

Analisis Karakteristik Traksi Serta Redesign Rasio Transmisi dan Rasio Gardan pada Bus *Super Double Decker*

Nafi'an Zukhrufal Muttaqi dan I Nyoman Sutantra

Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)
e-mail: tantra@me.its.ac.id

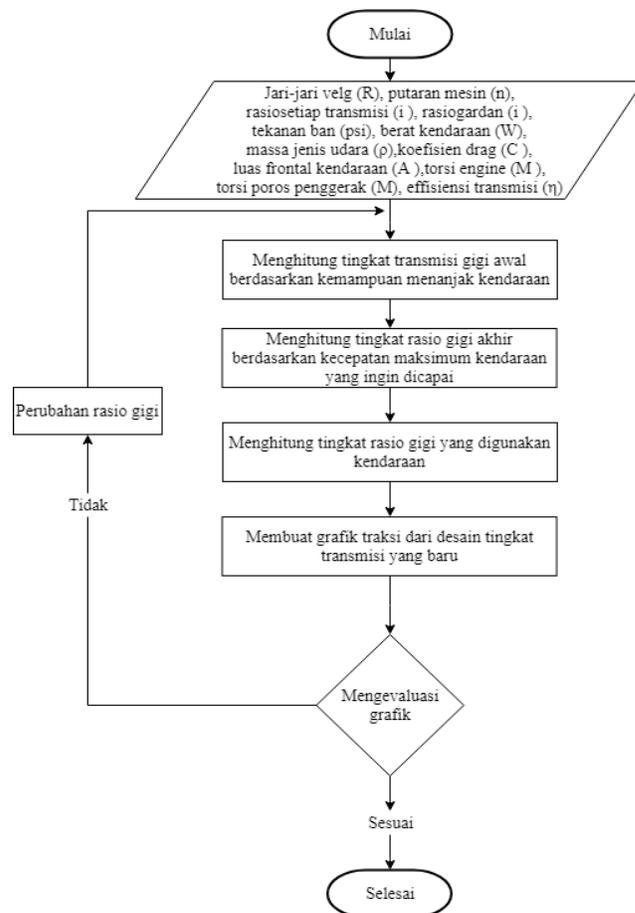
Abstrak—Pada tahun 2016 penjualan bus di atas 24 ton yang mencapai 106 unit. Serta kurangnya pengetahuan spesifik dari segi transmisi yang memiliki peran penting untuk mengetahui kecepatan dan kemampuan bus untuk melewati tanjakan agar kecelakaan bisa diminimalisir. Sehingga diperlukan beberapa penelitian lebih lanjut untuk mengatasi permasalahan. Dalam penelitian ini, dilakukan tiga tahapan pengujian. Pertama, penulis melakukan perhitungan kecepatan dan percepatan bus. Kedua, melakukan perhitungan tanjakan maksimum dan membuat grafik karakteristik traksi dengan menghitung gaya dorong pada bus. Ketiga, dilakukan evaluasi terhadap karakteristik traksi bus kondisi standar yang kemudian dilanjutkan redesign tingkat transmisi untuk mengoptimalkan kinerja bus dengan menggunakan teori progressi geometri. Dari penelitian ini di dapatkan data berupa kecepatan, percepatan, dan sudut tanjakan pada kondisi standar dari engine yang di analisa serta hasil redesign rasio transmisi bus adiputro dengan engine Mercedes-Benz OC 500 RF 2542. Setelah dilakukan analisa, engine tersebut memiliki kecepatan maksimum yang mampu di tempuh melebihi klaim pabrik sebesar 128 km/jam. Sedangkan analisa gradeability yang mampu di capai kendaraan adalah 18%. Setelah dilakukan redesign, gradeability maksimum yang mampu di capai meningkat menjadi 36%.

Kata Kunci—Gradeability, Karakteristik Traksi, Progressi Geometri, Redesign.

