

**ANALISA PERHITUNGAN *PLANETARY GEAR TORQFLOW*
TRANSMISSION PADA BULLDOZER SD 16 F PT.G M
TRAKTORS**



**Disusun sebagai salah satu syarat menyelesaikan Program Studi Sastra I
pada Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik**

Oleh :

YUDA LUKITANTO

D 200 150 104

**PROGRAM TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SURAKARTA
2020**

HALAMAN PERSETUJUAN

**ANALISA PERHITUNGAN *PLANETARY GEAR TORQFLOW*
TRANSMISSION PADA BULLDOZER SD 16 F PT.G M TRAKTORS**

PUBLIKASI ILMIAH

Oleh:

YUDA LUKITANTO

NIM: D 200 150 104

N.I.R.M: 15 6 106 03030 500104

Telah diperiksa dan disetujui oleh:

Dosen Pembimbing



Wijiarto, S.T.,M.Eng.Sc.

HALAMAN PENGESAHAN

ANALISA PERHITUNGAN *PLANETARY GEAR TORQFLOW* *TRANSMISSION* PADA BULLDOZER SD 16 F PT.G M TRAKTORS

Oleh:

YUDA LUKITANTO

D 200 150 104

Telah dipertahankan di depan Dewan Penguji Fakultas Teknik
Universitas Muhammadiyah Surakarta
Pada hari Kamis, 23 Maret 2020
dan dinyatakan telah memenuhi syarat.

Susunan Dewan Penguji:

1. Wijianto, S.T., M. Eng.sc
(Ketua Dewan Penguji)
2. Amin Sulistyanto, ST, MT
(Sekretaris I Dewan Penguji)
3. Dr. Supriyono, M.T., Ph.D.
(Anggota II Dewan Penguji)

(.....)

(.....)

(.....)

Dekan:


Ir. Sri Sunarjono, M.T., Ph.D.
NIK.682

PERNYATAAN

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

Apabila kelak terbukti ada ketidakbenaran dalam pernyataan saya diatas, maka akan saya pertanggungjawabkan sepenuhnya.

Surakarta, 23 Maret 2020

Penulis



YUDA LUKITANTO

D 200 150 104

ANALISA PERHITUNGAN PLANETARY GEAR TORQFLOW TRANSMISSION PADA BULLDOZER SD 16 F PT.G M TRAKTORS

Abstrak

Torqflow transmission adalah alat pemindah tenaga yang menggunakan fluida dalam hal ini oli sebagai pengontrolnya. *Torqflow transmission* berfungsi untuk mengatur kecepatan gerak maju, mundur, dan pada alat-alat besar yang tidak kalah penting adalah untuk meningkatkan torsi dengan mereduksi putarannya melalui perbandingan jumlah gigi pada transmisi nya. Tujuan dilakukannya analisa perhitungan adalah untuk mengetahui mekanisme kerja serta hubungan antara *gear ratio* dan *torque* serta *speed ratio* pada bulldozer shantui sd 16 f. Langkah perhitungan yang dilakukan adalah dengan cara mengumpulkan data yang dibutuhkan kemudian data yang didapatkan dimasukkan kedalam rumus-rumus yang telah tersedia. Hasil analisa perhitungan menunjukkan bahwa mekanisme kerja pada *torqflow transmission* menggunakan *engage* dan *disengage* pada *clutch* nya.

Kata kunci : torqflow, planetary gear, output ratio, speed ratio .

Abstract

Torqflow transmission is a power transfer device that uses fluid in this case oil as a controller. Torqflow transmission functions to regulate the speed of movement forward, backward, and on large tools that are no less important is to increase torque by reducing the rotation through the ratio of the number of teeth on the transmission. The purpose of the calculation analysis is to find out the mechanism of action and the relationship between gear ratio and torque and speed ratio on the Shantui bulldozer up to 16 f. calculation step that was carried out was by collecting the required data then the data obtained was entered into the formulas that were available. The results of the analysis show that the mechanism of action on the torqflow transmission uses engage and control on the clutch.

Keywords: torqflow transmission, planetary gear, output ratio, speed ratio.

1. PENDAHULUAN

Alat berat termasuk salah satu di antara faktor penting dalam mengerjakan proyek-proyek konstruksi dengan skala besar. Tujuan penggunaannya guna membantu pekerjaan manusia dalam memproses material konstruksi sehingga lebih mudah mencapai target pengerjaan dalam waktu yang relatif lebih singkat. Jenis alat berat yang sering digunakan dalam pengerjaan proyek konstruksi di antaranya *dozer*, alat gali (*excavator*) seperti *backhoe*, *front shovel*, *clamshell*, alat

pengangkut seperti *loader*, truk, dan *belt conveyor*, serta alat pemadat tanah seperti *roller* dan *compactor*.

