sinkromesh type. Hal ini dilakukan karena untuk kendaraan niaga transmisi ini cukup baik dengan biaya pembuatan serta perawatan relatif rendah.

Transmisi manual tipe sinkromesh adalah transmisi yang paling baik di antara jenis transmisi manual yang lain, hal ini dikarenakan transmisi jenis sliding mesh dan constant mesh memerlukan waktu untuk menyamakan putaran gigi yang akan dihubungkan dan akan menimbulkan kerusakan bila hubungan dilakukan pada putaran yang tidak sama. Oleh karena itu untuk mengoperasikan jenis transmisi ini diperlukan keterampilan khusus. Sedangkan dengan tipe sinkromesh putaran disamakan oleh kerja sinkromes sehingga pengendara dapat merubah kombinasi roda gigi sesuai kebutuhan tanpa harus menyamakan putaran terlebih dahulu.

Bagian-bagian utama synchromesh adalah sebagai berikut

1. Clutch Hub berkaitan dengan output shaft pada alur-alurnya.
2. Clutch hub sleeve berkaitan dengan bagian luar (spine), dilengkapi dengan alur bagian luar untuk garpu pengatur (shift fork)
3. Ring-ring sinkromesh (synchroniser ring) disamping bagian gigi-gigi yang tirus pada output shaft
4. Baji sinkromesh (synchromesh shifting key) dipasangkan di tiga tempat di bagian luar.

Sinkromes tersedia dalam beberapa mekanisme yakni:

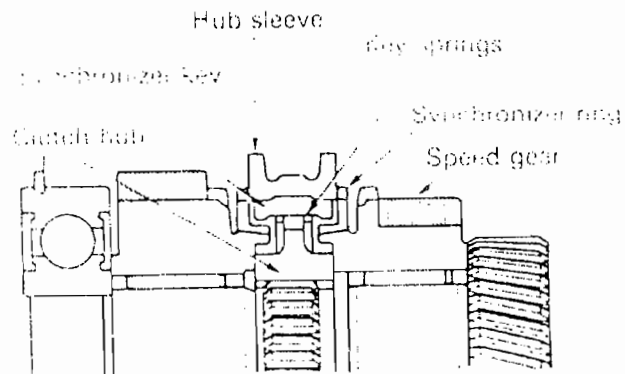
(Toyota Service Division Step II, 1998, hal29-36)

a. Sinkromes Tipe Key

Dalam perancangan ini digunakan sinkromes tipe ini dengan konstruksi sebagai berikut:

1. Setiap roda gigi arah maju pada input shaft selalu berkaitan dengan roda gigi pada output shaft.
2. Pada saat roda gigi berputar bebas terhadap shaftnya roda gigi tersebut selalu berputar bila mesin berputar dengan keadaan kopling terkait.
3. Clutch hub terpasang pada shaft oleh alurnya. Hub sleeve terpasang pada tiap hub oleh alur sepanjang keiling clutch hub, dan bergeser pada arah aksial.
4. Pada clutch hub terdapat alur (slot) yang sejajar dengan shaft dan terdapat sinkroniser key yang mempunyai bagian menonjol atau lekukan pada bagian tengahnya dalam setiap slot.

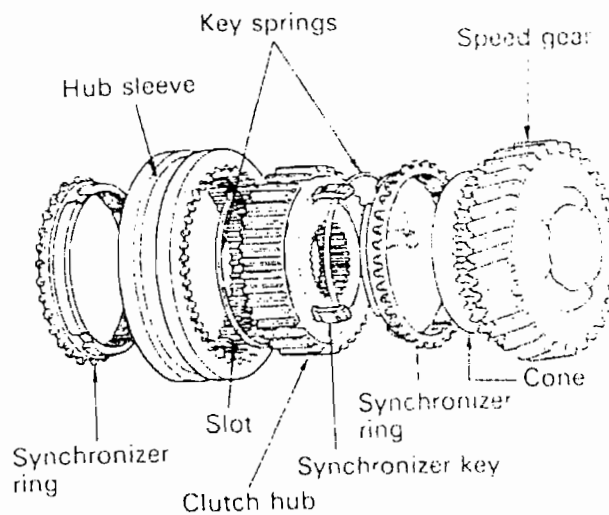
5. Sinkromes key selalu menekan hub sleeve oleh key spring.



Gambar 1.14. penampang sinkromes tipe key

(Toyota Service Division Step II, 1998)

6. Bila tuas pemindah roda gigi pada posisi netral, maka lekukan tiap sinkromes key terletak didalam alur pada hub sleeve.

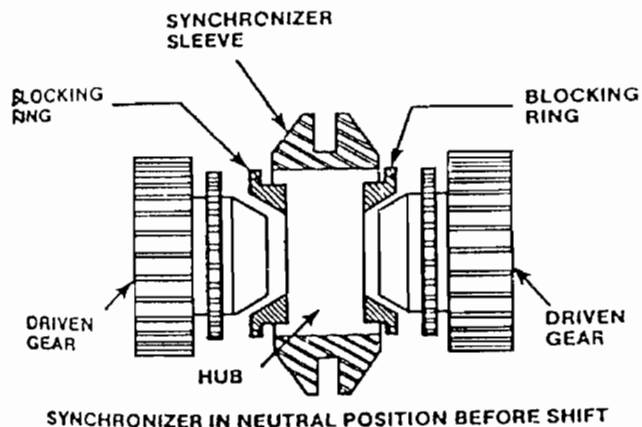


Gambar 1.15. penampang sinkromes tipe key

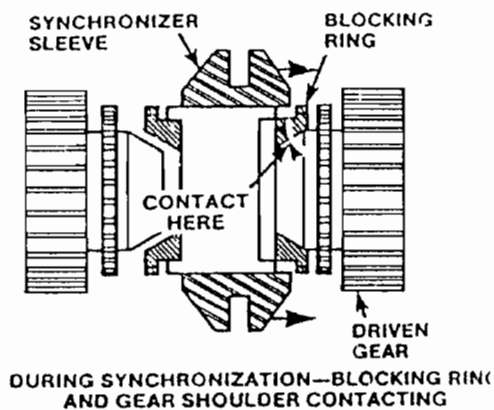
(Toyota Service Division Step II, 1998)

7. Sinkroniser ring terletak diantara clutch hub dan setiap roda gigi percepatan yang berbentuk kerucut dan akan menekan pada pada kerucut-kerucut ini. Alur-alur yang sempit terdapat pada bagian permukaan dalam ring sinkroniser untuk menjamin perkaitan yang sempurna. Ring juga mempunyai tiga alur untuk penempatan sinkroniser key.

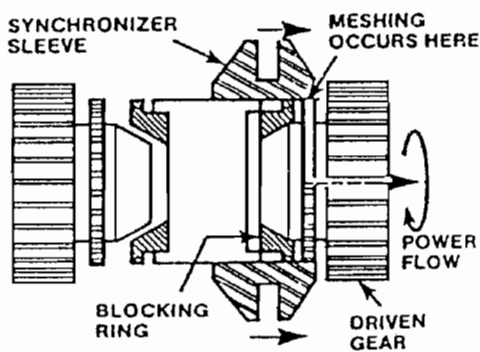
Cara Kerja :



A



B



C

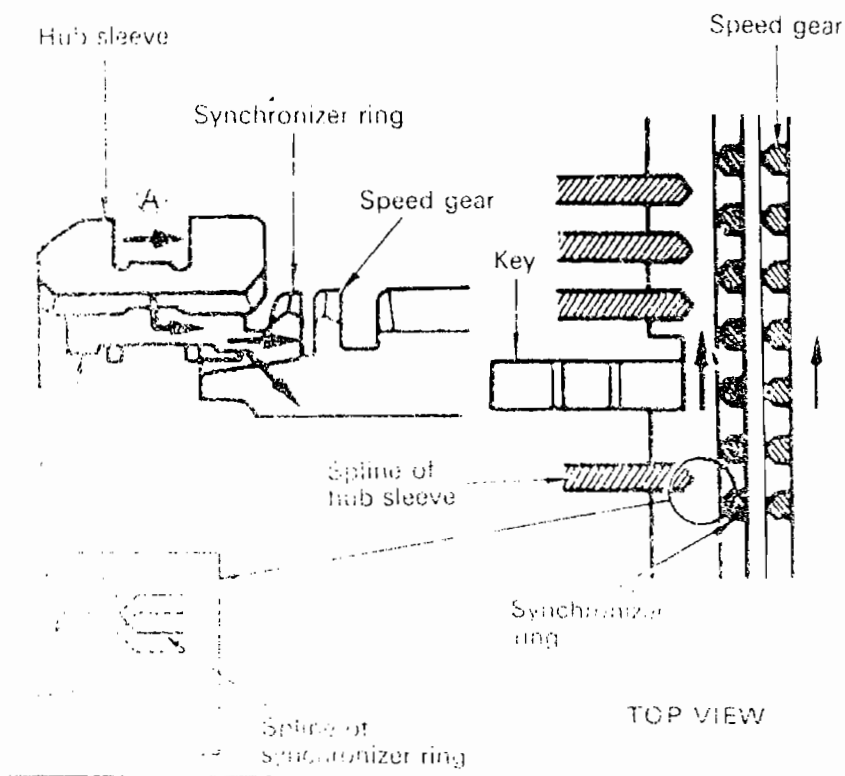
Gambar 1.16.cara kerja sinkromes tipe key
(Toyota Service Division Step II, 1998)

i. Posisi Netral

Pada setiap roda gigi kecepatan berkaitan dengan roda gigi yang digerakkan dan berputar bebas terhadap shaftnya. Clutch hub terpasang melalui alur pada hub sleeve, dan dengan shaft. Pada kondisi ini sinkroniser ring berputar bebas.

ii. Tahap Pertama Tuas pemindah mulai bergerak.

Tahap pertama. Tuas pemindah mulai bergerak (mulai berhubungan).



Gambar 1.17. kerja tahap 1 sinkromes tipe key

(Toyota Service Division Step II, 1998)

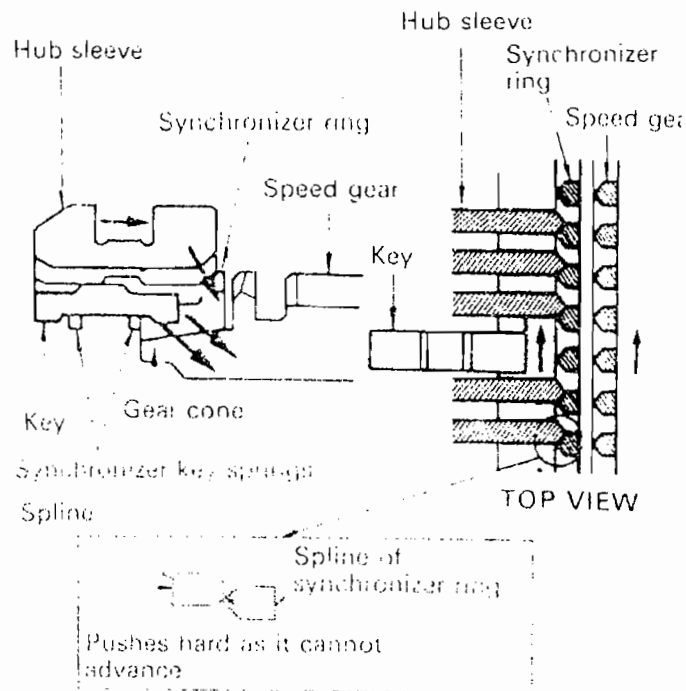
Saat tuas pemindah digerakkan, garpu pemindah yang berhubungan dengan alur pada hub sleeve menekan hub sleeve dalam arah yang ditunjukkan oleh panah A.

Saat hub sleeve dan sinkroniser key terkait melalui lekukan (crest) pada key gerakan hub sleeve dipindahkan ke sinkroniser key kembali sambil berputar mendorong sinkroniser ring untuk bergabung dengan bagian kerucut dari pada roda gigi.

Dengan adanya perbedaan kecepatan antara hub sleeve dengan roda gigi, sinkroniser ring bergerak ke dalam arah putaran roda gigi. Besar pergerakan ini sebanding dengan perbedaan alur (slot) dengan keynya.

iii. Perpindahan Tahap ke-2. Tuas Ditekan Kuat

Bila tuas pemindah bergerak lebih jauh, tenaga yang diberikan pada hub sleeve bertambah, maka pegas sinkroniser key dan hub sleeve akan bergerak naik pada lekukan key.



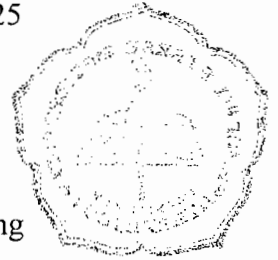
Gambar 1.18. kerja tahap 2 sinkromes tipe key

(Toyota Service Division Step II, 1998)

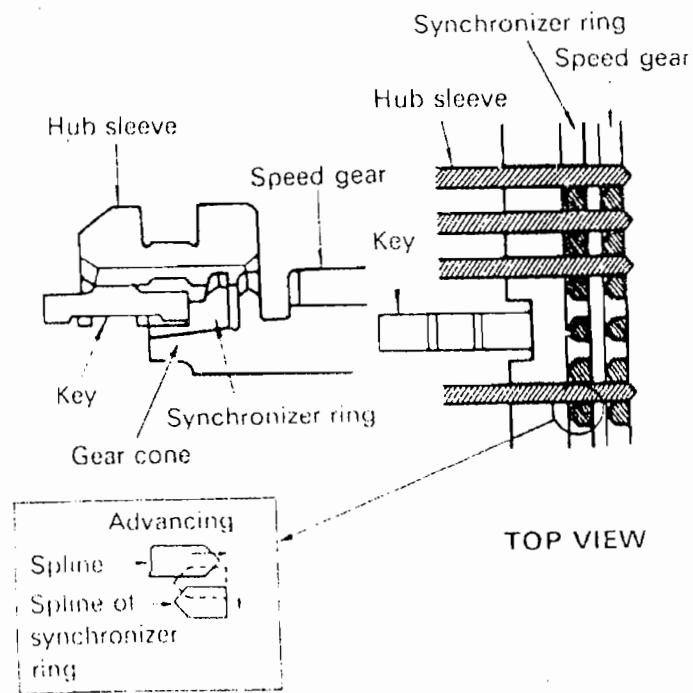
Alur pada hub sleeve dan alur sinkroniser ring belum keseluruhan tepat, sehingga perlu ditambahkan tenaga ke hub sleeve melalui garpu pemindah untuk mendorong dengan lebih kuat lagi pada sinkroniser ring untuk bergabung dengan roda gigi kerucut. Hal ini menyebabkan kecepatan roda gigi menjadi sinkron dengan hub sleeve.

iv. Perpindahan Tahap 3. (penggabungan selengkapnya)

Bila kecepatan hub sleeve dan kecepatan roda gigi telah menjadi sama satu dengan yang lainnya, sinkroniser ring mulai berputar bebas searah putaran. Akibatnya alur bagian



dalam hub sleeve berkaitan dengan alur-alur pada ring sinkroniser ring.



Gambar 1.19. kerja tahap 3 sinkromes tipe key
(Toyota Service Division Step II, 1998)

b. Sinkromes Tanpa Key

1. Hub Sleeve

Bagian dalam hub sleeve terdapat tiga alur yang menonjol bagian tersebut mendorong key spring selama sinkronisasi.

2. Clutch Hub

Tiga tonjolan (notches) terletak di sekeliling clutch hub untuk menjamin sinkroniser ring dan key spring tetap pada tempatnya.

3. Key Spring

Key spring mempunyai empat buah kuku (claw). Satu kuku untuk menjamin key spring pada tempatnya sementara tiga kuku lainnya untuk penempatan sinkroniser key dan key spring lainnya.

4. Sinkroniser Spring

Pada tiga titik sekeliling dilengkapi chamfer dan alur (slot) untuk menjaga kuku (claw) pada key spring.

c. Sinkromes Tipe Pin

Mekanisme sinkromes tipe pin ini terdiri dari sinkroniser ring, clutch hub, tiga sinkroniser pin, tiga guide pin, tiga pendorong, tiga pegas pengunci sinkromes dan sebuah bola. Sinkroniser pin memegang sinkroniser ring pada kedua sisi. Ditengahnya terdapat chamfer dengan sudut 50. Dan menekan melalui kopling hub sleeve. Guide pin terkunci berlawanan di setiap sinkroniser pin dan bola tertekan ke dalam alur di tengah pada setiap pin dengan adanya tekanan pegas yang terletak dalam sebuah lubang pada hub sleeve. Guide pin menahan sinkroniser ring pada tiap sisi dalam posisi netral.

Sinkromes tipe ini biasa digunakan pada kendaraan berat.

1. 1. 2. 4. Mekanisme Pemindah Gigi

Mekanisme pemindah gigi adalah sarana yang digunakan pengemudi untuk memindah kombinasi gigi dalam kotak transmisi sesuai dengan

kebutuhan. Ada berbagai tipe mekanisme pemindah roda gigi yang dipakai dengan menyesuaikan antara letak kotak transmisi dan pengemudi.

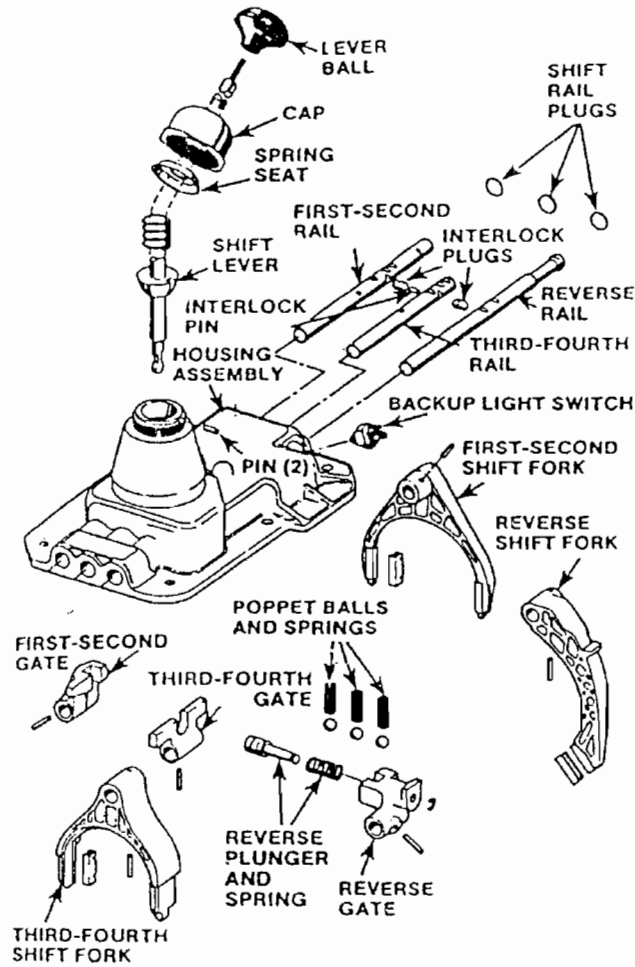
Pada jenis kendaraan dalam perancangan ini dipilih tipe pengontrol langsung. Hal ini dikarenakan posisi engine depan memungkinkan untuk menempatkan kotak transmisi tepat di bawah pengemudi, selain itu tipe langsung memiliki rangkaian yang lebih sederhana.

Tipe Pengontrol Langsung umumnya digunakan pada kendaraan tipe FR dan memiliki banyak keuntungan dibanding tipe remote control yakni :

- Posisi pemindah dapat diketahui lebih mudah.
- Pemindahan dapat dilakukan lebih cepat
- Pemindahan dilakukan lebih mudah dan lembut

(Toyota Service Division Step I, 1998, hal4-13)

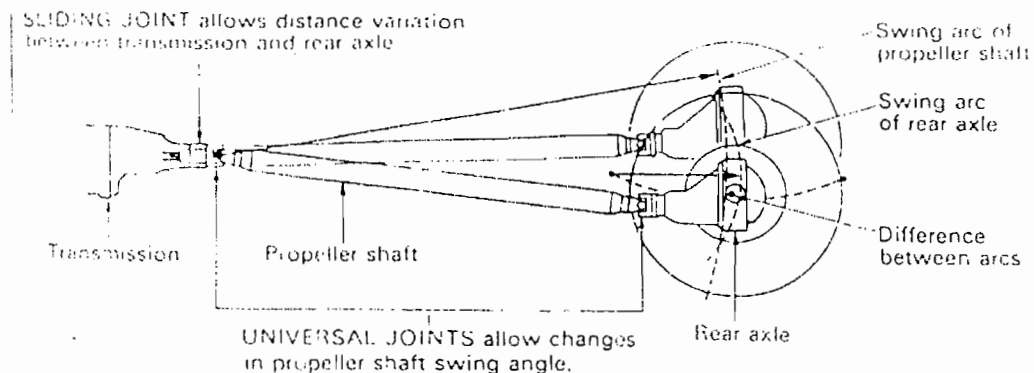
Rangkaian mekanisme pemindah gigi dapat dilihat pada gambar berikut.



Gambar 1.20 Rangkaian Pemindah Kombinasi Roda Gigi

I. 1. 3. Propeller Shaft dan Universal Joint

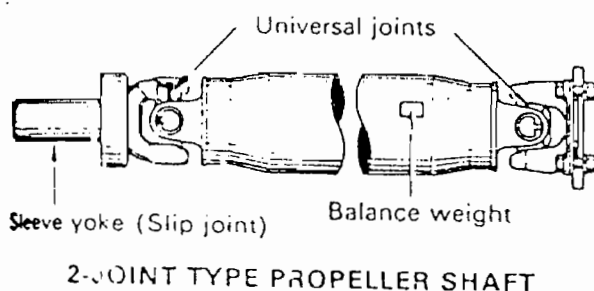
Propeller shaft adalah sebuah pipa baja yang memiliki ketahanan terhadap gaya puntiran atau bengkok dan dilengkapi dengan bandul penyeimbang yang berfungsi menjaga keseimbangan saat berputar.



Gambar 1.21 Rangkaian Kotak transmisi – Propeler – Deferensial

(Toyota Service Division Step I, 1998)

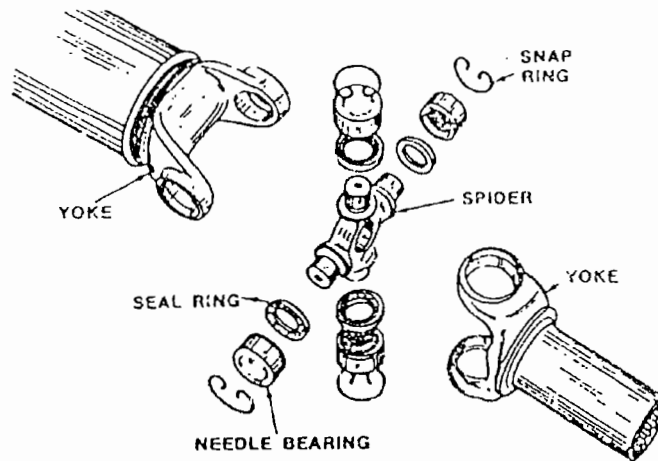
Propeller shaft dilengkapi dengan universal joint pada kedua ujungnya. Universal joint menghubungkan propeller shaft dengan Sleeve Yoke.



Gambar 1.22 Rangkaian Propeler dan Universal Joint

(Toyota Service Division Step I, 1998)

Universal joint adalah mekanisme yang menanggulangi perubahan sudut antara transmisi dan poros roda. Ada dua type universal joint : tipe solid bearing cup dan shell bearing cup. (Toyota Service Division Step I, 1998, hal4-18).



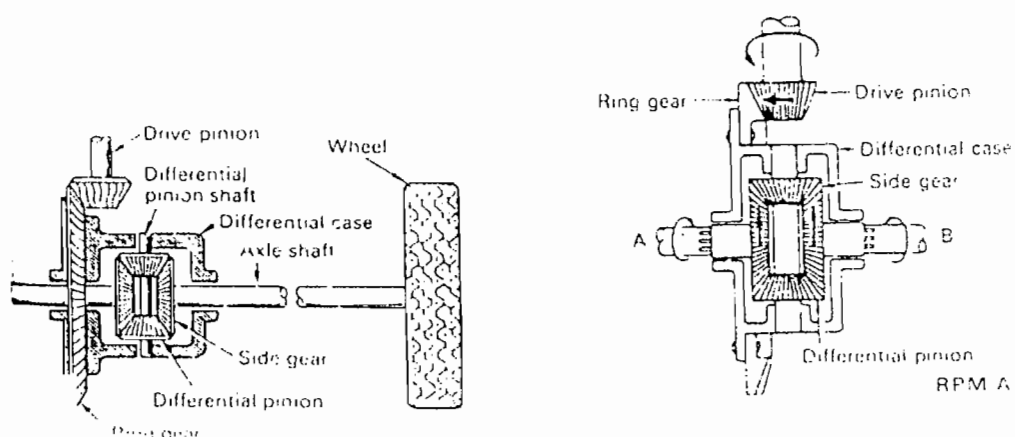
Gambar 1.23 Rangkaian Universal Joint dan Yoke

(Toyota Service Division Step I, 1998)

Sleeve Yoke adalah alat yang dihubungkan pada propeller shaft dengan universal joint pada salah satu sisinya dan dilengkapi dengan spline pada sisi yang lain untuk menanggulangi perubahan jarak antara transmisi dan differential.

I. 1. 4. Differential

Salah satu komponen yang mendukung rangkaian transmisi adalah deferensial unit. Deferensial unit terdiri dari final gear dimaksudkan untuk mendapatkan momen yang lebih besar untuk mendapatkan momen yang lebih besar setelah keluar dari gear box dan roda gigi deferensial yang memberikan fleksibilitas roda-roda penggerak dalam menghadapi medan gerak.



Gambar 1.24 Deferensial Unit

(Toyota Service Division Step I, 1998)

I. 1. 4. 1. Final Gear

Final gear terdiri dari drive pinion dan ring gear dengan type Hipoid Bevel Gear dengan drive pinion yang dipasang offset dengan garis tengah ring gear.

Perbandingan persinggungan roda-roda giginya besar dan bekerja dengan sangat halus. Selama bekerja (berkaitan roda-roda giginya) hipoid

harus selalu dilumasi dengan oli hipoid yang memiliki oil film yang kuat agar kerja roda gigi dapat sehalus mungkin serta memberikan perawatan secara maksimal.

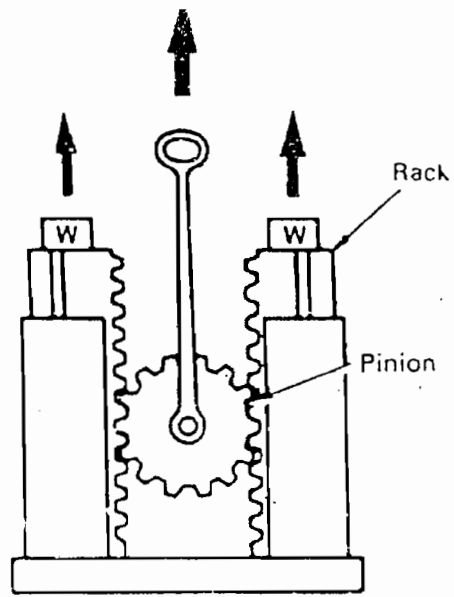
1. 1. 4. 2. Roda Gigi Defferensial

Deferensial berfungsi untuk menghasilkan putaran yang berbeda antara roda kiri dan kanan. Keadaan jalan yang tidak rata dan pada saat membelok membutuhkan putaran roda penggerak yang tidak selalu sama antara kiri dan kanan.

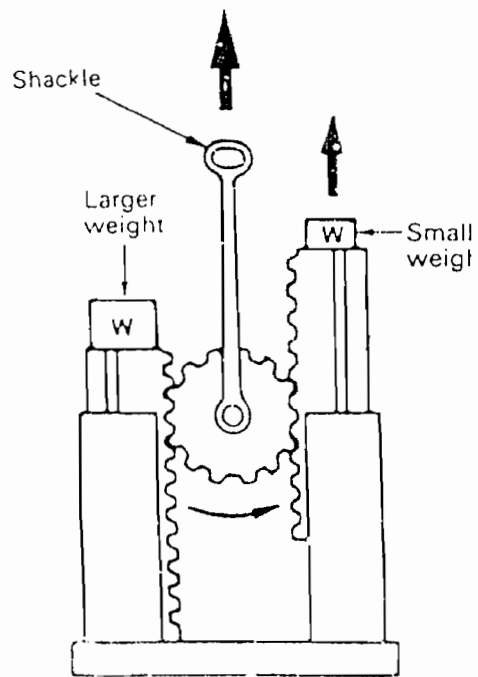
Pada keadaan membelok, jarak tempuh roda bagian dalam lebih kecil dari jarak tempuh roda bagian luar. Dengan demikian roda bagian luar berputar lebih cepat dari roda bagian dalam.

Bila salah satu roda berada pada jalan rusak dan yang lain berada pada jalan rata, putaran roda pada jalan rusak lebih cepat dari roda yang berputar pada jalan rata.

Prinsip Dasar Unit Roda Gigi Diferensial dapat dipahami dengan menggunakan peralatan yang terdiri dari pinion gear dan dua rak seperti diperlihatkan pada gambar ini.