I. PENDAHULUAN

TEKNOLOGI otomotif semakin berkembang beberapa tahun belakangan ini, seiring dengan meningkatnya penjualan kendaraan bermotor di Indonesia. Data pada Gabungan Industri Kendaraan Bermotor Indonesia (Gaikindo) menyebutkan, pada 2016 penjualan bus di atas 24 ton mencapai 106 unit. Pada tahun-tahun sebelum itu, pasar domestik bus banyak diramaikan oleh kategori 5-10 ton dan 10-24 ton. Dalam kategorisasi yang diberlakukan oleh Gaikindo, ada tiga kategori bus yang masuk mobil Indonesia. Selain kategori di atas 24 ton, juga ada kategori 5-10 ton serta kategori 10-24 ton. Penjualan bus dengan kategori 5-10 ton dan kategori 10-24 ton sudah lazim di pasar mobil Indonesia [1]. Hal ini membuktikan kebutuhan akan kendaraan di Indonesia sangat tinggi yang mayoritas digunakan untuk transportasi.

Transportasi di Indonesia beragam mulai dari bus, kereta hingga kapal laut. Bus merupakan kendaraan bermotor yang menjadi transportasi massal yang sangat penting. Mulai dari antar kota hingga antar provinsi. Perusahaan Otobus di Indonesia semakin bertambah, hingga sekarang tercatat lebih



Gambar 1. Flowchart penelitian.

dari 300 perusahaan otobus yang beroperasi. Banyaknya perusahaan otobus membuat armada bus juga semakin banyak. Namun pemilihan untuk menentukan bus yang tepat sesuai dengan kebutuhan kurang dimiliki oleh setiap pemilik perusahaan otobus. Perbedaan kebutuhan spesifikasi bus di karena medan yang di tempuh dan juga kegunaan dari bus itu sendiri.

Bus yang di miliki oleh perusahaan otobus merupakan hasil produksi Perusahaan karoseri. Perusahaan karoseri bus dalam pameran maupun brosur nya hanya menampilkan pengetahuan umum tanpa menyertakan spesifikasi lengkap dari kendaraan. Pengetahuan spesifik dari segi transmisi memiliki peran penting untuk mengetahui kecepatan bus dan kemampuan bus untuk melewati tanjakan, sehingga kecelakaan bisa diminimalisir. Kemampuan kendaraan untuk melaju serta

mengangkut suatu beban disebut kinerja traksi kendaraan. Pengetahuan kinerja traksi kendaraan yang kurang di ketahui oleh perusahaan otobus dalam pemilihan bus.

Perusahaan karoseri yang ada di Indonesia salah satunya adalah PT. Adiputro Wirasejati. PT. Adiputro Wirasejati memiliki banyak varian bus karoseri yang di produksi termasuk Jetbus 2 SDD. Jetbus 2 SDD menggunakan engine dari pabrikan lain sesuai dengan permintaan. PT. Adiputro Wirasejati sendiri tidak memiliki data performa karakteristik traksi dari engine yang digunakan oleh Jetbus 2 SDD. Beberapa hal diatas yang mendasari penulis untuk melakukan Analisa Karakteristik Traksi serta *Redesign* Rasio Transmisi dan Rasio Gardan pada Bus Super Double Decker.

II. METODE PELITIAN

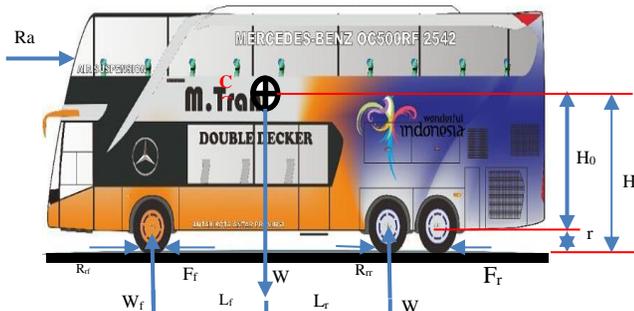
Adapun metode penelitian yang dilakukan dapat diilustrasikan dalam sebuah flowchart seperti Gambar 1.

A. Studi Literatur

Penelitian ini diawali dengan melakukan studi literatur. Pada bagian ini dilakukan pengumpulan literatur berupa buku, jurnal serta katalog seputar bus *super double decker* yang dapat mendukung penelitian tugas akhir ini. Referensi tersebut erat kaitanya dengan penelitian mengenai analisa karakteristik traksi, informasi mengenai spesifikasi kendaraan, serta penelitian mengenai proses *redesign* rasio transmisi menggunakan metode progresi geometri.

B. Menghitung gaya hambat kendaraan

Gaya-gaya yang bekerja pada sebuah kendaraan yang sedang melaju pada sebuah permukaan dengan sudut tanjak tertentu dapat dijabarkan dalam Gambar 2.