Untuk itu penulis melakukan analisa pada alat berat yaitu *Bulldozer* adalah salah satu jenis alat berat yang dan berfungsi untuk pemerataan material seperti tanah, pasir, kerikil yang memiliki kemampuan dorong atau tenaga yang tinggi. Bisa digunakan untuk menggali, mendorong, menggusur meratakan, menarik beban, menimbun. Mampu beroperasi di daerah yang lunak sampai daerah yang keras sekalipun. Dengan *swamp dozer* (dozer rawa) untuk daerah yang sangat lunak, dan daerah yang sangat keras perlu dibantu dengan *ripper* (alat garu).

Pada dasarnya *bulldozer* adalah alat yang menggunakan traktor sebagai penggerak utamanya, artinya traktor yang dilengkapi alat atau pelengkap tambahan dalam hal ini perlengkapan tambahannya adalah *blade*. Sebenarnya, *bulldozer* adalah nama jenis dari *dozer* yang mendorong lurus ke depan.

Salah satu sistem yang mendukung kinerja dari bulldozer adalah sisitem *torqflow transmisi* digunakan sebagai alat pemindah tenaga yang menggunakan fluida dalam hal ini oli sebagai pengontrolnya. *bucket*, pada *cylinder bucket* terdapat berbagai komponen pendukung untuk melakukan kerja.

Berdasarkan hal itu, penulis ingin menganalisa mekanisme pada sistem *torqflow transmisi* guna menambah pengetahuan tentang sistem transmisi pada dozer tersebut. Untuk itu penulis mengambil judul “Analisa mekanisme *transmisi torqflow transmisi* pada *bulldozer santuy sd 16 f.*”

2. METODE

Library Research (Pengambilan data dari literatur), dengan buku pendukung seperti *Operation Manual Maintenance book (OMM)*, *Part book*, jurnal-jurnal dan lain-lain. *Field Research* (Pengamatan Lapangan), Pengamatan ini dilakukan untuk mengumpulkan data-data yang ada dilapangan dengan cara Interview (Wawancara), Cara ini dilakukan dengan cara Dialog/wawancara langsung dengan karyawan serta mekanik PT. GAYA MAKMUR TRAKTORS. Observasi

(Pengamatan), cara ini dilakukan dengan cara pengamatan langsung untuk memperoleh data yang tepat.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Spesifikasi poros dan roda gigi *transmisi*

• Bahan poros	= S 55 C-D
• Kekuatan tarik (σ_b)	= 55 <i>Kg/mm</i>
• S_{f1}	= 6,0
• S_{f2}	= 2,0
• Jumlah putaran <i>input</i> (N_A)	= 1850 rpm
• Daya	= 205 hp
• <i>Planetary gear 1 (forward)</i>	
Roda gigi <i>sun gear</i> (Z_z)	= 30 teeth
Roda gigi <i>ring gear</i> (Z_H)	= 72 teeth
Roda gigi <i>planetary gear</i> (Z_P)	= 21 teeth
Diameter <i>sun gear</i> (d_z)	= 120 mm
Diameter <i>ring gear</i> (d_H)	= 400 mm
Diameter <i>planetary gear</i> (d_P)	= 140 mm
• <i>Planetary gear 2 (reverse)</i>	
Roda gigi <i>sun gear</i> (Z_z)	= 30 teeth
Roda gigi <i>ring gear</i> (Z_H)	= 72 teeth
Roda gigi <i>planetary gear</i> (Z_P)	= 30 teeth
Diameter <i>sun gear</i> (d_z)	= 130 mm
Diameter <i>ring gear</i> (d_H)	= 410 mm

Diameter planetary gear (d_p) = 140 mm

• Planetary gear 3 (speed 1)

Roda gigi sun gear (Z_z) = 41 teeth

Roda ring gear (Z_H) = 78 teeth

Roda gigi planetary gear (Z_p) = 41 teeth

Diameter sun gear (d_z) = 144 mm

Diameter ring gear (d_H) = 404 mm

Diameter planetary gear (d_p) = 130

• Planetary gear 4 (speed 3)

Roda gigi sun gear (Z_z) = 41 teeth

Roda gigi ring gear (Z_H) = 78 teeth

Roda gigi planetary gear (Z_p) = 19 teeth

Diameter sun gear (d_z) = 140 mm

Diameter ring gear (d_H) = 474 mm

Diameter planetary gear (d_p) = 137 mm

• Planetary gear 5 (speed 2)

Roda gigi sun gear (Z_z) = 41 teeth

Roda gigi ring gear (Z_H) = 78 teeth

Roda gigi planetary gear (Z_p) = 19 teeth

Diameter sun gear (d_z) = 140 mm

Diameter ring gear (d_H) = 474 mm

Diameter planetary gear (d_p) = 137mm

3.2 Perhitungan poros

Daya rencana poros (P_d)

$$P_d = F_c \times P \dots\dots\dots (1)$$

$$P_d = 1,5 \times 152,87$$

$$P_d = 229,305 \text{ kW}$$

Daya puntir poros (T)

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_1}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{229,305}{1950}$$

$$T = 114534,907 \text{ kgmm} \dots\dots\dots ($$

2)

