



Desain dan Pengembangan *Transfer Case* untuk Kendaraan Multi Guna Kapasitas Angkut 750 Kilogram

Asep Indra Komara¹, Panji Mufti Ali², Antonius Adi Soetopo³

^{1,2}Teknik Perancangan Manufaktur, Politeknik Manufaktur Bandung, Bandung

³Teknik Manufaktur, Politeknik Manufaktur Bandung, Bandung
asep.indra@polman-bandung.ac.id

Abstract

The Automotive Power Train Development Center (P3TO) POLMAN Bandung aims to develop utility vehicles for agricultural and plantation areas with a loading capacity of 750 kg. One of the studies focuses on the design and development of the transfer case transmission system, an additional unit in the transmission system for distributing power from the engine to the wheels and production machines through Power Take-Off (PTO). The purpose of this research is to produce a transfer case design that provides large power output, reliable, safe, and cheap. The engineering process is preceded by studying on existing construction then modifying and designing it to meet demands by applying the Pahl & Beitz methodology consisting of planning and clarifying tasks, making a list of demands, making basic concepts, designing transfer cases, and validating designs. The main evaluation criteria such as vehicle operations in all-terrain, engine, gearbox, and vehicle speed were observed. The results were also validated using three methods, namely theoretical, KISSsoft software, and finite element simulation in solids work. This research produced a transfer case design of 1.8 rations with a size of 461 mm x 433 mm x 223 mm and a weight of 25 kg. All gear and shaft components are able to withstand the load that occurs in the transfer case due to operational, engine, and production machine tools.

Keywords: *transmission system; transfer case; utility vehicle;*

Abstrak

Pusat Pengembangan Power Train Otomotif (P3TO) POLMAN Bandung memiliki tujuan mengembangkan *utility vehicle* untuk daerah pertanian dan perkebunan dengan kapasitas angkut 750 kg. Salah satu fokus kajiannya adalah pada desain dan pengembangan sistem transmisi *transfer case* yaitu sebuah unit tambahan pada sistem transmisi yang berfungsi untuk mendistribusikan daya dari *engine* ke roda dan mesin produksi melalui *Power Take-Off* (PTO). Tujuan dari injiniring ini adalah menghasilkan rancangan *transfer case* yang memberikan luaran daya yang besar, handal, aman, dan murah. Proses injiniring didahului oleh studi pada konstruksi eksisting kemudian melakukan modifikasi dan merancang untuk memenuhi tuntutan dengan dengan penerapan metodologi yang kembangkan oleh Pahl & Beitz yaitu perencanaan dan klarifikasi tugas, pembuatan daftar tuntutan, pembuatan konsep dasar, perancangan *transfer case*, dan validasi rancangan. Kriteria utama yang akan dievaluasi diantaranya adalah operasional kendaraan disegala medan, *engine*, *gearbox*, dan kecepatan kendaraan. Selanjutnya divalidasi dengan menggunakan tiga metode yaitu teoritis, menggunakan *KISSsoft*, dan simulasi *finite element* di *solidwork*. Proses injiniring telah menghasilkan rancangan *transfer case* rasio 1,8 dengan ukuran 461 mm x 433 mm x 223 mm dan berat 25 kg. Semua komponen roda gigi dan poros mampu menahan beban yang terjadi pada *transfer case* akibat operasional, *engine*, dan peralatan mesin produksi.

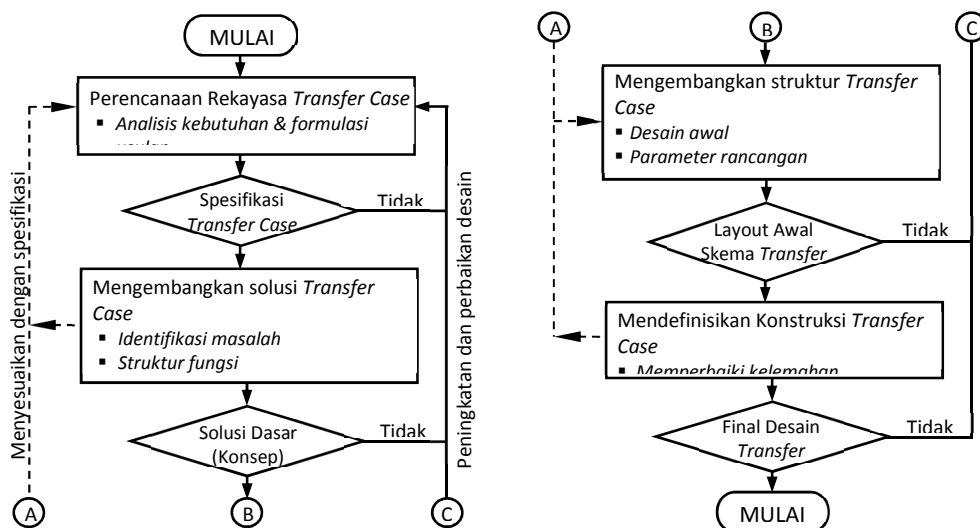
Kata kunci: sistem transmisi; transfer case; utility vehicle;