(a) Kedua rack bergerak pada Jarak yang sama



(b) Rack diberi

Gambar 1.25. Prinsip Dasar Roda Gigi Deferensial

(Toyota Service Division Step I, 1998)

Kedua rak dapat menggelincir dengan bebas pada arah vertical sejauh guide (berat rak dan tahanan gelincir terangkat secara bersamaan). Pinion gear diletakkan diantara dua rak, pinion dihubungkan ke shackle dan dapat digerakkan oleh shackle. Jika beban (W) yang sama diletakkan pada setiap rak kemudian shackle ditarik ke atas maka kedua rak akan terangkat pada jarak yang sama sejauh shackle ditarik ke atas, selama tahanan yang terdapat pada sisi pinion sama, hal ini akan mencegah agar pinion tidak berputar. Tetapi bila beban yang lebih besar diletakkan pada rak sebelah kiri dan shackle ditarik keatas seperti pada gambar (B), pinion akan berputar sepanjang gerigi rak yang mendapat beban lebih berat disebabkan adanya perbedaan tahanan yang diberikan pada pinion. Dan ini mengakibatkan rak yang mendapat beban lebih kecil akan terangkat. Jarak rak yang terangkat sebanding dengan jumlah putaran pinion. Dengan kata lain bahwa rak mendapat tahanan lebih besar tidak bergerak sementara rak yang tahanannya lebih kecil akan bergerak. Prinsip gerakan rak dan pinion , digunakan pada perencanaan roda-roda gigi deferensial.

Konstruksi Dasar Unit Roda Gigi Defferential

Putaran dari gear Box diteruskan oleh proppeler shaft dan dihubungkan oleh drive pinion ke ring gear. hal ini menghasilkan penurunan putaran dan meningkatnya momen. Ring gear ditempatkan bersamaan dengan rumah diferensial, sehingga bila ring gear berputar rumah differential akan berputar sesuai dengan putaran yang terjadi pada ring gear.

1. pada keadaan jalan lurus.

tahanan gelinding pada kedua roda hampir sama pada saat kendaraan bergerak lurus pada jalan datar. oleh sebab itu kedua side gear berputar sebanding dengan putaran pinion differential dan semua komponen berputar dalam satu unit.

Bila tekanan pada poros belakang sama, pinion diferential tidak berputar sendiri melainkan berputar bersamaan dengan ring gear, rumah diferential dan poros pinion. dengan demikian pada keadaan ini pinion diferential hanya berfungsi menghubungkan antara side gear kanan dan kiri.

2. pada keadaan jalan membelok

pada keadaan jalan membelok jarak tempuh roda bagian dalam lebih kecil dari jarak tempuh roda bagian luar hal ini mengakibatkan tahanan yang dialami roda bagian kiri menjadi lebih besar. pada saat side gear mengalami tahanan yang besar, tiap pinion differential bergerak mengelilingi shaftnya masing-masing dan mengelilingi axle belakang. Akibatnya putaran side gear yang lain (bagian luar) bertambah.

Hubungan antara rpm drive wheel kanan dan ring gear dapat diuraikan sebagai berikut :

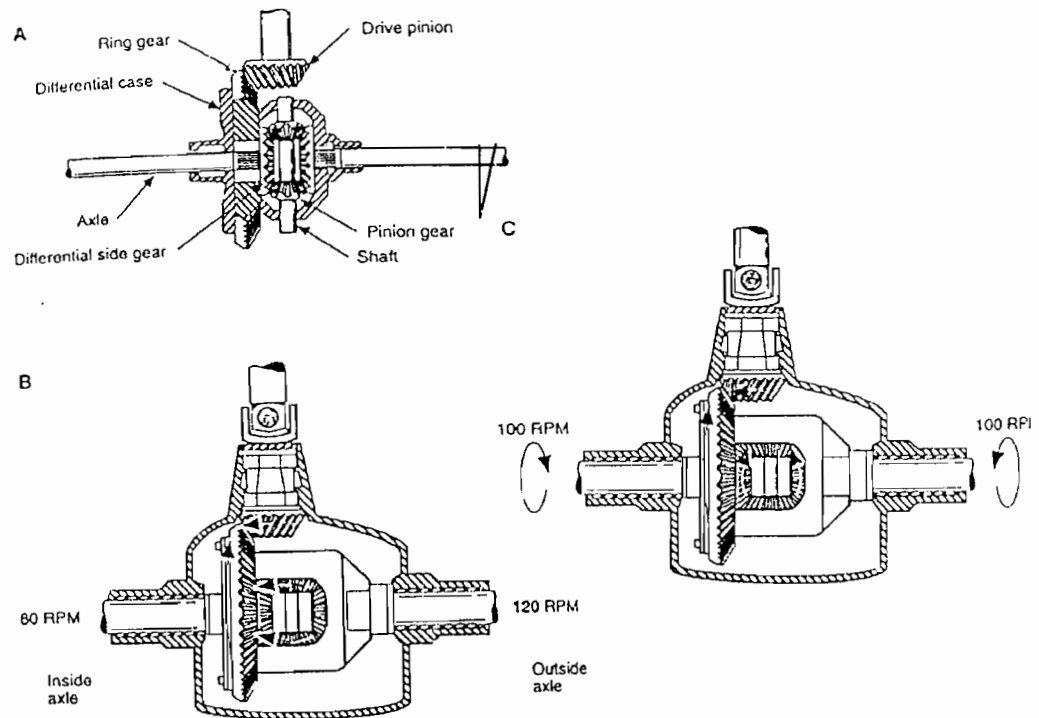
$$Rpm_{gear} = \frac{(Rpm_{drivewheelkanan}) + (Rpm_{drivewheelkiri})}{2}$$

(Toyota Service Division Step I, 1998, hal4-25).

3. Satu roda pada jalan yang berlumpur

Bila salah satu roda berada di dalam lumpur maka akan terjadi slip apabila pedal akselerator diinjak, hal ini akibat tahanan yang sangat rendah pada permukaan lumpur.

Ini akan menyulitkan untuk mengeluarkan roda dari permukaan lumpur, karena lebih banyak terjadi slip (putaran duakali lebih banyak dari pada ring gear).



Ket:

B adalah putaran yang terjadi pada deferensial saat kendaraan membelok. Inside Axle adalah roda sisi dalam dan Outside Axle adalah roda sisi luar.

C adalah putaran yang terjadi pada deferensial saat kendaraan bergerak lurus.

Gambar 1.26. Gerak Deferensial

(Toyota Service Division Step I, 1998)

I. 1. 6. Axle dan Axle Shaft

Axle dan axle shaft adalah mekanisme yang bertugas menyangga roda dan meneruskan momen gerak ke roda. Bentuk axle shaft disesuaikan dengan tipe dari suspensi dan pemindah daya yang digunakan.

Ada beberapa tipe mekanisme axle dan axle shaft yang digunakan untuk kendaraan berpengerak belakang, yakni:

1. Tipe Full Floating

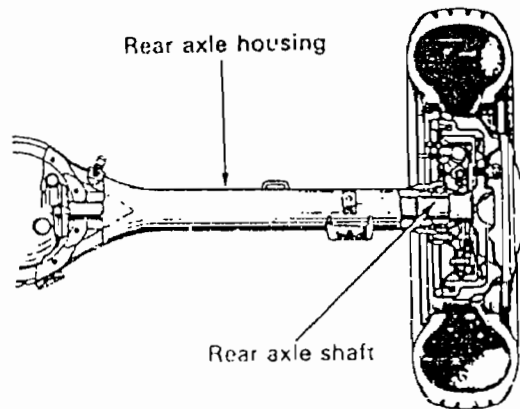
Bearing diletakkan diantara axle housing dan wheel hub, dan roda terikat pada wheel hub. karena beban keseluruhan kendaraan dipikul pada axle housing, maka axle shaft hanya digunakan untuk menggerakkan roda. Tipe ini banyak digunakan pada kendaraan berat karena poros tidak menerima beban berlebih.

2. Tipe $\frac{3}{4}$ Floating

Pada tipe ini, antara axle housing dan wheel hub dipasang bearing tunggal dan roda terhubung pada poros. sebagian besar berat kendaraan ditahan oleh housing dan poros axle shaft menahan beban lateral pada saat membelok.

3. Tipe Semi Floating

Bearing dipasang antara axle dan roda terpasang langsung pada poros. Poros bertugas menahan beban kendaraan dan menahan beban lateral saat membelok. tipe ini banyak digunakan ada kendaraan penumpang karena konstruksinya yang sederhana.



Gambar 1.27 Axle Shaft

(Toyota Service Division Step I, 1998)

I. 2. Komponen Pendukung

Komponen pendukung adalah bagian-bagian yang digunakan agar mekanisme kerja komponen utama menjadi maksimal. Komponen pendukung dalam perancangan system transmisi ini adalah

➤ Spline

Spline adalah sejenis pasak yang berbentuk menyerupai bintang karena berada pada sekeliling poros. Spline lebih cenderung digunakan pada perancangan ini karena gaya geser yang ditanggung oleh spline merata pada setiap bagiannya.

➤ 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 kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Bantalan digunakan sebagai tumpuan poros pada dudukannya.

Dalam perancangan ini bantalan digunakan sebagai penumpu semua poros, yakni poros roda gigi pada kotak transmisi, poros roda gigi deferensial, dll.

➤ Pelumas

Pelumas adalah komponen penting yang berfungsi mengurangi gesekan, membuang panas dan merapatkan. Selain fungsi pokok tersebut pelumas harus dapat mencegah karat, mencuci kotoran berupa serpihan keausan serta melindungi permukaan bahan dan penegangan lebih. Pelumas yang

digunakan adalah pelumas yang berasal dari bahan dasar minyak mineral yakni minyak bumi.

➤ **Baut + Mur**

Baut dan mur adalah komponen pengikat yang praktis karena dapat dilepas dengan mudah namun tetap memiliki ketangguhan yang baik.

Baut digunakan sebagai pengikat kotak transmisi, penyambung yoke dan poros propeller.

BAB II

Dinamika Kendaraan

Dinamika kendaraan adalah analisa dari performa yang dimiliki kendaraan, hal ini meliputi gaya traksi kendaraan, hambatan-hambatan yang dialami kendaraan untuk bergerak serta kecepatan yang mampu ditempuh kendaraan.

Gaya traksi adalah gaya yang bekerja pada kendaraan untuk dapat menggerakkan kendaraan dengan melawan gaya-gaya yang menghambat. Gaya traksi dipengaruhi oleh:

- Angka transmisi
- Torsi traksi yang bekerja pada kondisi maksimum
- Efisiensi transmisi

Untuk dapat mengetahui gaya traksi yang mampu dihasilkan kendaraan, terlebih dahulu harus diketahui spesifikasi kendaraan baik engine dan kemampuan yang dituntut dari kendaraan tersebut.

Berdasarkan data spesifikasi engine type 1RZ E yang dipadu dengan bentuk bodi jenis kijang krista dihasilkan data hitungan sebagai berikut :

1. Daya Maksimum = 98,35 HP pada 4800 rpm
2. Torsi Maksimum = 15,4 kg.m pada 2800 rpm
3. Berat Kotor Kendaraan = 1470 kg (kosong)
4. Luas Muka Kendaraan = $3035250 \text{ mm}^2 = 3,035 \text{ m}^2$
5. Ban ukuran ban yang digunakan 195/65 R-15 dengan karakteristik sebagai berikut :

- Lebar ban = 195 mm = 0,195 m
- Diameter rim = 15 in = 0,381 m
- Perbandingan lebar dan tinggi ban = 65 %

Dengan demikian tinggi ban = $195 \times 65 \% = 126,75 \text{ mm} = 0,1268 \text{ m}$

Maka diameter ban = $381 + 126,75 = 507,75 \text{ mm} = 0,508 \text{ m}$ dengan

demikian jari-jari ban (R_w) = $0,508 / 2 = 0,254 \text{ m}$

II. 1. Karakteristik Kendaraan

Karakteristik kendaraan merupakan langkah awal dari perancangan transmisi yang berisi performa dari kendaraan niaga yang diharapkan, yakni gaya traksi rencana yang merupakan dasar perancangan perbandingan transmisi.

Untuk dapat mengetahui gaya traksi yang dimiliki kendaraan, terlebih dahulu harus diketahui ratio transmisi kendaraan. Oleh karena itu harus dianalisa terlebih dahulu gaya yang harus dilawan oleh kendaraan yakni hambatan tanjakan dan hambatan gulung pada keadaan menanjak.

➤ Hambatan Tanjakan (P_g)

Analisa ini dibutuhkan untuk mengetahui beban yang harus diatasi kendaraan untuk menempuh tanjakan. Dalam hal ini dianggap tanjakan maksimal yang harus ditempuh dengan kemiringan jalan (α) 30° .

Persamaan hambatan tanjakan¹ :

$$P_g = m \times g \times \sin \alpha \dots\dots\dots(II.1)$$

m = massa kendaraan. Bila diketahui berat kosong kendaraan adalah 1470 kg, maka penjabaran berat kendaraan adalah sebagai berikut :

- Kosong

$$m + 60 \text{ kg (satu pengemudi)} = 1530 \text{ kg}$$

- Penuh

$$m + 480 \text{ kg (8 \times 60 kg (penumpang))} = 1950 \text{ kg}$$

¹ Artomonof.D, Motor Vehicle, Fundamental and Design, hal 105

Dengan penjabaran berat kendaraan diatas maka dapat dicari besar hambatan tanjakan maksimal yang dialami kendaraan adalah sebagai berikut

- Beban kosong

$$P_g = 1530 \times 9,81 \times \sin 30 = 7504,65 \text{ N}$$

- Beban penuh

$$P_g = 1950 \times 9,81 \times \sin 30 = 9564,75 \text{ N}$$

➤ Hambatan Gulung (P)

Hambatan gulung timbul akibat terjadinya gesekan antara ban dan permukaan jalan serta gaya awal yang harus dilawan akibat adanya penyebaran gaya yang terjadi pada ban.

Hambatan gulung dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut²

$$P_r = f \times m \times g \dots\dots\dots(\text{II.2})$$

dengan f sebagai koefisien hambatan gulung (lampiran tabel A.1³)

Bila diambil f=0,08 maka hambatan gulung yng terjadi adalah

- Pada keadaan kosong

$$P_r = 0,015 \times 9,81 \times 1530 = 225,14 \text{ N}$$

- Pada keadaan penuh

$$P_r = 0,015 \times 9,81 \times 1950 = 248,5 \text{ N}$$

Maka total hambatan yang dialami kendaraan adalah

$$P_t = P_g + P_r \dots\dots\dots(\text{II.3})$$

² Artomonof.D, Motor Vehicle, Fundamental and Design, hal

³ Wong Jo Yung, Theory of Ground Vehicle, hal 13

- Pada beban kosong

$$P_t = 7504,65 + 225,14 = 7729,8 \text{ N}$$

- Pada beban penuh

$$P_t = 9564,75 + 248,5 = 9813,5 \text{ N}$$

II. 2. Angka Transmisi

Angka transmisi adalah harga perbandingan roda gigi yang bertujuan mereduksi putaran untuk memperoleh harga momen yang lebih besar dan sebaliknya.

Angka transmisi terbesar terdapat pada tingkat percepatan pertama yang berfungsi untuk mendapatkan momen terbesar guna melawan hambatan yang terjadi pada kendaraan dan terus menurun hingga tingkat percepatan terakhir yang dimaksudkan untuk mencapai kecepatan maksimal kendaraan.

Untuk mendapatkan harga rasio transmisi pada tingkat pertama dapat digunakan persamaan gaya traksi dengan harga gaya traksi (P_t) adalah beban terbesar kendaraan.

Persamaan gaya traksi⁴

$$P_t = \frac{T_t}{R_w} = \frac{T_e \times i_1 \times \eta_{tr}}{R_w} \dots\dots\dots(\text{II.4})$$

R_w =jari jari ban

η_{tr} = Efisiensi transmisi (lampiran Tabel A.2⁵) =0,92

- Rasio transmisi ke-1

$$P_t = \frac{T_t}{R_w} = \frac{T_e \times i_1 \times \eta_{tr}}{R_w}$$

$$i_1 = \frac{P_t \times R_w}{T_e \times \eta_{tr}} = \frac{9813,5 \times 0,254}{(15,4 \cdot 9,81) \times 0,92} = 17,93$$

maka harga perbandingan transmisi pada tingkat percepatan pertama adalah
17,93

⁴ Artomonof.D, Motor Vehicle, Fundamental and Design, hal 101
⁵ Artomonof.D, Motor Vehicle, Fundamental and Design, hal 99

- Rasio transmisi ke-5

$$n_w = \frac{v \times 1000}{60 \times \pi \times D_w} \dots\dots\dots(\text{II.5})$$

dengan v adalah kecepatan maksimal yang diharapkan = 120 km/jam

$$n_w = \frac{120 \times 1000}{60 \times \pi \times 0,508} = 1263,78 \text{ rpm}$$

$$i_5 = \frac{4800}{1263,78} = 3,798$$

- Rasio transmisi ke-2, 3 dan 4

$$K_g = \left(\frac{i_n}{i_1} \right)^{\frac{1}{n-1}} \dots\dots\dots(\text{II.6})$$

$$K_g = \left(\frac{3,798}{17,93} \right)^{\frac{1}{4}} = 0,678$$

$$i_4 = \frac{i_5}{0,678} = \frac{3,798}{0,678} = 5,598$$

$$i_3 = \frac{i_4}{0,678} = \frac{5,598}{0,678} = 8,25$$

$$i_2 = \frac{i_3}{0,678} = \frac{8,25}{0,678} = 12,16$$

Dengan penghitungan diatas didapatkan harga perbandingan transmisi pada setiap percepatan. Untuk perbandingan transmisi pada gigi mundur dipilih dengan pertimbangan lebih besar dari gigi 1. Apabila ditentukan angka transmisi pada gigi deferensial adalah sama dengan angka transmisi pada percepatan ke-4 dan angka transmisi pada posisi mundur sama dengan angka transmisi tingkat pertama, maka perbandingan transmisi pada gear box adalah sebagai berikut

$$I_1 = 3,2 \qquad I_d = 5,598$$

$$I_2 = 2,17$$

$$I_3 = 1,47$$

$$I_4 = 1$$

$$I_5 = 0,678$$

$$i_r = 4,7$$

II. 3. Gaya Traksi

Perlu diingat bahwa gaya traksi yang bekerja harus lebih kecil dari massa kendaraan dikalikan koefisien hambatan jalan ($P_T \leq W \times \emptyset$).

Persamaan torsi yang dihasilkan untuk mencapai gaya traksi maksimal adalah

$$T_t = T_e \times i \times \eta_{tr} \dots \dots \dots (II.7)$$

dengan persamaan tersebut dihasilkan data penghitungan torsi traksi kendaraan :

Tabel 2.1. Torsi Traksi

T_e (Kgm)	i_{tot}	η_{tr}	T_t (Kgm)	Pt(N)
15,4	17,93	0,92	2492,056	9811,2
	12,16		1690,095	6653,9
	8,25		1146,65	4514,37
	5,598		778,055	3063,2
	3,798		527,877	2078,3
	25,04		3480,24	13701,74
	26,4		3669,3	14446

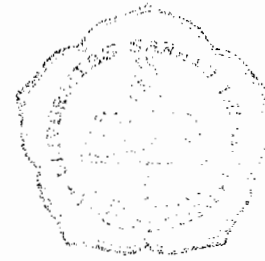
Sedangkan kehilangan daya yang harus diterima merupakan perbandingan faktor :

- Adanya gesekan pada roda gigi
- Adanya gesekan pada bantalan
- Adanya system kerja pelumas

Kehilangan daya yang diterima disesuaikan dengan efisiensi transmisi yakni

$$N_f = N_e - (N_e \times \eta_{tr}) \dots \dots \dots (II.8)$$

bila $\eta_{tr} = 0,9 - 0,92$ dan daya maksimal kendaraan diketahui (N_R) = 97 PS pada 4800 rpm maka $N_f = 79,54 - 82,45$ (PS).



Untuk menganalisis efektifitas dari gaya traksi dengan karakteristik hubungan pada tingkat transmisi, maka bobot kendaraan menjadi pertimbangan utama dimana faktor gaya gesekan jalan menjadi sifat pembandingnya. Olehkarena itu perlu dijabarkan analisis torsi traksi pada tiap roda penggerak dengan beban standar.

Gaya traksi yang bekerja pada roda kendaraan harus lebih besar dari hasil perkalian massa dan koefisien hambatan jalan pada masing-masing roda. Dalam hal ini koefisien dari hambatan jalan pada keempat roda dianggap sama.

Dalam perhitungan ini akan digunakan koefisien hambatan jalan pada aspal dan beton (lampiran A.4) $\phi = 0,75$

- o Beban pada tiap roda dikali koefisien hambatan jalan

$$W = \frac{1530}{4} \times 0,75 = 286,9 \text{ kg}$$

- o Beban pada tiap roda dikali hambatan jalan

$$W = \frac{1950}{4} \times 0,75 = 365,6 \text{ kg}$$

Dari data di atas dapat disusun tabel gaya traksi pada tiap percepatan transmisi dibandingkan dengan hambatan kendaraan pada keadaan beban penuh dan beban kosong sebagai berikut

Tabel 2.2. analisa torsi traksi dengan beban standar

T_r	T_t	P_t	P_g+P_r (kosong)	P_g+P_r (penuh)
15,4	2492,056	9811,2	<	<
	1690,095	6653,9	<	<
	1146,65	4514,37	<	>
	778,055	3063,2	>	>
	527,877	2078,3	>	>
	3669,3	14446	<	<

Dari data diatas dapat disimpulkan bahwa pada keadaan kendaraan pada jalan rata dengan beban kosong kendaran mampu bergerak dari kecepatan nol pada tingkat transmisi I, II, III serta bergerak mundur sedangkan pada keadaan kendaraan dengan beban penuh kendaraan mampu bergerak dari kecepatan nol pada tingkat transmisi I dan II serta mundur.

II. 4. Hambatan Gerak Kendaraan

Hambatan gerak kendaraan dapat dijabarkan dalam jenis hambatan sebagai berikut ::

$$P_T = P_g + P_r + P_u + P_I \dots \dots \dots (II.10)$$

dengan :

- P_g = Hambatan Jalan Menanjak
- P_r = Hambatan Gulung
- P_u = Hambatan Udara
- P_I = Hambatan Inersia

Dari penjabaran diatas nampak bahwa semua hambatan tersebut lebih kecil dari gaya traksi kendaraan, dengan demikian kendaraan mampu untuk bergerak.

• **Hambatan Gulung (P_R)**

$$P_R = W \times f$$

dengan:

- W = berat kendaraan
- f = koefisien hambatan gulung

$$= 0,01 \times \left(1 + \frac{v}{160} \right) = 0,015$$

pada kondisi kendaraan penuh

$$P_R = 1950 \times 9,81 \times 0,015 = 286,9 \text{ N}$$

• **Hambatan Udara (P_{air})**

$$P_{air} = \frac{\rho}{2} \times A \times C_d \times v^2 \dots\dots\dots(II.11)$$

dengan:

- ρ = 1,2
- v = kecepatan maksimal ≈ 120 km/jam = 33,3 m/s
- C_d = koefisien hambatan udara (lampiran A.3)
= 0,4
- A = luas penampang muka kendaraan

$$P_{air} = \frac{1,2}{2} \times 3,035 \times 0,4 \times (33,3)^2 = 807,7 \text{ N}$$

• **Hambatan Tanjakan (P_g)**

$$P_g = m \times g \times \sin \alpha$$

dengan:

- m = massa kendaraan
- g = 9,81 kg/m²
- α = sudut tanjakan = 30°

$$P_g \text{ (pada beban penuh)} = 9564,75 \text{ N}$$

• **Hambatan Inersia (P_i)**

$$P_i = m \times a \times \delta_{rot} \dots\dots\dots(II.12)$$

- m = massa kendaraan
- a = percepatan kendaraan
- δ_{rot} = bagian kendaraan yang berputar $\approx 1,03 - 1,05$

Hambatan inersia terjadi bilamana kendaraan mengalami percepatan yakni peningkatan kecepatan dari kecepatan tertentu.

Bila kendaraan melakukan peningkatan kecepatan dari 30km/jam menjadi 60 km/jam dalam 2 menit maka kendaraan mengalami hambatan inersia.

$$30 \text{ km/jam} = 8,33 \text{ m/s}$$

$$60 \text{ km/jam} = 16,7 \text{ m/s}$$

$$2 \text{ menit} = 120 \text{ s}$$

$$a = \frac{16,7 - 8,33}{120} = 0,069 \text{ m/s}^2$$

Hambatan inersia yang dialami kendaraan adalah :

$$P_i = 1950 \times 0,069 \times 1,05 = 141,3 \text{ N}$$

II. 5. Faktor Dinamis (D)

$$D = \frac{P_t - P_{air}}{W} \dots\dots\dots(II.13)$$

dengan:

- W = beban kendaraan

$$D = \frac{9811,2 - 807,7}{1950} = 4,6$$

Tabel 2.3. Faktor Dinamis

Tingkat transmisi	Pt	Pair	D
1	9811,2	807,7	4,6
2	6653,9		2,998
3	4514,37		1,9
4	3063,2		1,16
5	2078,3		0,65
R	14446		6,99

Dari tabel diatas tampak bahwa untuk tingkat percepatan ke-1,2,3,4,5 dan R memiliki faktor dinamis yang menunjukkan angka positif yang berarti pada tingkat percepatan tersebut kendaraan mampu untuk menghasilkan percepatan guna meningkatkan kecepatan, Percepatan ke-5 memiliki faktor dinamis yang sangat kecil karena gaya yang dibutuhkan untuk melawan hambatan relatif kecil namun tetap dibutuhkan guna menurunkan putaran engine yang mengakibatkan konsumsi bahan bakar yang lebih hemat karena putaran kerja rendah.

II. 6. Percepatan (a)

$$a = (D - f) \times \frac{g}{\delta_{rot}} \dots\dots\dots(II.14)$$

dengan:

- D = faktor dinamis
- f = koefisien hambatan gulung
- δ = 1,05

$$a = (4,6 - 0,015) \times \frac{9,81}{1,05} = 42,8 \text{ m/s}^2$$

Tabel 2.4. percepatan kendaraan

Tingkat Percepatan	D	a
1	4,6	42,8
2	2,998	27,87
3	1,9	17,6
4	1,16	10,7
5	0,65	5,9
R	6,99	65,2

II. 7. Kecepatan Maksimal Kendaraan

Kecepatan kendaraan tergantung pada putaran yang terjadi pada poros roda yang dihasilkan oleh pen transmisi putaran dari engine yang direduksi oleh rasio transmisi dalam kotak roda gigi serta deferensial dan efisiensi transmisi yang dimiliki. Selain itu kecepatan kendaraan dipengaruhi oleh jari-jari roda. Kecepatan kendaraan dapat dijabarkan dalam persamaan berikut:

$$V_m = w_m \times R_w \quad (\text{km/jam}) \dots \dots \dots (\text{II.9})$$

dengan :

- D_w = jari-jari ban (m)
- w_m = putaran roda maksimal (rpm)

Analisa kecepatan maksimal kendaraan dicari dengan gaya traksi yang dimiliki kendaraan. Kecepatan maksimal kendaraan didapatkan pada putaran yang dialami engine pada posisi daya maksimal dengan reduksi putaran pada tingkat transmisi ke-5(i_5).

Putaran maksimal⁶:

$$w_e = \frac{2 \times \pi \times n_e}{60} = \frac{2 \times \pi \times 4800}{60} = 502,4 \text{ rad/dt}$$

$$N_e = T_e \times w_e$$

$$T_e = \frac{N_e}{w_e} = \frac{71114,4}{502,4} = 141,4 \text{ Nm}$$

Gaya traksi yang dimiliki kendaraan pada daya maksimal, tingkat transmisi ke-5:

⁶ Artomonof.D, Motor Vehicle, Fundamental and Design, hal 110

$$P_t = \frac{141,6 \times 3,798 \times 0,92}{0,254} = 1947,9 N$$

Putaran roda pada tingkat transmisi ke-5 pada putaran engine 4800rpm:

$$\omega_w = \frac{\omega_e}{i_5} = \frac{502,4}{3,798} = 132,28 \text{ rad/dt}$$

Kecepatan maksimal :

$$V_m = \omega_m \times R_w$$

$$V_m = 132,28 \times 0,254 = 33,599 \text{ m/s} = 120,96 \text{ km/s}$$

Hubungan kecepatan maksimal dengan gaya traksi adalah dengan memperhitungkan hambatan yang dialami pada keadaan kendaraan melaju dengan kecepatan maksimal. Hambatan yang dialami adalah hambatan gulung yang dianggap sama pada setiap keadaan dan hambatan udara.

$$\text{Hambatan gulung} = 286,9 \text{ N}$$

Hambatan udara pada kecepatan maksimal:

$$P_{air} = \frac{1}{2} \times 1,2 \times 0,4 \times 3,035 \times (33,599)^2 = 822,3 N$$

Total hambatan

$$P_r + P_{air} = 286,9 + 822,3 = 1109,2 \text{ N}$$

Perbandingan gaya traksi dan hambatan total:

$$P_t > (P_r + P_{air}) \text{ maka } V_{max} > 120,96 \text{ km/jam}$$

Dari perhitungan diatas tampak bahwa kendaraan mampu mencapai kecepatan maksimal 120,96 km/jam. Hal ini dikarenakan jumlah dari hambatan gulung dan hambatan udara yang menghambat laju kendaraan lebih kecil dari gaya traksi

yang dimiliki kendaraan pada tingkat transmisi ke-5 serta pada daya maksimal dengan putaran 4800 rpm .

BAB III
PERANCANGAN KOMPONEN UTAMA

III. 1. PERANCANGAN KOPLING

Kopling adalah pemutus dan penghubung putaran dari engine ketika dilakukan perubahan transmisi pada kotak transmisi. Untuk dapat melakukan perancangan kopling perlu diketahui terlebih dahulu karakteristik putaran dan waktu saat terjadi proses penyambungan kopling, pada lampiran grafik B.1(Karakteristik Putaran dan Waktu)¹.

Sedangkan karakteristik torsi dengan waktu pada proses penghubungan kopling dapat dijelaskan dengan gambar pada lampiran grafik B.2²

Dalam perancangan ini akan dibuat kopling gesek dengan plat tunggal kering dengan engine 97 Ps dengan penggerak roda belakang.