Tegangan geser yang di izinkan ($\mathcal{T}_a$)

$$\mathcal{T}_a = \frac{\sigma_b}{S_{f1} \times S_{f2}}$$

$$\mathcal{T}_a = \frac{\sigma_b}{6,0 \times 2,0}$$

$$\mathcal{T}_a = 6 \text{ kg/mm}^2$$

Diameter poros (d_s)

$$d_s = \left(\frac{5,1}{\mathcal{T}_a} \times k_t \times c_b \times T \right)^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots$$

(3)

$$d_s = \left(\frac{5,1}{6} \times 1,5 \times 1,0 \times 114534,907 \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d_s = 52,66 \text{ mm}$$

¹ Sularso-Kiyokatsu suga, "Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin", (Jakarta: PT. Pradnya Paramita, 1991), 7

² Sularso-Kiyokatsu suga, "Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin", (Jakarta: PT. Pradnya Paramita, 1991), 8

³ Sularso-Kiyokatsu suga, "Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin", (Jakarta: PT. Pradnya Paramita, 1991), 8

Diambil = 55 mm

Tegangan geser poros ($\mathcal{T}$)

$$\mathcal{T} = \frac{5,1 \times T}{d_s^3} \dots\dots\dots (4)$$

)

$$\mathcal{T} = \frac{5,1 \times 114534,907}{55^3}$$

$$\mathcal{T} = 3,511 \text{ kg/mm}^2$$

Gaya tangensial pada poros

$$F = \frac{T}{d_s/2} \dots\dots\dots ($$

5)

$$F = \frac{114534,907}{55/2}$$

$$F = 4164,906 \text{ kg}$$

Tegangan geser pasak yang di izinkan

$$\mathcal{T}_a = \frac{\sigma}{s_{f1} \times s_{f2}} \dots\dots\dots ($$

6)

$$\mathcal{T}_a = \frac{55}{6,0 \times 2,0}$$

$$\mathcal{T}_a = 5,83 \text{ kg/mm}^2$$

l_1 = panjang balok

$$\mathcal{T}_k = \frac{3272,426}{16 \times l_1} 3,246 \dots\dots\dots$$

.. (7)

⁴ Sularso-Kiyokatsu suga, "Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin", (Jakarta: PT. Pradnya Paramita, 1991), 7

⁵ Sularso-Kiyokatsu suga, "Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin", (Jakarta: PT. Pradnya Paramita, 1991), 25

⁶ Sularso-Kiyokatsu suga, "Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin", (Jakarta: PT. Pradnya Paramita, 1991), 7

$$l_1 = 63 \text{ mm}$$

Tegangan geser pasak (T_k)

$$T_k = \frac{F}{b \times i} \dots \dots \dots (8)$$

$$T_k = \frac{3272,476}{16,63}$$

$$T_k = 3,246$$

$$T_k \leq T_a$$

$$3,246 \leq 5,83$$

Tekanan permukaan (P)

$$P = \frac{F}{i \times F_1} \dots \dots \dots (9)$$

$$P = \frac{3272,426}{63 \times 6}$$

$$P = 8,657 \text{ kg/mm}^2$$

Tekanan permukaan yang di izinkan (P_a) dikarenakan diameter pa besar maka

$$P_a = 10 \text{ kg/mm}^2$$

$$P_a \geq P \dots \dots \dots (10)$$

)

$$10 \geq 8,657 \text{ aman}$$

⁷ Sularso-Kiyokatsu suga,"Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin",(Jakarta:PT.Pradnya Paramita,1991),25

⁸Sularso-Kiyokatsu suga,"Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin",(Jakarta:PT.Pradnya Paramita,1991), 25

⁹ Sularso-Kiyokatsu suga,"Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin",(Jakarta:PT.Pradnya Paramita,1991),27

¹⁰ Sularso-Kiyokatsu suga,"Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin",(Jakarta:PT.Pradnya Paramita,1991),27

Pada unit sd 16 f Dua buah roda gigi yang berdiameter tidak sama dipasangkan secara planetary gear sehingga roda gigi yang satu memutar roda gigi yang lain.

Gear ratio terhadap torque

$$R_m = \frac{\text{Jumlah gear output}}{\text{Jumlah gear input}} = \frac{72}{30} = 2,4 \dots\dots\dots (11)$$

Planetary gear 1 (forward)

Output Torque

$$T_A = \frac{(5252 \times 205)}{1850} = 581,978 \text{ Nm} \dots\dots\dots (12)$$

$$T = R_m \times T_A$$

Planetary gear 1 (forward)

$$T = R_m \times T_A = 2,4 \times 581,978 = 1396,732 \text{ Nm}$$

Apabila roda gigi II (gigi output) semakin besar berarti gear ratio akan semakin besar. Semakin besar gear ratio, semakin besar pula out put torque.

3.3 Speed ratio single pinion type

Menentukan arah dan besarnya putaran ring gear (Nr)

Jumlah gigi sun gear (*S*)

Jumlah gigi ring gear (*R*)

Jumlah putaran sun gear (*Ns*)

Apabila sumber diputar ke kanan sebesar 1850 rpm dan carrier di stop.

Jawab

¹¹ UTSchool, "Torqflow Drive System", April 2009, 5.

¹² UTSchool, "Torqflow Drive System", April 2009, 5.

