

RANCANG BANGUN SISTEM PERPINDAHAN PENGGERAK (*Transfercase*) PADA MOTOR AMFIBI

Jufri Ali¹, Ardyanto², Anang³

Jurusan Teknik Otomotif Kendaraan Tempur, Poltekad Kodiklat Angkatan Darat
Poltekad Kodiklatad Ksatrian Pusdik Arhanud PO BOX 52 Malang
Email :jufri94@gmail.com

ABSTRAK

Motor *amphibi* yang dapat bergerak dimedan darat dan perairan,dengan dua macam penggerak yaitu menggunakan roda dan menggunakan dua buah baling baling yang mempunyai kecepatan putar yang sama besar dalam pergerakannya menggunakan *transfercase*. *Transfercase* akan akan membagi dan meneruskan daya ,torsi ,kecepatan yang dihasilkan oleh mesin utama untuk diteruskan menuju baling baling dan roda belakang.Oleh karena itu dengan perancangan yang akan dilakukan maka daya yang diteruskan dari mesin melalui *transfercase* akan maksimal sehingga dapat memenuhi kebutuhan pergerakan yang akan dilakukan didarat dan diperairan secara bergantian.Penelitian ini bertujuan mendaptkan perbandingan gigi pada *transfercase* supaya daya yang diteruskan dapat maksimal. Metode penelitian yang dilakukan adalah dengan menghitung rasio perbandingan gigi dan kecepatan yang dikeluarkan dari mesin menuju penggerak akhir yaitu ban dan baling baling. Kecepatan yang diperoleh dari perhitungan yang dilakukan dengan kecepatan mesin 6500 rpm menjadi kecepatan 1708 rpm melalui gearbox dengan perbandingan 1:6. Untuk torsi yang terjadi pada system transmisi roda gigi sebesar 114,6 Nm, 114,6 Nm, karena torsi maksimum pada roda gigi pinion sebesar 16,63 Nm maka roda gigi dinyatakan aman.Sedangkan tegangan lentur yang terjadi pada roda gigi sebesar 15.59 MPa karena besarnya tegangan lentur yang terjadi kurang dari tegangan lentur yang di izinkan 480.53 MPa maka roda gigi dikatakan aman.

Kata Kunci : *Transfercase*, roda gigi pinion.

ABSTRACT

Amphibious motor that can move on land and water fields, with two types of propulsion, namely using wheels and using two propellers that have the same rotational speed in movement using the transfer case. The transfer case will divide and forward the power, torque, speed generated by the main engine to be forwarded to the propeller and rear wheels. Therefore, with the design that will be carried out, the power transmitted from the engine through the transfer case will be maximized so that it can meet the movement needs that will be carried out on land and water alternately. This research aims to get the ratio of gear on the transfer case so that the power transmitted can be maximized. The research method used is to calculate the ratio of the gear ratio and the speed removed from the engine to the final drive, namely the tires and propellers. The speed obtained from calculations carried out with an engine speed of 6500 rpm to a speed of 1708 rpm through the gearbox with a ratio of 1: 6. For the torque that occurs in the gear transmission system is 114.6 Nm, 114.6 Nm, because the maximum torque in the pinion gear is 16.63 Nm, the gear is declared safe, while the bending stress that occurs in the gear is 15.59 MPa because the amount of bending stress that occurs is less than the allowed bending stress of 480.53 MPa, the gear is said to be safe

Keywords : *Transfer case, Pinion gear.*

1. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dengan kondisi geografis Indonesia yang terdiri dari bagian daratan dan perairan *Transfercase* akan akan membagi dan meneruskan daya, torsi, kecepatan yang dihasilkan oleh mesin utama untuk diteruskan menuju baling baling dan roda belakang. Pada kendaraan konvensional *transfercase* tersebut mempunyai dua kecepatan yakni gear rasio High dimana rasio perpindahan daya ke roda depan sama dengan torsi daya yang disalurkan ke roda belakang. Sedangkan pada posisi *transfercase low* maka perpindahan daya pada gigi rendah (*Low Gear*) maka *transfercase* tersebut akan melipat gandakan daya menjadi dua kali lipat dengan rasio. Dengan perancangan yang akan dilakukan maka daya yang diteruskan dari mesin melalui *transfercase* akan maksimal sehingga dapat memenuhi kebutuhan pergerakan yang akan dilakukan di daratan dan di perairan secara bergantian dengan waktu yang sangat singkat.

