

RANCANG BANGUN SISTEM TRANSMISI UNTUK MOBIL LISTRIK DAN MOBIL *HYBRID*

DESIGN TRANSMISSION SYSTEM FOR ELECTRICAL CAR AND HYBRID CAR

Dalmasius Ganjar Subagio

Pusat Penelitian Tenaga Listrik dan Mekatronik-LIPI
Jl. Sangkuriang Komplek LIPI Gd. 20 Bandung 40135
E-Mail : dalm001@lipi.go.id

ABSTRAK

Kegiatan ini dimaksudkan untuk mengatasi kesulitan dalam penentuan tingkat percepatan dan kecepatan mobil *hybrid* dalam rangka menunjang kegiatan penelitian dan pengembangan mobil *hybrid* yang telah dilakukan selama beberapa tahun di Puslit Telimek LIPI. Pada kegiatan penelitian ini akan dibuat rancang bangun transmisi roda gigi planet yang akan digunakan pada mobil *hybrid*. Keberhasilan dalam kegiatan ini diharapkan memperkuat posisi negara kita dalam pengembangan teknologi kendaraan mobil *hybrid* dan dapat menjadi sarana strategis dalam melindungi negara kita dari serbuan produk sejenis dari luar negeri.

Kata kunci : Mobil hybrid, transmisi, rancang bangun

ABSTRACT

This activity was performed to overcome difficulty in determination of acceleration level and speed of hybrid car in the frame work of research and development activity of hybrid car which have been done for several years in Puslit Telimek LIPI. At this research activity, planet gear transmission design was made for hybrid car. The activity was objected to strengthen the state position in development of hybrid vehicle technology and could become a protection strategy towards product incursion from outside country.

Keyword : Hybrid car, transmission, design construction

PENDAHULUAN

Perkembangan dunia otomotif tidak hanya kemunculan kendaraan-kendaraan baru, namun juga teknologi yang mengiringinya. Power train, dalam hal ini transmisi, telah mengalami evolusi yang sedemikian pesatnya, dari transmisi manual ke transmisi otomatis CVT (*Continuously Variable Transmission*). CVT adalah transmisi yang menggunakan puli dan sabuk untuk menciptakan perbandingan putaran (transmisi manual dan transmisi otomatis dengan menggunakan *gear*). Saat ini sedang dikembangkan, bahkan sudah mulai di aplikasikan perpaduan antara CVT dengan *planetary gear*.

Disamping itu produsen mobil melihat alternatif lain, yaitu teknologi hybrid, kombinasi dari motor pembakar dan motor listrik. Motor listrik memiliki keunggulan yang tidak terkalahkan. Tenaga maksimal langsung tersedia karena tidak menggunakan sistem

transmisi. Selain itu, mobil listrik tidak membutuhkan oli, air pendingin, ataupun emisi. Kekurangannya, jarak tempuh mobil listrik sangat pendek. Faktor ini perlu dipertimbangkan karena pengisiannya tidak selesai hanya dalam waktu singkat. [1].

Kegiatan penelitian di Pusat Penelitian Tenaga Listrik dan Mekatronik LIPI meliputi rancang bangun transmisi *planetary gear* dari mulai perhitungan sampai dengan desain konstruksi *planetary gear*.

METODE PENELITIAN

Landasan Teori

Dalam perancangan *planetary gear* bagian yang penting adalah perhitungan roda gigi planet, roda gigi matahari, roda gigi ring serta jarak sumbu masing – masing roda gigi. Selain itu perbandingan putaran juga sangat penting dalam sebuah sistem *planetary gear*. Landasan teori yang dipakai pada perhitungan roda gigi antara lain sebagai berikut :

Menentukan modul (M)

$$M = \frac{t}{\pi} = \frac{D}{Z} = \frac{D_p}{Z + 2} \dots\dots\dots (1)$$

Diameter lingkaran jarak (D)

$$D = Z \cdot M \dots\dots\dots (2)$$

Diameter puncak (D_p)

$$D_p = D + 2 \cdot H_p \dots\dots\dots (3)$$

Diameter kaki (D_k)

$$D_k = D_p - 2 \cdot H_k \dots\dots\dots (4)$$

Jarak antar gigi (t)

$$t = \frac{\pi \cdot D}{Z} \dots\dots\dots (5)$$

Tebal gigi (b)

$$b = \frac{1}{2} \cdot t \dots\dots\dots (6)$$

Jarak antar sumbu

$$a = \frac{D_1 - D_2}{2} \dots\dots\dots (7)$$

Keterangan :