Planetary gear 1 (forward)

$$S.N_s + R.N_r = (S + R) N_c$$

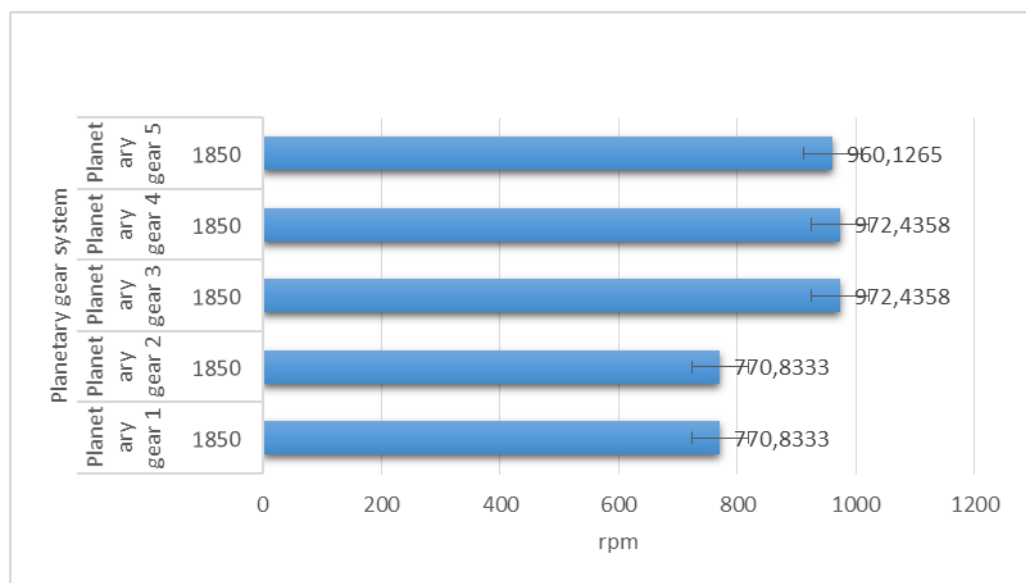
(13)

$$30 \times 1850 + 72.N_r = (30 + 72).0$$

$$72N_r = -55500$$

$$N_r = -770,8333 \text{ rpm}$$

Jadi putaran *ring gear* 770,833 rpm (direduksi).Arah putaran berlawanan (tanda minus).

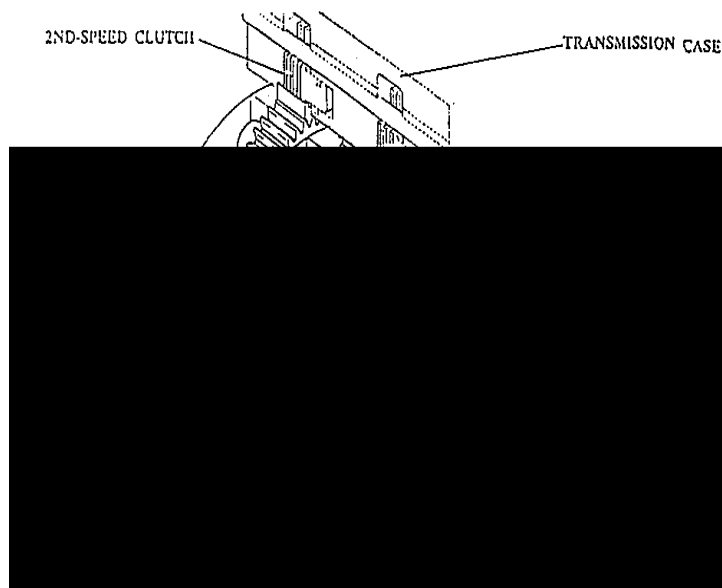


Gambar 1. Grafik perbandingan rpm masing masing susunan roda gigi

3.4 Analisa perhitungan Roda gigi

Roda gigi merupakan sistem pemindah tenaga mekanis yang paling sering digunakan.

¹³UTSchool,"Torqflow Drive System",April 2009,38.



Gambar. 2. Planetary Gear.

(Sumber: PT. Pamapeada Nusantara 2001, Hal. 9)

Tinggi gigi

Dimana :

$$h_w = h_{az} + h_{ap} \dots\dots\dots (14)$$

Planetary gear 1:

$$\text{Sun gear: } h_w = h_{az} + h_{ap} = 3,5 + 3,5 = 7 \text{ mm.}$$

$$\text{Ring gear: } h_w = h_{aH} + h_{ap} = 3,5 + 3,5 = 7 \text{ mm.}$$

$$\text{Planetary gear: } h_w = h_{ap} + h_{az} = 3,5 + 3,5 = 7 \text{ mm.}$$

Modul (m)

Dimana : m = Modul (mm)

D = Diameter luar (mm)

Z = Jumlah gigi

¹⁴ G.Niemann-H.Winter, "Elemen mesin Jilid II", (Jakarta:Erlangga,1990),

$$m = \frac{D}{Z} = \frac{120}{30} \dots\dots\dots (15)$$

Planetary gear 1 (forward) $m = \frac{D}{Z} = \frac{120}{30} = 4$

Jarak Bagi (P)