Gambar 2. Dinamika Kendaraan Articulated Bus.

F_t adalah gaya dorong kendaraan oleh mesin pada roda penggerak. Sesuai tujuannya agar dapat memenuhi driver demand, pada gambar 2, F_t (gaya dorong) dibagi menjadi dua yaitu F_f (gaya dorong pada roda depan) dan F_r (gaya dorong pada roda belakang). Gaya dorong pada kendaraan yang sedang berjalan, di hambat oleh tiga macam gaya hambat yaitu, drag force, rolling resistance serta gaya hambat kendaraan akibat sudut tanjak [2].

1) Gaya Hambat Aerodinamika

Gaya hambat karena udara pada mobil disebut dengan drag force. Pada dasarnya, terdapat beberapa jenis gaya hambat angin pada kendaraan yaitu hambatan bentuk, hambatan pusaran, hambatan tonjolan, serta hambatan aliran dalam. Namun, pada dasarnya gaya hambat yang paling besar adalah

akibat gaya hambat bentuk dan pusaran. Dengan demikian, besarnya gaya hambat angin dapat dihitung dengan persamaan berikut,

$$R_a = 1/2 \times \rho \times C_d \times A_f \times V_a^2 \quad (1)$$

dimana,

R_a = hambatan aerodinamika (N)

ρ = massa jenis udara (kg/m^3)

C_d = koefisien drag

A_f = Luas frontal kendaraan (m^2)

V_a = kecepatan relatif angin terhadap kendaraan (m/s)

Besarnya C_d bus *super double decker* adalah 0,6, sedangkan untuk luasan frontal sebesar $10,375 m^2$.

2) Gaya Hambat Rolling

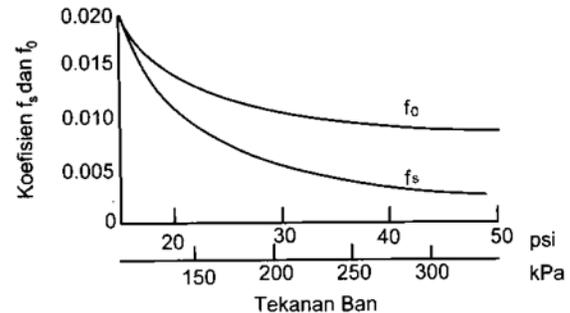
Gaya yang kedua adalah rolling resistant. Yaitu gaya hambat akibat gesekan ban dengan jalan. Untuk mencari besarnya gaya hambat rolling, pertama kita harus menentukan besarnya koefisien hambatan rolling (f_r) terlebih dahulu. Besarnya f_r dapat dicari menggunakan persamaan hasil eksperimen J.J Taborek berikut [3],

$$f_r = f_o + f_s (V_k/100)^{2,5} \quad (2)$$

dimana,

f_r = koefisien hambat rolling

f_o dan f_s = koefisien yang nilainya tergantung pada tekanan ban, didapat dari Gambar 3



Gambar 3. Tekanan Ban terhadap Koefisien Hambat Rolling [2].

Setelah mendapatkan koefisien hambat rolling (f_r), maka besarnya gaya hambat rolling dapat dicari dengan menggunakan persamaan 3,

$$R_r = f_r \times (W) \quad (3)$$

dimana,

R_r = gaya hambat resistance pada roda belakang (N)

W = berat Articulated Bus (N)

B.3 Gaya Hambat Tanjakan

Gaya hambat yang ketiga adalah gaya hambat tanjakan, yaitu gaya hambat yang diakibatkan adanya sudut tanjak yang dilewati oleh kendaraan sehingga beban kendaraan akan bertambah akibat gaya gravitasi yang muncul. Besarnya gaya hambat akibat sudut tanjak dapat dihitung dengan persamaan 4,

$$R_g = W \sin \theta \quad (4)$$

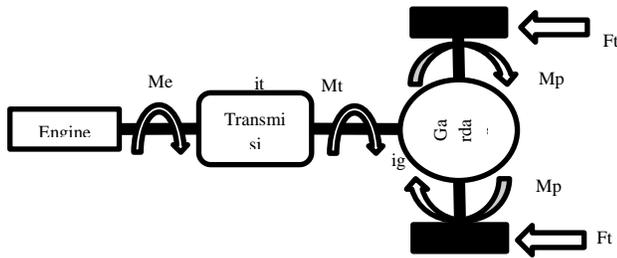
Dengan demikian, setelah meninjau tiga buah gaya hambat yang bekerja pada kendaraan sesuai penjelasan sebelumnya, maka gaya hambat total pada kendaraan dapat dirumuskan sesuai persamaan 5,

$$F_r = R_r + R_a + R_g$$

$$F_r = f_r \cdot W \cos \theta_{max} + (1/2 \cdot \rho \cdot C_d \cdot A_f \cdot V_a^2) + W \sin \theta_{max} \quad (5)$$