Dari permasalahan di atas maka penulis akan melaksanakan penelitian dengan topik *Rancang bangun sistem perpindahan penggerak (Transfercase) pada motor amfibi*.

1.2 Maksud Dan Tujuan

1.2.1 Maksud. Dalam penulisan ini membuat penulisan tugas akhir ini adalah merancang bangun sistem penggerak (*Transfercase*) pada motor amfibi”.

1.2.2 Tujuan yang ingin didapatkan adalah didapatkan dalam perancangan *Transfercase* pada motor amfibi ini adalah mendapatkan perbandingan gigi pada *transfercase* supaya daya yang diteruskan dari mesin ke baling baling dan roda dapat maksimal.

1.3 Ruang Lingkup

Ruang Lingkup Karena luasnya permasalahan, maka ruang lingkup pembahasan Tugas Akhir ini meliputi :

1. Rumusan masalah. Bagaimana perancangan *transfercase* pada motor amfibi dimana terdapat dua penggerak yang bekerja secara bergantian ?

2 Batasan Masalah. Adapun batasan masalah dalam Tugas Akhir ini adalah :

a.Menghitung rasio perbandingan gigi pada *transfercase*.

b.Menghitung daya, torsi dan kecepatan.

1.4 Manfaat Penelitian

1.4.1 Agar Memberikan referensi pertimbangan dalam pengembangan kendaraan taktis kepada pimpinan TNI AD.

1.4.2 Sebagai acuan dalam Merencanakan perancangan *transfercase* pada motor amfibi dapat berfungsi sebagai "idle" speed pada kecepatan rendah dalam menghadapi beberapa rintangan tertentu.

2. TINJAUAN PUSTAKA

Ktesibios merupakan orang pertama yang dikenal sebagai pengguna alat pneumatik atau pemanfaatan udara kempaian sebagai medianya. Istilah pneumatik tersebut berasal dari bahasa Yunani kuno yaitu "*pneuma*" yang berarti nafas/tiupan. Sedangkan pneumatik adalah ilmu yang mempelajari gerakan atau perpindahan udara/fenomena udara. Udara kempaian juga dikenal sebagai udara bertekanan, tentu saja tekanan yang dimaksud memenuhi batas-batas tertentu.

2.1 Drivetrain

Untuk memindahkan daya /tenaga yang dihasilkan mesin untuk menjalankan roda dan kendaraan. Dengan adanya *Drivetrain* maka mobil dapat bergerak atau berjalan komponen utama *drivetrain* :

1. Penghubung antara *engine* dengan transmisi

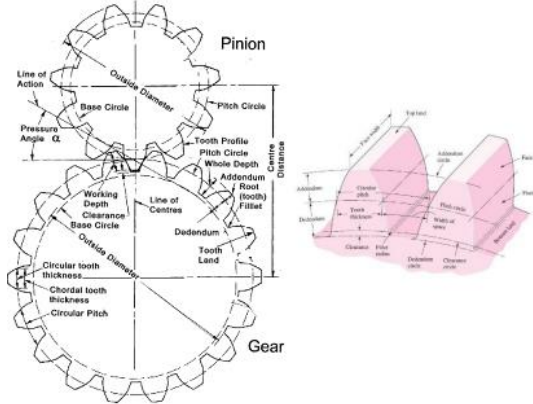
- *Kopling*
- *Flywheel clutch*
- *Torque converter*

2. *Transmission*

3. *Transfer gear*
4. *Differential/ Bevel gear*
5. *Final Gear*

2.2 Komponen drivetrain

Roda gigi lurus (*Spur*) dan miring (*Helical*)



Gambar 2.2 Bagian – bagian dan profil gigi pada *Spur Gear*

Diametral Pitch adalah jumlah gigi tiap inci lengkungan roda gigi. *Diametral pitch* dirumuskan sebagai jumlah gigi dibagi dengan *diameter pitch circlenya*.