Dimana : π (3,14) $\dots\dots\dots (16)$

M (modul)

Planetary gear 1 (forward)

$$P = \pi \times M = 3,14 \times 4 = 12,56 \text{ mm}$$

Jarak bagi untuk pinyon (da)

Dimana : Z = Jumlah gigi

m = modul

$$da = z \times M \dots\dots\dots (17)$$

Planetary gear 1 (forward)

$$da = z \times M = 30 \times 4 = 120 \text{ mm}$$

Jarak sumbu roda gigi (a)

Dimana :

$$a = m \times \frac{(Z_Z + Z_P)}{2} \dots\dots\dots (18)$$

Planetary gear 1 m(forward)

$$a = m \times \frac{(Z_Z + Z_P)}{2} = 4 \times \frac{(41+19)}{2} = 120 \text{ mm}$$

jari jari cagak (r_s)

$$r_s = r_z + r_p \dots\dots\dots (19)$$

Planetary gear 1 (forward)

¹⁵ G.Niemann-H.Winter,"Elemen mesin Jilid II",(Jakarta:Erlangga,1990),41

¹⁶ G.Niemann-H.Winter,"Elemen mesin Jilid II",(Jakarta:Erlangga,1990),41

¹⁷ G.Niemann-H.Winter,"Elemen mesin Jilid II",(Jakarta:Erlangga,1990),41

¹⁸ G.Niemann-H.Winter,"Elemen mesin Jilid II",(Jakarta:Erlangga,1990),41

¹⁹ G.Niemann-H.Winter,"Elemen mesin Jilid II",(Jakarta:Erlangga,1990) 390

$$r_s = r_z + r_p = 60 + 70 = 130 \text{ mm}$$

Perbandingan Transmisi (i) Perbandingan pada planetary gear ini terdiri dari perbandingan *sun gear* terhadap *ring gear* .

$$i = \frac{z_1 + z_2}{z_1} \dots\dots\dots (20)$$

$$\text{Planetary gear 1. } i = \frac{z_1 + z_2}{z_1} = \frac{102}{72} = 1,416$$

Planet pinion bekerja sebagai roda antara *sun gear* (i_{oZ})

$$i_{oZ} = \frac{z_H}{z_Z} \dots\dots\dots (21)$$

$$\text{Planetary gear 1 (forward) } i_{oZ} = \frac{z_H}{z_Z} = \frac{72}{30} = 2,4$$

Planet pinion bekerja sebagai roda antara *ring gear* i_{oH} .

$$i_{oH} = \frac{1}{i_{oZ}} \dots\dots\dots (22)$$

$$\text{Planetary gear 1 (forward) } i_{oH} = \frac{1}{i_{oZ}} = \frac{1}{2,4} = 0,416$$

Perbandingan sun gear dengan cagak (i_{zS})

$$i_{zS} = 1 - i_{oZ} \dots\dots\dots (23)$$

Planetary gear 1 (forward)

$$i_{zS} = 1 - i_{oZ} = 1 - 2,4 = -1,4$$

Kecepatan sudut terhadap sun gear (ω_z) untuk mencari kecepatan sun gear (v_z) dapat diketahui dengan rumus dibawah ini.

²⁰ International journal of research in engineering and technology, 152

²¹ G.Niemann-H.Winter,"Elemen mesin Jilid II", (Jakarta:Erlangga,1990),390

²² G.Niemann-H.Winter,"Elemen mesin Jilid II", (Jakarta:Erlangga,1990),390

²³ G.Niemann-H.Winter,"Elemen mesin Jilid II", (Jakarta:Erlangga,1990),390

$$v_z = n \frac{2 \times \pi \times r_z}{60} \dots\dots\dots (24)$$

$$\omega_z = \frac{v_z}{r_z}$$

1. *Planetary gear 1 (forward)*

$$v_z = n \frac{2 \times \pi \times r_z}{60} = 1850 \frac{2 \times 3,14 \times 60}{60} = 11618 \text{ mm/s}$$

$$\omega_z = \frac{v_z}{r_z} = \frac{11618}{60} = 193,633 \text{ rad/s}$$

Kecepatan sudut cagak (ω_s)

$$\omega_s = \frac{v_s}{r_s} \dots\dots\dots (25)$$

1. *Planetary gear 1 (forward)*

$$v_s = \frac{v_z}{2} = \frac{11618}{2} = 5809 \text{ mm/s}$$

$$\omega_s = \frac{v_s}{r_s} = \frac{5809}{130} = 44,684$$

Kecepatan sudut *ring gear* (ω_H)

$$\omega_H = 0 \dots\dots\dots (26)$$

Planetary gear 1 (forward) (ω_H) = 0

Kecepatan sudut *planetary gear* terhadap *sun gear* (ω_{PS})

$$\omega_{PS} = \frac{\omega_s \times r_H}{r_P} \dots\dots\dots (27)$$

Planetary gear 1

$$\omega_{PS} = \frac{\omega_s \times r_H}{r_P} = \omega_{PS} = \frac{44,684 \times 200}{70} = 127,668 \text{ rad/s}$$