C. Gaya Dorong Kendaraan

Gaya Dorong adalah gaya yang bekerja berlawanan dengan arah gerak gaya hambat kendaraan. Gaya dorong ini dihasilkan dari daya yang dihasilkan oleh mesin kendaraan (engine) yang kemudian disalurkan melalui sistem transmisi sehingga akhirnya dapat menggerakkan roda. Untuk menghitung besarnya gaya dorong yang mampu dihasilkan kendaraan, dapat digunakan persamaan 6. Selain melalui metode analitis/ perhitungan, untuk mencari besarnya nilai gaya dorong (Ft) aktual pada kendaraan juga dapat dilakukan dengan cara lain. Yaitu dengan melakukan pengujian menggunakan mesin dynotest pada mobil.



Gambar 4. Skema aliran daya dari mesin mobil ke roda [4].

Gambar 4 adalah gambar skema aliran daya dari mobil yang nantinya dikonversi menjadi gaya dorong. Torsi mesin pada mobil (Me) dihasilkan langsung oleh pembakaran pada combustion engine. Torsi dari engine kemudian akan masuk ke drivetrain. Setelah melalui drivetrain, daya yang disalurkan besarnya akan menurun akibat adanya losses pada drivetrain, kemudian daya akan langsung disalurkan menuju roda kendaraan, torsi yang muncul pada roda disebut Tr. Tr sendiri merupakan kebutuhan torsi untuk menggerakkan kendaraan. Torsi yang muncul pada roda nantinya akan digunakan untuk memutar roda agar bisa bergerak. Pada permukaan roda, ketika berputar akan timbul gaya tangensial. Gaya inilah yang biasa kita sebut dengan gaya dorong (Ft).

Proses transmisi dan transformasi torsi yang dihasilkan oleh mesin menjadi menjadi gaya dorong (Ft) yang terjadi pada roda penggerak dipengaruhi beberapa faktor berikut, Maka, gaya dorong pada roda penggerak (Ft) dengan memperhatikan efisiensi (ηt) pada semua proses transmisi untuk mobil pada umumnya dirumuskan sebagai berikut,

$$F_t = \frac{i_t \cdot i_g \cdot M_e}{r} \eta_t \tag{6}$$

dimana,

- Ft = gaya dorong pada kendaraan (N)
 - Me = torsi keluaran dari mesin (N.m)
 - ne = putaran mesin
 - ntr = putaran transmisi
 - np = putaran poros penggerak
 - r = jari-jari roda (m)
 - ηt = efisiensi transmisi, (0.88-0.92) untuk mesin yang letaknya memanjang, poros penggerak belakang (0.91-0.95) untuk mesin yang letaknya melintang
 - it = perbandingan gigi transmisi
 - ig = perbandingan transmisi pada garden
- Kecepatan maksimum kendaran dalam setiap tingkat transmisi (k) dapat dirumuskan,

$$V_k = \frac{\text{rpm engine}}{it \cdot i_g} \times \frac{2\pi}{60} \times (R. \text{roda}) \times \frac{3600}{1000} \tag{7}$$

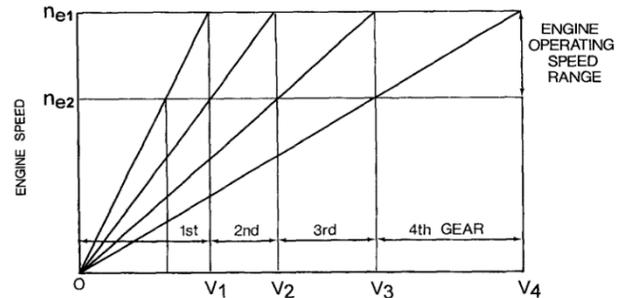
dimana,

V_k = kecepatan pada tingkat k (km/h)

D. Desain Tingkatan Gigi (Progresi Geometri)

Transmisi merupakan bagian dari sistem pemindah tenaga dari sebuah kendaraan, yaitu sistem yang berfungsi mengatur tingkat kecepatan dalam proses pemindahan tenaga dari sumber penggerak ke roda kendaraan.