$$P = \frac{N_t}{d}$$

Dimana :

P = *diametral pitch* (jumlah gigi/inch lengkung)

N_t = adalah jumlah gigi (buah)

d = *diameter pitch circle* (in)

Velocity Ratio

Velocity Ratio (perbandingan kecepatan) pada *spur gear* adalah sebagai berikut :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{N_{t2}}{N_{t1}} = \frac{d_2}{d_1}$$

Dimana :

i = velocity ratio

ω = kecepatan sudut (rad/s)

n = kecepatan keliling (rpm)

N_t = jumlah gigi (buah)

D = *diameter pitch circle* (in)

- Torsi Yang Diterima Roda Gigi

Ketika pasangan roda gigi berputar, maka akan terjadi torsi pada roda gigi tersebut. Torsi yang diterima oleh roda gigi dirumuskan sebagai berikut :

$$T = \frac{P \times 6300}{n}$$

Dimana :

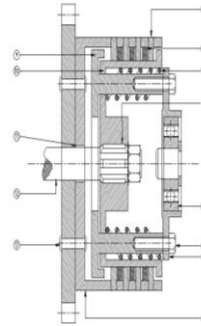
P = Daya input yang diberikan oleh motor pada poros (hp)

T = Torsi yang diterima oleh roda gigi (lb.in)

N = Putaran roda gigi (rpm)

2.3 Kopling

Kopling plat adalah suatu kopling yang menggunakan satu plat atau lebih yang dipasang di antara kedua poros serta membuat kontak dengan poros tersebut. Sistem dapat dilihat pada gambar



2.3 Gambar kopling

Plat gesek pada kopling Jenis kopling pada plat dengan jumlah plat gesek dengan jumlah yang berbeda beda. Bahan yang digunakan yaitu paduan baja dan asbes dengan koefisien gesek $\mu = 0,1 - 0,2$ diambil 0,1. Dengan mengetahui torsi yang terjadi dan ditransmisikan oleh mesin maka diameter plat gesek dapat ditentukan:

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

Dimana :

T = Torsi yang terjadi (Nm)

P_d = Daya rencana (Kw)

n = Putaran mesin (Rpm)

Perhitungan diameter luar pada plat gesek (D_2)

$$T = \mu \times F \times r_m$$

Dimana =

T = Torsi yang terjadi (Nm)

μ = Koefisien gesek bahan

F = Gaya yang bekerja (N)

r_m = Jari jari (diameter luar)

2.4 CVT

Torsi pada cvt

$$T = \frac{P}{2\pi n}$$

Dimana :

T = Torsi (Nm)

P = Daya rencana (Kw)

n = Putaran (Rpm)

Gaya pada sabuk

Penurunan persamaan untuk mencari gaya sisi tarik (F_1) dan gaya sisi kendur (F_2)

- Menentukan tegangan sabuk - v (Khurmi,423)

$$T = (F_1 - F_2)r$$

Dimana :

T = Torsi yang terjadi kg.m

F_1 = Gaya sabuk sisi tarik (kg)

F_2 = Gaya sabuk sisi kendur (kg)

r = Jari - jari m

- Menentukan besar sabuk - v (Khurmi,666)

$$2,3 \log \frac{F_1}{F_2} = \mu \times \theta$$

Dimana :

θ = Besar sudut kontak ($^\circ$)

μ = Koefisien gesek 0,30

(Khurmi,651)

Maka :

$$2,3 \log \frac{F_1}{F_2} = \mu \times \theta$$

kecepatan maksimal CVT

$$\frac{r_x}{r_y} = \frac{n_y}{n_x}$$

2.5 Poros

Momen Puntir yang terjadi pada poros (Sularso,07)

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

Dimana :

T = Momen puntir yang terjadi pada poros (Kg.mm)

P_d = Daya yang direncanakan (kW)

n_1 = Putaran motor penggerak 60 Rpm

Menentukan Tegangan geser yang diizinkan (τ_a) (Sularso,08)

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2}$$

Dimana :

τ_a = Tegangan geser yang diizinkan (kg/mm²).