Kecepatan gelinding *planetary gear* terhadap *ring gear* (v_{PH})

²⁴ G.Niemann-H.Winter, "Elemen mesin Jilid II", (Jakarta:Erlangga,1990),390

²⁵ G.Niemann-H.Winter, "Elemen mesin Jilid II", (Jakarta:Erlangga,1990),390

²⁶ G.Niemann-H.Winter, "Elemen mesin Jilid II", (Jakarta:Erlangga,1990),390

²⁷ G.Niemann-H.Winter, "Elemen mesin Jilid II", (Jakarta:Erlangga,1990),391

$$v_{PH} = \omega_S \times r_H \dots\dots\dots (28)$$

Planetary gear 1

$$v_{PH} = \omega_S \times r_H = 44,684 \times 200 = 8936,8 \text{ rad/s}$$

Kecepatan gelinding planetary gear terhadap sun gear (v_{PZ})

$$v_{PZ} = r_Z(\omega_Z - \omega_S) \dots\dots\dots (29)$$

1. Planetary gear 1

$$\begin{aligned} v_{PZ} &= r_Z(\omega_Z - \omega_S) = 60(193,633 - 44,684) \\ &= 8936,94 \text{ mm/s} \end{aligned}$$

Kecepatan kopling (v_K)

$$v_K = \omega_S \times r_S \dots\dots\dots (30)$$

1. Planetary gear 1

$$v_K = \omega_S \times r_Z = 44,684 \times 120 = 5362,08 \text{ mm/s}$$

Momen sun gear

$$T_Z = \frac{-T_H}{i_{OZ}} = \frac{T_S}{(i_{OZ}-1)} \dots\dots\dots (31)$$

Karena data $-T_H$ dan T_S belum diketahui, maka T_Z di cari menggunakan rumus kesetimbangan momen.

$$\frac{T_S}{(r_Z + r_P)} = \frac{-2T_Z}{r_Z}$$

Planetary gear 1

$$\frac{T_S}{(r_Z + r_P)} = \frac{-2T_Z}{r_Z}$$

$$\frac{T_Z(i_{OZ}-1)}{(r_Z + r_P)} = \frac{-2T_Z}{60}$$

²⁸ G.Niemann-H.Winter, "Elemen mesin Jilid II", (Jakarta:Erlangga,1990),391

²⁹ G.Niemann-H.Winter, "Elemen mesin Jilid II", (Jakarta:Erlangga,1990),391

³⁰ G.Niemann-H.Winter, "Elemen mesin Jilid II", (Jakarta:Erlangga,1990),391

³¹ G.Niemann-H.Winter, "Elemen mesin Jilid II", (Jakarta:Erlangga,1990),391

$$\frac{T_z(2,4 - 1)}{(60 + 70)} = \frac{-2T_z}{60}$$

$$\frac{T_z(1,4)}{(130)} = \frac{-2T_z}{60}$$

$$\frac{1,4T_z}{130} + \frac{-2T_z}{60} = 0$$

$$\frac{60(1,4T_z) + 130(2T_z)}{7800} = 0$$

$$84T_z + 260T_z = 7800T_z$$

$$304T_z$$

$$T_z = \frac{7800}{304} = 25,657 \text{ Nmm}$$

Momen planetary gear (T_H)

$$T_H = -i_{OZ} \times T_z \dots \dots \dots (32)$$

Planetary gear 1

$$T_H = -i_{OZ} \times T_z = -2,4 \times 25,657 = -61,5768 \text{ Nmm}$$

Momen cagak (T_S)

$$T_S = T_z(i_{OZ} - 1) \dots \dots \dots (33)$$

Planetary gear 1

$$T_S = T_z(i_{OZ} - 1) = 25,657(2,4 - 1) = 35,919 \text{ Nmm}$$

Gay keliling pada sun gear (F_{tz})

³² G.Niemann-H.Winter, "Elemen mesin Jilid II", (Jakarta: Erlangga, 1990), 391

³³ G.Niemann-H.Winter, "Elemen mesin Jilid II", (Jakarta: Erlangga, 1990), 391

$$F_{tz} = \frac{T_z}{r_z} \dots\dots\dots (34)$$

1. Planetary gear 1

$$F_{tz} = \frac{T_z}{r_z} = F_{tz} = \frac{25,657}{60} = 0,427 \text{ N}$$

Gaya keliling ring gear (r_{tz})

$$F_{tH} = \frac{-T_H}{r_H} \dots\dots\dots (35)$$

1. Planetary gear 1

$$F_{th} = \frac{-T_H}{r_H} = \frac{(-61,5768)}{200} = 0,307 \text{ N}$$

Cagak gaya bantalan planet (F_{ts})

$$F_{ts} = \frac{T_s}{(r_z + r_p)} \dots\dots\dots (36)$$

1. Planetary gear 1

$$F_{ts} = \frac{T_s}{(r_z + r_p)} = \frac{35,919}{(60 + 70)} = 0,276 \text{ N}$$