1. PENDAHULUAN

Jawa Barat saat ini fokus pada pertumbuhan ekonomi masyarakat melalui penerapan teknologi untuk meningkatkan nilai tambah komoditas unggulan khususnya bidang pertanian, perikanan, peternakan, dan perkebunan. Kondisi alam dengan struktur geologi yang kompleks berupa wilayah pegunungan dan kondisi lahan menjadi salah satu alasan dibutuhkan kendaraan multi guna dalam mendistribusikan komoditas unggulan tersebut dari lokasi panen ke tempat-tempat penampungan sebelum dibawa ke kota. Disisi lain, Polman Bandung mendapat penugasan dari pemerintah untuk mengembangkan pusat unggulan teknologi *power train*. Melalui Pusat Pengembangan *Power Train* Otomotif (P3TO) melakukan pengembangan *Polman Utility Vehicle (PUV)* untuk kapasitas angkut 750 kg dengan kecepatan maksimal rencana 30 km/jam. Kendaraan yang akan dirancang memiliki mode berkendara empat roda (*Four Wheel Drive*) dan dapat menggerakkan mesin produksi melalui media *power take-off (PTO)*. Diperlukan unit tambahan pada sistem transmisi untuk mendistribusikan daya dan putaran dari *engine* menuju roda penggerak dan PTO. Pengembangan PUV dilakukan secara bertahap. Saat ini P3TO akan fokus pada proses pengembangan *transfer case* terlebih dahulu dimulai dengan mempelajari cara kerja dan spesifikasi *transfer case* eksisting, kemudian di modifikasi melalui perancangan ulang untuk memenuhi kebutuhan PUV yang akan datang. Tujuan dari rekayasa enjiniring ini adalah menghasilkan rancangan *transfer case* yang mampu memberikan luaran daya yang besar, handal, aman dan murah serta melakukan validasi sesuai spesifikasi yang ditetapkan. Prinsip dasar rancangan sistem transmisi kendaraan, konsep dasar *gearbox*, prosedur dan analisis perancangan *gearbox* dikaji secara rinci pada [1]. Kajian terhadap sistem transmisi *gearbox* dua step untuk kendaraan disemua medan, karakteristik performa, perhitungan *gear* menurut prosedur AGMA dan metode elemen hingga menggunakan *software rekayasa* juga telah dikembangkan [2] dan [3]. Perancangan dan analisa karakteristik traksi sistem *powertrain* mobil produksi pedesaan dikembangkan juga oleh ITS dengan empat tingkat dan gigi mundur serta sistem *transercase* tidak menggunakan *syncromesh* [4] dan [5], namun ketidaksesuaian spesifikasi dengan kebutuhan PUV dan perlunya meningkatkan kemampuan anak bangsa dalam manufaktur dan menghasilkan produk berkualitas menjadi salah satu alasan perlunya melakukan rekayasa enjiniring produk *transfer case* ini.

2. METODE REKAYASA ENJINIRING

Kajian rekayasa enjiniring akan fokus pada desain sistem transmisi *transfer case* sebagai unit tambahan pada sistem transmisi tersebut. Metodologi rekayasa dan pengembangan yang digunakan diadaptasi dari [1] dan metodologi perancangan yang dikembangkan oleh *Pahl and Beitz* [6], beberapa data dan informasi merujuk pada hasil rekayasa sebelumnya [7]. Tahapan proses perancangan dapat dilihat pada Gambar 1 berikut:



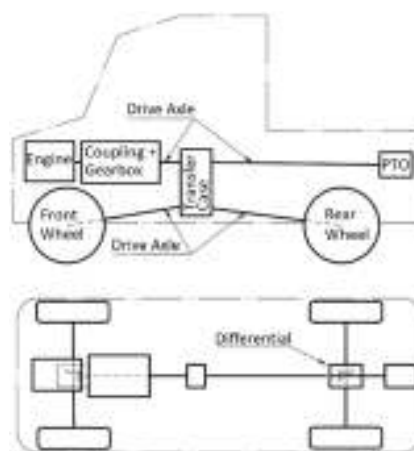
Gambar 1. Metodologi Desain dan Pengembangan *Transfer Case*

Rekayasa enjiniring dimulai dengan melakukan perencanaan *transfer case* melalui analisis kebutuhan dari PUV yang akan dikembangkan sehingga menghasilkan spesifikasi *transfer case*. Selanjutnya mengembangkan berbagai alternatif solusi dari prinsip kerja *transfer case* yang dapat memenuhi spesifikasi dalam bentuk konsep desain. Langkah berikutnya adalah mengembangkan struktur *transfer case* dalam bentuk skema. Langkah terakhir adalah melakukan finalisasi desain dengan memperbaiki kelemahan yang ada dan mengontrol kekuatan *transfer case* untuk memastikan telah memenuhi spesifikasi yang ditetapkan.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Perencanaan dan Klarifikasi Rekayasa Enjiniring

Untuk menyusun spesifikasi *transfer case* maka, harus diketahui kebutuhan dan batasan (*constraint*) dalam perancangan tersebut. Batasan tersebut adalah skema kendaraan, dan data parameter sub sistem kendaraan yang telah ditetapkan sebelumnya berdasarkan hasil diskusi dengan salah satu perusahaan bidang mekanisasi pertanian dan hasil enjiniring sistem *gearbox* untuk PUV Polman Bandung yang telah dihasilkan lebih dulu [7]. Skema kendaraan dapat dilihat pada Gambar 2.



Gambar 2. Skema Kendaraan

Dari Gambar 2, Parameter sub sistem Polman Utility Vehicle dapat dilihat pada Tabel 1.