M : Modul

D_p : Diameter puncak

D₁ : Diameter lingkaran jarak roda gigi 1

D₂ : Diameter lingkaran jarak roda gigi 2

D_k : Diameter kaki

Z : Jumlah gigi

t : Jarak antar gigi

b : Tebal gigi

a : Jarak sumbu poros

Metode perancangan dalam penelitian ini didapat dari contoh “*planetary gear*” yang di beli di pasaran untuk mobil listrik dan *hybrid* serta pustaka yang berhubungan dengan perancangan mesin tersebut. Dalam pembuatan komponen terlebih dahulu ditentukan bahan yang memenuhi syarat akan digunakan untuk rancang bangun transmisi *planetary gear* tersebut dengan mengacu pada ilmu pengetahuan bahan. [1,2,3,4].

Bahan Roda Gigi

Roda gigi biasanya terbuat dari baja, besi tuang, perunggu, atau bahan sintesis seperti nilon, teflon, titanium, dan serbuk besi yang telah mengalami proses sintering yang hasilnya memuaskan. Banyaknya variasi bahan yang tersedia memberi kesempatan bagi perencana untuk menggunakan bahan yang optimum tergantung keperluan, misalnya

kekuatan yang tinggi, umur keausan yang panjang, ketidak-bisingan operasi, atau keandalan yang tinggi.

Baja adalah bahan yang paling baik untuk pembuatan roda gigi karena merupakan gabungan antara kekuatan yang tinggi dan biaya yang relatif rendah. Pemilihan tergantung pada keberhasilan relatif dari perlakuan panas berbagai jenis baja yang ada. Bila roda gigi harus dicelup cepat (*quenched*) atau disepuh (*tempered*), maka bahan yang digunakan harus yang memiliki kadar karbon 0,40 % s/d 0,60 %. Bila harus diperkeras setempat (*case hardened*), baja yang digunakan adalah baja yang memiliki kadar karbon 0,20 % atau kurang. Sifat bagian inti dan bagian permukaan harus selalu dipertimbangkan.

Besi tuang adalah suatu bahan yang sangat penting karena besi tuang mempunyai suatu ketahanan yang baik. Bahan ini mudah dituang dan dibubut dan memberi suara yang tidak sebising baja. Perunggu bisa dipakai pada roda gigi bilamana korosi merupakan persoalan, dan bahan ini cukup berguna untuk mengurangi gesekan dan keausan bila kecepatan luncur tinggi, seperti pemakaian pada roda gigi cacing. AGMA mencatat lima jenis timah-perunggu yang mengandung sedikit nikel, timbal atau seng yang sesuai untuk bahan roda gigi. Kekerasannya berkisar antara 70 sampai 85 BHN.

Roda gigi yang bukan logam dipasangkan dengan baja atau besi tuang untuk mendapatkan kapasitas beban yang paling tinggi. Untuk menjaga ketahanan aus yang baik, roda gigi logam harus mempunyai kekerasan minimum 300 BHN. Roda gigi yang bukan-logam akan membawa beban yang hampir sama seperti roda gigi besi tuang atau baja, walaupun kemungkinan kekuatannya agak lebih rendah, karena modulus elastisitasnya rendah. Roda gigi bukan-logam untuk menyerap pengaruh – pengaruh kesalahan gigi sehingga beban dinamis tidak terjadi. Roda gigi bukan-logam juga mempunyai keuntungan dalam hal operasinya terutama pada kelonggaran pelumasan.

Lapisan yang dibuat dari bahan tahan panas (*thermosetting laminate*) banyak dipakai untuk roda gigi. Bahan ini dibuat dari lembaran bahan serat atau anyaman, dan bahan pengikat atau pencetak.