Salah satu cara untuk mencari perbandingan gigi antara tingkat transmisi terendah dan tertinggi adalah dengan cara progresi geometri. Cara ini umumnya dipakai sebagai langkah iterasi awal. Batas kecepatan operasi dari mesin terendah (ne₁) dan tertinggi (ne₂) harus ditetapkan terlebih dahulu. Penetapan ini berdasarkan karakteristik torsi dari mesin, batas ini biasa dipilih disekitar torsi maksimum mesin. Konsep dari progresi geometri ditunjukkan pada Gambar 5, dimana menggambarkan transmisi dengan 4 tingkat kecepatan [2].



Gambar 5. Grafik pemilihan perbandingan gigi dengan rasio geometri [4].

Berdasarkan gambar 5, dengan perbandingan geometris maka untuk transmisi 4 tingkat didapat hubungan perbandingan gigi seperti persamaan 8,

$$\frac{i_2}{i_1} = \frac{i_3}{i_2} = \frac{i_4}{i_3} = \frac{ne_2}{ne_1} = Kg \tag{8}$$

dimana,

- i₁, i₂, i₃, i₄ = perbandingan gigi pada tingkat transmisi I, II, III, IV
- Kg = konstanta perbandingan

Langkah pertama untuk mendesain tingkat transmisi, harus ditentukan terlebih dahulu rasio transmisi pertama dan rasio transmisi terakhir kendaraan.

Untuk menentukan rasio transmisi pertama, dapat dihitung dengan persamaan 9,

$$i_1 = \frac{F_1 \cdot r}{M_e \cdot i_d \cdot \eta_t} \tag{9}$$

Kemudian, rasio transmisi pada tingkat terakhir (n) dihitung dengan persamaan 10,

$$i_n = \frac{F_n \cdot r}{M_e \cdot i_d \cdot \eta_t} \tag{10}$$

Dengan demikian, nilai faktor Kg dapat ditentukan dengan rumus 11. Selanjutnya, nilai Kg tersebut digunakan untuk menentukan nilai i₂, i₃ dst.

$$Kg = \left(\frac{i_n}{i_1}\right)^{\frac{1}{n-1}} \tag{11}$$

Tabel 1.
Spesifikasi Bus *Super Double Decker*

MESIN DAN TRANSMISI	
Mesin	Mercedes-Benz OM 457 LA Euro 3 Diesel, 6-Silinder Segaris, Injeksi Langsung dengan Turbo charger dan Intercooler
Diameter/Langkah	128/155 mm
Total Isi Silinder	11.967 cc
Daya Maks	310 KW (422 hp) @ 1900 rpm
Torsi Maks	1.900 Nm @ 1100 rpm
Transmisi	ZF-Ecolife 6 AP 2000 B/3,36 – 0,62 Transmisi 6 Kecepatan Maju Dilengkapi dengan Primary Retarder
Perbandingan Gigi	3.36/1.910/1.420/1.000/0.720/0.620 R = 4.240
Kecepatan Maks	120 km/jam
Daya Tanjak	48%
GANDAR	
Depan (1st Axle)	Independent RL75E
Kapasitas (1st Axle)	7.500 kg
Belakang (2nd Axle)	MB – HO 6 / 3 DCL(S)-13
Perbandingan gigi	I = 4.3
Kapasitas (2nd Axle)	12.000 kg
Belakang (3rd Axle)	ZF RL 75 Actively Steered Trailing Axle
Kapasitas (3rd Axle)	6.000 kg
SUSPENSI	
Depan	Suspensi dengan 2 Balon Udara 2 Double Acting Shock Absorber, Stabilizer 1 Buah Penyetel Level Kontrol
Belakang	Suspensi dengan 4 Balon Udara 4 Double Acting Shock Absorber, Stabilizer 2 Buah Penyetel Level Kontrol
PENGEREMAN	
Rem Utama	Disc Brake, Full Air Brake System
Rem Parkir	Pegas, Kendali Udara Tekan Penuh Pada Gandar Belakang
Rem Tambahan	Exhaust Brake, Constant Throttle, Retarder
Tambahan Keselamatan	EBS (Electronic Braking System) ABS (Anti-lock Braking System) ASR (Acceleration Skid System) ESP (Electronic Stability Program)
Kemudi	Power Steering ZF - Servocom 8098
Ban & Pelek	8.25 x 22.5 / 295/80 R 22.5
KELISTRIKAN	
Sistem	24 Volt
Altenator	28 V/140 A
Baterai	2 x 12 V / 200 Ah
Kapasitas Tangki	415 Liter
UKURAN UTAMA	
Jarak Sumbu Roda (mm)	3000 (Pabrik) / 6300 (Maxi) / 6800 (DD)
Jarak Sumbu antar roda (mm)	1350
Julur Depan (mm)	2570 (Maxi) / 2100 (DD)
Julur Belakang (mm)	2825
Tinggi (mm)	1700
Panjang Total (mm)	9275 (Pabrik) / 13500 (Karoseri)
Lebar Total (mm)	2400
Jarak pijak roda depan (mm)	2088
Jarak pijak roda Belakang (mm)	2199
Radius Putar (mm)	11900
Berat Sasis (kg)	8442
Berat Kotor Kendaraan (kg)	25500
AERODINAMIKA	
Luas frontal kendaraan (Af)	10,375 m2
Massa jenis angin	1,2 kg/m3
Koefisien drag (Cd)	0,6