Tabel 1. Parameter Batasan Polman Utility Vehicle

No	Parameter	Spesifikasi
1	Beban maksimal	750 kg
2	Berat kendaraan total	$m = 2500$ kg
3	Jarak titik berat sumbu roda depan	$a_1 = 1512$ mm
4	Jarak titik berat sumbu roda belakang	$a_2 = 788$ mm
5	Jarak titik massa ke titik kontak roda dengan tanah	$h = 830$ mm
6	Spesifikasi mesin Kubota D902 (21,59 Hp)	
	• Daya mesin	$P_M = 16$ kW
	• Torsi mesin maksimum	$T_M = 56$ Nm
	• Putaran mesin maksimum	$\omega_M = 3200$ rpm
	• Putaran saat torsi maksimum	$\omega_e = 2400$ rpm
7	Spesifikasi Gearbox	
	• Rasio gigi 1	$i_{g1} = 3,272$
	• Rasio gigi 2	$i_{g2} = 2,143$
	• Rasio gigi 3	$i_{g3} = 1,354$
	• Rasio gigi 4	$i_{g4} = 1,000$
	• Rasio gigi R	$i_{gR} = 3,264$
8	Rasio Differential	5,38
9	Radius roda	$R_W = 315$ mm

Berdasarkan data dan kajian yang dilakukan, maka disusunlah daftar spesifikasi yang menjadi batasan fungsi sistem *transfer case* pada Tabel 2 berikut.

Tabel 2. Daftar Spesifikasi Sistem *Transfer Case*

No.	Parameter	Spesifikasi
1	Kecepatan kendaraan yang harus dicapai pada kondisi optimal (torsi <i>engine</i> maksimum).	
	a) Gigi 1	$V_1 = 9$ km/jam
	b) Gigi 2	$V_2 = 14$ km/jam
	c) Gigi 3	$V_3 = 22$ km/jam
	d) Gigi 4	$V_4 = 30$ km/jam
	e) Gigi R	$V_R = 9$ km/jam
2	Terdapat <i>output</i> PTO yang dapat menyuplai mesin produksi / peralatan mekanikal pertanian dan perkebunan seperti	Kebutuhan <i>input</i> putaran:
	a) <i>Water pump</i> 8,5 – 15 HP	540 rpm
	b) <i>Table saw</i> 7 – 12 HP	540 rpm
	c) <i>Power Thresher</i> 5,5 HP	650 rpm
	d) <i>Roller pump</i> 5,5 - 10 HP	700 rpm

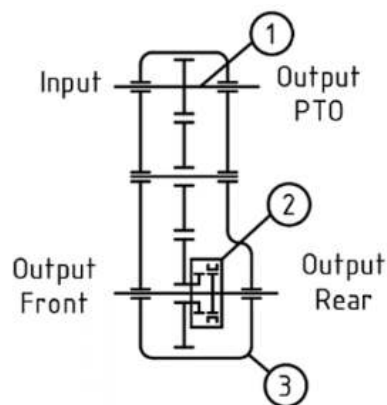
Spesifikasi yang dimaksud pada Tabel 2 merupakan suatu kondisi yang harus dicapai oleh PUV yang sangat ditentukan oleh desain *transfer case*. Sehingga desain *transfer case* akan sangat mempengaruhi keberhasilan kinerja kendaraan PUV. Selain spesifikasi tersebut, beberapa kondisi yang perlu dipertimbangkan diantaranya adalah kendaraan dapat beroperasi disegala medan seperti jalan aspal halus, jalan beton halus, jalan beton kasar, paving batu, jalan aus/rusak, jalan tanah halus, tanah gembur, jalan tanah kasar/berbatu, pasir gembur.

3.2. Mengembangkan Solusi Dasar (Konsep)

Tujuan dari tahap ini adalah untuk mendapatkan solusi dasar berupa konsep rancangan *transfer case*. Konsep rancangan *transfer case* merupakan ide solusi yang digunakan untuk menjawab kebutuhan sistem transmisi PUV yang akan dibangun. Penetapan kondisi *input*, *output*, struktur fungsi, dan alternatif solusi dari *transfer case* adalah luaran dari tahap ini.

a) Membangun Struktur Fungsi

Struktur fungsi *transfer case* didefinisikan menjadi tiga fungsi bagian utama. Pembagian struktur fungsi bagian dapat dilihat pada Gambar 3.



Gambar 3. Struktur Bagian *Transfer Case*

Dari Gambar 3, pembagian struktur fungsi bagian transfer case dapat dilihat pada Tabel 3.

Tabel 3. Fungsi Bagian Transfer case

No	Keterangan
1	Fungsi Sistem Transmisi Yaitu sistem transmisi yang berguna untuk mentransmisikan daya untuk menggerakkan roda dan/atau mesin produksi
2	Fungsi Mekanisme <i>Engagement</i> Yaitu mekanisme yang berguna untuk menyambungkan atau memutuskan daya dari sumber penggerak ke roda dan/atau mesin produksi
3	Fungsi Rumah <i>Transfercase (Housing)</i> Yaitu rumah <i>transfercase</i> yang berperan sebagai tempat ditematkannya semua sub fungsi

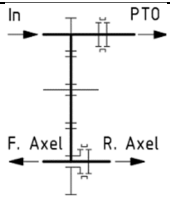
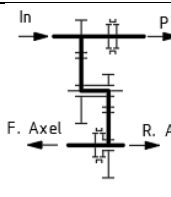
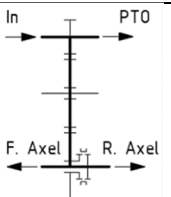
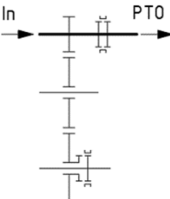
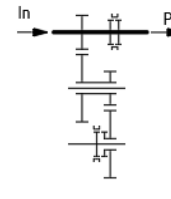
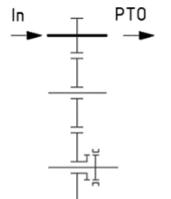
b) Membuat Alternatif Solusi