III.1.1 Data yang Diketahui

1. Torsi (M_H)

Stedy State Torque = 15.4 pada 2800 rpm

2. harga $C = 2.5$ (lampiran A.5)
3. Friqtion Torque

Persamaan torsi geser³

$$M_R = c \times M_H \dots\dots\dots(3.1)$$

¹ Niemann, MACHINE ELEMENTS Design and Calculation in Mechanical Engineering, Vol II, hal 289

² Ibid, hal 289

³ Ibid, hal 292

dengan : M_R = friction torque (kg.cm)

$$c = 2.5$$

M_H = Steady state torque maksimum (kg.cm)

$$M_R = 2,5 \times 1540$$

$$M_R = 3850 \text{ kgcm}$$

4. Torsi Percepatan (M_B)

Persamaan torsi percepatan⁴

$$M_B = M_R \pm M_H \dots\dots\dots(3.2)$$

dengan: M_B = torsi percepatan (kg.cm)

M_R = friction torque (kg.cm)

M_H = Steady state torque maksimum (kg.cm)

$$M_B = 3850 - 1540$$

$$M_B = 2310 \text{ kgcm}$$

III.1.2. Perancangan Kampas Kopling

5. Disc Clutch

Tabel (lampiran A.6⁵)

$$b/d = 0.2$$

$$K_U = 3.0$$

$$K_T = 1.4$$

6. Diameter rata-rata kopling

Persamaan diameter rata-rata kopling⁶

⁴ ibid,hal 291

⁵ ibid,hal303

⁶ ibid,hal293

$$d = \sqrt[3]{\frac{U}{K_U \cdot b/d^j}} = \sqrt[3]{\frac{2M_R}{K_U \cdot b/d^j}} \dots\dots\dots(3.3)$$

dengan : d = diameter rata-rata kopling (cm)

b = lebar kopling

j = jumlah bagian yang bergesekan

U = gaya geser pada diameter rata-rata kopling (kg)

$$d = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 3850}{3 \cdot 0,2 \cdot 2}} = \sqrt[3]{6416,67}$$

$$= 18,58 \text{ cm}$$

7. Lebar Kampas Kopling

b/d = 0.2 ; bila d = 18.58 cm maka b = 0.2 × 18.58 = 3.72 cm

maka ukuran kampas kopling

diameter kampas bagian luar = 18.58 + 3.72 = 22.3 cm

diameter kampas bagian dalam = 18.58 – 3.72 = 14.86 cm

8. Gaya Geser pada Diameter Kopling Rata-Rata (U)

Persamaannya⁷

$$U = \frac{2 \times M_R}{d} \dots\dots\dots(3.4)$$

Dengan : U = gaya geser (kg)

M_R = torsi geser (kg.cm)

D = diameter kopling (cm)

$$U = \frac{2 \times 3850}{18,58} = 414,4 \text{ kg}$$

⁷ ibid,hal297

9. Gaya Dorong Plat Penekan pada Piringan Kopling (P_s)

Persamaan⁸

$$U = \mu \times P_s \times j \dots\dots\dots(3.5)$$

Dengan : U = gaya geser (kg)

μ = koefisien gesek (lampiran A.7⁹)

= Bahan kampas kopling Asbestos Pressed
Hydraulically with plastic

= 0,3

P_s = gaya desakan pegas pada kopling (kg)

$$P_s = \frac{U}{\mu \times j} = \frac{414,4}{0,3 \times 2} = 690,67 \text{ kg}$$

10. Luas Kampas Kopling (F)

Persamaan¹⁰

$$F = \pi \times d \times b \times y \times j \dots\dots\dots(3.6)$$

Dengan : F = luas penampang kopling yang bergesekan (cm²)

Y = net per gross area, luas kampas kopling yang dihitung
tanpa alur dibagi dengan perbandingannya, berkisar 0.9-0.95.

Diambil Y = 0,9

$$F = \pi \times 18,58 \times 3,72 \times 0,9 \times 2 = 390,65 \text{ cm}^2$$

⁸ ibid,hal301

⁹ ibid,hal302

¹⁰ ibid,hal301

11. Tekanan Permukaan pada Kampas (P)

Persamaan¹¹

$$P = \frac{P_s \times j}{F} \dots\dots\dots(3.7)$$

dengan P = tekanan pada kampas (kg/cm²)

P_s = gaya karena desakan pegas (kg)

f = koefisien gesek

F = luas penampang kopling yang bergesekan (cm²)

$$P = \frac{690,67 \times 2}{390,65} = 3,54 \text{ kg}$$

12. Tebal Keausan pada Kampas Kopling (S_v)

$$S_v = \frac{b}{3} \dots\dots\dots(3.8)$$

dengan: S_v = tebal keausan pada kampas kopling (cm)

b = lebar kampas kopling (cm)

$$S_v = \frac{3,72}{3} = 1,24 \text{ cm}$$

13. Volume Keausan Kampas Kopling (V_v)

Persamaan¹²

$$V_v = F \times S_v \dots\dots\dots(3.9)$$

dengan: F = luas kampas kopling (cm²)

¹¹ ibid,hal301

¹² ibid,hal301

S_v = tebal keausan kampas kopling (cm)

$$V_v = 390,65 \times 1,24 = 484,4 \text{ cm}^3$$

14. Kecepatan Linear Kopling (v)

Persamaan

$$v = \frac{\pi \times d \times n}{60} \dots\dots\dots(3.10)$$

dengan: d = diameter girasi kopling (m)

n = putaran penggerak (rpm)

$$v = \frac{\pi \times 0,1858 \times 2800}{60} = 27,23 \text{ m/s}$$

15. Momen Girasi/Momen Inersia (I)

Persamaan¹³

$$I = GD^2 \dots\dots\dots(3.11)$$

Dengan: I = momen Inersia (kg.m²)

G = 1,5 kg

$$I = 1,5 \times (0,1858)^2 = 0,052 \text{ kgm}^2 = 0,52 \text{ Nm}^2$$

16. Kenaikan Energi Kinetik (Am)

Persamaan¹⁴

$$A_m = \left[\frac{Gg}{9.81} \times \frac{v^2}{2} \right] + \frac{GD^2 n^2}{7200} \dots\dots\dots(3.12)$$

dengan: Gg = massa bagian yang digerakkan (kg)

v = kecepatan linear kopling (m/s)

¹³ ibid,hal289

¹⁴ ibid,hal289

GD_2 = momen inersia bagian yang berputar ($kg.m^2$)

N = putaran engine (rpm)

$$A_m = \left[\frac{1,5}{9.81} \times \frac{27,23^2}{2} \right] + \frac{0,052 \times 2800^2}{7200} = 56,688 + 56,662 = 113,3$$

17. Waktu Slip (t_R)

Persamaan¹⁵

$$t_R = \frac{1910 \times A_m}{n \times M_B} \dots\dots\dots(3.13)$$

dengan: A_m =kenaikan energi kinetic ($kg.m$)

n = putaran engine (rpm)

M_B = torsi percepatan ($kg.cm$)

$$t_R = \frac{1910 \times 113,3}{2800 \times 2310} = 0,03 \text{ detik}$$

18. Kerja Gesekan Yang Menyebabkan Panas (A_R)

Persamaan¹⁶

$$A_R = \frac{M_R \times n \times t_R}{1910} \dots\dots\dots(3.14)$$

dengan: M_R = torsi geser ($kg.cm$)

n =putaran engine (rpm)

t_R = waktu slip (detik)

$$A_R = \frac{3850 \times 2800 \times 0,03}{1910} = 188,8 \text{ kg.m}$$

19. Daya Geser Rata-Rata Kopling (N_R)

¹⁵ ibid,hal289

¹⁶ ibid,hal290

Persamaan¹⁷

$$N_R = \frac{A_g \times z}{27 \times 10^4} \dots\dots\dots(3.15)$$

dengan: A_g = kerja gesek kopling (kg.m)

z = jumlah pengoperasian kopling setiap jam, diasumsikan pengoperasian kopling adalah 150 kali per jam.

$$N_R = \frac{188,8 \times 150}{27 \times 10^4} = 0,105 \text{ HP}$$

20. Umur Kampas Kopling

Persamaan¹⁸

$$L_B = \frac{V_v}{q_v \times N_R} \dots\dots\dots(3.16)$$

dengan: V_v = volume keausan kampas (cm³)

q_v = specific wear (jenis pemakaian) (cm³/HP) = 0.2

N_R = daya geser rata-rata (HP)

$$L_B = \frac{484,4}{0,2 \times 0,105} = 23091,1 \text{ jam}$$

21. Luas Area Pendinginan Kampas Kopling

Persamaan¹⁹

$$F_K = (\Delta y) \times \pi \times d \times b \times j \dots\dots\dots(3.17)$$

dengan: d = diameter rata-rata kopling (cm)

b = lebar kopling (cm)

¹⁷ ibid,hal290

¹⁸ ibid,hal295

¹⁹ ibid,hal301

j = jumlah bagian yang bergerak

$$F_K = (1 - 0,9) \times \pi \times 0,1858 \times 0,0372 \times 2 = 0,00434 \text{ m}^2$$

22. Kecepatan Pendinginan Permukan

Persamaan²⁰

$$V_k = \frac{d \times n}{1910} \dots\dots\dots(3.18)$$

dengan: d = diameter rata-rata kopling (cm)

n = putaran engine pada torsi maksimum (rpm)

$$V_k = \frac{0,1858 \times 2800}{1910} = 27,24 \text{ m/s}^2$$

23. Kenaikan Suhu Kopling

Persamaan²¹

$$\theta_{hin} = \frac{632 \times N_R}{F_K \times \alpha_K} \dots\dots\dots(3.19)$$

dengan: θ_{hin} = suhu maksimum yang diijinkan (°C)

N_R = daya geser rata-rata

F_K = luas pendinginan kopling (m²)

α_K = koef. Perpindahan panas

Sebagai langkah awal harus ditentukan dulu α_k

Persamaan²²

$$\alpha_k = 4,5 + 6 \times (v_k)^{3/4} \dots\dots\dots(3.20)$$

²⁰ ibid,hal292

²¹ ibid,hal289

²² ibid,hal295

$$\alpha_k = 4,5 + 6 \times (27,24)^{3/4} = 76,04 \left(\frac{kcal}{m^2 h^\circ C} \right)$$

Dengan demikian penghitungan kenaikan suhu kopling adalah

$$\theta_{hin} = \frac{632 \times 0,105}{0,00434 \times 76,04} = 201,08$$

asumsi suhu kampas 60°C maka θ dapat dihitung

Persamaan²³

$$\theta = \theta_L + \theta_{hin} \dots \dots \dots (3.21)$$

$$\theta = 60 + 201,08 = 261,08^\circ C$$

Suhu kerja kopling aman bila berada antara 250-500°C. Dengan demikian kopling diatas aman untuk digunakan.

²³ ibid,hal295

III.1.3. Perancangan Pegas Diaphragma

Untuk merancang pegas diaphragma perlu diketahui karakteristik pegas cakram (lampiran grafik B.3).

Bila diketahui

$P_s = 690,67 \text{ kg}$ (gaya yang harus dilawan)

$D_a = 22,5 \text{ cm}$ (diameter pegas)

ketentuan bahan :

$\sigma = 15000-20000 \text{ kg/cm}^2$

$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$

$m = 0,3$ (poisson's ratio) untuk baja

1. Diameter Dalam Pegas Piringan (d_i)

data tabel d/d_1

maka $d/d_1 = 4,2$

$q_1 = 0,8$

$q_2 = 1,64$

$q_3 = 2,13$

2. Harga f (defleksi) dan h (tinggi pegas diaphragma)

$$P = \frac{4 \times E \times f \times s}{(1 - m^2) \times q_1 \times d^2} \times \left[(h - f) \left(h - \frac{f}{2} \right) + s^2 \right] \text{ kg} \dots\dots\dots (3.22)$$

$E =$ modul Elastisitas (kg/cm^2)

$f =$ defleksi pegas

$s =$ tebal pegas = 0,254 cm

$d =$ diameter pegas

h = tinggi pegas = 0,889 cm

q = faktor-faktor

$$P = \frac{4 \times 2,1 \cdot 10^6 \times f \times 0,254}{(1 - 3^2) \times 0,8 \times 22,5^2} \times \left[(0,889 - f) \left(0,889 - \frac{f}{2} \right) + 0,254^2 \right] \text{kg}$$

$$690,67 = 5789,17(0,5f^3 - 1,3335f^2 + 0,06452)$$

$$f = 0,178 \text{ cm} = 1,78 \text{ mm}$$

3. Tegangan pada Pegas (σ)

$$\sigma = \frac{4 \times E \times f}{(1 - m^2) \times q_1 \times d^2} \times [q_2(h - f) + (q_3 \times s)] \dots \dots \dots (3.23)$$

$$\sigma = \frac{4 \times 2,1 \cdot 10^6 \times 0,178}{(1 - 3^2) \times 0,8 \times 22,5^2} \times \left[1,64 \left(0,889 - \frac{0,178}{2} \right) + (2,13 \times 0,254) \right]$$

$$\sigma = 5440,49 \text{ kg/cm}^2$$

4. Kekakuan Pegas (c)

$$C = \frac{dP}{df} = \frac{4 \times E \times f}{(1 - m^2) \times q_1 \times d^2} (s^2 + h^2 - 3hf + b^5 f^2) \dots \dots \dots (3.24)$$

$$C = \frac{dP}{df} = \frac{4 \times 2,1 \cdot 10^6 \times 0,178}{(1 - 0,3^2) \times 0,8 \times 22,5^2} (0,254^2 + 0,889^2 - (3 \cdot 0,889 \cdot 0,178) + (1,5 \cdot 0,178^2))$$

$$C = 1734,9 \text{ kg/cm}$$

gerakan untuk melepaskan kopling dengan kerenggangan (l) =2mm; dan

bagian yang berkontak (j) =2

maka $s_x = 2 \times 2 = 4$ mm. dengan demikian total gerakan untuk melepaskan

kopling adalah $4 \times 1,78 = 7,12$ mm.

5. Gaya yang dibutuhkan untuk mendorong pegas pada kondisi defleksi maksimal

$$P = \frac{4 \times 2,1 \cdot 10^6 \times 7,12 \times 0,254}{(1 - 0,3^2) \times 0,8 \times 22,5^2} \left((0,889 - 0,71) \left(0,889 - \frac{0,71}{2} \right) + 0,254^2 \right)$$

$$P = 658,07 \text{ Kg}$$

III. 2. PERANCANGAN KOTAK TRANSMISI

III. 2. 1. Perancangan Roda Gigi

Data yang diketahui

Momen Puntir (M_t) = 15,4 kgm

Putaran (n) = 2800 rpm

Perbandingan reduksi sementara (i) = 1,75

Jarak sumbu poros (a_d) = 100 mm

Sudut Kontak (α_{on}) = 20°

Sudut kemiringan pada silinder jarak bagi (β_o) = 23°

lebar gigi (b) = 20 mm

Modul pahat = 4 (lampiran tabel A.7)²⁴

- Diameter lingkaran jarak bagi roda gigi penggerak (d_1)

persamaan²⁵

$$d_1 = 2 \cdot a_d / (1 + i) \dots \dots \dots (3.25)$$

$$d_1 = 2 \cdot 100 / (1 + 1,75) = 72,2mm$$

- Diameter lingkaran jarak bagi roda gigi tergerak (d_2)

$$d_2 = 2 \cdot a_d \cdot i / (1 + i) \dots \dots \dots (3.26)$$

$$d_2 = 2 \cdot 100 \cdot 1,75 / (1 + 1,75) = 127,3mm$$

- Jumlah gigi dari roda gigi miring (z)

²⁴ Ibid, hal 130

²⁵ Ibid, hal 130

$$z = \frac{d \cdot \cos \beta}{m_n} \dots\dots\dots (3.27)$$

Roda gigi penggerak

$$z_1 = \frac{72,2 \cdot \cos 23}{4} = 16,7 \approx 17$$

Roda gigi counter

$$z_2 = \frac{127,3 \cdot \cos 23}{4} = 29,3 \approx 29$$

➤ Perbandingan transmisi baru

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{29}{17} = 1,7$$

➤ Diameter lingkaran jarak dagi (d_o)

Persamaan²⁶

$$d_o = \frac{z \times m_n}{\cos \beta} \dots\dots\dots (3.28)$$

Roda gigi penggerak

$$d_{o1} = \frac{17 \times 4}{\cos 23} = 73,8 \text{ mm}$$

Roda gigi counter

$$d_{o2} = \frac{29 \times 4}{\cos 23} = 126 \text{ mm}$$

➤ Perubahan Jarak Poros (a_o)

Persamaan

$$a_o = \frac{d_{o1} + d_{o2}}{2} \dots\dots\dots (3.29)$$

²⁶ Ibid, hal 118



$$a_o = \frac{73,8 + 126}{2} = 99,4mm$$

Jarak sumbu poros (a) untuk semua roda gigi direncanakan = 100mm. Untuk itu pada semua pasangan roda gigi perlu adanya pergeseran dan koreksi.

- Hubungan geometri roda gigi

- Sudut kontak wajah²⁷

$$tg\alpha_o = \frac{tg\alpha_{on}}{\cos\beta_o} \dots\dots\dots (3.30)$$

$$tg\alpha_o = \frac{tg20}{\cos 23} = 0,395$$

$$\alpha_o = 21,57^\circ$$

- sudut kemiringan pada silinder dasar²⁸

$$\sin\beta_g = \sin\beta_o \cdot \cos\alpha_{on} \dots\dots\dots (3.31)$$

$$\sin\beta_g = \sin 23 \cdot \cos 20$$

$$\beta_g = 21,54^\circ$$

- modul wajah (pada lingkaran jarak bagi)²⁹

$$\frac{m_n}{m} = \cos\beta_o \dots\dots\dots (3.32)$$

$$m = \frac{m_n}{\cos\beta_o} = \frac{4}{\cos 23} = 4,3$$

- jumlah gigi setara (equivalent/virtual)³⁰

²⁷ Ibid, hal 105

²⁸ Ibid, hal 105

²⁹ Ibid, hal 118

³⁰ Ibid, hal 118

$$z_{1n} = \frac{z_1}{\cos^2 \beta_2 \cdot \cos \beta_o} \dots\dots\dots (3.33)$$

$$z_{2n} = i \cdot z_{1n}$$

$$z_{1n} = \frac{17}{\cos^2 21,54 \cdot \cos 23} = 21,3$$

$$z_{2n} = 1,7 \cdot 21,3 = 36,5$$

▪ Perhitungan Pergeseran Profil³¹

Diketahui sudut kontak wajah (α_0) = 21,57

dari lampiran tabel A.8 didapat involut $\alpha_0 = 0,01882$

➤ Jarak sumbu poros dengan adanya pergeseran profil³²

$$a_b = a_0 \cdot \cos\left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_b}\right) \dots\dots\dots (3.34)$$

$$\cos \alpha_b = \frac{a_0 \cdot \cos \alpha_0}{a_b}$$

$$\cos \alpha_b = \frac{99,4 \cdot \cos 21,57}{100}$$

$$\alpha_b = 22,4$$

sehingga involut $\alpha_b = 0,02122$

Persamaan lain tentang sudut kontak kerja

$$\text{inv} \alpha_b = \text{inv} \alpha_0 + \frac{2 \times (x_1 + x_2) \cdot \text{tg} \alpha_{0n}}{z_1 + z_2} \dots\dots\dots (3.35)$$

$$(x_1 + x_2) = \frac{(\text{inv} \alpha_b - \text{inv} \alpha_0) \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \text{tg} \alpha_{0n}}$$

$$(x_1 + x_2) = \frac{(0,02122 - 0,01882) \cdot (17 + 29)}{2 \cdot \text{tg} 20} = 0,15$$

³¹ Ibid, hal 114

³² Ibid, hal 117

Pergeseran profil pada roda gigi penggerak (x_1) diambil 0,15 mm

Pergeseran profil pada roda gigi tergerak (x_2) diambil 0 mm

➤ Diameter kepala (d_k)

$$d_k = d_0 + 2(x + m_n) \dots\dots\dots (3.36)$$

$$d_{k1} = 73,8 + 2(0,15 + 4) = 82,1$$

$$d_{k2} = 126 + 2(0 + 4) = 134$$

➤ diameter gelinding kerja (d_b)³³

$$d_{b1} = \frac{2 \cdot a \cdot i}{i + 1} \dots\dots\dots (3.37)$$

$$d_{b2} = d_{b1} \cdot \frac{z_1}{z_2}$$

$$d_{b1} = \frac{2 \cdot 100}{1,7 + 1} = 74,1$$

$$d_{b2} = 74,1 \cdot \frac{29}{17} = 125,9$$

➤ diameter lingkaran dasar

$$d_g = d_b \cos \alpha_b \quad (3.38)$$

➤ sudut kemiringan pada diameter gelinding

$$\operatorname{tg} \beta_b = \operatorname{tg} \beta_0 \cdot \frac{d_{b1}}{d_{o1}} \dots\dots\dots (3.39)$$

$$\operatorname{tg} \beta_b = \operatorname{tg} 23 \cdot \frac{74,1}{73,8}$$

$$\beta_b = 23,08$$

³³ Ibid, hal 118

➤ Faktor kerusakan gigi³⁴

$$f_e \leq g_e(3 + 0,3m + 0,2\sqrt{d_{o2}}) \dots\dots\dots (3.40)$$

dengan

g_e =faktor

m =modul

d_{o1} =diameter lingkaran puncak

penentuan faktor menggunakan lampiran tabel A.9.³⁵

$$f_e \leq 1,0 (3 + 0,3 \cdot 4 + 0,2\sqrt{126})$$

$$f_e \leq 6,4$$

Tooth directional error $f_R \leq g_R \sqrt{b}$ maka $f_R \leq 5,8$

effective tooth directional error³⁶, $frw \approx 0,75 \cdot f_R + g_k \cdot u \cdot Cs$

CS = factor kejut (lampiran tabel A.12)=1,25

$g_k = 0$ untuk roda gigi lurus dan miring posisi di tengah (straddle)

$g_k = 0,3$ untuk roda gigi lurus dan miring posisi menggantung (over hang)

maka didapatkan nilai frw adalah 6,78.

- perhitungan perbandingan kontak³⁷

$$m_b = \frac{db1}{z_1} = \frac{db2}{z_2} \dots\dots\dots (3.42)$$

$$m_b = \frac{74,1}{17} = 4,36$$

³⁴ Ibid, hal 129

³⁵ Ibid, hal

³⁶ Ibid, hal 129

³⁷ Ibid, hal 133

$$h_{k1} = 0,5(dk_1 - db_1) \dots\dots\dots (3.43)$$

$$h_{k1} = 0,5(82,1 - 74,1) = 4$$

$$\cos \alpha_{k1} = \cos \alpha_\beta \cdot \frac{db_1}{dk_1} \dots\dots\dots (3.44)$$

$$\cos \alpha_{k1} = \cos 22,4 \cdot \frac{74,1}{82,1}$$

$$\alpha_{k1} = 33,4$$

$$hk_2 = 0,5(dk_2 - db_2) \dots\dots\dots (3.45)$$

$$hk_2 = 0,5(134 - 125,9) = 4,05$$

$$\cos \alpha_{k2} = \cos \alpha_\beta \cdot \frac{db_2}{dk_2} \dots\dots\dots (3.46)$$

$$\cos \alpha_{k2} = \cos 22,4 \cdot \frac{125,9}{134} = 30,4$$

➤ Perbandingan kontak normal

Persamaan perbandingan kontak :

$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2$ dengan ε_1 dan ε_2 adalah perbandingan kontak untuk transverse section. Menentukan ε adalah menggunakan acuan gambar ... dengan persamaan³⁸ :

$$\frac{\varepsilon_1 \times m_b}{h_{k1}} + \frac{\varepsilon_2 \times m_b}{h_{k2}} \dots\dots\dots (3.47)$$

dengan

m_b = modul gigi untuk lengkaran gelinding

h_k = tinggi gigi antara garis kepala dan garis kaki

³⁸ Ibid, hal133

persamaan lain yang harus diikuti³⁹

$$100 \times \frac{h_{k1}}{d_{b1}}; 100 \times \frac{h_{k1}}{d_{b1}} \dots\dots\dots (3.48)$$

dengan :

d_{b1} = diameter lingkaran gelinding roda gigi pinyon

d_{b2} = diameter lingkaran gelinding roda gigi wheel

Jika $\alpha_b = 22,4^\circ$, maka dapat dihitung

$$\epsilon_1 \times \frac{4,36}{4} = 1,09; \quad 100 \times \frac{4}{74,1} = 5,4$$

$$\epsilon_2 \times \frac{4,36}{4,03} = 1,08; \quad 100 \times \frac{4,03}{125,9} = 3,2$$

Berdasarkan grafik (lampiran B.5) didapatkan nilai $\epsilon_1 = 0,68$ dan $\epsilon_2 = 0,71$

Maka, $\epsilon = 0,68 + 0,71 = 1,39$

Dengan demikian nilai perbandingan kontak normal section dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\epsilon_n = \frac{\epsilon}{\cos^2 \beta_g} \dots\dots\dots (3.49)$$

$$\epsilon_n = \frac{\epsilon}{\cos^2 \beta_g} = \frac{1,39}{\cos^2 21,54} = 1,5$$

sedangkan

$$\epsilon_{1n} = \frac{\epsilon_1}{\cos^2 \beta_g} = \frac{0,68}{\cos^2 21,54} = 0,73$$

³⁹ Ibid, hal 133

- Perbandingan kontak overlap⁴⁰

$$\varepsilon_{sp} = \frac{b \cdot \sin \beta_o}{m_n \cdot \pi} \dots\dots\dots (3.50)$$

$$\varepsilon_{sp} = \frac{20 \cdot \sin 23}{4 \cdot \pi} = 0,6$$

- Perbandingan kontak efektif⁴¹

$$\varepsilon_w = 1 + (\varepsilon_n - 1) \frac{m_n + \frac{v}{4}}{m_n + \frac{f}{6}} \dots\dots\dots (3.51)$$

dengan v = kecepatan keliling(m/s)

f = kesalahan gigi (tooth error)

$$=9,229$$

Untuk menentukan perbandingan kontak efektif perlu terlebih dahulu dicari kecepatan keliling roda gigi, dengan persamaan:

$$v = \frac{\pi \times d_{b1} \times n}{60 \times 1000} \dots\dots\dots (3.52)$$

dengan :

d_{b1} = diameter roda gigi penggerak

n = putaran engine pada torsi maksimal

$$v = \frac{\pi \times 74,1 \times 2800}{60 \times 1000} = 10,858 \text{ m/s}$$

$$\varepsilon_w = 1 + (1,5 - 1) \frac{4 + \frac{10,858}{4}}{4 + \frac{9,229}{6}} = 1,6$$