Perencanaan Roda Gigi (Gear Blank)

Roda gigi (*gear-blank*) dibuat dengan cara pengecoran, penempaan, dan pembubutan yang dibuat di pabrik secara massal. Bila *pinion* yang dibuat adalah kecil, sering dibuat bersamaan dengan poros. Dalam merencanakan suatu benda kerja roda gigi, kekakuan hampir selalu merupakan pertimbangan yang utama. Naf harus cukup tebal untuk menyiapkan keketatan yang pantas dengan poros dan untuk menyediakan logam yang cukup untuk alur kunci. Ketebalan ini juga harus cukup besar agar daya putar bisa dipindahkan melalui naf ke jari – jari atau jerujinya tanpa pemusatan tegangan yang berarti. Naf harus mempunyai panjang sedemikian rupa sehingga roda gigi tersebut dapat berputar, biasanya panjang naf paling tidak harus sama dengan lebar muka gigi kecuali jika kebebasan antara lubang naf dan poros cukup besar maka harus mempunyai panjang paling tidak dua kali diameter lubang karena sedikit saja ketidakteelitian akan berpengaruh pada besar lingkarannya.

Manik – manik (*bead*) naf dipakai untuk mengikat lengan dan mengurangi pemusatan tegangan yang disebabkan daya putar yang dipindahkan dari naf ke lengan. Lengan terlihat berbentuk penampang ellips, tetapi juga bisa direncanakan dengan penampang berbentuk H atau I, atau bentuk yang lain, tergantung kepada kekakuan dan kekuatan yang diinginkan. Manik tersebut juga memberikan kekakuan dan kekuatan yang diinginkan. Kalau suatu roda gigi berputar pada kekuatan garis puncak yang tinggi, berat dari lingkaran dan gigi cukup untuk menyebabkan tegangan lentur yang besar pada bagian lingkaran yang ada pada dua lengan. Walaupun persoalannya rumit, suatu pendekatan bisa didapat dengan pengandaian bahwa lingkaran yang dibebani secara merata adalah mati pada ujung – ujung jerujinya. Panjang gelagar akan berupa panjang lengkungan diukur pada diameter rata – rata dari lingkaran antara garis tengah jeruji – jeruji tersebut. Dengan pengandaian ini, beban lentur total *W* adalah [5,6,7,8,9,10]:

$$W = \frac{wl}{g} \frac{V^2}{r} \dots\dots\dots (8)$$

Keterangan:
W = berat satuan dari lingkaran dan gigi, lb/in
V = kecepatan pada garis puncak, fps
g = percepatan gravitasi, fps

r = jari-jari
l = lingkaran jarak

Momen lentur maksimum terjadi pada lengan dan besarnya adalah :

$$M_{max} = \frac{Wl}{12} \dots\dots\dots (9)$$

Tegangan kemudian didapat dengan memasukkan momen maksimum dan modulus penampang ke dalam persamaan tegangan lentur, $\sigma = Mc/ I$ dimana *Mc* = momen lentur dan *I* = modulus penampang. Penyelesaian ini mengabaikan kelengkungan lingkaran, gaya tarik, tekan atau lentur didalam lingkaran karena pengalihan daya putar antara lengan dengan lingkaran dan pengaruh pemusatan tegangan ditempat pertemuan lengan dengan lingkaran. Sebagai tambahan kita tidak dapat memastikan ketelitian atas pengandaian yang menyatakan ujung gelagar adalah mati.

Lingkaran juga harus mempunyai kekakuan pada arah sejajar dengan sumbu roda gigi untuk menjaga beban yang merata sepanjang muka gigi. Ini berarti bahwa lengan atau jari – jari haruslah cukup tebal untuk penumpuan yang cukup memadai.

Pembebanan pada lengan roda gigi cukup rumit. Daya putar yang dipindahkan menghasilkan lenturan, gaya sentrifugal pada lingkaran menghasilkan suatu gabungan lenturan dan tarikan, dan beban dinamis yang berkerja antara gigi – gigi menghasilkan gaya lentur yang bergetar. Suatu harga pendekatan bisa didapat dengan mengabaikan semuanya itu kecuali lenturan yang dihasilkan oleh daya putar yang dipindahkan. Maka gaya lentur adalah :

$$F = \frac{T}{rn} \dots\dots\dots (10)$$

Keterangan:
T = daya putar yang dipindahkan, lb.in
r = jari – jari
n = jumlah jari – jari