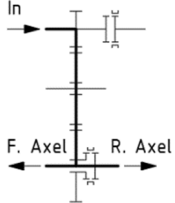
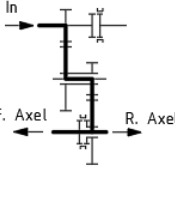
Alternatif konstruksi yang dipilih untuk rancangan *transfer case* ini adalah *transfer case* tipe rigid karena kendaraan yang akan dirancang memiliki mode berkendara *full time 4WD*. Berdasarkan hasil kajian dan pembahasan pada [1] maka, diputuskan untuk menentukan alternatif fungsi bagian sebagai berikut: (1). Fungsi sistem transmisi yang memiliki dua fungsi utama yaitu menggerakkan dan mengubah rasio dipilih menggunakan sistem transmisi roda gigi (*RG*) miring (*Helix*) dari berbagai alternatif sistem transmisi seperti *pulley drive*, *friction clutch*, *torque converter*, *hydrostatic gearbox* dan *gear wheel*. Pemilihan dilakukan atas dasar pertimbangan *convert torque*, *vary slip*, *efficiency*, *service life*, *reliability*, *ease of use*, *space demand*, dan harga; (2). Fungsi mekanisme *engagement* yang dipilih adalah pemindahan gigi dengan *dog clutch* dari berbagai jenis seperti *moving gear*, *pin engagement*, *synchronizer*, dan *dog clutch*. Pemilihan dilakukan atas dasar kesederhanaan konstruksi, pemindahan gigi, kemudahan pemasangan, dan fungsi melalui sistem skoring; dan (3). Fungsi rumah *transfer case* yang dipilih adalah tipe *end-loaded housing* dari tiga alternatif yang diusulkan yaitu *through housing*, *end-loaded housing*, dan *top-loaded housing*.

3.3. Embodiment Design

Pada tahap ini aktivitas yang dilakukan adalah menyusun struktur konstruksi dalam bentuk skema rancangan untuk tiga kondisi yaitu: (1). Kendaraan bergerak dan PTO bekerja; (2). Kendaraan diam dan PTO bekerja; dan (3). Kendaraan bergerak dan PTO tidak bekerja. Alternatif skema rancangan dapat dilihat pada Tabel 4 berikut yang menunjukkan kondisi kelebihan dan kekurangan dari masing-masing alternatif.

Tabel 4. Alternatif Skema Rancangan *Transfercase*

No	Alternatif 1	Alternatif 2	Alternatif 3
Kondisi 1	 <p>Kelebihan:</p> <ol style="list-style-type: none"> (1) Komponen roda gigi relatif sedikit (2) Konstruksi lebih sederhana (3) PTO dapat dikontrol dari kursi pengemudi 	 <p>Kelebihan:</p> <ol style="list-style-type: none"> (1) Ukuran roda gigi lebih kecil (2) Ukuran luar lebih kecil (3) PTO dapat dikontrol dari kursi pengemudi 	 <p>Kelebihan:</p> <ol style="list-style-type: none"> (1) Konstruksi lebih sederhana (2) PTO terintegrasi dengan <i>transfercase</i>
	 <p>Kekurangan:</p> <ol style="list-style-type: none"> (1) Diperlukan unit tambahan untuk mengatur PTO 	 <p>Kekurangan:</p> <ol style="list-style-type: none"> (1) Komponen roda gigi lebih banyak 	

No	Alternatif 1	Alternatif 2	Alternatif 3
Kondisi 3	 <p>(1) Ukuran roda gigi relatif besar (2) Ukuran luar relatif besar</p>	 <p>(2) Konstruksi lebih rumit</p>	<p>(2) PTO tidak dapat diatur dari kursi pengemudi</p>

Rasio *transfer case* ditentukan berdasarkan kecepatan linier kendaraan yang dikonversikan menjadi kecepatan putar roda dengan hubungan $i_{TC} = n_e / (n_{wn} i_d i_{g-n})$ dimana n_e adalah kecepatan angular *output engine* saat torsi maksimum 2400 rpm, n_{wn} adalah kecepatan angular roda pada mode gigi ke-n dimana $n_{w1} = 76$ rpm, i_d adalah rasio transmisi differensial sebesar 5,38 dan i_{g-n} adalah rasio transmisi *gearbox* pada mode gigi ke-n dimana $i_g = 3,272$, maka diperoleh rasio *transfer case* sebesar 1,8.

Dimensi jarak antar poros (a) akan mempengaruhi dimensi total *transfercase*, roda gigi, dan poros. Selain merujuk pada [1], penentuan jarak antar poros dilakukan seperti pada [8] yang menjelaskan bagaimana melakukan desain *gearbox* untuk kebutuhan industri. Jarak antar poros rencana ditetapkan sebesar 100 mm. Jumlah gigi dari roda gigi penggerak pada poros *input* ditentukan terlebih dahulu sebagai salah satu parameter untuk menentukan modul rencana seperti langkah-langkah dan prosedur perancangan konstruksi RG pada [9]. Berdasarkan proses iterasi diperoleh jumlah gigi pada RG penggerak $Z_1 = 30$ dengan modul 2,5 mm. Selanjutnya diketahui jumlah gigi $Z_2 = 48$, dan $Z_3 = 54$.