⁴⁰ Ibid, hal 118

⁴¹ Ibid, hal 134

- perhitungan kapasitas beban
- intensitas beban nominal

Sebelum menentukan intensitas beban nominal harus terlebih dahulu ditentukan (U) dengan persamaan⁴²:

$$U = \frac{2 \times T_e \times 10^3}{d_{b1}} \dots\dots\dots (3.53)$$

$$U = \frac{2 \times 15,4 \times 10^3}{74,1} = 415,65 \text{ kg}$$

Persamaan kapasitas beban nominal⁴³

$$B = \frac{U}{d_{b1} \cdot b} \text{ kg/mm}^2 \dots\dots\dots (3.54)$$

$$B = \frac{415,65}{74,1 \cdot 20} = 0,28$$

- intensitas beban efektif⁴⁴

$$B_w = B \cdot C_s \cdot C_D \cdot C_T \cdot C_B \dots\dots\dots (3.55)$$

C_D = faktor beban dinamik⁴⁵

$$C_D = 1 + \frac{u_{dyn}}{u \cdot C_s (\epsilon_{sp} + 1)} \leq 1 + \frac{0,3 \cdot u \cdot C_s + f}{u \cdot C_s (\epsilon_{sp} + 1)} \dots\dots\dots (3.56)$$

dengan :

$$C_s = 1,25$$

u = gaya keliling per mm dari lebar permukaan

$$u = B \times d_{ol} \dots\dots\dots (3.57)$$

⁴² Ibid, hal 157

⁴³ Ibid, hal 157

⁴⁴ Ibid, hal 119

⁴⁵ Ibid, hal 131

$$u = 0,28 \times 73,8 = 20,8 \text{ kg/mm}$$

u_{dyn} dicari dengan terlebih dahulu dihitung harga⁴⁶

$$u \cdot C_s + 0,26f = 20,8 \cdot 1,25 + 0,26 \cdot 9,229 = 28,4$$

didapatkan harga $u_{\text{dyn}} = 7,25$ (lampiran B.6⁴⁷)

maka C_D dapat dicari

$$C_D = 1 + \frac{7,25}{20,8 \cdot 1,25(0,6 + 1)} \leq 1 + \frac{0,3 \cdot 20,8 \cdot 1,25 + 9,229}{20,8 \cdot 1,25(0,6 + 1)}$$

$$C_D = 1,17 \leq 1,4$$

C_T = faktor untuk distribusi beban sepanjang lebar gigi dengan terlebih dahulu ditentukan harga⁴⁸

$$T = C_x \cdot f_{RW} \cdot \frac{b}{(U \cdot C_s \cdot C_D)} \dots\dots\dots (3.58)$$

dengan $C_x = 1$, untuk kombinasi baja-baja

$C_x = 0,74$, untuk kombinasi baja-besi tuang

$C_x = 0,55$, untuk kombinasi besi tuang-besi tuang

$$F_{rw} = 9,229$$

$$T = 1 \cdot 9,229 \cdot \frac{20}{(415,65 \cdot 1,25 \cdot 1,17)} = 0,3$$

berdasarkan tabel lampiran A.11⁴⁹ didapat harga $C_T = 1,15$

C_B = faktor untuk gigi miring (helical teeth) dengan memperhitungkan ϵ dan ϵ_{sp} ⁵⁰

$$C_B = 1,1$$

⁴⁶ Ibid, hal 131

⁴⁷ Ibid, hal 133

⁴⁸ Ibid, hal 135

⁴⁹ Ibid, hal 132

⁵⁰ Ibid, hal 132

Dengan data diatas dapat dicari B_w

$$B_w = 0,28 \cdot 1,25 \cdot 1,17 \cdot 1,15 \cdot 1,1 = 0,46$$

- faktor untuk memperhitungkan tegangan akar gigi

- pada roda gigi penggerak⁵¹

$$q_{w1} = q_{k1} \cdot q_{\epsilon1} \dots\dots\dots (3.59)$$

- pada roda gigi penggerak⁵²

$$q_{w2} = q_{k2} \cdot q_{\epsilon2} \dots\dots\dots (3.60)$$

q_k = faktor akar

q_ϵ dapat dicari dengan persamaan pada lampiran tabel A.12⁵³ dengan persamaan roda gigi 1 sebagai roda gigi penggerak maka

$$q_{\epsilon1} = \frac{1,4}{(\epsilon_n + 0,4)} \dots\dots\dots (3.61)$$

$$q_{\epsilon1} = \frac{1,4}{(1,5 + 0,4)} = 0,74$$

$$q_{\epsilon2} = \frac{1,4}{(\epsilon_w + 0,4)} \dots\dots\dots (3.62)$$

$$q_{\epsilon2} = \frac{1,4}{(1,6 + 0,4)} = 0,7$$

Persamaan Y_ϵ ⁵⁴

$$Y_\epsilon' = 1 - \frac{2 \cdot \pi}{z_{1n} \cdot \tan \alpha_{bn}} \left(1 - \epsilon_{1n} \frac{\epsilon_w}{e_n} \right) \leq 1 \dots\dots\dots (3.63)$$

dengan

⁵¹ Ibid, hal 134

⁵² Ibid, hal 134

⁵³ Ibid, hal 134

⁵⁴ Ibid, hal 134

α_{bn} = sudut kontak kerja normal

$$\sin \alpha_{bn} = \sin \alpha_b \frac{\sin \alpha_{on}}{\sin \alpha_o} \dots\dots\dots (3.64)$$

$$Y_c' = 1 - \frac{2 \cdot \pi}{21,3 \cdot \tan 20,76} \left(1 - 0,73 \frac{1,6}{1,5} \right) \leq 1$$

$$Y_c' = 0,83 \leq 1$$

α_{bn} = sudut kontak kerja normal, didapat dengan persamaan

$$\sin \alpha_{bn} = \sin \alpha_b \cdot \frac{\sin \alpha_{on}}{\sin \alpha_o}$$

setelah didapatkan harga α_{bn} maka harga Y_c dapat dicari

dengan demikian harga q_{w1} dan q_{w2} adalah 2,1 dan 1,8

- faktor tegangan permukaan

- roda gigi penggerak⁵⁵

$$Y_{w1} = Y_c \cdot \frac{Y_B}{Y_c} \dots\dots\dots (3.65)$$

- roda gigi tergerak

$$Y_{w1} = Y_c \cdot Y_B \dots\dots\dots (3.66)$$

dengan $Y_c = (\text{harga } \alpha_{bn} = 20,76) 3,02$ (lampiran tabel A.15⁵⁶)

$Y_B = (\text{harga } \beta_o = 23) 0,813$ (lampiran tabel A.16⁵⁷)

Maka nilai Y_{w1} dan Y_{w2} adalah

$$Y_{w1} = 3,02 \cdot \frac{0,813}{0,83} = 2,96$$

⁵⁵ Ibid, hal 119

⁵⁶ Ibid, hal 134

⁵⁷ Ibid, hal 134

$$Y_{wl} = 3,02 \cdot 0,813 = 2,46$$

➤ faktor untuk tekanan scoring⁵⁸

$$Y_F = \left(\frac{12,7}{db_1} \cdot \frac{i+1}{i} \right)^2 \left(1 + \left(\frac{e_{\max}}{10} \right)^4 \right) \sqrt{m_n} \dots\dots\dots (3.67)$$

dengan:

e_{\max} = panjang jalan kontak adendum untuk roda gigi yang terbesar dilihat dari sisi muka⁵⁹

$$e_{\max} = \varepsilon_1 \cdot m \cdot \pi \cdot \cos \alpha_o \dots\dots\dots (3.68)$$

$$e_{\max} = 0,68 \cdot 4 \cdot \pi \cdot \cos 21,57 = 7,94$$

$$Y_F = \left(\frac{12,7}{74,1} \cdot \frac{1,7+1}{1,7} \right)^2 \left(1 + \left(\frac{7,94}{10} \right)^4 \right) \sqrt{4} = 0,19$$

• pemilihan bahan roda gigi⁶⁰

Bahan = 16 M_nC_r5

Kekerasan = 650 HB

Kekuatan kelelahan akar (σ_o) = 42 kg/mm²

Kekuatan kelelahan permukaan (k_o) = 5 kg/mm²

Kekuatan permukaan (k_D) dapat dicari dengan mengikuti persamaan yang ada pada lampiran tabel A.18⁶¹

$$k_D = Y_g \cdot Y_H \cdot Y_S \cdot Y_v \cdot k_o \dots\dots\dots (3.69)$$

dengan

⁵⁸ Ibid, hal 119

⁵⁹ Ibid, hal 137

⁶⁰ Ibid, hal 135

⁶¹ Ibid, hal 136

$Y_g = 1$, jika pasangan material yang dipilih baja⁶²

$Y_H = 1$, karena kekerasan permukaan material yang dipilih sama. (lampiran tabel A.18)⁶³

$Y_S =$ fungsi viskositas minyak pelumas $V=100/V^{0,4}$, dengan

$V =$ kecepatan keliling, dari roda gigi pada pasangan roda gigi ini

V diperkirakan 35,26 cst sehingga yang diambil 0,794

$Y_V =$ fungsi kecepatan keliling⁶⁴

$$Y_V = 0,7 + \frac{0,6}{1 + \left(\frac{8}{V^2}\right)} \dots\dots\dots (3.70)$$

$$Y_V = 0,7 + \frac{0,6}{1 + \left(\frac{8}{10,858^2}\right)} = 1,26$$

Kekuatan akar gigi (σ_D) dapat dicari berdasarkan tabel =47kg/mm²

Dengan demikian dapat diketahui harga k_D

$$k_D = 1 \cdot 1 \cdot 0,794 \cdot 1,26 \cdot 5 = 5,002$$

- perhitungan faktor keamanan

faktor keamanan melawan kepatahan gigi (tooth breakage)

➤ roda gigi penggerak

$$S_{B1} = \frac{\sigma_{D1}}{B_W \cdot z_1 \cdot q_{w1}} \dots\dots\dots (3.71)$$

$$S_{B1} = \frac{47}{0,46 \cdot 17 \cdot 2,07} = 2,9$$

➤ roda gigi tergerak

⁶² Ibid, hal 136

⁶³ Ibid, hal 136

⁶⁴ Ibid, hal 137

$$S_{B2} = \frac{\sigma_{D1}}{B_W \cdot z_1 \cdot q_{w2}} \dots\dots\dots (3.72)$$

$$S_{B2} = \frac{47}{0,46 \cdot 17 \cdot 1,76} = 3,4$$

➤ roda gigi penggerak

$$S_{G1} = \frac{K_{D1}}{B_W \cdot Y_{W1}} \cdot \frac{i}{i+1} \dots\dots\dots (3.72)$$

$$S_{G1} = \frac{5,002}{0,46 \cdot 2,96} \cdot \frac{1,7}{1,7+1} = 4,9$$

➤ roda gigi tergerak

$$S_{G2} = \frac{K_{D1}}{B_W \cdot Y_{W2}} \cdot \frac{i}{i+1} \dots\dots\dots (3.73)$$

$$S_{G2} = \frac{5,002}{0,46 \cdot 2,46} \cdot \frac{1,7}{1,7+1} = 5,05$$

➤ Faktor keamanan gigi melawan scoring⁶⁵

$$S_f = \frac{K_{test} \cdot \cos \beta_o}{B_w \cdot Y_c \cdot Y_F} \cdot \frac{i}{i+1} \dots\dots\dots (3.74)$$

Untuk mencari K_{test} perlu diketahui torsi scoring pada F, Z, G test A 83 (M_{test}). Harga M_{test} dapat dilihat pada gambar.

Minyak pelumas yang dipergunakan adalah SAE 90 dengan aditif ringan, diperkirakan $M_{test}=50$ kg.m viskositas pada temperatur operasi $80^\circ=37$ cst dan $Y_s=0,8$. Harga K_{test} dapat diperkirakan 1,5

$$S_f = \frac{1,5 \cdot \cos 23}{0,46 \cdot 3,02 \cdot 0,19} \cdot \frac{1,7}{1,7+1} = 3,29$$

⁶⁵ Ibid, hal

➤ Umur Roda Gigi

a. Pitting⁶⁶

$$L_{h1} = \frac{L_w}{n_1 \times 60} (\text{hari}) = \frac{167 \cdot 10^3 \times k_D}{n_1} \times S_{G1}^2 \dots\dots\dots(3.75)$$

$$L_{h2} = \frac{L_w}{n_2 \times 60} (\text{hari}) = \frac{167 \cdot 10^3 \times k_D}{n_2} \times S_{G2}^2$$

b. Tooth breakage⁶⁷

$$L_{h1} = \frac{L_w}{n_1 \times 60} = \frac{33 \cdot 10^3}{n_1} \times S_{B1}^2 (\text{hari}) \dots\dots\dots(3.76)$$

Persamaan diatas menggunakan factor S_{B1} dan S_{B2} , karena nilai S_{B1} dan $S_{B2} > 1$, maka dapat dinyatakan bahwa umur roda gigi adalah tak hingga.

Data Hasil Perhitungan Roda Gigi untuk tingkat percepatan 1, 2, 3, 5 dan R

Tabel 3. 5. Data Kalkulasi RG. Pada gear box

Roda Gigi	1 (RG Miring)	2 (RG Miring)	3 (RG Miring)	5 (RG Miring)	C_R-I_R (RG lurus)	I_R-O_R (RG lurus)
i	1,83	1,24	0,84	0,4	1,2	2,2
m_n	3,5	4	4	4	3	3
d_1	70,7	89,3	108,7	142,9	54,5	65,5
d_2	129,3	110,7	91,3	57,7	65,5	144,1
z_1	19	21	25	33	19	22
z_2	34	25	21	13	22	45
i_{baru}	1,79	1,2	0,84	0,4	1,16	2,05
d_{o1}	72,2	91,3	108,6	143,4	57	66
d_{o2}	129,3	108,6	91,3	56,5	66	146,7

⁶⁶ Ibid, hal 120

⁶⁷ Ibid, hal 120

ab	100,75	99,95	99,95	99,95	61,5	106,4
α_o	21,57				0	0
β_g	21,54				0	0
m	3,8	4,3	4,3	4,3	3	3
z_{1n}	23,9	26,4	31,4	41,4	19	22
z_{2n}	42,8	31,7	26,4	16,6	22	45
α_b	20,4	21,6	21,6	21,6	20	20
$\text{Inv}\alpha_b$	0,01585	0,01894	0,01894	0,01894	0,0149	0,0149
x_1+x_2	-0,2	0,008	0,008	0,008	0	0
d_{k1}	78,8	99,3	116,6	151,4	63	72
d_{k2}	136,3	116,6	99,3	64,5	72	152,7
d_{b1}	71,7	90,9	108,7	142,9	56	65,3
d_{b2}	129,06	109,09	91,3	57,1	67	133,7
U	429,6	338,8	283,3	215,5	550,98	471,7
B	0,3	0,186	0,13	0,075	0,49	0,36
u	21,7	16,98	14,1	10,76	27,5	23,6
m_b	3,8	4,3	4,3	4,3	3,53	3,7
h_{k1}	3,55	4,2	3,95	4,2	3,5	3,35
α_{k1}	31,5	31,7	29,9	28,6	33,4	31,5
mb/hk	1,07	1,02	1,09	1,02	1,008	1,1
hk_2	3,6	3,8	4	3,7	2,5	2,65
α_{k2}	27,4	28,8	31,3	34,6	29,02	28,1
mb/hk_2	1,06	1,13	1,08	1,16	1,4	1,4
	0,7	0,75	0,72	0,78	0,74	0,7

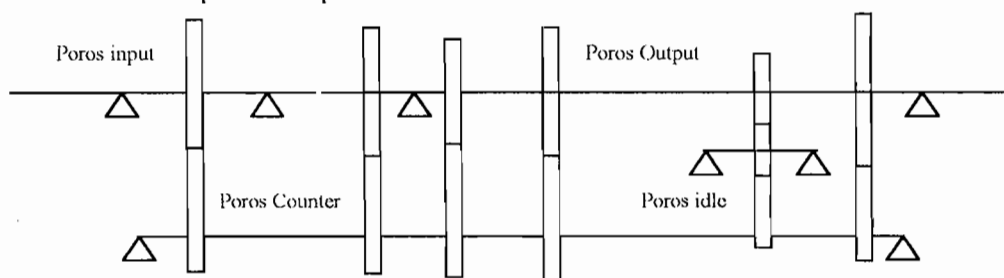
ε_1	0,78	0,7	0,69	0,65	0,6	0,6
ε_2	1,48	1,45	1,41	1,43	1,34	1,3
ε	1,6	1,56	1,5	1,54	1,314	1,3
ε_n	0,75	0,8	0,77	0,8	0,74	0,7
ε_{in}	0,6	0,6	0,6	0,6	0	0
ε_{sp}	10,5	13,3	15,9	29,9	8,2	9,6
v	1,7	1,74	1,72	1,89	1,38	1,4
ε_w	0,84	0,93	0,94	0,99	1	1
y_e'	18,9	20,02	20,02	20,02	0	0
α_{bn}	7	8,2	6,9	7,2	7	6,9
u_{dyn}	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
C_s	1,16	1,24	1,24	1,3	1,13	1,15
C_D	0,3	0,3	0,4	0,5	0,2	0,26
T	1,15	1,15	1,2	1,25	1,1	1,13
C_T	0,9	0,9	1	1	1	1
C_β	0,4	0,3	0,23	0,15	0,8	0,16
B_w	2,72	2,7	2,68	2,53	2,82	2,75
qk_1	2,7	2,6	3,9	4,2	2,76	2,64
qk_2	0,7	0,7	0,74	0,7	0,8	0,8
qe_1	0,78	0,65	0,66	0,6	0,79	0,78
qe_2	1,9	1,89	1,98	1,8	2,26	2,2
qw_1	2,1	1,69	2,6	2,5	2,18	2,05
qw_2	18,9	20,03	20,03	20,02	0	0
	3,25	3,11	3,11	3,11	1	1

α_{bn}	0,813	0,813	0,813	0,813	1	1
Y_c	3,14	2,7	2,7	2,6	1	1
Y_β	2,6	2,2	2,2	2,1	1	1
Y_{w1}	1	1	1	1	1	1
Y_{w2}	1	1	1	1	1	1
Y_g	1,26	1,27	1,1	1,29	1,24	1,03
Y_{H1}	0,794	0,794	0,794	0,794	0,794	0,794
Y_v	3,3	3,95	4,13	5,3	1,4	6,07
Y_s	2,9	4,4	3,14	3,8	1,4	6,5
S_{B1}	4,6	6,8	7,5	13,4	6,7	26,2
S_{B2}	5,4	8,12	9,15	16,5	6,7	26,18
S_{G1}	5	5,04	4,4	5,12	4,9	4,1
S_{G2}	7,77	9,4	9,04	9,8	6,97	6,6
K_D	5	5,04	4,4	5,12	4,9	4,1
e_{max}	7,77	9,4	9,04	9,8	6,97	6,6

III. 2. 2 Perancangan Poros pada Kotak Transmisi

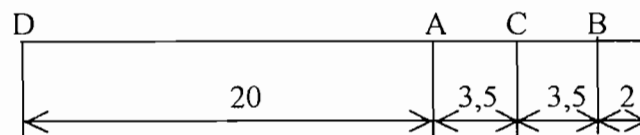
Poros merupakan tumpuan penempatan roda gigi yang berputar pada pusatnya. Poros harus dapat menanggung gaya-gaya yang timbul akibat pertautan roda gigi dan torsi yang harus dihasilkan.

Dalam perancangan kotak transmisi ini terdapat tiga poros yakni poros input, poros counter dan poros output.



Gambar 3.28. Skema Poros Transmisi

III. 2. 2. 1. Poros Input



Gambar 3.29. Skema Poros Input Transmisi

a. Analisa Gaya Pada Poros

- Momen Puntir

Momen puntir yang dialami akibat putaran engine adalah 1540 kgcm.

- Gaya Tangensial, Radial dan Aksial

Tabel 3. 6. Gaya pada poros input

Input (kg.cm)	Roda Gigi	Diameter	Gaya Tangensial (Pt)	Gaya Radial $Pr = U \times \cos \alpha$	Gaya Aksial $Pa = U \times \sin \alpha$
1540	i	3,64	423,08	167,25	179,59

Vertikal

$$\sum M_A = 0$$

$$B_V = \frac{1540 + (P_{r1} \times 3,5) + (W_D \times 20) + (P_{al} \times r)}{7}$$

$$B_V = \frac{1540 + (167,25 \times 3,5) + (1,5 \times 20) + (179,59 \times 3,64)}{7} = 408,27$$

gaya reaksi pada tumpuan B adalah 408,27 kg (↓)

$$\sum M_B = 0$$

$$A_V = \frac{1540 + (W_D \times 27) - ((P_{R1} \times 3,5) + (P_{al} \times 3,64))}{7}$$

$$A_V = \frac{1540 + (1,5 \times 27) - ((167,25 \times 3,5) + (179,59 \times 3,64))}{7} = 48,8$$

gaya reaksi pada tumpuan A adalah 48,8 kg (↑)

Horisontal

$$B_H = \frac{(P_i \times 3,5)}{7}$$

$$B_H = \frac{(423,08 \times 3,5)}{7} = 211,54$$

gaya reaksi pada tumpuan B akibat pembebanan horizontal = 211,54 (→)

$$A_H = \frac{(P_i \times 3,5)}{7}$$

$$A_H = \frac{(423,08 \times 3,5)}{7} = 211,54$$

gaya reaksi pada tumpuan A akibat pembebanan horizontal = 211,54 (→)

- Resultan gaya tumpu

$$RA = \sqrt{(A_V)^2 + (A_H)^2} \dots\dots\dots(3.77)$$

$$RB = \sqrt{(B_V)^2 + (B_H)^2}$$

dengan :

A_V = gaya vertical pada tumpuan A

A_H = gaya horizontal pada tumpuan A

B_V = gaya vertical pada tumpuan B

B_H = gaya horizontal pada tumpuan B

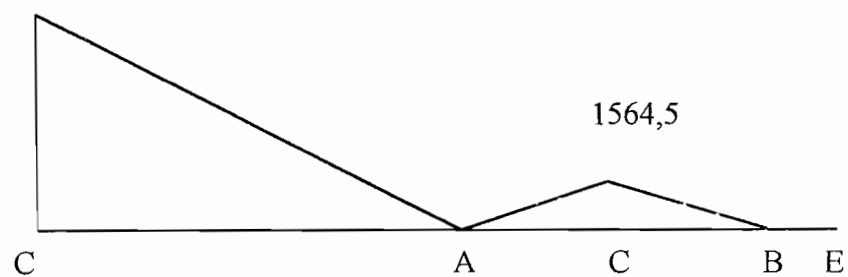
$$R_A = \sqrt{(48,8)^2 + (211,54)^2} = 217,1$$

$$R_B = \sqrt{(408,27)^2 + (211,54)^2} = 459,8$$

- Momen pada tiap titik

Momen vertikal

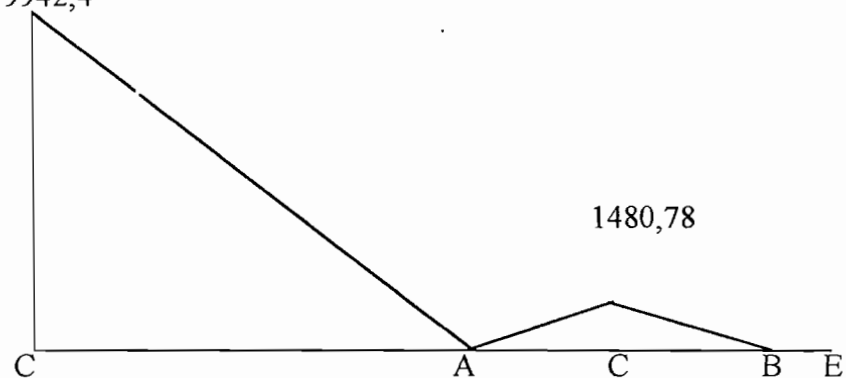
5463,2



Gambar 3. 30. BMD vertical poros input

Momen horizontal

9942,4



Gambar 3. 31. BMD horizontal poros input

- Resultan Momen Lengkung Maksimum

Pada Roda Gigi

$$M_c = \sqrt{(M_{vc}^2) + (M_{hc}^2)} \text{ (kgcm)}$$

dengan :

M_{vc} = momen vertical

M_{hc} = Momen horizontal

$$M = \sqrt{(5463,2^2) + (9942,4^2)} = 11344,5$$

b. Perencanaan Poros

- Bahan Poros

Berdasarkan table pemilihan bahan, dipilih bahan poros dengan baja SCM22 (JIS) dengan kekuatan tarik (σ_b)=95 kg/mm².

- Tegangan Tegangan Geser⁶⁸

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{(sf1 \times sf2)} \dots\dots\dots(3.77)$$

sf1 = 5,6 untuk kekuatan baja yang dijamin 6,0 untuk bahan pengaruh S-C dengan pengaruh massa dan baja paduan.

Sf2 = faktor-faktor pengaruh seperti konsentrasi tegangan, kekasaran permukaan, alur pasak, bertangga dan lain-lain berkisar 1,3-3

$$\tau_a = \frac{95}{(6 \times 2)} = 7,917 \text{ kg/mm}^2$$

- Diameter Poros⁶⁹

⁶⁸ Sularso, Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya Paramita, Jakarta, Cetakan kesembilan, hal. 18

⁶⁹ ibid, hal. 18

$$d_s \geq \left[\left(\frac{5,1}{\tau_a} \right) \sqrt{(k_m \times M)^2 + (k_t \times T)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots(3.78)$$

dengan:

Km = factor koreksi momen lentur. 1,5 untuk momen yang tetap, 1,5-2 untuk beban lentur tumbukan ringan, 2-3 untuk beban dengan kejutan dan tumbukan besar

Kt = factor koreksi torsi. 1 untuk beban yang dikenakan halus, 1-1,5 untuk beban dengan tumbukan ringan, 2-3 untuk beban dengan kejutan dan tumbukan besar

$$d_s \geq \left[\left(\frac{5,1}{7,917} \right) \sqrt{(1,5 \times 11344,5)^2 + (1,2 \times 15400)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 25,29mm$$

diameter poros yang diambil = 26 mm

- Defleksi puntiran

Persamaan⁷⁰ :

$$\theta = 548 \times \frac{TL}{Gd} \leq 0,1 \cdot L \dots\dots\dots(3.79)$$

dengan

- T =momen puntir (lb.in)
- L =panjang poros(in)
- G =modulus geser 11.10⁶ (kg/in²)
- D =diameter poros(in)

⁷⁰ ibid, hal. 18

Dari data yang ada torsi yang terjadi adalah 15400 kg.mm(1337,01 lb.in), panjang poros 290mm (11,4 in), diameter poros 26 mm (1,02 in)

$$\theta = 548 \times \frac{1337,01 \times 11,4}{11.10^6 \times 1,02^4} = 0,7 \leq 1,14$$

maka defleksi dinyatakan aman.

- Defleksi poros

Persamaan⁷¹ :

$$y = 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{Fl^2l^2}{d^4L} \dots\dots\dots(3.80)$$

dengan

F =resultan gaya terbesar pada tumpuan (kg)

l₁ =jarak roda gigi dengan bantalan A

l₂ =jarak roda gigi dengan bantalan B

d =diameter poros

L =jarak antar bantalan

$$y = 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{459,8 \times 35^2 \times 35^2}{26^4 \times 290} = 0,0017mm$$

- Beban masing-masing komponen

Berat poros

$$W = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot L \cdot 7,8}{4 \times 1000} \dots\dots\dots(3.81)$$

dengan

L =panjang poros(cm)

⁷¹ Ibid hal 18

d = diameter poros(cm)

$$W = \frac{\pi \cdot 2,6^2 \cdot 29 \cdot 7,8}{4 \times 1000} = 1,2kg$$

- Putaran kritis

Beban komponen yang ada pada poros tersebut:

Berat roda gigi dengan r=3,64cm, b=2cm, maka berat= 1,6kg

Berat kopling = 1,5 kg

Berat poros =2,18kg

Maka W total adalah 1,3 + 1,5 + 1,2 = 4 kg

Persamaan⁷²

$$N_c = 52700 \times \frac{d^2}{l_1 l_2} \sqrt{\frac{L}{W}} \dots\dots\dots (3.82)$$

dengan

d = diameter poros(mm)

l₁ = jarak pusat berat dengan tumpuan A(mm)

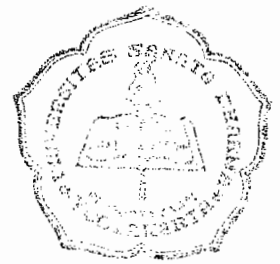
l₂ = jarak pusat berat dari tumpuan B(mm)

L = jarak antar tumpuan(mm)

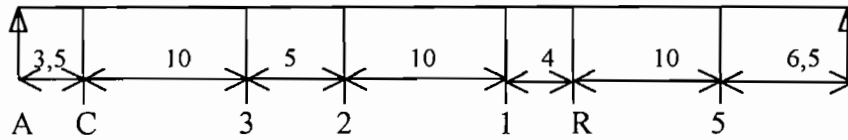
W = berat beban(kg)

$$N_c = 52700 \times \frac{26^2}{35,35_2} \sqrt{\frac{290}{4}} = 247622,6rpm$$

⁷² Ibid hal 19



III. 2. 2. 2. Poros Counter



Gambar 3. 32. Skema Poros Counter

- a. analisa gaya pada poros
 - Gaya Tangensial, Radial dan Aksial

Tabel 3.7. Gaya Pada Poros Counter

Input (kg.cm)	Roda Gigi	Diameter	Gaya Tangensial (Pt)	Gaya Radial $Pr = U \times \cos \alpha$	Gaya Aksial $Pa = U \times \cos \alpha$
1540	I_c	6,3	244,4	96,6	103,74
	1	3,6	427,8	169,12	181,59
	2	4,6	334,78	132,3	142,11
	3	5,4	285,2	112,7	121,05
	5	7,2	213,89	84,56	90,79
	R	2,8	550	217,43	233,46

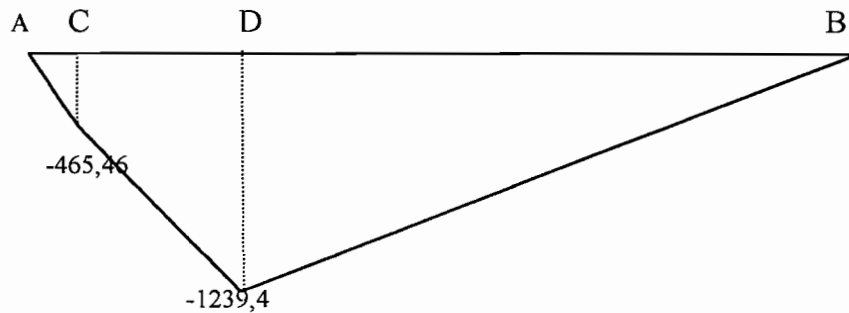
- Gaya pada Tumpuan

Tabel 3.8. Gaya Pada Poros Counter

Transmisi ke	Tumpuan A	Tumpuan B
1	187,15	131,88
2	198,75	83,63
3	198,05	64,6
5	122,44	112,099
R	176,3	191,1

- Momen Lengkung maksimum

Momen vertical pada percepatan 3



Gambar 3. 33. BMD vertical poros counter

momen horizontal pada percepatan R



Gambar 3. 34. BMD horizontal poros counter

- Resultan Gaya Tumpu

Tabel 3. 9. Resultan gaya tumpu poros counter

Transmisi ke	Tumpuan A	Tumpuan B
1	193,2	195,3
2	199,57	112,2
3	224,2	161,77
5	242,38	211,2
R	190,8	426,2

- Resultan Momen Lengkung

Tabel 3.10. Resultan Momen lengkung poros counter

Transmisi ke	Resultan momen pada rg. counter	Resultan momen pada rg. percepatan
1	17089,9	9139,23

2	8500,6	1013,3
3	9247,8	3143,5
5	968,4	11698,3
R	22007,5	3130,2

b. perencanaan poros

- Bahan Poros

Berdasarkan table pemilihan bahan, dipilih bahan poros dengan baja SCM22 (JIS) dengan kekuatan tarik (σ_b)=95 kg/mm².

$$\tau_a = \frac{95}{(6 \times 2)} = 7,917 \text{ kg/mm}^2$$

- Diameter Poros

$$d_s \geq \left[\left(\frac{5,1}{7,917} \right) \sqrt{(1,5 \times 22007,5)^2 + (1,2 \times 26950)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 30,99 \text{ mm}$$

diameter poros yang diambil = 31 mm untuk mendapatkan sudut defleksi puntiran yang aman.

- Defleksi puntiran

$$\theta = 548 \times \frac{2339,8 \times 19,3}{11 \cdot 10^6 \times 1,22^4} = 1,08 \leq 1,93$$

maka defleksi dinyatakan aman.