Metode analitis yang diuraikan diatas tidak selalu dipakai setiap kali suatu roda gigi yang direncanakan. Dalam banyak hal beban dan kecepatan tidaklah tinggi, dan roda gigi tidak bisa direncanakan pada meja gambar dengan menggunakan perbandingan saja.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Data awal untuk perhitungan dan perancangan sistim transmisi ini diperoleh dari hasil pengukuran dan pengamatan sistem

transmisi “planetary gear” yang dibeli di pasaran dengan data-data sebagai berikut:

- Jumlah gigi matahari (Z_s) : 24
- Jumlah gigi planet (Z_p) : 20
- Jumlah gigi ring (Z_R) : 64
- Modul (M) : 2
- Sudut tekan normal : (α) : 20°

Bahan yang digunakan dalam pembuatan roda gigi ini adalah VCN 150 Bohler setara dengan SMMC-439 JIS. Dalam perancangan sistim tranmisi planetary gear ada beberapa roda gigi yang dibuat, diantaranya roda gigi matahari (*Sun Gear*) satu buah, Roda gigi planet (*Planet Gear*) tiga buah dan roda gigi ring (*Gear Ring*) satu buah, roda gigi yang dibuat berdasarkan hasil dari perhitungan. Roda gigi tersebut kemudian dirangkai menjadi satu sistem transmisi *planetary gear*.

Roda Gigi Matahari

Dalam perhitungan roda gigi untuk mencari modul, jumlah gigi maupun diameter lingkaran jarak dapat dihitung dengan menggunakan rumus $M = D/Z$ atau $D = M.Z$

Berdasarkan rumus tersebut diatas diameter lingkaran jarak (D) = 2 . 24 = 48 mm, diameter puncak (D_p)= 48 + 2.2 = 52 mm (H_p lihat Tabel 1), diameter kaki (D_k) = 43,34 mm (H_k lihat tabel 1) jarak antar gigi (t) = 6,28 mm, sedangkan untuk tebal gigi (b) = 3,14 mm

Roda Gigi Ring

Diameter lingkaran jarak (D) = 2 . 64 = 128 mm, diameter puncak (D_p) = 132 mm, Diameter kaki (D_k) = 123,34 mm sedangkan untuk jarak antara gigi (t) dan tebal roda gigi (b) nilainya sama dengan roda gigi matahari

Roda Gigi Planet

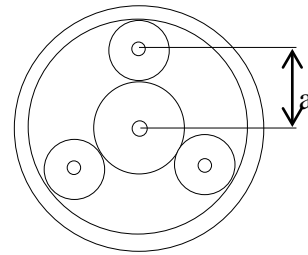
Diameter pitch (D) = 40 mm, diameter puncak (D_p) = 44 mm, diameter kaki (D_k) = 35,34 mm sedangkan untuk jarak antara gigi (t) dan tebal roda gigi planet (b) nilainya sama dengan roda gigi matahari.

Jarak Antara Sumbu Gigi Ring dan Sumbu Gigi Planet (a)

Menghitung jarak antara sumbu roda gigi ring dengan sumbu roda gigi planet dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$a = \frac{D_R - D_P}{2} = \frac{128 - 44}{2}$$

a = 42 mm



Gambar 1. Jarak sumbu roda gigi ring dan roda gigi planet

Tabel 1. Modul dalam Perancangan Roda Gigi (mm)

Modul (M)	Jarak Antara (g)	Tinggi Gigi (H)	Tinggi Puncak (H _p)	Tinggi Kaki (H _k)
0,2	0,628	0,433	0,2	0,233
0,25	0,785	0,542	0,25	0,295
0,3	0,943	0,650	0,30	0,350
0,4	1,253	0,867	0,40	0,467
0,5	1,571	1,038	0,5	0,583
0,6	1,885	1,300	0,6	0,70
0,7	2,199	1,517	0,7	0,817
0,75	2,356	1,625	0,75	0,875
0,8	2,513	1,733	0,8	0,933
0,9	2,827	1,957	0,9	1,050
1	3,142	2,167	1	1,107
1,2	3,937	2,708	1,2	1,458
1,5	4,712	3,250	1,5	1,750
1,75	5,498	3,792	1,75	2,042
2	6,283	4,333	2	2,333
2,25	7,069	4,875	2,25	2,625
2,5	7,854	5,417	2,5	2,917
2,75	8,638	5,958	2,75	3,208
3	9,425	6,500	3	3,50
3,5	10,995	7,585	3,5	4,083
4	12,56	8,666	4	4,666
4,5	14,17	9,750	4,5	5,250
5	15,78	10,83	5	5,833
6	18,80	13,00	6	7
7	21,97	15,16	7	8,166