σ_B = Kekuatan tarik bahan 62 (kg/mm²), Bahan poros menggunakan jenis karbon konstruksi mesin (JIS G 4501) dengan lambang S50C.

Sf_1 = Faktor keamanan 6,0 (karena bahan jenis S-C)

Sf_2 = Faktor keamanan 2,0

Menentukan diameter poros yang akan digunakan (Sularso,18)

$$d_s = \left[\left(\frac{5,1}{\tau_a} \right) \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \right]^{1/3}$$

Dimana :

d_s = Diameter poros (mm)

K_t = Faktor koreksi beban tumbukan 1,5

= 1,0 Jika beban dikenakan secara

halus

= 1,0 – 1,5 Jika terjadi sedikit kejutan

dan tumbukan

= 1,5 – 3,0 Jika terjadi kejutan dan

tumbukan besar

K_m = Faktor koreksi beban dengan tumbukan ringan 1,7

= 1,5 Jika beban momen lentur tetap

= 1,5 – 2,0 untuk beban dengan tumbukan ringan

= 2,0 – 3,0 untuk beban dengan tumbukan berat

T = Momen puntir 8441,3 kg.mm

τ_a = Tegangan geser yang diizinkan 5,2 kg/mm²

3. METODE PERENCANAAN

3.1 Tempat dan waktu perencanaan

3.1.1 Tempat Penelitian

sistem perpindahan penggerak (*transfercase*) pada motor amfhibi bertempat di bengkel teknik dan las 'Margo Mulyo' yang berada di kota Batu dan bengkel mekanik Politeknik Angkatan Darat.

3.1.2 Waktu Penelitian

Waktu penelitian dilakukan pada bulan Mei 2020 sampai dengan bulan oktober 2017.

3.2 Variabel yang direncanakan
Variabel yang digunakan pada perencanaan ini ada dua yaitu variabel bebas dan variabel terikat.

3.2.3 Variabel bebas adalah variabel yang bebas ditentukan oleh peneliti sebelum melakukan penelitian. Adapun variabel bebas yang digunakan dalam perencanaan ini adalah:

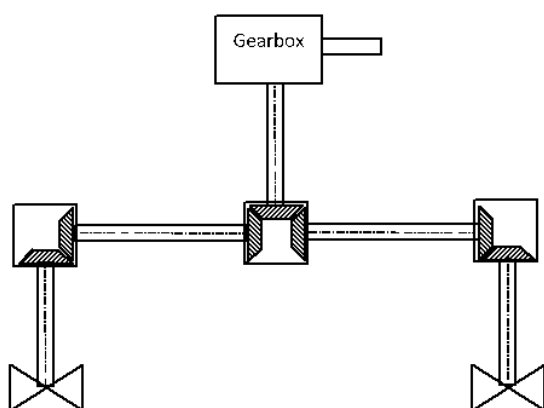
Berat rangka = 80 Kg
Berat body = 40 Kg
Berat mesin = 65 Kg
Berat penumpang = 70 Kg

3.2.4 Variabel terikat Variabel terikat adalah variabel yang besarnya tidak dapat ditentukan oleh peneliti tetapi besarnya tergantung pada variabel bebasnya. Dalam analisa ini variabel terikatnya adalah

1. Berat total motor amphi
2. Kekuatan ijin bahan yang digunakan untuk system *transferecase*

3.3 Konsep desain perancangan sytem *transferecase*.

Untuk mengetahui variable yang terdapat didalam sebuah perancangan yang akan dilakukan maka diperlukan sebuah gambar desain:

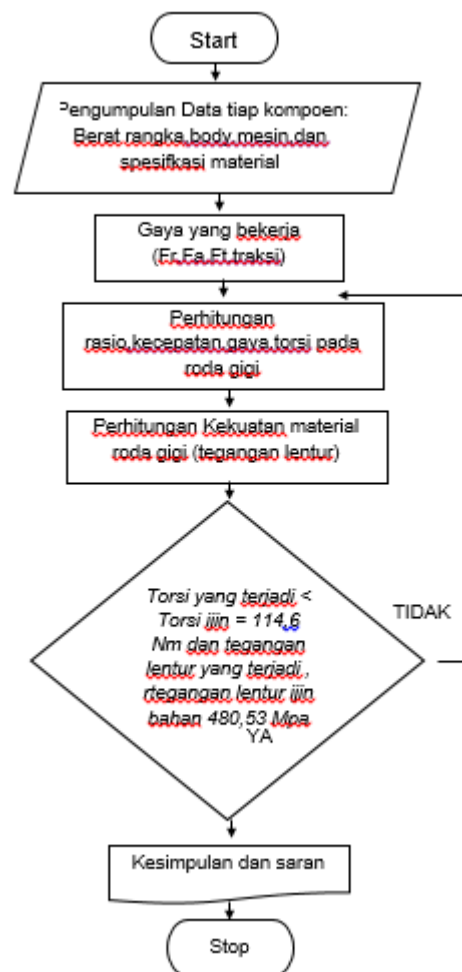


Gambar 3.1 Konsep desain perancangan

3.4 Diagram Alir Pembahasan.

Tahapan yang dilakukan untuk melakukan sebuah perancangan yang akan dilakukan

tertuang dalam diagram alir perancangan perancangan system *transferecase*.



Gambar 3.2 diagram alir perancangan

4. PEMBAHASAN

4.1 Perhitungan Tahanan gelinding

Besarnya tahanan yang dialami tergantung pada berat kendaraan antara gesekan ban dan permukaan jalan yang didapat dari rumus berikut :

$$\begin{aligned}
 F_r &= c \times W \times g \\
 &= 0,01 \text{ (Untuk jalan aspal) } \times 360 \text{ Kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 \\
 &= 25 \text{ N}
 \end{aligned}$$

4.2 Perhitungan Tahanan angin

Tahanan angin terjadi saat kendaraan bergerak bergantung dengan kecepatan angin, kecepatan kendaraan, luas permukaan.

$$\begin{aligned}
 F_a &= \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_d \cdot A \cdot v^2 \\
 &= \frac{1}{2} \cdot 1,205 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,80,31 \text{ m}^2 \cdot 33^2 \\
 &= 302,27 \text{ N}
 \end{aligned}$$

4.3 Perhitungan daya yang dibutuhkan

Untuk mencari besarnya daya minimum yang dibutuhkan sebuah kendaraan harus diketahui dulu besar total hambatan yang terjadi dengan rumus :

$$\begin{aligned}
 F_t &= F_r + F_a \\
 &= 25 \text{ N} + 302,27 \text{ N} \\
 &= 327,27 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{F_t \times v}{\eta} \\
 &= \frac{327,27 \text{ N} \times 33 \text{ mm/s}}{0,90} \\
 &= 12000 \text{ Watt} = 16 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

4.4 Perhitungan torsi yang dibutuhkan

Untuk mengetahui kebutuhan atau minimum besarnya torsi yang dibutuhkan suatu kendaraan dapat diketahui dengan rumus:

$$\begin{aligned}
 T &= \frac{9,55 \cdot P}{6500} \\
 &= \frac{9,55 \cdot 12000}{6500} \\
 &= 17,63 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

4.5 Perhitungan Kemampuan saat tanjakan

Beberapa kendaraan akan berat atau susah menanjak karena kemampuan mesinnya sendiri tidak mendukung atau karena beban yang overload ataupun karena derajat ketinggian tanjakan dapat dicari menggunakan rumus:

$$\begin{aligned}
 F_g &= m \cdot g \\
 &= 255 \times 9,81 \times \sin(15^\circ) \\
 &= 647,45 \text{ N}
 \end{aligned}$$