- Defleksi poros

$$y = 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{426,2 \times 355^2 \times 135^2}{31^4 \times 490} = 0,7 \text{ mm}$$

- Berat poros

$$W = \frac{\pi \cdot 3,1^2 \cdot 49 \cdot 7,8}{4 \times 1000} = 2,9 \text{ kg}$$

- Putaran kritis

Beban komponen yang ada pada poros tersebut

Berat roda gigi

Tabel 3. 11. Tabel massa RG poros counter

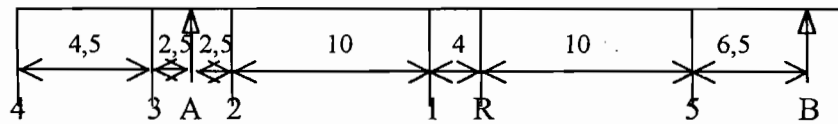
Komponen	R(cm)	B(cm)	W
Rg C	6,3	2	0,5
Rg 1	3,6	2	0,2
Rg 2	4,6	2	0,3
Rg 3	5,4	2	0,4
Rg 5	7,2	2	0,6
Rg R	2,8	2	0,13

Berat poros =2,9kg

Berat total poros = 5,03kg

$$N_c = 52700 \times \frac{31^2}{3,5 \times 45,5} \sqrt{\frac{490}{5,03}} = 3138835,88rpm$$

III. 2. 2. 3. Poros Output



Gambar 3. 35. Skema Poros Output

a. analisa gaya pada poros

- Gaya Tangensial, Radial dan Aksial

Tabel 3. 12. Tabel gaya pada poros output

Input (kg.cm)	Roda Gigi	Diameter	Gaya Tangensial (Pt)	Gaya Radial $P_r = U \times \cos \alpha_b$	Gaya Aksial $P_a = U \times \cos \alpha_b$
1540	1	6,47	238,02	94,09	101,03
	2	5,5	280	110,69	118,85
	3	4,57	336,98	133,2	143,04
	5	2,885	533,795	211,02	226,6
	r	4,09	376,5	148,8	159,8

- Gaya pada Tumpuan

Tabel 3. 13. table gaya pada tumpuan poros output

Pasangan Roda Gigi	Tumpuan A _v	Tumpuan B _v
1	76,7	54,04
2	26,6	26,78
3	161,5	31,3
4	45,08	45,26
5	40,6	207,04
R	79,087	106,3

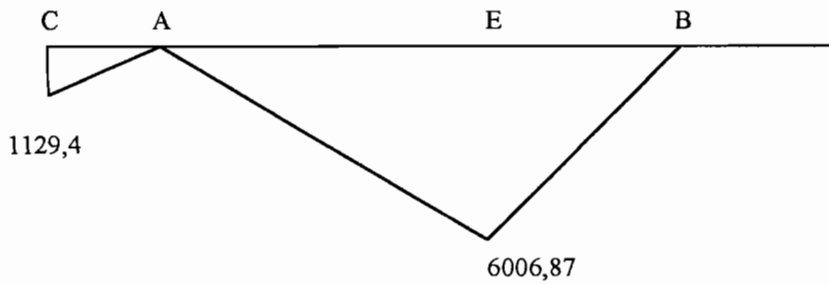
- Momen Lengkung maksimum

momen vertical pada percepatan 3



Gambar 3. 36. BMD vertical poros output

Pada percepatan



Gambar 3. 37. BMD horisontal poros output

- Resultan Gaya Tumpu

Tabel 3.14. resultan gaya tumpu poros output

Transmisi ke	Tumpuan A	Tumpuan B
1	166,4	106,03
2	258,4	35,5
3	350,8	39,05
5	69,7	520,86
R	173,03	247,3

- Resultan Momen Lengkung Maksimum

Tabel 3. 15. resultan momen poros output

Transmisi ke	Pertautan perc.4	Pertautan Rg. percepatan
1	6739,35	3654,9
2	276,8	1407,3
3	1989,3	2172,5

5	278,7	3275,7
R	1736,3	6008,04

b. perencanaan poros

- Bahan Poros

Berdasarkan table pemilihan bahan, dipilih bahan poros dengan baja SCM22 (JIS) dengan kekuatan tarik (σ_b)=95 kg/mm².

$$\tau_a = \frac{95}{(6 \times 2)} = 7,917 \text{ kg/mm}^2$$

- Diameter Poros

$$d_s \geq \left[\left(\frac{5,1}{7,917} \right) \sqrt{(1,5 \times 6739,35)^2 + (1,2 \times 72380)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 38,3 \text{ mm}$$

diameter poros yang diambil = 39 mm

- Defleksi puntiran

$$\theta = 548 \times \frac{6283,95 \times 17,7}{11 \cdot 10^6 \times 1,5^4} = 1,17 \leq 1,77$$

maka defleksi dinyatakan aman.

- Defleksi poros

$$y = 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{520,86 \times 125^2 \times 205^2}{39^4 \times 450} = 0,106 \text{ mm}$$

- Berat poros dan masing-masing komponen

$$W = \frac{\pi \cdot 3,9^2 \cdot 45 \cdot 7,8}{4 \times 1000} = 4,19 \text{ kg}$$

- Putaran kritis

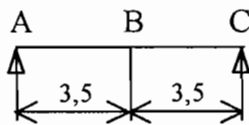
Beban komponen yang ada pada poros tersebut:

Berat roda gigi =5,79kg

Berat poros =4,19kg

$$N_c = 52700 \times \frac{39^2}{35,35_2} \sqrt{\frac{290}{9,98}} = 352725,99rpm$$

III. 2. 2. 4. Poros Idle



Gambar 3. 38. Skema poros idle

- Gaya Tangensial, Radial dan Aksial

Tabel 3. 16. gaya pada poros idle

Input (kg.cm)	Roda Gigi	Diameter	Gaya Tangensial (Pt)	Gaya Radial $P_r = U \times \cos \alpha_b$	Gaya Aksial $P_a = U \times \cos \alpha_b$
469,5	idle	3,28	469,5	185,6	199,29

- Resultan gaya pada Tumpuan

$$\text{Tumpuan A} = \text{Tumpuan B} = 299,6kg$$

- Resultan Momen Lengkung Vertikal dan Horizontal

$$\Sigma M \text{ pada roda gigi} = 1161,95kgcm$$

b. perencanaan poros

- Bahan Poros

Berdasarkan table pemilihan bahan, dipilih bahan poros dengan baja SCM22 (JIS) dengan kekuatan tarik (σ_b)=95 kg/mm².

$$\tau_a = \frac{95}{[6 \times 2]} = 7,917kg / mm^2$$

- Diameter Poros⁷³

$$d_s \geq \left[\left(\frac{5,1}{7,917} \right) \sqrt{(1,5 \times 1161,95)^2 + (1,2 \times 15400)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 22,87 \text{ mm}$$

diameter poros yang diambil = 25mm

- Defleksi puntiran

$$\theta = 543 \times \frac{15400 \times 70}{8,3 \cdot 10^3 \times 25^4} = 0,19 \leq 0,25$$

maka defleksi dinyatakan aman.

- Defleksi poros

$$y = 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{299,6 \times 35^2 \times 35^2}{25^4 \times 70} = 0,0053 \text{ mm}$$

- Berat poros masing-masing komponen

$$W = \frac{\pi \cdot 2,5^2 \cdot 7 \cdot 7,8}{4 \times 1000} = 0,27 \text{ kg}$$

- Putaran kritis

Beban komponen yang ada pada poros tersebut:

Berat roda gigi 0,53kg

Berat poros =0,27kg

Berat total =0,8kg

$$N_c = 52700 \times \frac{25^2}{35,35_2} \sqrt{\frac{70}{0,8}} = 251511,9 \text{ rpm}$$

⁷³ ibid, hal. 18

III. 3. PERANCANGAN POROS PROPELER DAN UNIVERSAL JOINT

Poros Propeler dan universal joint berfungsi untuk meneruskan putaran dari kotak transmisi ke poros penggerak roda.

III. 3. 1. Perancangan Poros Propeler

Torsi maksimal yang luar dari kotak transmisi adalah pada transmisi mundur = 53900 kg.mm.

Diameter poros minimum dapat dicari dengan persamaan⁷⁴:

$$W_t = \frac{Mt}{\tau_t} \dots\dots\dots(3.83)$$

dengan :

W_t = momen tahanan terhadap torsi

$$W_t = \frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D} \text{ (porosberongga)} \dots\dots\dots(3.84)$$

$$W_t = \frac{\pi}{16} d^3 \text{ (porospejal)}$$

τ_t = tegangan torsi \leq tegangan ijin (τ_a)

Poros propeler terdiri dari poros teleskopik dan poros panjang berongga. Kedua poros disambung dengan sambungan las, untuk poros teleskopik bahan SNC 3 dengan batas kekuatan tarik 95 kg/mm², faktor keamanan (sf1)=1,5 dan (sf2)=6. $C_b=1,4$.Maka tegangan ijin

$$\tau_a = \frac{K}{s \cdot C_b} = \frac{95}{6 \times 1,4} = 11,31 \text{ kg/mm}^2$$

untuk mencari diameter poros digunakan persamaan sebagai berikut

⁷⁴ Niemann, MACHINE ELEMENTS Design and Calculation in Mechanical Engineering, Vol II, hal 47

$$d_s \geq \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \times \frac{T}{\tau_a}} \dots\dots\dots(3.85)$$

$$d_s \geq \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \times \frac{53900}{11,31}} = 29,1$$

$$d_s \geq 29,1 \approx 30mm$$

Pada poros teleskopik berongga telah diketahui diameter dalam ($d_s=40mm$). Bila bahan poros S55C dengan kekuatan tarik $=66 \text{ kg/mm}^2$, faktor keamanan $(sf_1)=6;(sf_2)=1,5$, maka $\tau_a= 11,13$

Maka dapat diketahui diameter luar poros dengan persamaan :

$$\frac{(D^4 - d^4)}{D} \geq \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_a} \dots\dots\dots(3.86)$$

Pada poros panjang berongga telah diketahui diameter dalam $\approx 0,7 D$. Bila bahan poros S55C dengan kekuatan tarik $=66 \text{ kg/mm}^2$, faktor keamanan $(sf_1)=6;(sf_2)=1,5$, maka $\tau_a= 7,33 \text{ kg/mm}^2$. Dengan penjabaran rumus diatas didapat:

$$\frac{(D^4 - d^4)}{D} \geq \frac{16 \cdot 53900}{\pi \cdot 7,33}$$

$$D^4 - 37469,71D - 810000 = 0$$

maka diameter luar poros = 38,755, diambil 39mm.

Untuk poros panjang berongga dipilih bahan S55C, dengan $sf_1=6$, $sf_2=1,5, \tau_a=7,33 \text{ kg/mm}^2$. Diameter dalam $\approx 0,7$ diameter luar, maka:

$$\frac{(D^4 - 0,7D^4)}{D} \geq \frac{16 \cdot 53900}{\pi \cdot 7,33}$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \times \frac{53900}{0,3 \cdot 7,33}}$$

$$D \geq 49,986 \approx 55mm$$

$$d = 0,7D = 39mm$$

Bila poros memiliki ukuran panjang = 1200mm

Sudut Puntir Poros

$$M_t = 53900 \text{ kgmm} = 4679,5 \text{ lb.in}$$

$$\text{Diameter luar poros} = 50 \text{ mm} = 2,165 \text{ in}$$

$$\text{Diameter dalam poros} = 39 \text{ mm} = 1,5 \text{ in}$$

Sudut puntir yang terjadi pada poros :

$$\varphi = 584 \times \frac{M_t \times l}{11 \cdot 10^6 \times (D^4 - d^4)} = \text{°}L < 0,1\text{°}L \dots\dots\dots(3.87)$$

$$\varphi = 584 \times \frac{4679,5 \times L}{11 \cdot 10^6 \times (2,165^4 - 1,5^4)} = 0,015\text{°}L < 0,1\text{°}L$$

Perhitungan Putaran Kritis Poros Berongga :

Bobot Poros Berongga :

$$W = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2) \times L \times 7,86 \cdot 10^{-3} \dots\dots\dots(3.88)$$

$$W = \frac{\pi}{4} \times (5,5^2 - 3,9^2) \times 90 \times 7,86 \cdot 10^{-3} = 8,35kg$$

Putaran Kritis :

$$N_c = 52700 \times \frac{55^2}{450 \cdot 450} \sqrt{\frac{900}{9,28}} = 8172,16rpm$$

III. 3. 2. Perancangan Universal Joint

Gaya geser pada jarak D/2;

$$F = \frac{M_T}{2 \times D/2} \dots\dots\dots(3.89)$$

$$F = \frac{M_T}{D} \text{ kg}$$

Bahan spider : SNC 3 dengan batas kekuatan tarik 95 kg/mm², faktor keamanan (sf1)=1,5 dan (sf2)=6. C_b=1,4. Maka tegangan ijin 11,31 kg/mm². Diameter poros akibat gaya geser dapat dicari dengan persamaan:

$$\tau_a \geq \frac{F}{\frac{\pi}{4} D^2} \dots\dots\dots(3.90)$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \times \frac{53900}{11,13}}$$

$$D = 18,3 \approx 19 \text{ mm}$$

Gaya geser pada jarak d :

$$F = \frac{53900}{2 \times 19} = 1418,4 \text{ kg}$$

Diameter poros pada jarak tersebut :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \times \frac{1418,4}{11,13}}$$

$$d = 12,74 \approx 13 \text{ mm}$$

III.3.3. Sudut Kerja Propeler

Poros propeler tang dilengkapi dengan universal joint bertujuan agar dapat bekerja dengan sudut tertentu. Sudut yang terjadi pada universal joint memiliki nilai maksimal yang disesuaikan dengan gerak suspensi poros roda belakang.

Untuk menghindari kerusakan karena benturan yang terjadi pada universal joint dan yoke maka ditentukan sudut maksimal kerja adalah 8° .

Dengan demikian gerak naik-turun poros belakang adalah :

$$h = \sin \alpha \times L$$

dimana L adalah panjang poros propeller.

$$h = \sin 8 \times .90 = 125mm$$

III. 4. PERANCANGAN DEFFERENSIAL UNIT

III. 4. 1. Perancangan Roda Gigi Pinion – Ring Hipoid

Dimensi dan hubungan geometri dapat dilihat pada tabel A.25.

Data -data yang diambil untuk perancangan ini adalah:

Torsi yang ditransmisikan : 53,9 kgm

Putaran (n) : 800rpm

Perbandingan reduksi (i) : 5,595

Sudut helix rata-rata, $\beta_{m1} = 50,25^\circ$, $\beta_{m2} = 30,25^\circ$

Sudut kontak, $\phi_p = 50,25 - 30,25 = 20^\circ$

- Estimasi Awal

Jumlah gigi minimum untuk $i=5,598$ adalah 6 gigi

$$i = \frac{z_2}{z_1} \dots\dots\dots(3.91)$$

$$5,598 = \frac{z_2}{6}$$

$z_2 = 33,588$, diambil 34 gigi

dengan demikian perbandingan reduksi berubah menjadi 5,7

Sudut gelinding konus roda gigi :

$$tg \delta_2 = i \dots\dots\dots(3.92)$$

$$tg \delta_2 = 5,7$$

$$\delta_2 = 80,05$$

Sudut Perpindahan :

$$tg \phi_A = tg \phi_p \cdot \sin \delta_2 \dots\dots\dots(3.93)$$

$$\operatorname{tg} \varphi_A = \operatorname{tg} 20 \cdot \sin 80,05$$

$$\varphi_A = 19,7$$

Sudut Kontak :

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\operatorname{tg} \varphi_A}{\sin^2 \delta_2} \dots\dots\dots(3.94)$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\operatorname{tg} 19,7}{\sin^2 80,08} = 20,3$$

jarak perpindahan aksial (a) : 35mm

diameter lingkaran jarak bagi ring gear:

$$dm_2 = \frac{2a}{\sin \varphi} \dots\dots\dots(3.95)$$

$$dm_2 = \frac{2 \cdot 35}{\sin 20,3} = 201,8mm$$

- Dimensi

$$d_1 = 1,4dm_2 / i \dots\dots\dots(3.96)$$

$$d_1 = 1,4 \cdot 201,8 / 5,7 = 49,56mm$$

$$2g = \frac{d_1}{\operatorname{tg} \delta_2} \dots\dots\dots(3.97)$$

$$2g = \frac{49,56}{\operatorname{tg} 80,05} = 8,69$$

Sudut gelinding konus roda gigi pinyon :

$$\sin \delta_1 = \cos \delta_2 \times \cos \varphi_A \dots\dots\dots(3.98)$$

$$\sin \delta_1 = \cos 80,05 \times \cos 19,7$$

$$\delta_2 = 9,36$$

Diameter rata-rata roda gigi pinyon :

$$dm_1 = \frac{2g \times \cos \delta_1}{\cos \delta_2} \dots\dots\dots(3.99)$$

$$dm_1 = \frac{8,69 \times \cos 9,36}{\cos 80,05} = 49,6mm$$

Modul dalam bagian normal :

$$m_n = \cos \beta m_1 \frac{dm_1}{z_1} \dots\dots\dots(3.100)$$

$$m_n = \cos 50,25 \frac{49,6}{6} = 5,286mm$$

Panjang kerucut jarak bagi (pitch cone length)

$$Rm_1 = 0,5 \frac{dm_1}{\sin \delta_1} \dots\dots\dots(3.101)$$

$$Rm_2 = 0,5 \frac{dm_2}{\sin \delta_2}$$

$$Rm_1 = 0,5 \frac{49,6}{\sin 8,69} = 152,5mm$$

$$Rm_2 = 0,5 \frac{201,64}{\sin 80,08} = 102,4mm$$

Lebar gigi

$$b_2 \leq 0,18dm_2$$

$$b_1 \approx \frac{b_2}{\cos \varphi_p} + 3m_n + tg \varphi_p \dots\dots\dots(3.102)$$

$$b_2 \leq 36,3mm$$

$$b_1 \approx 54,88mm$$

• Pergeseran Profil

Untuk $z_1=, x_{in1}m_{mn1}=-x_{m2}m_{mn2}=0,7$

$$Hk1=5,286 + 0,7 \times 5,286 =8,986 mm$$

$$Hk2=5,286 - 0,7 \times 5,286 = 1,797 mm$$

- Perhitungan kapasitas beban dengan dasar roda gigi lurus setara

$$\alpha_{cn} = 20^\circ$$

$$m_{en} = 5,286 \text{ mm}$$

$$\beta_e = 50,25$$

$$\beta_{eg} = 47,18$$

$$ze_1 = \frac{z_1}{\cos \delta_1} \dots\dots\dots(3.103)$$

$$ze_1 = \frac{6}{\cos 9,36} = 9,098$$

$$ze_1 = \frac{z_1}{\cos^2 \beta_g \cos \beta_o} \dots\dots\dots(3.104)$$

$$ze_1 = \frac{6}{\cos^2 47,18 \cos 50,25} = 15,65$$

$$ze_{1n} = ze_1 \frac{z_1}{z}$$

$$ze_{1n} = 9,098 \frac{15,65}{6} = 23,74$$

perbandingan reduksi ekuivalen : $I_e = 12,12$

$$ze_{2n} = 287,73$$

$$ze_2 = 110,29$$

Diameter roda gigi pinion ekuivalen :

$$de_1 = \frac{dm_1}{\cos \delta_1} \dots\dots\dots(3.105)$$

$$de_1 = \frac{49,6}{\cos 9,36} = 50,14 \text{ mm}$$

Diameter roda gigi ring ekuivalen :

$$de_2 = \frac{dm_2}{\cos \delta_2 \cos^2 \varphi_p} \dots\dots\dots(3.106)$$

$$de_2 = \frac{201,8}{\cos 80,05 \cos^2 20} = 723,73mm$$

lebar gigi ekuivalen $be = b_1 = 54,88mm$

Perbandingan kontak

kontak overlap :

$$\varepsilon_{sp} = \frac{be \times \sin \beta_e}{m_{mn} \times \pi} \dots\dots\dots(3.107)$$

$$\varepsilon_{sp} = \frac{54,88 \times \sin 50,25}{5,286 \times \pi} = 2,36$$

Sudut kontak kerja ekuivalen

$$\sin \alpha_{bc} = \sin \alpha_{en} / \cos \beta_{cg} \dots\dots\dots(3.108)$$

$$\alpha_{bc} = 14,64$$

diameter lingkaran ekuivalen :

$$\begin{aligned} dke_1 &= de_1 + 2hke_1 \\ dke_2 &= de_2 + 2hke_2 \end{aligned} \dots\dots\dots(3.109)$$

$$dke_1 = 50,14 + 2 \times 8,986 = 68,112$$

$$dke_2 = 723,73 + 2 \times 1,797 = 727,324$$

$$\cos \alpha_{ke1} = (\cos \alpha_{e1}) \frac{de_1}{dk_1} \dots\dots\dots(3.110)$$

$$\cos \alpha_{ke2} = (\cos \alpha_{e2}) \frac{de_2}{dk_2}$$

$$\alpha_{ke1} = 50,63^\circ$$

$$\alpha_{ke2}=20,95^\circ$$

$$\varepsilon_1 \frac{r_{en}}{hk_{e1}} = \frac{de_1(\tan \alpha_{kel} - \tan \alpha_{e1})}{2\pi hk_{e1}} \dots\dots\dots(3.111)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{50,14(\tan 50,63 - \tan 20)}{2\pi 5,268} = 0,556$$

$$\varepsilon_2 = \frac{723,73(\tan 20,95 - \tan 20)}{2\pi 5,286} = 1,06$$

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 1,61$$

$$\varepsilon_{in} = \frac{\varepsilon_1}{\cos^2 \beta_{eg}} \dots\dots\dots(3.112)$$

$$\varepsilon_{in} = \frac{0,556}{\cos^2 47,18} = 1,02$$

Gaya keliling :⁷⁵

$$U = \frac{2 \times Mt}{dm_1} \dots\dots\dots(3.113)$$

$$U = \frac{2 \times 15400}{49,6} = 620,97kg$$

Intensitas beban nominal⁷⁶ :

$$Be = \frac{U}{be \times de_1} \dots\dots\dots(3.114)$$

$$Be = \frac{620,97}{54,88 \times 50,14} = 0,226kg/mm^2$$

Gaya keliling per satuan lebar gigi : u = 11,33 kg/mm

⁷⁵ Ibid, hal 157

⁷⁶ Ibid, hal 157

Kualitas gigi (DIN 3962) : 8, $g_e=2,8$; $g_R = 1,6$ dan faktor kejut C_s yang diambil adalah 1,25.

Faktor kerusakan gigi⁷⁷ :

$$f_e \leq g_e(3 + 0,3m + 0,2\sqrt{d_{o2}})$$

$$f_e \leq 2,8(3 + 0,35,286 + 0,2\sqrt{49,6})$$

$$f_e \leq 16,78 \mu m$$

Tooth directional error⁷⁸ $f_R \leq g_R \sqrt{b}$ maka $f_R \leq 11,85$

effective tooth directional error⁷⁹, $f_{rw} \approx 0,75 \cdot f_R + g_k \cdot u \cdot C_s$

dengan :

$g_k = 1,2$ untuk roda gigi payung overhang tanpa crowing pada permukaan gigi

$g_k = 0,6$ untuk roda gigi payung overhang dengan crowning pada permukaan gigi

$g_k = 0,3$ untuk roda gigi payung straddle dengan crowning pada permukaan gigi

dengan dipilih $g_k=0,6$; maka didapat hasil $f_{rw} \leq 17,385 \mu m$

Faktor beban dinamik :

Gaya tangensial dinamis per mm lebar⁸⁰ :

$$u \cdot C_s + 0,26 \cdot f = 11,33 \times 1,25 + 0,26 \times 17,385 = 18,68 \text{ kg/mm}$$

$$v = \frac{\pi \times d_{b1} \times n}{60 \times 1000}$$

$$v = \frac{\pi \times 49,6 \times 3800}{60 \times 1000} = 9,86 \text{ m/s}$$

⁷⁷ Ibid, hal 129

⁷⁸ Ibid, hal 129

⁷⁹ Ibid, hal 129

⁸⁰ Ibid, hal 131

maka nilai faktor beban dinamik adalah⁸¹

$$C_D = 1 + \frac{u_{dyn}}{u \cdot C_s (\epsilon_{sp} + 1)} \dots\dots\dots(3.115)$$

$$C_D = 1 + \frac{4,7}{11,33 \cdot 1,25(1,07 + 1)} = 1,16$$

Faktor distribusi beban (C_T)

Harga T

$$T = C_x \cdot f_{RW} \cdot \frac{b}{(U \cdot C_s \cdot C_D)} \dots\dots\dots(3.116)$$

dengan C_x = 1 maka

$$T = 1 \cdot 17,385 \cdot \frac{54,88}{(620,97 \cdot 1,25 \cdot 1,16)} = 1,05$$

maka harga C_T adalah 1,5

dengan diketahui harga ε=1,61 ; ε_{sp}=1,07 ; maka C_β = 1,32

Dengan demikian didapatkan besar intensitas beban efektif :

$$B_w = B \cdot C_s \cdot C_D \cdot C_T \cdot C_B \dots\dots\dots(3.117)$$

$$B_w = 0,226 \cdot 1,25 \cdot 1,16 \cdot 1,5 \cdot 1,32 = 0,65$$

Perbandingan kontak normal

$$\epsilon_{en} = \frac{\epsilon}{\cos^2 \beta_{eg}} \dots\dots\dots(3.118)$$

$$\epsilon_{en} = \frac{1,61}{\cos^2 47,18} = 1,6$$

Perbandingan kontak efektif⁸²:

⁸¹ Ibid, hal 131

⁸² Ibid, hal 134

$$\varepsilon_{ew} = 1 + (\varepsilon_{en} - 1) \frac{m_{en} + \frac{v}{4}}{m_{en} + \frac{f}{6}} \dots\dots\dots(3.119)$$

$$\varepsilon_{ew} = 1 + (1,6 - 1) \frac{5,286 + \frac{9,86}{4}}{5,286 + \frac{17,385}{6}} = 1,568$$

Faktor tegangan akar gigi
pada roda gigi penggerak

$$q_{w1} = q_{k1} \cdot q_{e1}$$

pada roda gigi penggerak

$$q_{w2} = q_{k2} \cdot q_{e2}$$

q_k = faktor akar

q_e dapat dicari dengan persamaan pada lampiran tabel A.12 dengan persamaan
roda gigi 1 sebagai roda gigi penggerak maka

$$q_{e1} = \frac{1,4}{(\varepsilon_n + 0,4)}$$

$$q_{e1} = \frac{1,4}{(1,6 + 0,4)} = 0,7$$

$$q_{e2} = \frac{1,4}{(\varepsilon_w + 0,4)}$$

$$q_{e2} = \frac{1,4}{(1,568 + 0,4)} = 0,71$$

harga y_e

$$Y_{\varepsilon}' = 1 - \frac{2 \cdot \pi}{z_{1n} \cdot \tan \alpha_{bn}} \left(1 - \varepsilon_{1n} \frac{\varepsilon_w}{e_n} \right) \leq 1 \dots\dots\dots(3.120)$$

$$Y_{\varepsilon}' = 1 - \frac{2 \cdot \pi}{23,74 \cdot \tan \alpha_{bn}} \left(1 - \varepsilon_{1n} \frac{\varepsilon_w}{e_n} \right) \leq 1$$

$$Y_{\epsilon}' = 1 - \frac{2 \cdot \pi}{23,74 \cdot \tan 20} \left(1 - 1,02 \frac{1,568}{1,6} \right) = 0,9997 \leq 1$$

faktor gigi :

$$q_{ke1} = 2,05 \quad q_{ke2} = 2,2$$

$$q_{w1} = q_{k1} \cdot q_{\epsilon1}$$

$$q_{w1} = 2,05 \cdot 0,7 = 1,4$$

$$q_{w2} = q_{k2} \cdot q_{\epsilon2}$$

$$q_{w2} = 2,2 \cdot 0,71 = 1,7$$

pemilihan bahan roda gigi

$$\text{Bahan} = 16 \text{ MnCr}5$$

$$\text{Kekerasan} = 650 \text{ HB}$$

$$\text{Kekuatan kelelahan akar } (\sigma_o) = 47 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Kekuatan kelelahan permukaan } (k_o) = 5 \text{ kg/mm}^2$$

Kekuatan permukaan (k_D) dapat dicari dengan mengikuti persamaan yang ada pada lampiran tabel A.16

$$k_D = Y_g \cdot Y_H \cdot Y_S \cdot Y_v \cdot k_o \dots\dots\dots (3.121)$$

dengan

$$Y_H = 1, \quad Y_g = 1$$

Y_S = fungsi viskositas minyak pelumas $V = 100/V^{0,4}$, dengan

V = kecepatan keliling, dari roda gigi pada pasangan roda gigi ini

V diperkirakan 35,26 cst sehingga yang diambil 0,794

Y_v = fungsi kecepatan keliling

$$Y_V = 0,7 + \frac{0,6}{1 + \left(\frac{8}{v^2}\right)} \dots\dots\dots (3.122)$$

$$Y_V = 0,7 + \frac{0,6}{1 + \left(\frac{8}{9,86^2}\right)} = 1,03$$

Kekuatan akar gigi (σ_D) dapat dicari berdasarkan (lampiran tabel A.15)
 =47kg/mm²