3.4. Validasi Daya Engine

Karena *engine* yang akan digunakan pada kendaraan sudah ditentukan sebelumnya, maka *engine* ini harus divalidasi apakah mampu memenuhi daftar tuntutan yang diberikan atau tidak. Selain *engine*, sub sistem lain dari sistem transmisi yang sudah ditentukan diantaranya *gearbox*, *differential*, dan Roda yang digunakan. Data penting sistem transmisi kendaraan dapat dilihat pada Tabel 5.

Tabel 5. Data Penting Sistem Transmisi

	Spesifikasi	Simbol	Nilai	Spesifikasi	Simbol	Nilai	
Data Engine	Daya <i>engine</i> maksimum	P_M	16,1 kW	Data Gearbox	Rasio gigi 1	i_{g1}	3,272
	Torsi <i>engine</i> maksimum	T_e	56 Nm		Rasio gigi 2	i_{g2}	2,143
	Torsi <i>engine</i> saat rpm maksimum	T_M	48 Nm		Rasio gigi 3	i_{g3}	1,364
	Putaran <i>engine</i> saat torsi maksimum	ω_e	2400 rpm		Rasio gigi 4	i_{g4}	1
	Putaran <i>engine</i> maksimum	ω_M	3200 rpm		Rasio gigi R	i_{gR}	3,264
	Faktor kerja	K_A	1,75		Rasio <i>transfercase</i>	i_{TC}	1,8
	Efisiensi total	η	0,8		Rasio <i>differential</i>	i_d	5,83

a) Perhitungan Traksi yang Dibutuhkan (*Required Traction*)

Besarnya traksi yang dibutuhkan oleh kendaraan untuk melalui medan tertentu di hitung menurut [1]. Dengan asumsi hambatan udara diabaikan ($F_L = 0$), dan kendaraan pada kondisi konstan ($F_a = 0$), maka besar traksi ditentukan oleh nilai *rolling resistance* (F_R) dan *gradient resistance* (F_{St}) dari medan tersebut menggunakan rumus:

$$F_{Z,B} = F_R + F_{St} \quad (1)$$

$$F_{Z,B} = m_F \cdot g \cdot (f_R \cdot \cos \alpha_{St} + \sin \alpha_{St}) \quad (2)$$

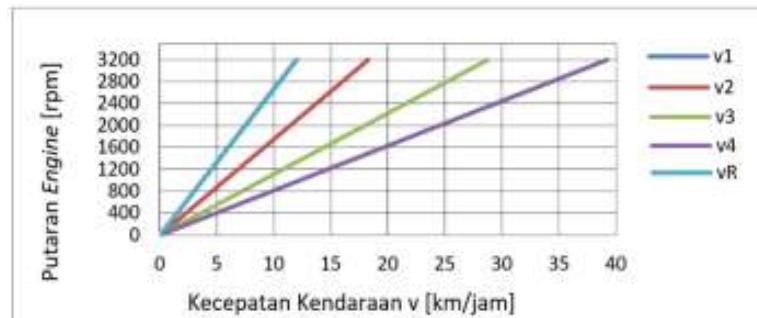
Data hasil perhitungan traksi maksimum yang dibutuhkan adalah 16806 N yaitu pada jalan pasir gembur dengan gradien 60%.

b) Perhitungan Traksi yang Tersedia (*Available Traction*)

Traksi yang tersedia dihitung berdasarkan daya dan torsi yang dihasilkan oleh *engine* seperti pada [10] yang menjelaskan dinamika kendaraan. Kecepatan kendaraan v_i dipengaruhi oleh kecepatan sudut *engine* ω , radius roda R_w , rasio *gearbox* i_g , rasio *transfer case* i_{TC} , dan rasio differensial i_d , yang dirumuskan

Desain dan Pengembangan Transfer Case untuk Kendaraan Multi Guna Kapasitas Angkut 750 kilogram
(Asep Indra Komara)

dengan persamaan $v_i = \omega \cdot R_w / i_{gi} \cdot i_{TC} \cdot i_d$. Kecepatan yang ditinjau pada tahap ini adalah kecepatan maksimum (saat putaran *engine* maksimum, 3200 rpm) dan kecepatan optimum (saat torsi *engine* maksimum, 2400 rpm) seperti yang disajikan pada Gambar 4.



Gambar 4. Kurva Kecepatan Kendaraan vs Putaran *Engine*

Berdasarkan kurva kecepatan kendaraan pada Gambar 4, kecepatan maksimal yang dapat dicapai kendaraan pada kondisi putaran *engine* maksimum dan kondisi putaran *engine* pada torsi maksimum dapat dilihat pada Tabel 6.

Tabel 6. Data Kecepatan Kendaraan

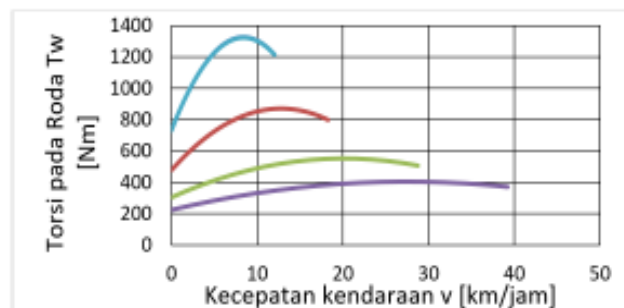
Mode Gigi	Kecepatan maksimum (pada 3200 rpm)	Kecepatan optimum (pada 2400 rpm)
	[km/jam]	[km/jam]
Gigi 1	12,000	8,99
Gigi 2	18,322	13,73
Gigi 3	28,786	21,58
Gigi 4	39,264	29,43
Gigi R	12,029	9,02