4.6 Perhitungan gaya traksi

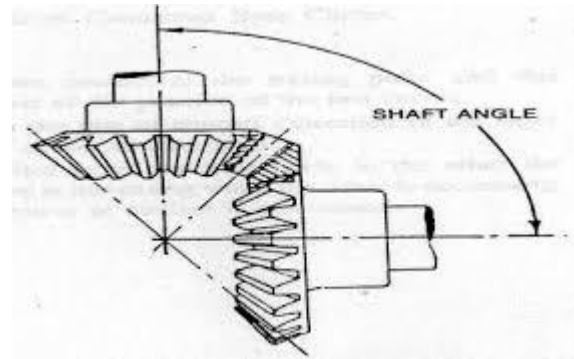
Tractive Force, merupakan gaya yang mampu dilakukan untuk mengangkat beban dengan nilai tertentu dapat diketahui dengan rumus :

$$\begin{aligned}
 F_{tr} &= \mu_t \times m \times g \\
 &= 0,9 \times 255 \times 9,81 \\
 &= 2251,39 \text{ N}
 \end{aligned}$$

4.7 Perhitungan gaya tangensial

Gaya tangensial bisa dihitung dengan cara menghitung kecepatan keliling v_k (m/s) terlebih dahulu. Jika diameter jarak bagi d_1 dan roda gigi mempunyai kecepatan putaran n_1 (rpm). Setelah melakukan perhitungan

untuk mencari kecepatan keliling pada roda gigi ditemukan barulah mencari gaya tangensial yang terjadi pada setiap roda gigi. Untuk menghitung gaya tangensial yang terjadi, terlebih dahulu kita mencari kecepatan keliling roda gigi pinion.



Gambar 4.2 roda gigi pinion

Kecepatan yang ditransmisikan 5652,2 rpm

1. Kecepatan keliling roda gigi (z_1) adalah

$$\begin{aligned}
 v_k &= \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} \\
 &= \frac{\pi \cdot 60 \text{ mm} \cdot 5652,2 \text{ rpm}}{60 \times 1000} \\
 &= \frac{1065414,6}{60 \times 1000} \\
 &= 17,76 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Setelah kita mendapatkan kecepatan keliling roda gigi, maka bisa melanjutkan menghitung gaya tangensial. Dengan menggunakan persamaan daya sehingga didapat :

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{F_t v_k}{102} \\
 F_t &= \frac{P \cdot 102}{v_k}
 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 F_t &= \frac{12 \cdot 102}{17,76} \\
 F_t &= 68,9 \text{ N}
 \end{aligned}$$

2. Kecepatan keliling roda gigi (z_2) adalah

$$\begin{aligned}
 v_k &= \frac{\pi d_2 n_2}{60 \times 1000} \\
 &= \frac{\pi \cdot 72 \text{ mm} \cdot 4595,28 \text{ rpm}}{60 \times 1000} \\
 &= \frac{1039427,85}{60 \times 1000} \\
 &= 17,32 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Setelah kita mendapatkan kecepatan keliling roda gigi, maka bisa

melanjutkan menghitung gaya tangensial. Dengan menggunakan persamaan daya sehingga didapat :

$$P = \frac{F_t v_k}{102}$$

$$F_t = \frac{P \cdot 102}{v_k}$$

Sehingga :

$$F_t = \frac{12 \cdot 102}{17,32}$$

$$F_t = 70,66 \text{ N}$$

3. Kecepatan keliling roda gigi (z4) adalah

$$v_k = \frac{\pi d_4 n_4}{60 \times 1000}$$

$$= \frac{\pi \cdot 85 \text{ mm} \cdot 4595,28 \text{ rpm}}{60 \times 1000}$$

$$= \frac{1227102,32}{60 \times 1000}$$

$$= 20,45 \text{ m/s}$$

Setelah kita mendapatkan kecepatan keliling roda gigi, maka bisa melanjutkan menghitung gaya tangensial. Dengan menggunakan persamaan daya sehingga didapat :

$$P = \frac{F_t v_k}{102}$$

$$F_t = \frac{P \cdot 102}{v_k}$$

Sehingga :