Dengan demikian dapat diketahui harga k_D

$$k_D = 1 \cdot 1 \cdot 0,794 \cdot 1,03 \cdot 5 = 4,09$$

perhitungan faktor keamanan

faktor keamanan melawan kepatahan gigi (tooth breakage)

roda gigi penggerak

$$S_{B1} = \frac{\sigma_{D1}}{B_W \cdot z_1 \cdot q_{w1}} \dots\dots\dots (3.123)$$

$$S_{B1} = \frac{47}{0,6 \cdot 9,09 \cdot 1,435} = 6,006$$

roda gigi tergerak

$$S_{B2} = \frac{\sigma_{D1}}{B_W \cdot z_1 \cdot q_{w2}} \dots\dots\dots (3.124)$$

$$S_{B2} = \frac{47}{0,6 \cdot 9,09 \cdot 1,56} = 5,525$$

roda gigi penggerak

$$S_{G1} = S_{G2} = \frac{K_{D1}}{B_W \cdot Y_{W1}} \dots\dots\dots (3.125)$$

$$S_{G1} = S_{G2} = \frac{4,09}{0,6 \cdot 1,036} = 6,6$$



Faktor keamanan gigi melawan scoring

$$S_f = \frac{K_{test} \cdot \cos \delta_o \cdot i}{B_w \cdot Y_c \cdot Y_J \cdot i + 1} \dots\dots\dots (3.126)$$

Untuk mencari K_{test} perlu diketahui torsi scoring pada F, Z, G test A 83 (M_{test}).
 Harga M_{test} dapat dilihat pada (lampiran A.20). Minyak pelumas yang dipergunakan adalah SAE 90 dengan aditif ringan, diperkirakan $M_{test}=50$ kg.m viskositas pada temperatur operasi $80^{\circ}=37$ cst dan $Y_s=0,8$. Harga K_{test} dapat diperkirakan 1,5

$$S_f = \frac{1,5 \cdot \cos 0 \cdot 5,598}{0,65 \cdot 5,85 \cdot 5,598 + 1} = 0,3$$

III. 4. 2. Perancangan Roda Gigi Differensial–Side Gear (Roda Gigi Kerucut

Lurus)

- o Data kalkulasi yang diketahui
 Torsi 15400 kgmm
 Putaran 3800 rpm
- o Sudut kerucut (δ_a) = 90°
- o Bahan roda gigi 16 MnCr5
- o Sudut tekanan normal (α_{on}) = 20°
- o Perbandingan reduksi = 1
- o Lebar gigi (b) = 30 mm
- o Diameter roda gigi
 $d_1 = d_2 = 80$ mm
- o Tinggi kepala addendum
 $H_{k1,2} = 6$ mm
- o Sudut kerucut jarak bagi (δ_1)= (δ_1)=45

Tabel 3.17. Hasil Kalkulasi Defferensial – side gear

Kalkulasi	Rg pinyon	Side gear
-----------	-----------	-----------

z	15	15
(dm)	80(mm)	80(mm)
(hk)	6	6
(z_e)	21,21	21,21
(I_e)	1	1
(d_e)	113,14	113,14
(m_e)	5,33	5,33
(v)	11,7	11,7
(U)	385	385
(B_e)	0,11	0,11
(f_e)	6,39	6,39
(f_R)	4,38	4,38
(f_{RW})	49,07	49,07
(u_{dyn})	4,1	4,1
(α_o)	20	20
(C_D)	$\leq 1,26$	$\leq 1,26$
$\varepsilon_1 = \varepsilon_{1n}$	0,816	0,816
$\varepsilon_2 = \varepsilon_{2n}$	0,816	0,816
$\varepsilon = \varepsilon_n$	1,632	1,632
(C_s)	1,25	1,25
(ε_w)	1,7	1,7
(σ_D)	32,9	32,9
(C_T)	1,7	1,7
(C_β)	1	1
(B_w)	0,105	0,105
q_k	3,075	3,075
q_c	0,69	0,67
q_w	2,12	2,05
Y_c	3,11	3,11
Y_B	1	1
Y_e	0,88	0,88
Y_w	3,5	3,11
ε_{max}	12,83	12,83
Y_F	0,86	0,86
Y_G	1	1
Y_S	0,75	0,75
Y_{II}	1	1
Y_V	1,06	1,06
K_D	3,96	3,96
S_B	9,5	9,8
S_G	5,14	5,79
S_F	2,5	2,5

III. 4. 3. Perancangan Poros Deferensial

Poros Input

Data pada poros

Jari-jari RG = 2,5 cm

$P_t = 620,97$ kg

$P_a = 669,07$ kg

$P_r = 229,7$ kg

Beban poros propeller = 8,35 kg

Momen lengkung maksimum = 4857,4 kgcm

Perencanaan poros

- Bahan Poros

Berdasarkan table pemilihan bahan, dipilih bahan poros dengan baja 20 MnCr 5 dengan kekuatan tarik (σ_b)=90 kg/mm².

$$\tau_a = \frac{90}{(6 \times 1,5)} = 10 \text{ kg/mm}^2$$

- Diameter Poros

$$d_s \geq \left[\left(\frac{5,1}{10} \right) \sqrt{(2 \times 4857,4)^2 + (1,5 \times 53900)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 40,1 \text{ mm}$$

diameter poros yang diambil = 41 mm = 1,6 in

- Defleksi puntiran

$$\theta = 548 \times \frac{15400 \times 13,98}{11 \cdot 10^6 \times 1,6^4} = 0,5 \leq 1,39$$

maka defleksi dinyatakan aman.

- Defleksi poros

$$y = 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{299,6 \times 35^2 \times 35^2}{25^4 \times 70} = 0,0053 \text{ mm}$$

- Berat poros masing-masing komponen

$$W = \frac{\pi \cdot 4,1^2 \cdot 7 \cdot 7,8}{4 \times 1000} = 3,7 \text{ kg}$$

- Putaran kritis

Beban komponen yang ada pada poros tersebut:

Berat RG = 2,2 kg

Berat Propeler = 8,53kg

Berat poros = 3,7kg

Berat total = 14,43kg

$$N_c = 52700 \times \frac{41^2}{78.78} \sqrt{\frac{355}{14,4}} = 72222,1 \text{ rpm}$$

Poros defferensial casing

Data pada poros

Jari-jari ring gear = 100,9 cm

$P_t = 620,97 \text{ kg}$

$P_a = 521,2 \text{ kg}$

$P_r = 3528,9 \text{ kg}$

Momen lengkung maksimum = 4174,4 kgcm

Perencanaan poros

- Bahan Poros

Berdasarkan table pemilihan bahan, dipilih bahan poros dengan baja SNCM 25 dengan kekuatan tarik (σ_b) = 120 kg/mm². maka $\tau_a = 16,67$ kg/mm².

- Diameter Poros

$$d_s \geq \left[\left(\frac{5,1}{16,67} \right) \sqrt{(2 \times 67744,5)^2 + (1,5 \times 404966,1)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 57,5 \text{ mm}$$

diameter poros yang diambil = 70 mm = 2,8 in

- Defleksi puntiran

$$\theta = 584 \times \frac{35158,7 \times L}{11 \cdot 10^6 \times 2,8^4} = 0,03L \leq 0,1L$$

maka defleksi dinyatakan aman.

Berat poros masing-masing komponen

$$W = \frac{\pi \cdot 7^2 \cdot 16 \cdot 7,8}{4 \times 1000} = 10,5 \text{ kg}$$

- Putaran kritis

Beban komponen yang ada pada poros tersebut:

Berat defferensial unit (dianggap) = 5kg

Berat total = 15,5 kg

$$N_c = 52700 \times \frac{70^2}{40 \cdot 40} \sqrt{\frac{350}{15,5}} = 766928,5 \text{ rpm}$$

III. 5. PERANCANGAN POROS AXLE

Poros Axle adalah poros yang menghubungkan antara deferensial dengan roda penggerak. Poros axle menerima torsi maksimum 404966,1 kg.mm(35158,7lb.in).

Bahan poros axle dipilih SNCM25 dengan kekuatan tarik 120 kg/mm². $K_t = 1,0$; $C_b = 1,4$; $Sf_1 = 6$; $Sf_2 = 1,2$.

Perhitungan poros dengan beban puntir

$$d_s \geq \left[\left(\frac{5,1}{16,67} \right) \sqrt{(2 \times 43972,4)^2 + (1,5 \times 404966,1)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 57,27mm$$

Poros Axle diambil 60 mm untuk menjamin keamanan pada tiap kondisi jalan yang dihadapi.

Dfleksi puntiran poros

$$\theta = 548 \times \frac{35158,7 \times L}{11.10^6 \times 2,4^4} = 0,038L \leq 0,1L$$

III. 6. PERANCANGAN SINKROMES

Sinkromes adalah elemen yang terdapat pada kotak transmisi utama. Sinkromes adalah mekanisme yang memudahkan pemindahan transmisi pada kotak transmisi. Sinkromes terdiri dari dua komponen yakni kopling kerucut dan gigi penerus putaran.

Kopling kerucut berfungsi sebagai pereduksi putaran ketika pertautan transmisi akan dilakukan, hal ini bertujuan agar gigi penerus dapat terhubung dengan halus dan sempurna.

Gigi penerus putaran adalah jenis roda gigi lurus yang saling berikatan pada setiap giginya.

III.6.1. Perancangan Kopling Kerucut.

Data yang diketahui dalam perancangan ini adalah sebagai berikut

$$T = 5133,3 \text{ kg.mm}$$

$$f_c = 1$$

$$D_n = 100 \text{ mm (diameter kopling yang diinginkan)}$$

$$\theta = 8^\circ \text{ (sudut terkecil yang boleh digunakan)}^{83}$$

$$p_a = 0,03 \text{ kg/mm}^2$$

$$\mu = 0,3$$

Dengan data diatas perancangan kopling kerucut dapat dilakukan

Gaya tekan normal pada permukaan kontak⁸⁴

⁸³ Sularso, Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya Paramita, Jakarta, Cetakan kesembilan, hal. 74

⁸⁴ ibid, hal 74

$$Q = \frac{2 \times T}{\mu \times D_n} \dots\dots\dots(3.127)$$

$$Q = \frac{2 \times 5133,3}{0,3 \times 100} = 342,2 \text{ kg}$$

Permukaan kontak⁸⁵

$$A = \frac{Q}{P_a} \dots\dots\dots(3.128)$$

$$A = \frac{342,2}{0,03} = 11407,4 \text{ mm}$$

Lebar yang diperlukan⁸⁶

$$b = \frac{A}{\pi \times D_n} \dots\dots\dots(3.129)$$

$$b = \frac{11407,4}{\pi \times 100} = 12,31$$

lebar yang diambil 12 mm.

Gaya dorong aksial⁸⁷

$$F = Q(\sin \theta + 0,3 \cos \theta) \dots\dots\dots(3.130)$$

$$F = 342,2(\sin 8 + 0,3 \cos 8) = 149,3 \text{ kg}$$

III. 6. 2. Gigi pada Sinkromes

Data yang diketahui

d = 120 mm (d disesuaikan dengan diameter kopling kerucut)

Ft = 429,6 kg

m = 4mm

⁸⁵ ibid, hal 74

⁸⁶ ibid, hal 74

⁸⁷ ibid, hal 76

$$b = 7\text{mm}$$

Bahan roda gigi = ST 50.11 dengan kekuatan tarik = 1900 kg/cm^2 .⁸⁸

Jumlah gigi pada lingkaran sinkroniser hub adalah bentuk roda gigi lurus⁸⁹

$$Z = \frac{120 \cos 20}{4} = 28,2$$

jumlah gigi yang diambil 28 buah

maka diameter berubah menjadi 119,2mm

gaya tangensial yang harus ditanggung tiap gigi

$$F_t = \frac{429,6}{28} = 15,3\text{kg}$$

Faktor bentuk gigi lewis⁹⁰

$$Y = 0,154 - \left(\frac{0,912}{Z} \right) \dots\dots\dots(3.131)$$

$$Y = 0,154 - \left(\frac{0,912}{28} \right) = 0,121$$

Besar beban lentur yang diijinkan⁹¹

$$F_l = \sigma_b \times b \times m \times Y \times f_v \dots\dots\dots(3.132)$$

f_v adalah faktor dinamis⁹²

⁸⁸ Niemann, MACHINE ELEMENTS Design and Calculation in Mechanical Engineering, Vol II, hal 135

⁸⁹ ibid, hal 118

⁹⁰ Khurmi R.S., A Text Book of Machinis Design, Eurasia Publishing House, New Delhi, hal 1012

⁹¹ Sularso, Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya Paramita, Jakarta, Cetakan kesembilan, hal 240

⁹² ibid, hal 240

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$$
 , dengan v kecepatan keliling 20-50m/s.....(3.133)

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{21,6}} = 0,54$$

maka

$$F_t = 1900 \times 0,7 \times 0,4 \times 0,121 \times 0,54 = 34,76kg$$

dengan demikian penggunaan roda gigi lurus diatas aman.

BAB IV
PERANCANGAN KOMPONEN PENDUKUNG

Komponen pendukung adalah elemen yang dipakai untuk mendukung komponen utama agar dapat bekerja secara maksimal.

Komponen pendukung yang akan dibahas dalam bab ini adalah spline, bantalan, pelumas, dan baut.

IV. 1. Perancangan Spline

Spline adalah alur yang terdapat pada elemen penggerak dan poros yang berfungsi sebagai penerus putaran dari elemen ke poros dan sebaliknya. Spline dipilih sebagai penerus putaran karena alurnya yang merata pada sekeliling poros sehingga menjamin kekuatan yang lebih tinggi dari pada pasak.

Spline pada poros input pengikat RG. Counter

$$d_1 = 32 \text{ mm}$$

$$L = 20 \text{ mm}$$

Dipilih spline DIN 5463 dengan $M_{10} = 231$

Torsi yang mampu ditahan

$$M_t = 0,7.L.M_{10} \dots\dots\dots(4.134)$$

$$M_t = 0,7.20.231 = 3234 \text{ kgcm}$$

1. Spine Pada Poros Input

Tabel 4. 18. Spline Poros Input

Elemen	L(mm)	d(mm)	M_{10}	M_t	Torsi kerja
Kopling	30	26	88,2	1852,2	1540

RG.Counter	20	32	231	3234	1540
Sin.perc.4	30	28	94,5	1984,5	1540

2. Spine Pada Poros Counter

Tabel 4. 19. Spline Poros Counter

Elemen	L(mm)	d(mm)	M_{10}	M_t	Torsi kerja
RG. Counter	20	32	432	6048	2695
RG.1		32	432	6048	2695
RG.2		32	432	6048	2695
RG.R		32	432	6048	2695
RG.3		32	432	6048	2695
RG.5		32	432	6048	2695

3. Spline pada Poros Output

Tabel 4. 20. Spline Poros Output

Elemen	L(mm)	d(mm)	M_{10}	M_t	Torsi kerja
Sin. 1-2	30	42	297	6237	4928
Sin 3-4	20	42	297	6237	2263,8
Sin 5	20	42	297	4158	1044,12
RG. R	30	42	706	14826	7238
Yoke	25	40	432	7560	7238

4. Spline pada Poros Idle

Tabel 4. 21. Spline Poros Idle

Elemen	L(mm)	d(mm)	M_{10}	M_t	Torsi kerja
Rg.idle	30	28	320	6720	6545

5. Spine pada poros input deferensial dan defferensial casing

Tabel 4. 22. Spline Poros Input deferensial

Elemen	L(mm)	d(mm)	M_{10}	M_t	Torsi kerja
Yoke	40	42	297	8316	5390
RG.Pinion	40	56	330	9240	5390
Defferensial cas (spine dalam)	50	56	1280	44800	40496,61

6. Spline pada poros axle

Tabel 4. 23. Spline Poros Axle

Elemen	L(mm)	d(mm)	M_{10}	Torsi yang mampu ditahan	Torsi kerja
Poros Deferensial	50	56	1280	44800	40496,61

IV. 2. Pemilihan Bantalan

Bantalan adalah komponen yang berfungsi menopang poros pada tempatnya serta memungkinkan poros berputar tanpa bergesekan dengan tumpuannya. Bantalan yang digunakan adalah bantalan gelinding yang dapat menumpu gaya radial serta gaya aksial yang terjadi pada poros.

Perancangan bantalan

- Bantalan pada poros input transmisi

Bantalan A

Gaya yang terjadi akibat pertautan roda gigi

Gaya radial = $P_r = 189,795 \text{ kg}$

Gaya aksial = $P_a = 86,97 \text{ kg}$

Bantalan yang direncanakan adalah bantalan peluru 6306

Dengan data :

Diameter dalam = $d = 30 \text{ mm}$

Diameter luar = $D = 90 \text{ mm}$

$C = 4360 \text{ kg}$

$C_o = 2400 \text{ kg}$

$V = 1$ (bagian dalam berputar)

Persamaan menentukan factor X dan Y^1

$$\frac{F_a}{V F_r} \dots\dots\dots(4.135)$$

$$\frac{189,795}{1.86,97} = 2,16 \geq e$$

¹ Ibid 143

berdasarkan kalkulasi diatas maka

$$X = 0,56$$

$$Y = 1,49$$

Maka P dapat dicari dengan persamaan²

$$P = X \cdot Pr + Y \cdot Pa \dots\dots\dots(4.136)$$

$$P = 0,56 \cdot 86,97 + 1,49 \cdot 189,795 = 287,95kg$$

Umur nominal bantalan³

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \text{ (untuk bantalan peluru) } \dots\dots\dots(4.137)$$

$$L = \left(\frac{4360}{287,85}\right)^3 = 3475,05(\text{juta putaran})$$

Umur Bantalan dalam jam operasi⁴

$$Lh = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} \dots\dots\dots(4.138)$$

dengan :

n = putaran maksimum poros

L = Umur nominal bantalan

$$Lh = \frac{10^6 \cdot 3475,05}{60 \cdot 4800} = 12066,05(\text{jam})$$

aman karena diatas 5000 jam

Umur dalam km⁵

² Niemann, Elemen Mesin Design dan Kalkulasi, Alih Bahasa Anton Budiman dan Bambang Priambodo, Jilid I, Edisi kedua, hal 261

³ Ibid, hal 265

⁴ Ibid, hal 265

⁵ Ibid, hal 265

$$L_s = \frac{\pi}{100} \cdot D_R \cdot L \dots\dots\dots(4.139)$$

dengan :

D_R = diameter roda

$$L_s = \frac{\pi}{100} \cdot 0,508 \cdot 3475,05 = 55,4$$

dengan demikian umur bantalan dalam km = 55,4 juta km

Bantalan B

Beban nominal maksimum yang dialami 182,5 kg

Bantalan yang dipilih adalah bantalan peluru 6405.

Diameter dalam bantalan = $d = 25$ mm

Umur nominal bantalan = $L = 1873,95$ juta putaran

Umur dalam jam operasi = $L_h = 6506,78$ jam

- Bantalan pada poros counter

Bantalan A

Beban nominal maksimum yang dialami 141,5 kg

Bantalan yang dipilih adalah bantalan peluru 6208.

Diameter dalam bantalan = $d = 40$ mm

Umur nominal bantalan = $L = 10212,8$ juta putaran

Umur dalam jam operasi = $L_h = 62057,08$ jam

Bantalan B

Beban nominal maksimum yang dialami 133,17 kg

Bantalan yang dipilih adalah bantalan peluru 6208.

Diameter bantalan = $d = 40$ mm

Umur nominal bantalan = $L = 12251,7$ juta putaran

Umur dalam jam operasi = $L_h = 74446,02$ jam

- Bantalan pada poros output

Bantalan A

Beban nominal maksimum yang dialami $107,8$ kg

Bantalan yang dipilih adalah bantalan peluru 6206.

Diameter dalam bantalan = $d = 30$ mm

Umur nominal bantalan = $L = 5918,99$ juta putaran

Umur dalam jam operasi = $L_h = 20552,05$ jam

Bantalan B

Beban nominal maksimum yang dialami $93,9$ kg

Bantalan yang dipilih adalah bantalan peluru 6206.

Diameter bantalan = $d = 30$ mm

Umur nominal bantalan = $L = 8955,86$ juta putaran

Umur dalam jam operasi = $L_h = 31096,7$ jam

- Bantalan pada poros idle

Bantalan A-B

Beban nominal maksimum yang dialami $169,7$ kg

Bantalan yang dipilih adalah bantalan peluru 6305.

Diameter bantalan = $d = 25$ mm

Umur nominal bantalan = $L = 2330,8$ juta putaran

Umur dalam jam operasi = $L_h = 18613,9$ jam

Umur dalam juta km = $L_s = 0,16$ (baik)

- Bantalan pada poros pinion hipoid deferensial

Bantalan A

Beban nominal maksimum yang dialami 482,8 kg

Bantalan yang dipilih adalah bantalan peluru dua baris 7308 A DB.

Diameter dalam bantalan = $d = 40$ mm

Umur nominal bantalan = $L = 2117,2$ juta putaran

Umur dalam jam operasi = $L_h = 10806,5$ jam

Bantalan B

Beban nominal maksimum yang dialami 174,17 kg

Bantalan yang dipilih adalah bantalan peluru 6008.

Diameter bantalan = $d = 40$ mm

Umur nominal bantalan = $L = 5476,4$ juta putaran

Umur dalam jam operasi = $L_h = 27952,5$ jam

- Bantalan pada poros pinion side gear defferensial

Bantalan A

Beban nominal maksimum yang dialami 2705,6 kg

Bantalan yang dipilih adalah bantalan.6414

Diameter dalam bantalan = $d = 70$ mm

Umur nominal bantalan = $L = 147,6$ Juta putaran

Umur dalam jam operasi = $L_h = 1778,9$ jam

- Bantalan pada poros axle

Bantalan

Beban nominal maksimum yang dialami = 268,125 kg

Bantalan yang dipilih adalah bantalan 6013 .

Diameter dalam bantalan = $d=60$ mm

Umur nominal bantalan = $L = 1345,4$ juta putaran

Umur dalam jam operasi = $Lh = 16210,6$ jam

- Bantalan jarum untuk penempatan roda gigi pada poros output

Tabel 4. 24. Penggunaan Bantalan Jarum pada Poros Output

RG	Simbol	D_w (mm)	D_G (mm)	B_K (mm)	C (kg)
1	$45 \times 55 \times 20$	45	55	20	1830
2	$45 \times 55 \times 20$	45	55	20	1830
3	$45 \times 55 \times 20$	45	55	20	1830
5	$42 \times 52 \times 20$	42	52	20	1830
R	$42 \times 52 \times 20$	42	52	20	1830

V. 3. Pelumas

Pelumas yang dipakai pada system transmisi pada kendaraan adalah SAE 90 yang dipilih berdasarkan table (lampiran A.20)⁶.

Jumlah Pelumas Yang Dibutuhkan.

Banyaknya pelumas yang digunakan menjadi penting karena pelumas akan membentuk lapisan film pada benda yang bekerja. Apabila lapisan film terlalu tipis akibat oli yang digunakan kurang akan mengakibatkan elemen yang bekerja bergesekan dengan keras dan mempercepat keausan, sedangkan apabila lapisan film terlalu tebal akibat jumlah pelumas yang berlebihan kontak elemen yang bekerja semakin berat.

- Pada Kotak Transmisi

⁶ Niemann, MACHINE ELEMENTS Design and Calculation in Mechanical Engineering, Vol II, hal 137

Persamaan :

$$Q = 2,5 \cdot Nz(\text{liter})$$

$$Nz = N_1 \left[\frac{0,1}{z_1 \cos \alpha} + \frac{0,03}{V + 2} \right] \dots \dots \dots (4.140)$$

dengan :

Nz = Kerugian pada roda gigi

N_1 = Daya Input

N_2 = Jumlah RG Pinion

$$Nz = 98,35 \left[\frac{0,1}{34 \cos 20} + \frac{0,03}{1,89 + 2} \right] = 1,07$$

Jumlah Pelumas

$$Q = 2,5 \cdot [1,07 \times 5] = 13,3(\text{liter})$$

- Pada Defferensial Unit

$$Nz = 98,35 \left[\frac{0,1}{34 \cdot \cos 20} + \frac{0,03}{9,8 + 2} \right] = 0,56$$

$$Q = 2,5 \cdot [0,55 \times 3] = 4,2(\text{liter})$$

IV. 4. Baut

Baut yang dirancang pada perancangan ini berfungsi menyambung yoke ke poros output kotak transmisi atau ke defferensial.

Data perancangan :

Jumlah Baut : 4 buah

Diameter untuk penempatan baut = 110mm

Gaya geser yang dialami masing-masing baut

$$W = \frac{53900}{4 \cdot 55} = 245 \text{ kg}$$

Bahan baut ; baja liat = $\sigma_B = 42 \text{ kg/mm}^2$

Tegangan ijin = $\sigma_a = 6 \text{ kg/mm}^2$

Tegangan geser ijin = $\tau_a = (0,5 - 0,75) \sigma_a$ ⁷, maka $\tau_a = 0,7 \sigma_a = 4,2 \text{ kg/mm}^2$

Diameter baut⁸

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \times 254}{\pi \cdot 4,2}}$$

$$d \geq 8,6 \text{ mm}$$

maka dipilih baut dengan data sebagai berikut⁹

diameter luar = 11,112

diameter efektif = 9,934

diameter inti = 9,149

Tabel 4. 24. Penggunaan Baut

Baut	Jumlah	D luar (mm)	D efektif (mm)	D inti (mm)
Kotak transmisi	10	10	9,026	8,4
RG Mahkota	10	10	9,026	8,4
Defferensial	10	10	9,026	8,4

⁷ Sularso, Op.cit, hal 296

⁸ Ibid, hal 296

⁹ Ibid, hal 2291

BAB V

KESIMPULAN

V. 1. Kesimpulan

Mengingat kompleksnya permasalahan dalam suatu perancangan maka pembahasan dalam perancangan ini ditekankan pada hal-hal berikut, yaitu: kekuatan bahan, ukuran dasar dari masing-masing elemen serta jenis dan standar bahan yang digunakan. Sedangkan faktor-faktor lain yang tidak kalah penting seperti getaran poros, umur komponen serta perakitan menjadi perhatian pada perancangan ini, walaupun ada beberapa faktor dan elemen yang tidak dibahas pada perancangan ini.

Penggunaan metode pembahasan secara sistematis dan berurutan serta penggunaan jenis dan standar bahan dengan mengacu pada ketentuan yang berlaku, persyaratan yang harus dipenuhi serta penggunaan tabel akan lebih mengotimalkan dan mempermudah dalam memperoleh hasil perhitungan sesuai dengan kebutuhan yang ingin dicapai dari permasalahan yang ada.

Berdasarkan data perhitungan yang diperoleh pada pembahasan sebelumnya maka didapatkan data hasil perhitungan sebagai berikut :

Merk Engine : Toyota 1 RZ E

Torsi maksimum : 15,4 kgm pada putaran 2800rpm

Daya maksimum : 98,35 HP pada putaran 4800 rpm

Rasio Transmisi :

Percepatan 1 = 17,9

Percepatan 2 = 12,15

Percepatan 3 = 8,23

Percepatan 4 = 5,598

Percepatan 5 = 3,8

Percepatan R = 26,3

Kemampuan menempuh tanjakan pada beban penuh = 30°

Kecepatan maksimum = 120 km/jam

Kopling

Diameter kampas kopling = 18,58 cm

Mekanisme pemindah kabel

Kotak Transmisi :

○ Input

Diameter poros = 26 mm

Bantalan A no. 6306

Bantalan B no. 6405

Diameter roda gigi input-counter = 72,2 mm

○ Counter

Diameter poros = 31 mm

Bantalan A no. 6208

Bantalan B no. 6208

Diameter roda gigi input = 127,3 mm

Diameter roda gigi counter tingkat 1 = 70,7 mm

Diameter roda gigi counter tingkat 2 = 89,3 mm

Diameter roda gigi counter tingkat 3 = 108,7 mm

Diameter roda gigi counter tingkat 5 = 142,9 mm

Diameter roda gigi counter R = 54,5 mm

○ Output

Diameter poros = 39 mm

Bantalan A no. 6206

Bantalan B no. 6206

Diameter roda gigi tingkat 1 = 129,3 mm

Diameter roda gigi tingkat 2 = 110,7 mm

Diameter roda gigi tingkat 3 = 91,3 mm

Diameter roda gigi tingkat 5 = 57,7 mm

Diameter roda gigi R = 81,8

○ Idle

Diameter poros = 25 mm

Bantalan A no. 6305

Bantalan B no. 6305

Diameter roda gigi idle = 65,5

○ Mekanisme pemindah langsung

Poros propeler batang berongga yang dihubungkan dengan universal joint

Diameter luar poros propeler = 55 mm

Jumlah Universal joint = 2

Diameter universal joint = 13 mm

Differensial unit

○ Poros input

Diameter poros = 41 mm

Bantalan A 7308 A DB

Bantalan B 6008

- Diameter pinion hipoid = 49,56 mm
- Diameter ring gear = 201,8 mm
- Poros Defferensial casing

Diameter poros = 70 mm

Bantalan 6414

- Diameter side gear-pinion diferensial = 80 mm

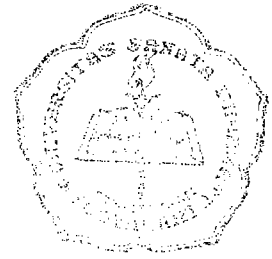
Poros axle

Diameter poros = 60 m

Bantalan 6013

V. 2. Saran

1. Transmisi adalah salah satu langkah modifikasi yang dapat memaksimalkan fungsi dari engine yang tersedia. Kemampuan kendaraan yang diciptakan untuk tujuan tertentu amat bergantung dari design transmisi yang diterapkan, walaupun hal ini tidak lepas dari factor daya dan torsi yang dihasilkan engine serta body yang dibuat.
2. Kalkulasi yang didapat pada karya tulis ini ditujukan untuk kendaraan serba guna yang dapat melaju pada berbagai medan, namun kalkulasi ini tidak mutlak melainkan dapat dapat berubah apabila dilakukan pengujian untuk mendapatkan performa maksimal kendaraan niaga yang diterapkan pada kondisi kerja tertentu seperti medan kerja pegunungan yang membutuhkan torsi output besar tanpa memerlukan kecepatan tinggi.
3. Perubahan faktor koreksi yang digunakan dalam kalkulasi juga dapat merubah nilai yang dihasilkan dalam kalkulasi.