Daya gelinding kaitan sun gear (P_{wpz})

$$P_{wpz} = v_{pz} \times F_{tz} \dots\dots\dots (37)$$

Planetary gear 1

$$P_{wpz} = v_{pz} \times F_{tz} = 8936,94 \times 0,307 = 2473,640 \text{ KW}$$

Daya kopling (P_K)

$$P_K = v_K \times F_{tz} \dots\dots\dots (38)$$

³⁴ G.Niemann-H.Winter, "Elemen mesin Jilid II", (Jakarta:Erlangga,1990),391

³⁵ G.Niemann-H.Winter, "Elemen mesin Jilid II", (Jakarta:Erlangga,1990),391

³⁶ G.Niemann-H.Winter, "Elemen mesin Jilid II", (Jakarta:Erlangga,1990),391

³⁷ G.Niemann-H.Winter, "Elemen mesin Jilid II", (Jakarta:Erlangga,1990),391

³⁸ G.Niemann-H.Winter, "Elemen mesin Jilid II", (Jakarta:Erlangga,1990),391

Planetary gear 1

$$P_K = v_K \times F_{tZ} = 5808,92 \times 0,307 = 1783,338 \text{ KW}$$

Daya (P_Z) yang di trasmisikan dari sun gear ke planetary gear

$$P_Z = P_{wpz} + P_K \dots \dots \dots (39)$$

Planetary gear 1

$$P_Z = P_{wpz} + P_K = 2473,640 + 1783,338 = 4196,978 \text{ KW}$$

Daya gelinding pada kaitan planetary gear terhadap sun gear (P_{WPH})

$$P_{WPH} = v_{PH} \times F_{tH} \dots \dots \dots (40)$$

1. Planetary gear 1

$$P_{WPH} = v_{PH} \times F_{tH} = 8936,8 \times (0,307)$$

$$P_{WPH} = 2743,597 \text{ KW}$$

Daya rugi gigi (P_{VZ})

$$P_{VZ} = \frac{2,1\mu_m \left(\frac{1}{Z_Z} + \frac{2}{Z_P} + \frac{1}{Z_H} \right) P_Z i_{OZ}}{(i_{OZ} - 1)} \dots \dots \dots (41)$$

Dengan $\mu_m = 0,1$

Planetary gear 1

$$P_{VZ} = \frac{2,1\mu_m \left(\frac{1}{Z_Z} + \frac{2}{Z_P} + \frac{1}{Z_H} \right) P_Z i_{OZ}}{(i_{OZ} - 1)}$$

$$P_{VZ} = \frac{2,1 \times 0,1 \left(\frac{1}{30} + \frac{2}{21} + \frac{1}{30} \right) 4196,978 \times 2,4}{(2,4 - 1)}$$

³⁹ G.Niemann-H.Winter, "Elemen mesin Jilid II", (Jakarta: Erlangga, 1990), 391

⁴⁰ G.Niemann-H.Winter, "Elemen mesin Jilid II", (Jakarta: Erlangga, 1990), 391

⁴¹ G.Niemann-H.Winter, "Elemen mesin Jilid II", (Jakarta: Erlangga, 1990), 392

$$P_{VZ} = 204,995 \text{ KW}$$

Efisiensi gigi

$$\eta = 1 - \frac{P_{VZ}}{P_Z} \approx 1 - \frac{2,1\mu_m \left(\frac{1}{Z_Z} + \frac{2}{Z_P} + \frac{1}{Z_H} \right) i_{OZ}}{(i_{OZ}-1)} \dots\dots\dots (42)$$

Planetary gear 1

$$\eta = 1 - \frac{P_{VZ}}{P_Z} \approx 1 - \frac{2,1\mu_m \left(\frac{1}{Z_Z} + \frac{2}{Z_P} + \frac{1}{Z_H} \right) i_{OZ}}{(i_{OZ}-1)}$$

$$\eta = 1 - \frac{195,396}{4196,978} \approx 1 - \frac{2,1 \times 0,1 \left(\frac{1}{80} + \frac{2}{21} + \frac{1}{72} \right) 2,4}{(2,4-1)}$$

$$\eta = 0,959 \text{ kW}$$

Kondisi jumlah gigi

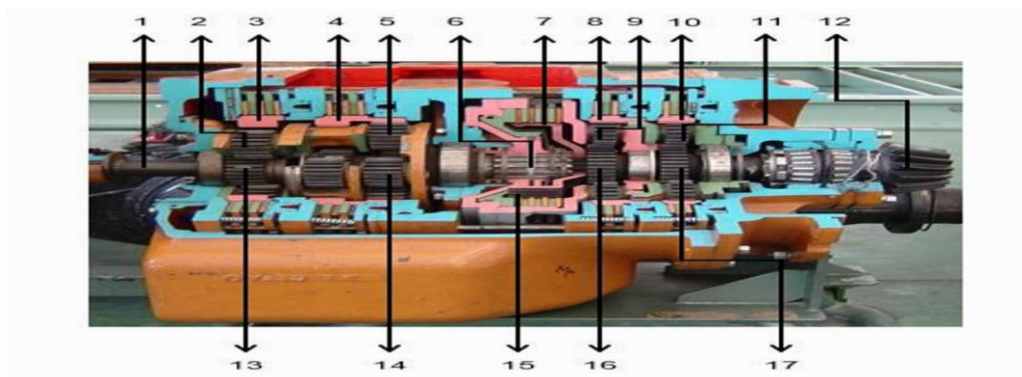
$$\frac{(Z_Z - Z_H)}{p} = \text{bilangan bulat} \dots\dots\dots (43)$$

Dengan $p = 3$

3.5 Pelumasan

Jenis pelumasan yang digunakan adalah oli Meditran SX Plus dengan tipe SAE 15W-40 dan diganti setiap 250 jam kerja.