Setelah kecepatan kendaraan diketahui, maka perhitungan torsi kendaraan dapat dilakukan. Torsi kendaraan yang dihitung adalah torsi pada masing masing roda penggerak. Torsi kendaraan T_w dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$T_{wi}(v_i) = \eta \cdot i_{TC} \cdot i_{gi} \cdot i_d \cdot \left(P_1 + P_2 \cdot \left(\frac{i_{TC} \cdot i_{gi} \cdot i_d}{R_w} \cdot v_i \right) + P_3 \cdot \left(\frac{i_{TC} \cdot i_{gi} \cdot i_d}{R_w} \cdot v_i \right)^2 \right) \quad (3)$$

$$F_{ZAi} = \frac{T_{wi}}{R_w} \quad (4)$$

Dari persamaan 3 diperoleh kurva torsi terhadap kecepatan kendaraan seperti pada Gambar 5. Untuk mengetahui bahwa kendaraan dapat beroperasi disegala medan, selanjutnya perlu dibandingkan antara gaya traksi yang dihasilkan F_{ZA} dengan gaya traksi yang dibutuhkan F_{ZB} pada kondisi medan terberat yaitu pasir gembur pada gradien 60% menggunakan persamaan 4, maka diperoleh hasil bahwa traksi yang tersedia pada gigi 1 masih lebih besar dari traksi yang dibutuhkan pada kondisi medan tersebut.



Gambar 5. Kurva Torsi Terhadap Kecepatan Kendaraan

c) Perhitungan Putaran Output pada PTO

Perhitungan putaran *output* pada PTO dilakukan untuk memastikan kebutuhan putaran untuk menggerakkan mesin produksi/peralatan mekanik pertanian dan perkebunan. Karena poros *output* PTO sesumbu dengan poros *input transfer case* maka putaran *output* PTO sama dengan putaran input pada *transfer case* yang diperoleh dari *output gearbox*. Nilai putaran maksimum pada setiap mode gigi dapat dihitung dengan $n_i = \eta \cdot \omega / i_{gi}$. Sehingga kondisi putaran output PTO maksimum yang diperoleh yaitu: (1) gigi 1 menghasilkan putaran $n_1 = 782,396$ rpm, (2) gigi 2 menghasilkan putaran $n_2 = 1194,587$ rpm, (3) gigi 3 menghasilkan putaran $n_3 = 1876,833$ rpm, (4) gigi 4 menghasilkan putaran $n_4 = 2560$ rpm, (5) gigi R menghasilkan putaran $n_R = 784,314$ rpm.

3.5. Kontrol Kekuatan Roda Gigi dan Poros

Elemen transmisi yang kritis diantaranya roda gigi dan poros. Kemampuan roda gigi dan poros dalam menerima beban kerja ditunjukkan dengan besarnya faktor keamanan (*safety factor*) dari setiap komponen, sehingga perlu dilakukan perhitungan untuk menentukan faktor keamanan minimum yang terjadi saat *transfer case* beroperasi seperti pada [9] yang menjelaskan faktor-faktor yang mempengaruhi tegangan dan menentukan gaya-gaya yang bekerja pada roda gigi dengan menggunakan rumus berikut:

$$F_{t1,2} = 2 \frac{T_{1,2}}{d_{1,2}} \quad (5)$$

$$F_{r1,2} = \frac{F_{t1,2} \tan \alpha}{\cos \beta} \quad (6)$$

$$F_{a1,2} = F_{t1,2} \cdot \tan \beta \quad (7)$$

$$\sigma_{F1,2} = \left(\frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\epsilon} \cdot Y_{\beta} \right) \cdot K_{F ges} \quad (8)$$

$$\sigma_{FG1,2} = \sigma_{F lim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rel T} \cdot Y_X \quad (9)$$

$$\sigma_{H1,2} = \left(Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{\epsilon} \cdot Z_{\beta} \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \right) \cdot K_{H ges} \quad (10)$$

$$\sigma_{HG1,2} = \sigma_{H lim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X \quad (11)$$

Setelah mendefinisikan besar torsi dan gaya pada setiap pasangan roda gigi (F), menentukan tegangan kaki gigi dengan faktor pengali (σ_F), tegangan kaki gigi izin (σ_{FG}), tekanan permukaan dengan faktor pengali (σ_H), dan tekanan permukaan izin (σ_{HG}), maka faktor keamanan S_F dan S_H dapat dihitung dengan $\sigma_{FG}/\sigma_F \leq S_{F min}$ dan $\sigma_{HG}/\sigma_H \leq S_{H min}$. Perhitungan secara teoritis menggunakan DIN 3990 dengan beberapa rumus seperti pada persamaan 5 hingga 11 seperti pada [9]. Selanjutnya hasil perhitungan tersebut di komparasi dengan menggunakan perangkat lunak untuk menghitung roda gigi yaitu aplikasi *KISSsoft* yang menggunakan ISO 6336. Selanjutnya hasil desain RG dari kedua metode ini di kontrol dan di komparasi dengan aplikasi *finite element analysis (FEA)* pada *Solidwork*. Kajian *finite element Analysis* dan optimasi dari pasangan roda gigi yang dengan menggunakan aplikasi *solidworks* juga telah dilakukan pada [11].