DAFTAR PUSTAKA

- Artomonov, M.D., Ilarianov, V.A. Morin, M.M, 1976, *Motor Vehicles Fundamental and Design*, MIR Publisher, Moscow.
- Erjavec, Schaff, J&R, 1996, *Automotive Technology, A System Approach*, 2nd edition, Printed in the USA by Delmar Publishers
- FAG Standard Programme, *Catalogue 41500 / 2 EA*, FAG Kugelfischer George Schafer & Co.
- Handi, Chandra, 2000, *Belajar Sendiri Autocad 2000 Untuk Pemula*, Elex Media Komputindo, Jakarta
- Niemann, G, *Machine Elements, Design and Calculation in Mechanical Engineering*, India, Allied Publishers, Volume I, Volume II
- Niemann, G, Budiman, A, Dipl. Ing., 1994, *Elemen Mesin Jilid 1*, Erlangga, Jakarta.
- Sato, G.T., Hartanto, NS, 2000, *Menggambar Mesin Menurut Standar ISO*, Pradnya Paramita, Jakarta.
- Shigley, *Power Transmission Elements, A Mechanical Designer's Workbook*, New York, Mc Graw – Hill Publising Company
- SKF, General Catalogue*
- Sularso, Ir., Suga, K, 1997, *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*, Edisi Ketujuh, Pradnya Paramita, Jakarta.
- Wong, J.Y., 1980, *Theory of Ground Vehicles*, John Willey and Sons, New York.

LAMPIRAN

LAMPIRAN

A. Lampiran Tabel

A.1. Tabel (f) Hambatan Gulung

Jenis kendaraan	Beton	Medium Hard Soil	Pasir
Kend. Penumpang	0,015	0,08	0,3
Truk	0,012	0,06	0,25

A.2. Tabel efisiensi transmisi

Jenis Kendaraan	η_{tr}	η_{rav}
Sports	0,9 - 0,95	0,8 - 0,85
Penumpang	0,9 - 0,92	0,8 - 0,82
Niaga	0,82- 0,85	0,75- 0,78
Cross Country	0,8 - 0,85	0,72- 0,76

A.3. Tabel (C_D) Hambatan Udara

Jenis Kendaraan	C_d
Convertible	0,3-0,6
Racing	0,4-0,65
Bus	0,25-0,3
Truck	0,6-0,7
Truck-trailer	0,8-1
Motor+rider	1,8

A.4. Tabel Koefisien Hambatan Jalan

Jenis jalan	Harga max (μ_p)	Harga luncuran (μ_s)
Aspal & Beton	0,8-0,9	0,75
Aspal basah	0,5-0,7	0,45-0,6
Beton basah	0,8	0,7
Kerikil	0,6	0,55
Tanah (kering)	0,68	0,65
Tanah (basah)	0,55	0,4-0,5
Salju	0,2	0,15
Es	0,1	0,87

A.5. Tabel Harga C

For friction clutch between	For brakes	C	Remark
Electric motor/centrifugal pump		1,3 - 1,5	
Electric motor/light machine tools		1,3 - 1,5	
Electric motor/press, punching machine		1,4 - 1,8	
Steam turbine/mill drive		1,4 - 1,8	
Electric motor/size reduction machine		2,0 - 2,5	
Water turbine/mill drive		2,0 - 2,5	
Electric motor/centrifuges, roller bed		2,5 - 3,0	
Diesel engine/excavator drive		2,5 - 3,0	
Drive rolling mill, ball mill		3,0 - 5,0	
Drive automobile		2,0 - 3,0	$M_H =$ engine torque
	Hoist brake	2,0 - 4,0	$M_H =$ load torque
	Travel and revolving brake	0,8 - 2,0	$M_H =$ load torque

A.6. Tabel Characteristics of friction clutches and brakes

Group	Friction pairing	Coefficient of friction μ		U_{ed}		P Kg/cm ²	Costs ¹
		Dry	Wet	Continousshort			
				°C			
	Grey iron, cast steel or steel with; Phenolic plastic	0,25	0,1 - 0,15	100	150	0,5 - 7	II
	Cotton fabric with plastic	0,4 - 0,65	0,1 - 0,2	100	150	0,5 - 12	III
	Asbestos fabric with plastic	0,3 - 0,5	0,1 - 0,2	200	300	0,5 - 20	III
	Asbestos pressed hydraulically with plastic	0,2 - 0,35	0,1 - 0,15	250	500	0,5 - 80	III
	Metal fibre pressed with buna	0,4 - 0,65	0,1 - 0,2	250	300	0,5 - 80	II
	Graphitic carbon/steel	0,25	0,05 - 0,1	300	550	0,5 - 20	III
	Grey iron, cast steel or steel with;						
	Poplar wood	0,2 - 0,35	0,1 - 0,15	100	160	0,5 - 5	I
	Leather	0,3 - 0,6	0,12 - 0,15	100	100	0,5 - 3	I
	Cork	0,3 - 0,6	0,15 - 0,25	100	100	0,5 - 1	I
	Felt	0,22	0,18	140	140	0,3 - 7	I
	Vulkan fibre, paper	0,22	0,18	140	140	0,3 - 3	I
	Hard steel/hard steel or sintered metal wet with oil film	$\mu_0 = 0,12 - 0,17$	$\mu_0 = 0,06 - 0,11$	100		5 - 30	III
	Hard steel/hard steel or sintered metal with oil flow	$\mu_0 = 0,08 - 0,12$	$\mu_0 = 0,03 - 0,06$	100		5 - 40	III
	Grey iron/steel	0,15 - 0,2	0,03 - 0,06	260		8 - 14	I
	Grey iron/grey iron	0,15 - 0,25	0,02 - 0,1	300		10 - 18	I
	Steel shots/grey iron or steel, graphited	0,4 - 0,5		350			II
	Steel balls/grey iron or steel, graphited	0,2 - 0,3		300			III

¹ Costs : / low to III high.

² Hard steel = hardened steel. Influence of groove type, p and oil viscosity (temperature) on μ .

³ For particle size 1 to 0,6 mm, bulk density $\gamma \approx 4,4 \text{ kg/dm}^3$.

⁴ For polished balls of 2 to 3 mm diameter, $\gamma \approx 4,3 \text{ kg/dm}^3$.

A.7 Tabel Seri Modul

DIN 780 m_n (mm)		Diametral - pitch			Circular - pitch		
		Dp 1/ inch	m_n (mm)	t_n (mm)	Dp 1/ inch	m_n (mm)	t_n (mm)
0,3 (0,35)	6,5 7	28 26	0,9071 0,9769	2,8499 3,0691	$1/16$ $1/8$	0,5053 1,0106	1,5875 3,1750
0,4 (0,45)	8 9	24 22	1,0583 1,1545	3,3249 3,6271	$3/16$ $1/4$	1,5160 2,0213	4,7625 6,3500
0,5 (0,55)	10 11	20 18	1,2700 1,4111	3,9898 4,4331	$5/16$ $3/8$	2,5266 3,0319	7,9375 9,5250
0,6 (0,65)	12 13	16 14	1,5875 1,8143	4,9873 5,6997	$7/16$ $1/2$	3,5372 4,0425	11,1125 12,7000
0,7 0,8 0,9 1,0	14 15 16 18	12 11 10 9	2,1167 2,3091 2,5400 2,8222	6,6497 7,2542 7,9796 8,8663	$9/16$ $5/8$ $11/16$ $3/4$	4,5479 5,0532 5,5585 6,0638	14,2875 15,8750 17,4625 19,0500
1,25 1,5 1,75 2,0	20 22 24 27	8 7 6 5	3,1750 3,6286 4,2333 5,0800	9,9746 11,3995 13,2994 15,9593	$13/16$ $7/8$ $15/16$ 1	6,5691 7,0744 7,5798 8,0851	20,6375 22,250 23,8125 25,4000
2,25 2,5 2,75 3,00	30 33 36 39	4 3,5 3 2,75	6,3500 7,2571 8,4667 9,2364	19,9491 22,7988 26,5988 29,0169	$1 1/16$ $1 1/6$ $1 3/16$ $1 1/4$	8,5904 9,0957 9,6010 10,1063	26,9875 28,5750 30,1625 31,7500
3,25 3,5 3,75 4,0	42 45 50 55	2,5 2,25 2 1,75	10,1600 11,2889 12,7000 14,5143	31,9186 35,4652 39,8982 45,5980	$1 5/16$ $1 3/8$ $1 7/16$ $1 1/2$	10,6117 11,1170 11,6223 12,1276	33,3375 34,9250 36,5125 38,1000
4,5 5 5,5 6	60 65 70 75	1,5 1,25 1 0,75	16,9333 20,3200 25,400 30,4833	53,1976 63,8372 79,7965 95,7558	$1 5/8$ $1 3/4$ $1 7/8$ 2	13,1382 14,1489 15,1595 16,1701	41,2750 44,4500 47,6250 50,8000

$m_n = 5,4/Dp = 25,4Cp/\pi$; $t_n = 25,4\pi / Dp = 25,4 \cdot Cp$; ($\pi = 3,141593$; 1" = 25,4 mm. DIN 4890)

A.8. Tabel harga fungsi involud, $\text{inv } \alpha = \tan \alpha - \alpha$

α°	,0	,2	,4	,6	,8
10	0,00179	0,001919	0,00202	0,00214	0,00227
11	0,00239	0,00253	0,00267	0,00281	0,00296
12	0,00312	0,00328	0,00344	0,00362	0,00379
13	0,00398	0,00416	0,00436	0,00456	0,00477
14	0,00498	0,00520	0,00543	0,00566	0,00590
15	0,00615	0,00640	0,00667	0,00693	0,00721
16	0,00749	0,00778	0,00808	0,00839	0,00870
17	0,00903	0,00936	0,00969	0,01004	0,01040
18	0,01076	0,01113	0,01152	0,01191	0,01231
19	0,01272	0,01313	0,01358	0,01400	0,01445
20	0,01490	0,01537	0,01585	0,01634	0,01684
21	0,01735	0,01787	0,01840	0,01894	0,01949
22	0,02005	0,02063	0,02122	0,02182	0,02243
23	0,02305	0,02368	0,02433	0,02499	0,02566
24	0,02635	0,02776	0,02776	0,02849	0,02922
25	0,02998	0,03074	0,03152	0,03232	0,03312
26	0,03395	0,03479	0,03564	0,03651	0,03739
27	0,03829	0,03920	0,04013	0,04108	0,04204
28	0,04302	0,04401	0,04502	0,04605	0,04710
29	0,04816	0,04925	0,05034	0,05146	0,05260
30	0,05375	0,05492	0,05612	0,05746	0,05856

A.9. Pedoman Pelumasan, kualitas gigi dan tooth error

Peripheral velocity, V	Lubrication	Tooth surfaces	Quality DIN 3962	Factors		Surface roughness (μm)
				β_a	β_R	
0 0,8	Grease application	Cast	12	16	4	
			11	10	3,2	
		Coarsely cut out	10	6,3	2,6	
0,8 4	Grease or splash lub.	Finish machined	9	4	2,0	6 9
		Coarse ground	8	2,8	1,6	
4 12	Splash lub	Fine finished	7	2	1,3	3 5
		Shaved	6	1,4	1,0	
12 60	Spray lub.	Fine ground	5	1	0,8	1,5 2
		Master gear	4	0,7	0,64	

A.12. Tabel Cs faktor

Driven Machine	Driving machine		
	Electric motor	Turbine, multi cylinder engine	Single cylinder engine
Generators, feeding mechanisms, belt conveyors, light hoists, turbo blowers and compressors, agitators and mixers for uniform density	1,1	1,25	1,5
Main drives of machine tools, heavy hoists, crane rotary drives, mine ventilators, agitators and mixers for non uniform density, multi cylinder piston pumps, distribution pumps	1,25	1,5	1,75
Presses, shears, dough mills, rolling mills and steels work machinery, power shovels, heavy centrifuges, heavy distribution pumps	1,75	2,0	2,25

A.13. Tabel faktor distribusi beban C_T

$C_x = 1$ untuk kombinasi St / St, = 0,74 untuk St / CI, = 0,55 untuk CI / CI

C_I (lin) untuk distribusi beban linear (digunakan ketika C_I (par) tidak meyakinkan)

C_I (par) untuk distribusi beban parabolic (setelah *best running – in under load*)

T	=	0	0,2	0,3	0,4	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6	7
C_T (lin)	=	1,0	1,1	1,15	1,20	1,25	1,5	1,75	2,0	2,24	2,45	2,53	3,17	3,47	3,75
C_T (par)	=	1,0	1,05	1,075	1,10	1,125	1,25	1,41	1,63	1,82	2,0	2,31	2,59	2,83	3,05

A.14. Faktor q_e dan y_e

Gear 1 is the driver

$$q_{e1} = 1,4 / (\epsilon_n + 0,4)$$

$$q_{e2} = 1,4 / (\epsilon_w + 0,4)$$

$$y_e = 1 - \frac{2 \cdot \pi}{z_{1n} \cdot \tan \alpha_{on}} \left(1 - \epsilon_{1n} \frac{\epsilon_n}{\epsilon_w} \right) \leq 1$$

Gear 2 is the driver

$$q_{e1} = 1,4 / (\epsilon_w + 0,4)$$

$$q_{e2} = 1,4 / (\epsilon_n + 0,4)$$

$$y_e = 1 - \frac{2 \cdot \pi}{z_{1n} \cdot \tan \alpha_{on}} (1 - \epsilon_{1n}) \leq 1$$

ϵ_n = normal contact ratio :

$$\epsilon_w = 1 + (\epsilon_n - 1) \frac{m_n + v/4}{m_n + f/6}$$

v in (m/s), m_n in (mm) and f in (μ m) = highest of tooth errors, f_a, f_R, f_{RW}

A.15. Faktor y_c

α_{bn}	y_c	α_{bn}	y_c	α_{bn}	y_c	α_{bn}	y_c	α_{bn}	y_c
10 ⁰	5,85	15	4,00	20	3,11	25	2,61	30	2,31
11	5,34	16	3,77	21	2,99	26	2,54	31	2,27
12	4,91	17	3,58	22	2,88	27	2,47	32	2,23
13	4,56	18	3,40	23	2,78	28	2,41	33	2,19
14	4,26	19	3,25	24	2,69	29	2,36	34	2,16

A.16. Faktor y_β

β_0	y_β	β_0	y_β	β_0	y_β	β_0	y_β	β_0	y_β
0 ⁰	1,0	10	0,962	20	0,856	30	0,701	40	0,527
1	0,999	11	0,954	21	0,842	31	0,684	41	0,509
2	0,998	12	0,946	22	0,828	32	0,667	42	0,492
3	0,997	13	0,937	23	0,813	33	0,650	43	0,475
4	0,994	14	0,927	24	0,798	34	0,632	44	0,458
5	0,990	15	0,916	25	0,783	35	0,615	45	0,441
6	0,986	16	0,905	26	0,767	36	0,597		
7	0,981	17	0,894	27	0,751	37	0,579		
8	0,976	18	0,882	28	0,735	38	0,562		
9	0,969	19	0,869	29	0,718	39	0,544		

A17. Bahan Roda Gigi

Material		Test piece in the final condition		On the gear				
Type and treatment	Designation	σ_B	σ_{Bv}	BHN (HB)		Endurance strength		Static strength σ_{0B}
						K_0	σ_0	
		Kg/mm ²		core	Surface	Kg/mm ²		Kg/mm ²
Case carburized steel	C 15	50 .. 65	27	190	736	4,9	22	95
	16 MnCr 5	80 .. 110	-	270	650	5,0	42	140
	20 MnCr 5	100.. 110	-	360	650	5,0	47	160
	15 CrNi 6	90 .. 120	-	310	650	5,0	44	160
	18 CrNi 8	120 ..125	-	400	650	5,0	47	170

A.18. Kekuatan Permukaan, k_D

$$k_D = y_G \cdot y_H \cdot y_S \cdot y_v \cdot k_0$$

$y_G = 1$ for running of material of table V.9 with steel

$y_G = 1,5$ for running with cast iron

$y_G = 0,5 + 2,1 \times 10^{-4} / (2 \cdot E_G)$ for running with material of modulus of elasticity E_G

$y_H = (H/H_B)^2$ when the surface hardness H is different from H_B of table V.9 and remains within 650, otherwise $y_H = 1$

y_S : function of oil viscosity at V at the operating temperature

V(cSt)	6,3	21	37	68	100	145	200	265	300
y_s	0,7	0,75	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,35

y_v : function of peripheral velocity, m/sec

$$y_v \approx 0,7 + \frac{0,6}{1 + (8/v)^2}$$

A.19. Kekuatan Akar gigi, σ_D

$\sigma_D = \sigma_0$ from table V.9 for calculation of the safety factor S_B

$\sigma_D = \sigma_{0B}$ from table V.9 for the calculation against sudden failure

$\sigma_D = 0,7 \sigma_0$ for idler gears (reversed loading)

A.20. Harga M_{test}

Gears for	SAE grade or V_{50} (cSt)	M_{test} (m.kgf) for mineral oils		
		Straight	Mild additive	Extreme pressure
Automobiles	SAE 80 ... 90	-----	30,8 ... 54,5	46,1 over 54,5
Industry	40 .. 120 cSt	6,0 17,4	17,4 ... 39,3	46,1 Over 54,5
Steam turbines	30 60 cSt	3,5 9,4	13,4 30,8	39,3 54,5
Turbo converters	10 28 cSt	1,4 ... 6,0	9,424,1	30,8 46,1

A.21. Panduan faktor keamanan

<i>Factor of safety against</i>	<i>Long life gearing</i>	<i>Finite life gearing</i>
<i>Tooth breakage $S_B \geq \dots$</i>	1,8 4	1,5 2
<i>Pitting S_G</i>	1,3 2,5	0,4 1
<i>Scoring S_F</i>	3 5	3 5

A.22. Bahan Poros

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S 45 C	Penormalan	58
	S 50 C	Penormalan	62
	S 55 C	penormalan	66
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	Pengerasan kulit	85
	SNC 3	Pengerasan kulit	95
	SNC21	Pengerasan kulit	80
	SNC22	Pengerasan kulit	100
Baja khrom nikel molibden (JIS 4103)	SNCM 7	Pengerasan kulit	100
	SNCM 8	Pengerasan kulit	105
	SNCM22	Pengerasan kulit	90
	SNCM23	Pengerasan kulit	100
	SNCM25	Pengerasan kulit	120
Baja khrom (JIS G 4104)	SCr 4	Pengerasan kulit	95
	SCr 5	Pengerasan kulit	100
	SCr21	Pengerasan kulit	80
	SCr22	Pengerasan kulit	85
Baja khrom molibden (JIS G 4105)	SCM 4	Pengerasan kulit	100
	SCM 5	Pengerasan kulit	105
	SCM21	Pengerasan kulit	85
	SCM22	Pengerasan kulit	95
	SCM23	Pengerasan kulit	100

A.23. Pedoman kekakuan poros

Case	Maximum lateral		Maximum torsion deflection
	Slope	deflection	
<i>Shafts</i>			
<i>Transmission shaft</i>	0,01 L	0,1°L or 0,5° L/d 1°
<i>Line Shaft</i>	0,01 L	
<i>Machinery</i>	0,002 L	
<i>Machine tools</i>	

A.24. Spline

Inch: diameter d ₁ mm	Light DIN 5462				Medium DIN 5463				Heavy DIN 5464			
	No. of splines i	d ₂ mm	b mm	M ₁₀ cm.tg. mm	No. of splines i	d ₂ mm	b mm	M ₁₀ cm.tg. mm	No. of splines i	d ₂ mm	b mm	M ₁₀ cm.tg. mm
11	—	—	—	—	6	14	3	25,4	—	—	—	—
13	—	—	—	—	6	16	3,5	29,5	—	—	—	—
16	—	—	—	—	6	20	4	57	10	20	2,5	94,5
18	—	—	—	—	6	22	5	63	10	23	3	146
21	—	—	—	—	6	25	5	72,5	10	26	3	167
23	6	26	6	49,5	6	28	6	109	10	29	4	234
26	6	30	6	68,2	6	32	6	144	10	32	4	240
28	6	32	7	94,5	6	34	7	154	10	35	4	320
32	8	36	6	122	8	38	6	231	10	40	5	432
36	8	40	7	138	8	42	7	258	10	45	5	570
42	8	46	8	159	8	46	8	297	10	52	6	706
46	8	50	9	173	8	54	9	450	10	56	7	766
52	8	58	10	330	8	60	10	505	16	60	5	1010
56	8	62	10	354	8	65	10	635	16	65	5	1280
62	8	68	12	390	8	72	12	805	16	72	6	1620
72	10	78	12	563	10	82	12	1155	16	82	7	1850
82	10	88	12	638	10	92	12	1350	20	92	6	2610
92	10	98	14	712	10	102	14	1455	20	102	7	2910
102	10	108	16	790	10	112	16	1605	20	115	8	4480
112	10	120	18	1300	10	125	18	2450	20	125	9	4900

A.25. Rumus untuk roda gigi kerucut hypoid

Geometrical relationship and dimension for displaced bevel gears with $\delta_A = 90^\circ$

Index 1 for pinion, 2 for bevel wheel, index p for crown-wheel; index e for equivalent spur gears; index s for equivalent spiral gears; index m for mean dimensions of bevel gears, index n for sizes in normal section

Dimensions	Units	Relationships
Mesling dimensions (referred to rolling cone)		
Axis angle (angle of intersection)	deg.	$\delta_A = 90^\circ$
Rolling cone angle	deg.	$\delta_1, \delta_2; \sin \delta_1 = \cos \delta_2 \cos \varphi_A$
Distance from the axis	mm	a ; in the plane of the crown wheel $a_p = R_{m2} \sin \varphi_p$
Reduction ratio	—	$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{m2} \cos \beta_{m2}}{d_{m1} \cos \beta_{m1}}$
Number of teeth	—	$z_1; z_2$
Displacement angle	deg.	$\varphi_A; \sin \varphi_A = \frac{2a}{d_{m2} + 2g}; 2\varphi = d_{m1} \frac{\cos \delta_2}{\cos \delta_1} = \frac{d_1'}{\tan \delta_2}$ $\tan \varphi_A = \tan \varphi_p \sin \delta_2 = \tan \varphi \sin^2 \delta_2$
Angle of contact	deg.	$\varphi_p = \beta_{m1} - \beta_{m2}; \sin \varphi_p = a_p / R_{m2} \approx \frac{2a}{d_{m2}} \sin \varphi \approx 2a / d_{m2}$

Mean dimensions (referred to the contact point P of the rolling cone):

Helix angle in the plane of the crown wheel	deg.	$\beta_{m1} = \beta_{m2} + \varphi_p; \tan \beta_{m1} = \frac{i d_{m1} / d_{m2} - \cos \varphi_p}{\sin \varphi_p}$ for negative axial displacement, $\beta_{m1} < \beta_{m2}$, $\varphi_A, \varphi_p, \varphi, a, a_p$, and a_L are also negative
Pressure angle (normal section)	deg.	α_n
Pitch circle diameter	mm	$d_{m1}; d_{m2}; d_{m1} = \frac{d_{m2}}{i} \frac{\cos \beta_{m2}}{\cos \beta_{m1}} = d_1' \frac{\cos \delta_1}{\sin \delta_2}$
Module in normal section	mm	$m_{mn} = \cos \beta_{m1} \frac{d_{m1}}{z_1} = \cos \beta_{m2} \frac{d_{m2}}{z_2}$
Pitch cone length	mm	$R_{m1} = 0,5 d_{m1} / \sin \delta_1; R_{m2} = 0,5 d_{m2} / \sin \delta_2$
Tooth width	mm	$b_2 \leq 0,18 d_{m2}; b_1 \approx b_2' \cos \varphi_p + 3 m_n \tan \varphi_p$
Profile displacement (Table 23/4)	mm	$x_{m1} m_{mn} = -x_{m2} m_{mn}$
Addendum	mm	h_{km1}, h_{km2}

Equivalent spiral gears (index s) (referred to rolling point):

Angle of axis (angle of intersection)	deg.	$\delta_s = \varphi_p$
Helix angle	deg.	$\beta_{s1} = \beta_{m1}; \beta_{s2} = \beta_{m2}$
Pressure angle in normal section	deg.	$\alpha_{sn} = \alpha_n$
Reduction Ratio	—	$i_s = \frac{z_{s2}}{z_{s1}} = i \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2}$
Number of teeth (nom. integer)	—	$z_{s1} = z_1 / \cos \delta_1; z_{s2} = z_2 / \cos \delta_2$
Pitch circle diameter	mm	$d_{s1} = d_{m1} / \cos \delta_1; d_{s2} = d_{m2} / \cos \delta_2$
Module in normal section	mm	$m_{sn} = m_{mn}$

For tooth width, profile displacement, addendum see mean dimensions

Equivalent spur gears (index e , angle of intersection = 0) (referred to rolling point):

Pressure angle (normal section)	deg.	$\alpha_{en} = \alpha_n$
Helix angle	deg.	$\beta_e = \beta_{m1}$
Reduction ratio	—	$i_e = \frac{z_{e2}}{z_{e1}} = \frac{d_{e1}}{d_{e2}}$
Number of teeth (non-integer)	—	$z_{e1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; z_{e2} = z_2 \frac{d_{e1}}{d_{e2}}$
Pitch circle diameter	mm	$d_{e1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1}; d_{e2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2 \cos^2 \varphi_p}$
Module normal section	mm	$m_{en} = m_{mn}$
Tooth width	mm	$b_e = b_1$
Number of teeth, normal section	—	$z_{en1} = z_{e1} z_n / z; z_{en2} = z_{e2} z_n / z$ with $z_n = 1$
Peripheral velocity	m/s	$v = v_1 = d_{m1} n_1 / 60$

For tooth width, profile displacement and addendum see mean dimensions

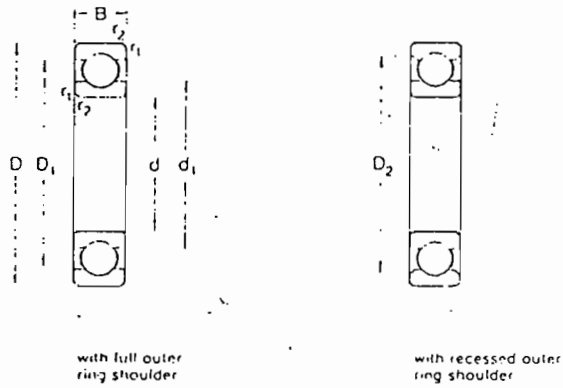
Recommended values for hypoid tooth bevel gears with positive axial displacement and $\delta_a = 90^\circ$

Initial estimates	According to the choice of d_{m2} , i and $2a/d_m: \dots \varphi_d, \delta_1, d_{m1}, \varphi_j, \beta_{m1}$ and β_{m2} according to Table 23/2 $\frac{2a}{d_{m2}} \approx \frac{0,9i}{i+4} \left\{ \begin{array}{l} \approx 0,45 \text{ for light motor vehicles and industrial drives} \\ \approx 0,23 \text{ for heavy motor vehicles (trucks)} \end{array} \right.$ $\text{tg } \delta_2 \approx i$ $d'_1 = (1,3 \dots 1,5) d_{m2} i$ (for negative axial displacement $d'_1 \approx 0,75 d_{m2} i$)																		
Mean helix angle (Gleason)	$\beta_{m2} \leq 35^\circ$ <table border="1"> <tr> <td>$\beta_{m1} =$</td> <td>0°</td> <td>45°</td> <td>40°</td> </tr> <tr> <td>For $z_1 =$</td> <td>6 ... 13</td> <td>14 ... 15</td> <td>16</td> </tr> </table>	$\beta_{m1} =$	0°	45°	40°	For $z_1 =$	6 ... 13	14 ... 15	16										
$\beta_{m1} =$	0°	45°	40°																
For $z_1 =$	6 ... 13	14 ... 15	16																
Minimum number of teeth (Gleason)	for $i =$ <table border="1"> <tr> <td>2,4</td> <td>3,0</td> <td>4</td> <td>5</td> <td>6</td> <td>10</td> </tr> </table> Moreover: $z_1 \text{ min} =$ <table border="1"> <tr> <td>15</td> <td>12</td> <td>9</td> <td>7</td> <td>6</td> <td>5</td> </tr> </table> $z_1 \geq z_{\text{min}} \cos \delta_1 \cos^2 \beta_{m1}$ $z_2 \text{ min} =$ <table border="1"> <tr> <td>36</td> <td>36</td> <td>36</td> <td>36</td> <td>36</td> <td>50</td> </tr> </table>	2,4	3,0	4	5	6	10	15	12	9	7	6	5	36	36	36	36	36	50
2,4	3,0	4	5	6	10														
15	12	9	7	6	5														
36	36	36	36	36	50														
Tooth widths	$b_2 \leq 0,34 R_{m2}$ or $\leq 0,18 d_{m2}$; moreover: $b_2 \leq 10 m_{mn}$																		
Profile displacement (Wildhaber [23/40])	<table border="1"> <tr> <td>$x_1 =$</td> <td>5 ... 8</td> <td>9</td> <td>10</td> <td>11</td> <td>12</td> <td>13</td> <td>14</td> </tr> <tr> <td>$x_{m1} = -x_{m2} =$</td> <td>0,70</td> <td>0,66</td> <td>0,59</td> <td>0,52</td> <td>0,44</td> <td>0,38</td> <td>0,30</td> </tr> </table>	$x_1 =$	5 ... 8	9	10	11	12	13	14	$x_{m1} = -x_{m2} =$	0,70	0,66	0,59	0,52	0,44	0,38	0,30		
$x_1 =$	5 ... 8	9	10	11	12	13	14												
$x_{m1} = -x_{m2} =$	0,70	0,66	0,59	0,52	0,44	0,38	0,30												
Pressure angle in normal section for hypoid gearing (Wildhaber [23/40])	$\alpha_n = \alpha_m + \Delta\alpha$ for concave wheel flank and convex pinion flank $\alpha_n = \alpha_m - \Delta\alpha$ for convex wheel flank and concave pinion flank $\text{tg } \Delta\alpha = \frac{2(R_{m1} \sin \beta_{m1} - R_{m2} \sin \beta_{m2})}{d_{e1} + d_{e2}}$ in order to compensate the engagement conditions for left and right flanks $\alpha_m \approx 20^\circ$																		