3.6 Hasil perhitungan



Gambar 3. Torqflow transmisi.

⁴² G.Niemann-H.Winter, "Elemen mesin Jilid II", (Jakarta: Erlangga, 1990), 392

⁴³ G.Niemann-H.Winter, "Elemen mesin Jilid II", (Jakarta: Erlangga, 1990), 392

Keterangan

Poros input.

Planet pinion susunan 1.

Ring gear susunan 1.

Ring gear susunan 2.

Planet pinion susunan 2.

Sun gear susunan 3.

Ring gear susunan 3.

Ring gear susunan 4.

Planet pinion susunan 4.

Ring gear susunan 5.

Planet pinion susunan 5.

Poros output.

Sun gear susunan 1.

Sun gear susunan 2.

Planet pinion susunan 3.

Sun gear susunan 4.

Sun gear susunan 5.

4. PENUTUP

4.1 Kesimpulan

Berdasarkan analisa dan pembahasan *planetary gear pada torqflow transmisi sd 16 f* didapatkan kesimpulan sebagai berikut :

Mekanisme *torqflow transmisi* diatur oleh *oil pressure* dari *control valve* untuk mendorong *piston* menekan *disc* dan *plate*. *Disc* dan *plate* tertekan akibatnya *ring gear* dan *case* akan tertahan putarannya. Untuk merelease kita alihkan *oil perssure* nya kembali ke *control valve* atau tangki sehingga *piston* akan kembali keposisi semula dibantu dengan adanya *return spring*.

Didapatkan *output torsi* disetiap masing masing *planetary gear* dengan *input torsi* sebesar 581,978 Nm pada *planetary gear 1* didapatkan *output torsi* sebesar 1396,732 Nm, *planetary gear 2* sebesar 1396,732 Nm, *planetary gear 3* sebesar 1106,922 Nm, *planetary gear 4* sebesar 692,553 Nm, *planetary gear 5* sebesar 1120,889 Nm dari data tersebut dapat dikatakan bahwa semakin besar *gear ratio* maka semakin besar pula *output torsi*.

Didapatkan putaran *ring gear* di setiap masing masing susunan roda gigi *planetary gear* dengan putaran *input* sebesar 1850 rpm. Pada *planetary gear 1* - 770,8333 rpm, *planetary gear 2* sebesar -770,833, *planetary gear 3* 972,4350, *planetary gear 4* sebesar 972,4358, *planetary gear 5* sebesar 960,1265 dari data tersebut dapat dikatakan bahwa semakin banyak jumlah gigi *sun gear* dan *ring gear* maka besarnya putaran *ring gear* akan semakin besar besar pula

5.2 Saran

Untuk mempermudah pemahaman tentang komponen-komponen dari *torqflow transmisi* disarankan untuk membaca *Shop Manual (SM)* serta *Operation and Maintenance Manual Book (OMM)* dari *sd 16 f santuy*.

Sebelum memulai langkah perhitungan pastikan sudah memiliki data data lengkap berapa jumlah gigi tiap masing masing gear pada *planetary gear* dan juga data yang lainnya.

DAFTAR PUSTAKA

- Anjarsari, Lulu. https://mkri.id/index.php?page=web.Berita&id=1079_1 diakses pada tanggal 4 desember 2019 jam 15:45
- Team. PT. Pamapersada Nusantara”. Jakarta:United school traktors
- Team, Transmission sd 16 f english properties”. Jakarta:Pt.Gaya makmur traktors
- Anonim. <http://mekanikkomatsu.blogspot.com/2017/08/bulldozer.ht ml>. Diakses pada tanggal 17 desember 2019 jam 18:45
- Niemann, G dan H, Winter. 1990. “*Elemen Mesin Jilid 2*”. Jakarta:Erlangga.
- Penambang. <https://penambang.com/fungsi-bulldozer> diakses pada tanggal 9 desember 2019 jam 21:47
- Penambang. <https://penambang.com/torqflow-tranmission> diakses pada tanggal 9 desember 2019 jam 23:01
- Rokhman, Taufiqur. <https://taufiqurrokhman.wordpress.com/2012/01/27/menghitung-torsi-dan-daya-mesin-pada-motor-bakar/>. Diakses pada tanggal 10 desember 2019 jam 14:44
- Sularso dan Kiyokatsu Suga. 2004. “*Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*”. Jakarta:PT. Pradnya Paramita
- .