Nilai rasio gyrasi ini untuk membuat tingkat rasio transmisi sesuai tujuan penelitian yaitu dapat melebihi kecepatan 80

km/jam, menanjak hingga 12 derajat dan memiliki *losses* traksi baik yang dianalisa dari grafik karakteristik traksi untuk setiap tingkat transmisi.

III. HASIL DAN ANALISIS

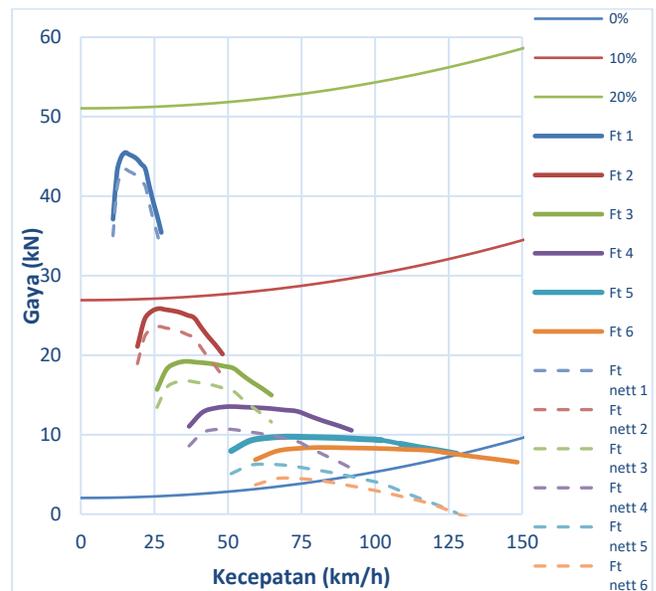
A. Informasi Umum

Beberapa informasi mengenai spesifikasi Jetbus 2 *Super Double Decker* Adiputro disajikan pada Tabel 1.

Informasi umum standar bus *super double decker* tersebut memiliki beberapa batasan:

1. Kendaraan yang dianalisa adalah Jetbus 2 *Super Double Decker* Adiputro.
2. Mesin yang digunakan adalah Mercedes-Benz OC 500 RF-2542.
3. Tekanan ban 60 psi.
4. Jalan yang dilalui rata (tidak bergelombang).
5. Kinerja engine tidak dipengaruhi lingkungan sekitar.
6. Beban angin yang terjadi pada kendaraan yaitu gaya hambat (drag).
7. Analisa yang dilakukan dalam kondisi bus terisi penuh dengan berat masing masing orang 75 kg.

Beban angin yang terjadi pada kendaraan yaitu gaya hambat *aerodinamis*, gaya hambat *rolling* dan gaya hambat tanjak menjadi gaya hambat total yang dilawan oleh gaya dorong (Ft) jika diolah akan memiliki karakteristik traksi seperti pada Gambar 6.



Gambar 6. Grafik Karakteristik Traksi Pada Keadaan Standar.