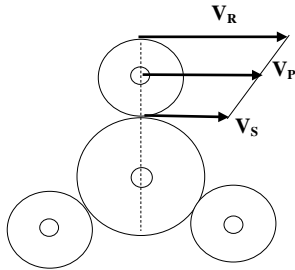
Perbandingan Putaran

Perbandingan putaran yang dihasilkan oleh sistem transmisi *planetary gear* antara lain :

1. Pada kondisi poros roda gigi ring diam ($\omega_R = 0$)
2. Pada kondisi poros roda gigi planet diam ($\omega_p = 0$)
3. Pada kondisi poros roda gigi matahari diam ($\omega_s = 0$)

Persamaan Umum

Untuk menghitung kecepatan roda gigi dan kecepatan sudut roda gigi dapat menggunakan persamaan umum [6] sebagai berikut :



Gambar 2. Arah kecepatan roda gigi dan kecepatan sudut roda gigi (V dan ω)

$$V_p = \frac{V_R \cdot V_S}{2} \dots\dots\dots(11)$$

$$\omega_p R_p = \frac{\omega_R \cdot R_R + \omega_S \cdot R_S}{2} \dots\dots\dots(12)$$

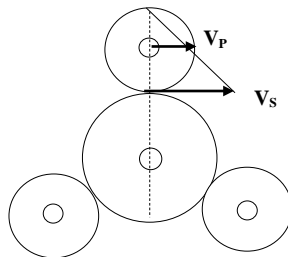
$$R_p = \frac{R_R + R_S}{2}$$

$$\begin{aligned} \omega_p &= \frac{\omega_R \cdot R_R + \omega_S \cdot R_S}{R_R + R_S} \\ &= \frac{64 \cdot \omega_R + 24 \cdot \omega_S}{64 + 24} \end{aligned}$$

dimana :

- V = Kecepatan
- V_S = Kecepatan roda gigi Sun
- V_p = Kecepatan roda gigi Planet
- V_R = Kecepatan roda gigi Ring
- ω = Kecepatan sudut
- ω_S = Kecepatan sudut sun/matahari
- ω_p = Kecepatan sudut sun/planet
- ω_R = Kecepatan sudut ring
- R = Radius
- R_S = Radius sun/matahari
- R_p = Radius planet
- R_R = Radius ring

Perbandingan Pada Kondisi Poros Roda Gigi Ring Diam (ω_R = 0)



Gambar 3. Kondisi poros roda gigi ring diam (ω_R = 0)

Untuk menghitung perbandingan kecepatan roda gigi dan kecepatan sudut roda gigi pada kondisi poros roda gigi ring diam (ω_R = 0)

dapat menggunakan persamaan umum sebagai berikut:

$$V_p = \frac{1}{2} V_s$$

$$\omega_p = \frac{V_p}{R_p} \longrightarrow V_p = \omega_p \cdot R_p$$

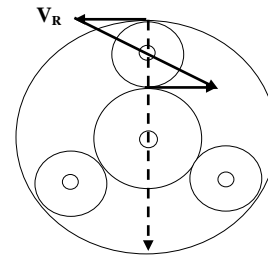
$$\omega_s = \frac{V_s}{R_s} \longrightarrow V_s = \omega_s \cdot R_s$$

$$\omega_p \cdot R_p = \frac{1}{2} \cdot \omega_s \cdot R_s \longrightarrow \omega_p = \frac{\omega_s \cdot R_s}{2 \cdot R_p}$$

$$\omega_p = \frac{\omega_s \cdot 24}{2 \cdot 20} \longrightarrow \omega_p = 0,6 \omega_s$$

jadi perbandingan ω_p : ω_s = 1 : 1,66

Perbandingan Pada Kondisi Poros Roda Gigi Planet Diam (ω_p = 0)



Gambar 4. Kondisi poros roda gigi planet diam (ω_p = 0)