Tahapan yang dilakukan pada aplikasi *KISSsoft* diantaranya adalah (1). Menentukan metode perhitungan yang dipilih misalnya AGMA, DIN, ISO atau lainnya; (2). Menentukan toleransi pada kedua RG yang berpasangan; (3). Menentukan referensi profil gigi saat di manufaktur; (4). Jika di perlukan dapat mengisi kondisi data geometri dasar RG; (5). Menentukan rough sizing jika diperlukan; (6). Membatasi batasan skenario solusi geometri RG; (7). Melakukan perhitungan sehingga *software* akan memberikan rekomendasi dimensi dan faktor keamanan RG yang masuk pada kriteria perancangan. Langkah-langkah penggunaan simulasi dengan *solidworks* diantaranya adalah (1). Membuat studi analisis statik; (2). Menetapkan material RG; (3). Menentukan *fixtures* dan beban-beban pada RG; (4). Melakukan *meshing* pada model RG; (5). Menjalankan analisis; (6). Menginterpretasikan hasil analisis. Hasil ketiga metode dapat dilihat pada Tabel 7.

Tabel 7. Hasil Analisis Roda Gigi

Metode Pasangan RG	RG	TEORITIS (DIN 3990)		KISSOFT (ISO 6336)		SOLIDWORK (FEA)		Status
		S _F	S _H	S _F	S _H	S _F	S _H	
1 – 2	1	1,52	1,07	2,05	1,12	1,93	5,63	Aman
	2	1,52	1,07	2,09	1,40	1,93	5,63	Aman
2 – 3	2	1,59	1,28	2,00	1,33	1,78	5,83	Aman
	3	1,59	1,28	1,99	1,33	1,78	5,83	Aman

Perhitungan menggunakan standar DIN 3990 dan ISO 6336 pada dasarnya memiliki langkah perhitungan yang sama, perbedaannya hanya pada penentuan nilai faktor umur pakai seperti K_V , $K_{H\beta}$, $K_{H\alpha}$, Y_{Fa} , Y_{Sa} , Y_ϵ , Y_{NT} , $Y_{\delta relT}$, Y_{RrelT} , Z_ϵ , Z_β , Z_V , Z_R , dan Z_{NT} . Perbedaan hasil perhitungan masih dapat diterima, selama tegangan dan tekanan permukaan masih dibawah tegangan dan tekanan permukaan izin, serta faktor keamanan lebih besar dari satu. Sementara hasil simulasi dari FEA pada *Solidworks* di gunakan untuk melakukan kontrol geometri dari RG terhadap tegangan dan tekanan permukaan yang terjadi. Hasil simulasi dengan *solidworks* menunjukkan kondisi faktor keamanan yang masih dapat diterima.

Analisis poros dilakukan seperti pada [6], dengan fokus pada poros *input*, *idler*, *output*, dan poros PTO. Langkah-langkah yang dilakukan diantaranya adalah menentukan gaya-gaya yang bekerja pada poros, pembebanan, faktor pengali, dan menentukan *safety factor* statis (S_F) dan dinamis (S_D) poros menggunakan rumus berikut:

$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{bmax}}{\sigma_{bF}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{\tau_{tF}}\right)^2}} \geq 1,5 \quad (12)$$

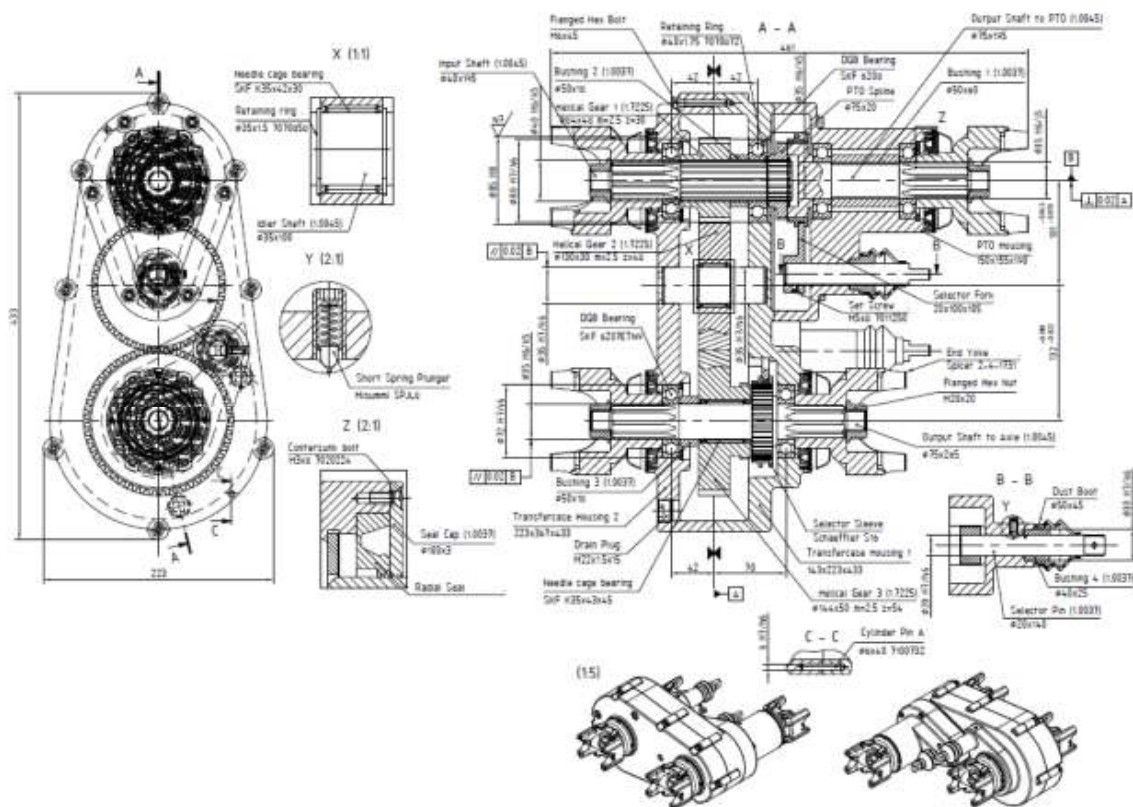
$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_b}{\sigma_{bGA}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGA}}\right)^2}} \geq 1,5 \quad (13)$$