Manufacturing dimensions (referred to the pitch circle at the back cone)

Pitch cone angle	deg.	$\delta_{01}; \delta_{02}$
Pressure angle	deg.	$\alpha_0, \alpha_{0n}; \text{tg } \alpha_0 = \text{tg } \alpha_{0n} \cos \beta_0$
Helix angle	deg.	β_0
Number of teeth	—	z_1, z_2
Pitch circle diameter	mm	$d_{01} = m z_1; d_{02} = m z_2 = i d_{01}$
Module in the transverse section	mm	$m = d_{01}/z_1 = d_{02}/z_2 = m_n / \cos \beta_0$
Module in the normal section	mm	$m_n = m \cos \beta_0$
Pitch cone length	mm	$R_a = 0,5 d_0' \sin \delta_0$
Tooth width	mm	b
Tip cone angle	deg.	$\delta_{k1} = \delta_{01} + \alpha_{k1}; \delta_{k2} = \delta_{02} + \alpha_{k2}$
Tip angle	deg.	α_{k1}, α_{k2} ; in Fig. 23/12a $\text{tg } \alpha_{k1} = h_{k1}'/R_a; \text{tg } \alpha_{k2} = h_{k2}'/R_a$
Addendum	mm	$h_{k1}; h_{k2}$
Dedendum	mm	$h_{f1}; h_{f2}$
Addendum circle diameter	mm	$d_{k1} = d_{01} + 2h_{k1} \cos \delta_{01}; d_{k2} = d_{02} + 2h_{k2} \cos \delta_{02}$
Back cone length	mm	$r_{r01} = R_a \text{tg } \delta_{01}; r_{r02} = R_a \text{tg } \delta_{02}$

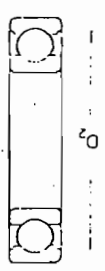
A.26. Pedoman pemilihan bantalan



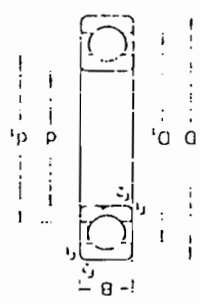
Principal dimensions			Basic load ratings		Limiting speeds		Mass	Designation
d	D	B	C	C ₀	Lubrication grease	oil		
mm			N		r/min		kg	-
17	25	5	1 680	230	24 000	30 000	0,0082	61803
	35	8	6 650	2 800	19 000	24 000	0,032	16003
	35	10	5 050	2 800	19 000	24 000	0,039	6003
	40	12	9 560	4 500	17 000	20 000	0,055	6203
	47	14	13 500	6 550	16 000	19 000	0,12	6303
	67	17	22 900	11 800	12 000	15 000	0,27	6403
20	32	7	2 700	1 500	19 000	24 000	0,018	61804
	42	8	7 020	3 400	17 000	20 000	0,050	16004
	42	12	9 760	4 500	17 000	20 000	0,058	6004
	47	14	12 700	6 700	15 000	18 000	0,11	6204
	52	15	15 900	7 800	13 000	16 000	0,14	6304
	72	19	30 700	16 600	10 000	13 000	0,40	6404
25	37	7	3 120	1 960	17 000	20 000	0,022	61805
	47	8	7 610	4 000	14 000	17 000	0,060	16005
	47	12	11 200	5 600	15 000	18 000	0,080	6005
	52	15	14 000	6 950	12 000	15 000	0,13	6205
	62	17	22 500	11 400	11 000	14 000	0,23	6305
	80	21	35 800	19 600	9 000	11 000	0,53	6405
30	42	7	3 120	2 080	15 000	18 000	0,026	61806
	55	9	11 200	5 850	12 000	15 000	0,085	16006
	55	13	13 300	6 800	12 000	15 000	0,12	6006
	62	16	19 500	10 000	10 000	13 000	0,20	6206
	72	19	28 100	14 600	9 000	11 000	0,35	6306
	90	23	43 600	24 000	8 500	10 000	0,74	6406
35	47	7	4 030	3 600	13 000	16 000	0,030	61807
	62	9	12 400	6 950	10 000	13 000	0,11	16007
	52	14	15 900	8 500	10 000	13 000	0,16	6007
	72	17	25 500	13 700	9 000	11 000	0,29	6207
	80	21	33 200	18 000	8 500	10 000	0,46	6307
	100	25	55 300	31 000	7 000	8 500	0,95	6407
40	52	7	4 160	3 350	11 000	14 000	0,034	61808
	68	9	13 300	7 800	9 500	12 000	0,13	16008
	68	15	16 800	9 300	9 500	12 000	0,19	6008
	60	18	30 700	16 600	8 500	10 000	0,37	6208
	90	23	41 000	22 400	7 500	9 000	0,63	6308
	110	27	63 700	36 500	6 700	8 000	1,25	6408

Principal dimensions	mm		N		r min		kg	
	A	D	B	C	C ₀	Limiting speeds	Mass	Designation
75	95	12	12 500	9 600	12 500	6 300	7 500	61815
	115	13	28 600	22 000	28 600	5 600	6 700	16015
	115	13	35 700	25 000	35 700	5 500	6 700	6015
	125	13	49 500	35 000	49 500	4 800	5 600	6215
	150	15	77 000	55 000	77 000	4 300	5 000	6315
	150	15	112 000	77 000	112 000	3 600	4 300	6415
	160	16	124 500	85 000	124 500	3 800	4 500	6316
	170	17	143 000	98 000	143 000	3 400	4 000	6416
	180	18	163 000	125 000	163 000	3 400	4 000	6416
	190	19	19 000	15 000	19 000	5 300	6 300	51817
85	110	13	33 800	25 000	33 800	5 000	5 800	16017
	130	22	49 400	33 500	49 400	6 000	6 800	6017
	150	28	63 200	52 000	63 200	5 000	5 800	6217
	180	41	132 000	90 000	132 000	3 600	4 300	6317
	210	57	174 000	134 000	174 000	3 200	3 800	6417
	115	13	19 500	15 600	19 500	5 300	6 300	61818
	140	16	41 600	29 000	41 600	4 800	5 600	16018
	140	16	58 500	39 000	58 500	4 800	5 600	6018
	160	24	82 000	62 000	82 000	3 800	4 500	6218
	190	43	143 000	98 000	143 000	3 400	4 000	6318
95	145	16	42 300	31 500	42 300	4 500	5 300	16019
	145	16	60 500	41 500	60 500	4 500	5 300	6019
	170	32	109 000	69 500	109 000	3 600	4 300	6219
	200	45	153 000	110 000	153 000	3 200	3 800	6319
	125	13	19 900	17 000	19 900	4 800	5 600	61820
	150	16	44 200	32 500	44 200	4 300	5 000	16020
	150	16	69 500	41 500	69 500	4 300	5 000	6020
	180	31	124 000	78 000	124 000	3 400	4 000	6220
	215	47	174 000	132 000	174 000	3 000	3 600	6320

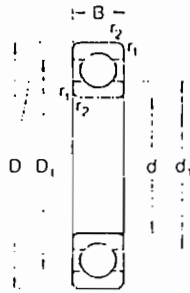
with recessed outer ring shoulder



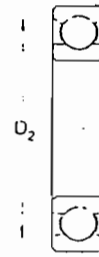
with full outer ring shoulder



d 45-70 mm



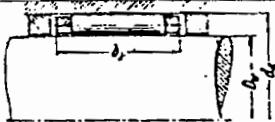
with full outer ring shoulder



with recessed outer ring shoulder

Principal dimensions			Basic load ratings		Limiting speeds		Mass	Designation
d	D	B	C	C ₀	Lubrication grease	oil	kg	-
mm			N		r/min			
45	58	7	6 050	3 800	9 500	12 000	0.040	61809
	75	10	15 600	9 700	9 000	11 000	0.17	16009
	75	16	21 200	12 700	9 000	11 000	0.25	6009
	85	19	27 200	18 600	7 500	9 000	0.41	6209
	100	25	52 700	30 000	6 700	8 000	0.81	6309
	170	29	76 100	45 500	6 000	7 000	1.55	6409
50	65	7	6 200	4 250	9 000	11 000	0.052	61810
	80	10	16 300	10 000	8 500	10 000	0.18	16010
	80	15	21 600	13 200	8 500	10 000	0.26	6010
	90	20	35 100	19 600	7 000	8 500	0.46	6210
	110	27	61 800	36 000	6 300	7 500	1.05	6310
	130	31	87 100	52 000	5 300	6 300	1.90	6410
55	72	9	8 320	5 500	8 500	10 000	0.083	61811
	90	11	19 500	12 200	7 500	9 000	0.26	16011
	90	18	28 100	17 000	7 500	9 000	0.39	6011
	100	21	43 600	25 000	6 700	7 500	0.61	6211
	120	29	71 500	41 500	5 600	6 700	1.35	6311
	140	33	99 500	63 000	5 000	6 000	2.30	6411
60	78	10	8 710	5 100	7 500	9 000	0.11	61812
	95	11	19 900	13 200	6 700	8 000	0.28	16012
	95	18	29 600	18 300	6 700	8 000	0.42	6012
	110	22	47 500	28 000	6 000	7 000	0.78	6212
	130	31	81 900	48 000	5 000	6 000	1.70	6312
	150	35	109 000	69 500	4 800	5 600	2.75	6412
65	85	10	11 700	8 300	7 000	8 500	0.13	61813
	100	11	21 200	14 600	6 300	7 500	0.30	16013
	100	18	30 700	19 600	6 300	7 500	0.44	6013
	120	23	55 900	31 000	5 300	6 300	0.99	6213
	140	33	92 300	55 000	4 800	5 600	2.10	6313
	160	37	119 000	76 000	4 500	5 300	3.30	6413
70	90	10	12 100	9 150	6 700	8 000	0.14	61814
	110	13	28 100	19 000	6 000	7 000	0.43	16014
	110	20	37 700	24 500	6 000	7 000	0.60	6014
	125	24	61 800	37 500	5 000	6 000	1.05	6214
	150	35	104 000	63 000	4 500	5 300	2.50	6314
	180	42	143 000	104 000	3 800	4 500	4.85	6414

Tabel 5.53⁹⁹ Bantalan Jarum (needle bearing)



Series 1					Series 2				
Symbol	D_{W1} mm	d_{d1} mm	b_K mm	C^1 kgf	Symbol	D_{W2} mm	d_{d2} mm	b_K mm	C^1 kgf
8 × 14 × 20	8	14	20	520	—	—	—	—	—
10 × 16 × 20	10	16	20	630	—	—	—	—	—
12 × 18 × 20	12	18	20	680	—	—	—	—	—
14 × 22 × 20	14	22	20	965	—	—	—	—	—
16 × 24 × 20	16	24	20	965	—	—	—	—	—
18 × 26 × 20	18	26	20	1 180	—	—	—	—	—
20 × 28 × 20	20	28	20	1 180	20 × 30 × 30	20	30	30	2 040
22 × 30 × 20	22	30	20	1 180	22 × 32 × 30	22	32	30	2 160
25 × 33 × 20	25	33	20	1 320	25 × 35 × 30	25	35	30	2 280
28 × 36 × 20	28	36	20	1 370	28 × 40 × 30	28	40	30	2 800
30 × 38 × 20	30	38	20	1 370	30 × 42 × 30	30	42	30	2 600
32 × 40 × 20	32	40	20	1 530	32 × 44 × 30	32	44	30	2 600
35 × 45 × 20	35	45	20	1 660	35 × 50 × 40	35	50	40	4 150
38 × 48 × 20	38	48	20	1 660	—	—	—	—	—
40 × 50 × 20	40	50	20	1 660	40 × 55 × 40	40	55	40	4 150
42 × 52 × 20	42	52	20	1 830	—	—	—	—	—
45 × 55 × 20	45	55	20	1 830	45 × 60 × 40	45	60	40	4 650
50 × 60 × 32	50	60	32	3 200	50 × 66 × 45	50	66	45	6 000
55 × 65 × 32	55	65	32	3 650	55 × 73 × 45	55	73	45	6 650
60 × 72 × 32	60	72	32	3 900	60 × 80 × 50	60	80	50	8 150
65 × 77 × 32	65	77	32	4 150	65 × 85 × 50	65	85	50	9 000
70 × 85 × 40	70	85	40	5 850	70 × 90 × 60	70	90	60	9 650
75 × 90 × 40	75	90	40	6 200	75 × 99 × 60	75	99	60	12 700
80 × 95 × 50	80	95	50	8 500	80 × 104 × 60	80	104	60	14 000
85 × 100 × 50	85	100	50	8 500	85 × 109 × 60	85	109	60	15 000
90 × 105 × 50	90	105	50	9 150	90 × 120 × 75	90	120	75	20 400
95 × 110 × 50	95	110	50	10 000	95 × 125 × 75	95	125	75	21 600
100 × 120 × 65	100	120	65	15 000	100 × 130 × 75	100	130	75	21 600
110 × 130 × 65	110	130	65	15 300	—	—	—	—	—
120 × 140 × 65	120	140	65	16 300	—	—	—	—	—

¹Applies only if the Rockwell hardness of the rollers and tracking parts $H_{RC} = 60$ kgf/mm² is reached. Otherwise C^1 should be multiplied by $(H_R/60)^2$ whereby H_R is the smaller Rockwell hardness of rollers and running tracks respectively.

1
2
3
5
f

⁹⁹ Ibid, hal. 268

A.27. Umur Bantalan

Kerja	2000 – 4000 jam (pemakaian jarang)	5000 – 15000 jam (pemakaian sebentar – sebentar)	20000 – 30000 jam (pemakaian terus – menerus)	40000 – 60000 jam (pemakaian terus menerus dengan keandalan tinggi)
Kerja halus tanpa tumbukan	Alat listrik rumah tangga, sepeda	Konveyor, mesin pengangkat, lift, tangga jalan	Pompa, poros transmisi, separator, pengayak, mesin perkakas, dll	Poros transmisi utama yang memegang peranan penting, motor – motor listrik yang penting
Kerja biasa	Mesin pertanian, Gerinda tangan	Otomobil, mesin jahit	Motor kecil, roda meja, pemegang pinion, roda gigi reduksi, kereta api	Pompa penguras, mesin pabrik kertas, rol kalender, kipas angin, kran penggiling, dll
Kerja dengan getaran / tumbukan		Alat - alat besar, unit roda gigi dengan getaran besar, rolling mill	Penggetar, penghancur	

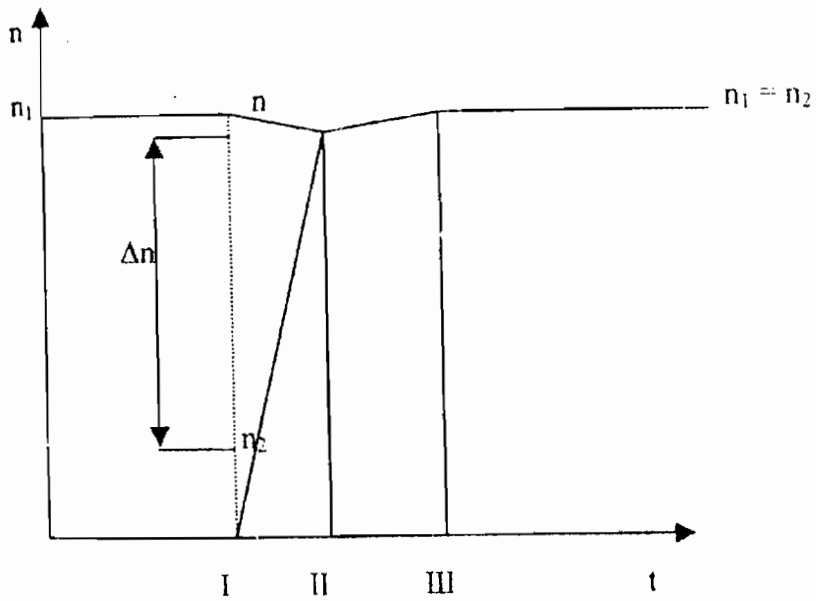
A.28. Pemilihan Mur dan Baut

Ulir			Jarak bagi P	Tinggi kaitan H ₁	Ulir dalam		
					Diameter luar D	Diameter efektif D ₂	Diameter dalam D ₁
1	2	3			Ulir luar		
					Diameter luar d	Diameter efektif d ₂	Diameter inti d ₁
M 6			1	0,541	6,000	5,350	4,917
M 8			1	0,541	7,000	6,350	5,917
			1,25	0,677	8,000	7,188	6,647
M10		M 9	1,25	0,677	9,000	8,188	7,647
			1,5	0,812	10,000	9,026	8,376
		M 11	1,5	0,812	11,000	10,026	9,376
M 12	M 14		1,75	0,947	12,000	10,863	10,106
			2	1,083	14,000	12,701	11,835
M 16			2	1,083	16,000	14,701	13,835
M20	M18		2,5	1,353	18,000	16,376	15,294
			2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
	M22		2,5	1,353	22,000	20,376	19,294
M 24	M27		3	1,624	24,000	22,051	20,752
			3	1,624	27,000	25,051	23,752
M30			3,5	1,894	30,000	27,727	26,211
M 36	M 33		3,5	1,894	33,000	30,727	29,211
			4	2,165	36,000	34,402	31,670
	M 39		4	2,165	39,000	36,402	34,670
M 42	M 45		4,5	2,436	42,000	39,077	37,129
			4,5	2,436	45,000	42,077	40,129
M 48			5	2,706	48,000	44,752	42,587
M56	M 52		5	2,706	52,000	48,752	46,587
			5,5	2,977	56,000	52,428	50,046
	M 60		5,5	2,977	60,000	56,428	54,046
M 64	M 68		6	3,248	64,000	60,103	57,505
			6	3,248	68,000	64,103	61,505

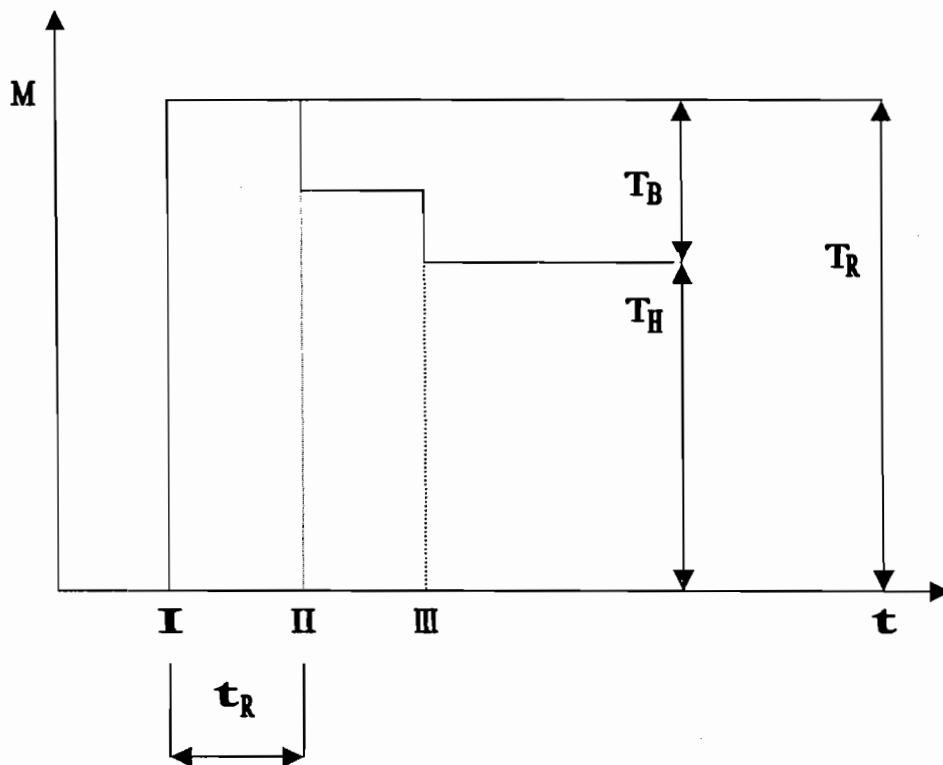
Catatan : (1) kolom 1 merupakan pilihan utama. Kolom 2 atau kolom 3 hanya dipilih jika terpaksa

B. Lampiran Gambar

B. 1 Karakteristik Putaran dan Waktu



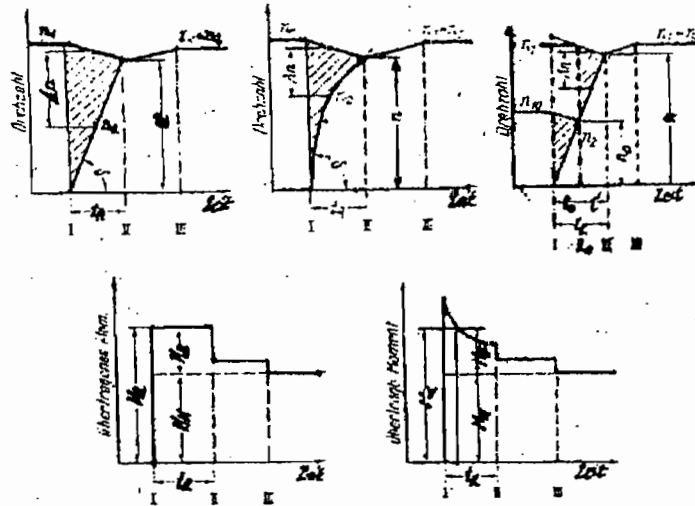
B.2. Karakteristik torsi – waktu saat proses penghubungan kopling



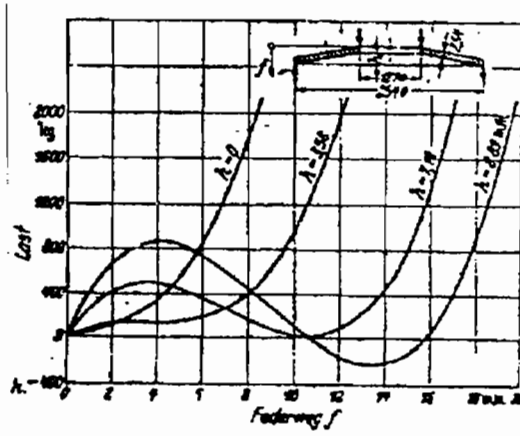
Keterangan gambar :

- N_1 = putaran penggerak
- N_2 = putaran yang digerakkan dari 0 – n_1
- M_R = torsi gesek
- $M_R = U \times d/2$
- U = gaya geser pada diameter rata-rata kopling
- M_R = waktu selama slip (det)
- M_H = torsi kondisi mantap
- M_B = Torsi percepatan
- $M_B = M_R - M_H$

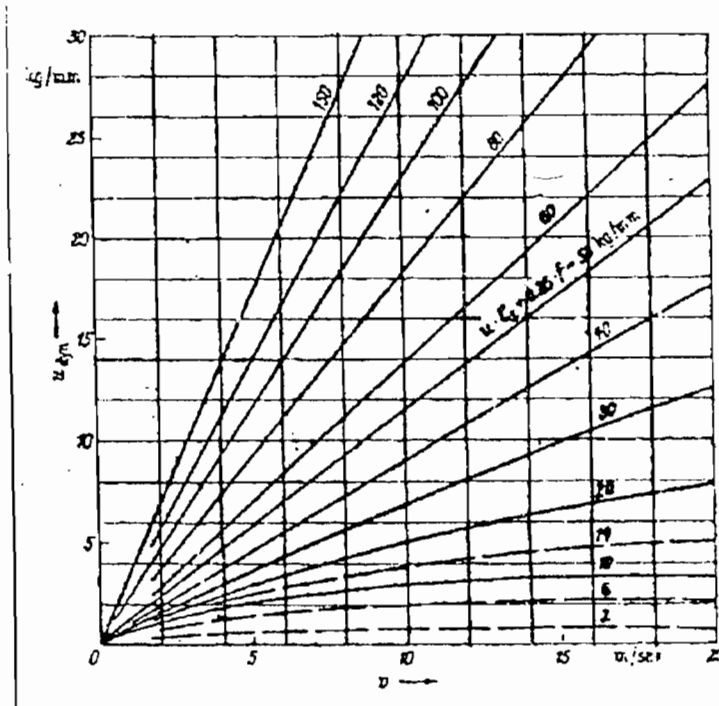
B. 3. Grafik akselerasi (percepatan) gesekan kopling



B. 4. Karakteristik Pegas Cakram dengan (h)=tinggi pegas, (f)= defleksi, (last)=beban



B. 5. Menentukan factor u_{dyn}



B. 6. Menentukan factor C_β

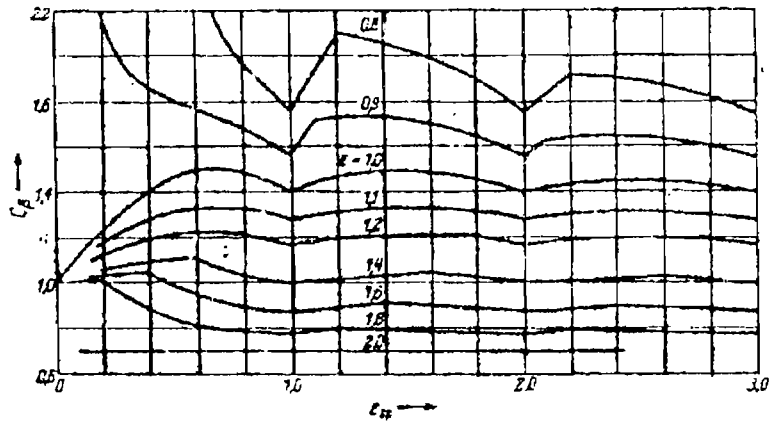
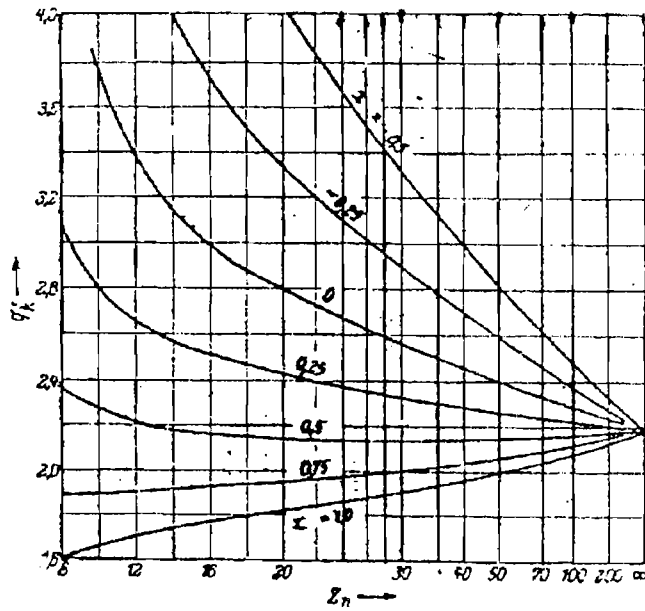
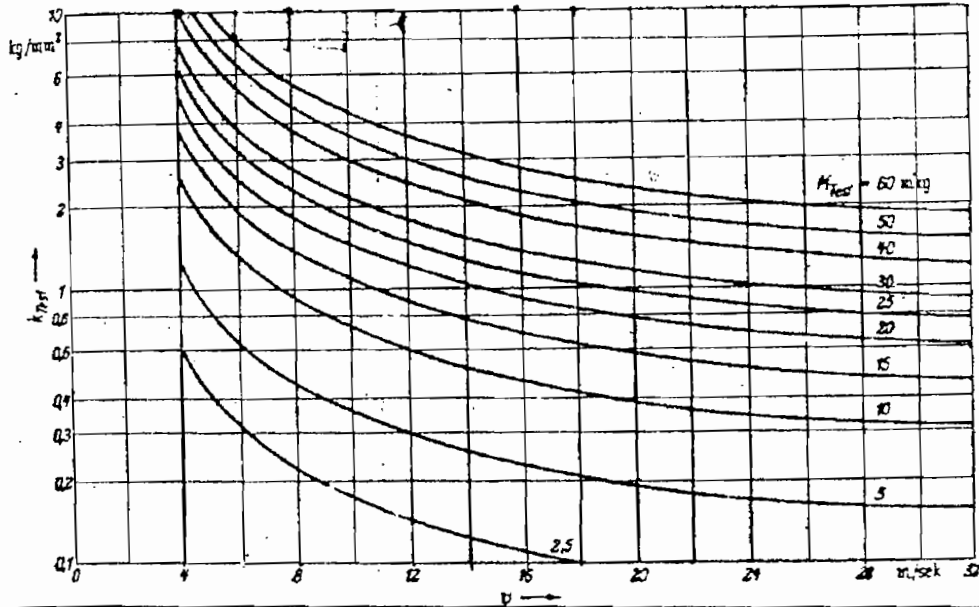


Fig. 22/38. Factor C_β for helical gears with $\alpha_n \approx 20^\circ$.
 For $\beta = 0$, $C_\beta = 1$; for $\epsilon_\beta = 1, 2, 3, \dots$, $C_\beta = 1.4/z$; for $\epsilon_\beta \geq 1$,
 $C_\beta \approx 1.4/\epsilon_\beta$.

B. 7. Menentukan factor q_k



B. 8. Guidance for scoring resistance test value (k_{test}) for various gear oil



Gambar 5.7⁵⁸ Guidance for scoring resistance test value k_{test} for various gear oils.