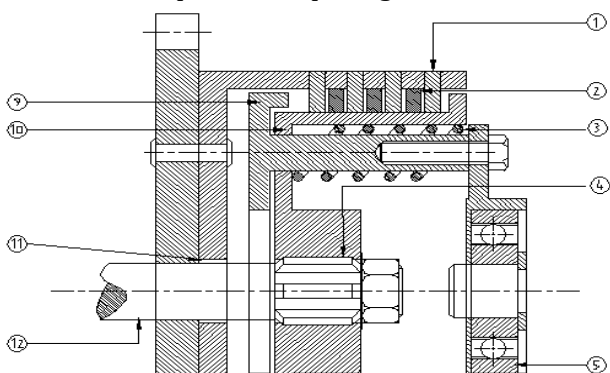
$$F_t = \frac{12 \cdot 102}{20,45}$$

$$F_t = 59,85 \text{ N}$$

Kecepatan keliling yang terjadi pada roda gigi 1 (z1) adalah 17,76 m/s dan gaya tangensial yang terjadi pada roda gigi 1 terhadap roda gigi ke 2 sebesar 68,9 N. Kecepatan keliling roda gigi 2 (z2) adalah 17,32 m/s dan gaya tangensial yang terjadi sebesar 70,66 N.

4.8 Perhitungan Kopling

Kopling plat adalah suatu kopling yang menggunakan satu plat atau lebih yang dipasang di antara kedua poros serta membuat kontak dengan poros tersebut. Sistem dapat dilihat pada gambar 4.3



Gambar 4.3 Kopling

1. Dari data spesifikasi Honda CBR150 cc

Dar dapat data – data sebagai berikut:

Putaran mesin (n)= 9000 rpm

Daya (P) = 17,1 Ps

$$= 17,1 \times 0,735 \text{ kW}$$

$$= 12,6 \text{ kW}$$

1. Daya Rencana (Pd)

Dari Persamaan 1

$$P_d = f_c \times P$$

Dimana f_c = daya normal (1,0-1,5)
dari Tabel 1.6, diambil nilai 1,5

$$P_d = 1,5 \times 12,6$$

$$= 18,9 \text{ kW}$$

2. Momen Puntir Rencana (T)

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

$$= 9,74 \times 10^5 \times \frac{18,9}{9000}$$

$$= 2045,4 \text{ kg.mm}$$

5. Kesimpulan

Dari hasil perhitungan rancang bangun system *transfecase* pada motor amfhibi , maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

5.1 Daya yang dibutuhkan untuk menjalankan motor 16 HP

5.2 Besarnya torsi yang dibutuhkan suatu kendaraan 17,63 Nm

5.3 Pipa Roda gigi pinion menggunakan bahan SNC 21 dengan tegangan lentur yang di izinkan 480.53 MPa

5.4 Bahan yang digunakan yaitu paduan baja dan asbes dengan koefisien gesek $\mu = 0,1 - 0,2$ diambil 0,1. Sehingga tekanan yang diizinkan (P_a) = 0,05-2 N/mm².

5.6 Kompresor pada rangkaian sistem pneumatik ini kompresor yang digunakan adalah jenis kompresor torak dengan hasil perhitungan daya yang di butuhkan sebesar 1,23575 kW

5.7 Kecepatan maksimal cvt 16293 Rpm

6. Saran

Dari hasil rancang bangun system *transfecase* pada motor amfhibi disarankan untuk :

6.1 Memeperhatikan bentuk dan susunan dari setiap komponen penggerak karena terdapat dua penggerak.

6.2 Memperhitungkan gaya hambat yang terjadi pada air dengan menggunakan persamaan *airfoil*.

7. DAFTAR PUSTAKA

- Zeno, 2013. Perancangan sistem transmisi untuk penerapan energi laut. Skripsi Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- AanS. Akardie. TEKANAN HIDROSTATIK (Ph). [online] [Cited: April 04, 2011] <http://fisika79.wordpress.com/2011/04/22/tekananhidrostatik-ph/>
- H. Naunheimer, B. Bertsche, J. Ryborz, and W. Novak, Automotive transmissions : Fundamentals, selection, design and application. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2011.
- I. N. Sutantra and B. Sampurno, Teknologi Otomotif, Edisi Kedua. Surabaya: Guna Widya, 2010.
- [R. G. Budynas, J. K. Nisbett, and J. E. Shigley, *Shigley's mechanical engineering design*, 9th. New Delhi: McGraw-Hill, 2011.
- A. Deutschman, W. J. Michels, and C. E. Wilson, *Machine design : theory and practice*. New York: MacMillan Pu