Menghitung perbandingan kecepatan roda gigi dan kecepatan sudut roda gigi pada kondisi poros roda gigi planet diam (ω_p = 0) dapat menggunakan persamaan umum sebagai berikut:

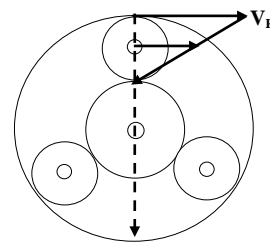
$$V_R = V_s \longrightarrow \omega_R \cdot R_R = \omega_s \cdot R_s$$

$$\omega_R = \frac{\omega_s \cdot R_s}{R_R} \longrightarrow \omega_R = \frac{\omega_s \cdot 24}{64}$$

$$\omega_R = 0,375 \omega_s ;$$

jadi perbandingan ω_R : ω_s = 1 : 2,66

Perbandingan Pada Kondisi Poros Roda Gigi Matahari Diam (ω_S = 0)



Gambar 5. Kondisi poros roda gigi matahari diam (ω_S = 0)

Menghitung perbandingan kecepatan roda gigi dan kecepatan sudut roda gigi pada kondisi poros roda gigi Sun/matahari diam ($\omega_s = 0$) dapat menggunakan persamaan umum sebagai berikut :

$$V_p = \frac{1}{2} V_R$$

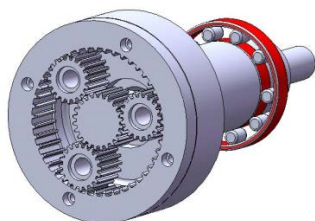
$$\omega_p \cdot R_p = \frac{1}{2} \cdot \omega_R \cdot R_R$$

$$\omega_p = \frac{\omega_R \cdot R_R}{2 \cdot R_p} \longrightarrow \omega_p = \frac{\omega_R \cdot 64}{2 \cdot 20}$$

$$\omega_p = 1,6\omega_R ;$$

jadi perbandingan $\omega_p : \omega_R = 1 : 0,625$

Dari hasil perhitungan dan kajian pustaka maka didapat sebuah desain gear box sistem *planetary gear* yang dapat dilihat seperti pada Gambar 6 [8,9], sedangkan hasil rancang bangun dapat dilihat pada gambar 7.



Gambar 6. Perancangan susunan planetary gear



Gambar 7. Foto hasil rancang bangun.

KESIMPULAN DAN SARAN

Dari perhitungan dan hasil rancang bangun prototipe dapat digambarkan sebuah susunan *planetary gear* seperti pada gambar 6. Dalam sistem *planetary gear* terdapat 3 (tiga) perbandingan putaran apabila salah satu poros roda gigi direm.

Prototipe *planetary gear* sebaiknya diuji coba agar hasilnya dapat diketahui apakah desain tersebut sesuai dengan yang direncanakan atau tidak.

DAFTAR PUSTAKA

1. Profijjo, 2010, *Transmisi CVT (Continuously Variable Transmission)* (<http://www.gaplek.com/search/label/Transmision>, diakses 16 Sep 2010)
2. Fredrik Roos & Christer Spiegelberg., 2004, *Relations between size and gear ratio in spur and planetary gear train*, <http://www.md.kth.se/~fredrikr/AM2D/gearReport.pdf>, diakses 15 Januari 2011
3. L.H. Vanvlack., 1990, *Ilmu & Teknologi Bahan*, Erlangga.
4. Sularso, MSME., 1991, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Edisi 7, PT. Pradya Pratama, Jakarta
5. Joseph E. Shigley Larry D. MitChel., 1995, *Perencanaan Teknik Mesin*, Edisi 4, Erlangga, Ciracas , Jakarta
6. M.J Nunney., 1980 ,*Vehicle Technology*, Butterwort & Co.
7. E.P. Popov.,1996, *Mekanika Teknik*, Edisi 6, Erlangga, Ciracas , Jakarta
8. Bernard J. Hamrock, Bo O. Jacobson, Steven R. Schmid., 1999, *Fundamentals of Machine Elements*, Singapura McGraw-Hill
9. Litvin, F.L., Fuentes, A., 2004, *Gear Geometry and Applied Theory*, 2nd edition, Cambridge University Press, New York,.
10. G. Takeshi Sato., 2003, *Menggambar Mesin*, Edisi 10,Pradnya Pratama, Jakarta