Safety factor statis dihitung berdasarkan tegangan bengkok dan tegangan puntir serta mempertimbangkan faktor teknologi material dan kemampuan bahan. Sedangkan untuk menentukan *safety factor* dinamis poros dihitung dengan memperhatikan faktor koefisien *notch effect* faktor geometri, faktor kekasaran permukaan, faktor konstruksi beban bengkok dan puntir dan faktor kemampuan bahan. Hasil perhitungan kedua jenis *safety factor* tersebut dapat dilihat pada Tabel 8.

Tabel 8. Hasil Analisis *Safety Factor* Statis dan Dinamis

Poros	STATIS		DINAMIS		Status
	S _F	S _{Fmin}	S _D	S _{Dmin}	
<i>Input</i>	5,19	1,5	26,22	1,5	Aman
<i>Idler</i>	3,62	1,5	16,83	1,5	Aman
<i>Output</i>	2,76	1,5	13,64	1,5	Aman
<i>PTO</i>	5,28	1,5	27,14	1,5	Aman

Defleksi poros akibat beban bengkok pada poros *input*, *idler*, *output*, dan PTO secara berurutan adalah 7,05 μm , 0 μm , 15 μm , dan 0 μm , kondisi ini masih lebih kecil dari defleksi yang diizinkan. Sementara deformasi akibat beban puntir pada poros *input*, *idler*, *output*, dan PTO secara berurutan adalah 0,009 rad; 0,009 rad; 0,007rad; dan 0,004 rad, kondisinya masih aman. Hasil desain dan pengembangan *transfer case* dapat dilihat pada Gambar 6.



Gambar 6. Konstruksi Transfer Case Kendaraan *Polman Utility Vehicle*

4. KESIMPULAN

Berdasar pada hasil kajian rekayasa enjiniring melalui simulasi dan validasi konstruksi *transfer case* maka diperoleh hasil bahwa *engine* Kubota D902-E3B dapat memenuhi kebutuhan kendaraan sesuai dengan daftar tuntutan. Berdasar pada dimensi RG dan poros yang diperoleh dari kajian di atas, maka dimensi rancangan *transfer case* yang diperoleh adalah 461 mm x 433 mm x 223 mm dengan berat total *transfer case* adalah 25 kg. Selanjutnya kecepatan optimum kendaraan yang dapat dicapai telah sesuai dengan keinginan. Kendaraan dipresikasi mampu melaju pada berbagai medan yang telah ditentukan karena gaya traksi yang dihasilkan lebih besar dari yang dibutuhkan. *Output* putaran pada PTO dapat memenuhi kebutuhan mesin produksi yang akan digunakan. *Safety factor* minimum dari komponen *transfer case* lebih besar dari batas *safety factor* yang diizinkan.

DAFTAR PUSTAKA

- [1]. H. Naunheimer, B. Bertsche, J. Ryborz and W. Novak, *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2011.
- [2]. A. Patankar, R. Kulkarni, S. Kothawade and S. Ingale, "DESIGN AND DEVELOPMENT OF A TRANSMISSION SYSTEM FOR AN ALL TERRAIN VEHICLE," *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*, vol. 7, no. 3, pp. 351-359, 2016.
- [3]. L. Karikalán, K. Mathan, D. Devanand and S. Vijay, "Design and Analysis of Two Stage Reduction Gearbox for All Terrain Vehicles," *International Journal of Advance Engineering and Research Development*, vol. 5, no. 03, pp. 357-361, 2018.
- [4]. M. S. W. Sunggono and U. Wasiwitono, "Perancangan dan Analisa Karakteristik Traksi Sistem Powertrain Mobil Produksi Pedesaan," *JURNAL TEKNIK ITS*, vol. 6, no. 1, pp. F170-F173, 2017.
- [5]. M. Rifai and I. N. Sutantra, "Perancangan Sistem Transmisi 2WD dan 4WD serta Analisis Karakteristik Traksi pada Mobil," *JURNAL TEKNIK ITS*, vol. 7, no. 2, pp. E175-E179, 2018.
- [6]. G. Pahl and W. Beitz, *Engineering Design: A Systematic Approach 2nd Ed.*, Darmstadt, Germany: Springer-Verlag London, 1996.

-
- [7]. A. I. Komara, B. P. Adikara, R. A. Respati and A. A. Soetopo, "DESIGN AND DEVELOPMENT OF A TRANSMISSION SYSTEM FOR AN AGRICULTURAL TRANSPORTATION VEHICLES," in *SEMINAR NASIONAL TEKNOLOGI TERAPAN 2017*, Yogyakarta, 11 November 2017.
- [8]. A. Maciejczyk and Z. Zdziennicki, *Design Basic of Industrial Gear Boxes: Calculation and Design Case Example*, Technical University of Lodz.
- [9]. H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch and J. Voßiek, *Roloff /Matek Maschinenelemente*, 21.Auflage, Deutschland: Springer Vieweg, 2013.
- [10]. R. N. Jazar, *Vehicle Dynamics: Theory and Application*, New York: Springer Science, 2008.
- [11]. J. Zhang, Q. Zhang and R. Shi, "Finite Element Analysis and Optimization of Helical Gear-pairs with Web based on SolidWorks," in *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 382, 042023, 2018.