Kemudian menentukan tingkat gigi Dalam mendesain tingkat gigi pertama diestimasikan percepatan (a) yang mampu dicapai sebesar 3,28 m/s². Nilai berat kendaraan (W) 250.155 N. Gaya hambat rolling dan udara pada tingkat satu ditentukan memiliki kecepatan maksimum 13 km/jam, Nilai Rr sebesar 2.042,3 N dan Ra sebesar 48,8 N. Dengan demikian, besarnya gaya hambat total yang dialami mobil pada tingkat gigi pertama dengan persamaan 5 adalah,

$$F_1 = \frac{250155}{9.81} 3.28642 + 2042.331 + 48.705$$

$$F_1 = 85894.9 N$$

Selanjutnya dalam mendesain tingkat gigi pertama adalah menggunakan persamaan 9,

$$i_1 = \frac{85894.9 \times 0.525}{1900 \times 4.3 \times 0.87}$$

$$i_1 = 6.34432$$

Rasio tingkat gigi terakhir ditentukan berdasarkan kecepatan maksimum yang diharapkan mampu dicapai oleh kendaraan, yaitu 140 km/jam. Saat berada pada tingkat gigi terakhir, beban yang dialami kendaraan terdiri dari gaya hambat angin serta gaya hambat *rolling*, sehingga besarnya gaya total adalah,

$$Fn = 5648,611 + 2927,057$$

$$Fn = 8575.668$$

Selanjutnya, dengan menggunakan persamaan 10, didapatkan rasio tingkat gigi terakhir,

$$i_n = \frac{8575.668 \times 0.525}{1900 \times 4.3 \times 0.87}$$

$$i_n = 0.63341$$

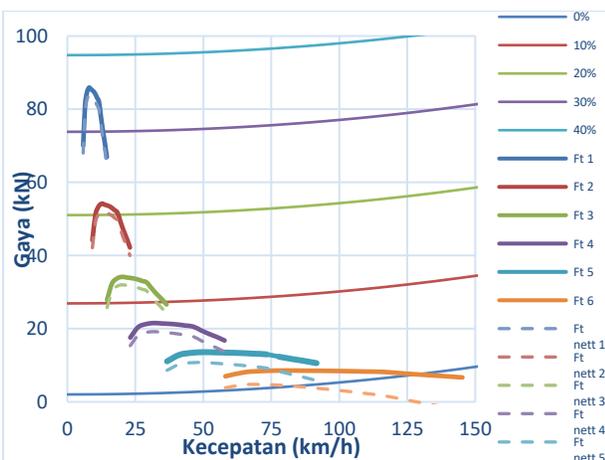
Dengan perhitungan nilai rasio tingkat gigi terakhir dan gigi awal kita akan mendapatkan nilai rasio gyrasi untuk menetapkan tingkatan rasio gigi *redesign*, seperti tabel 2,

Tabel 2
Perbandingan Tingkatan Gigi Transmisi *Redesign*

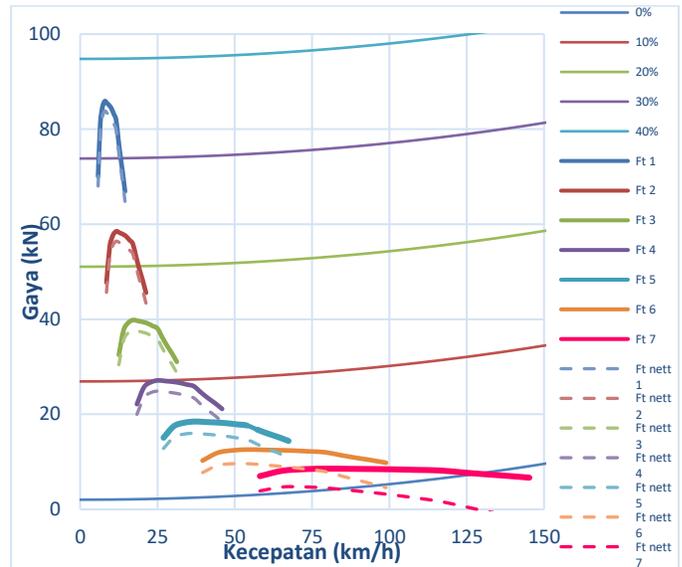
Tingkat	Standar	6	7	8
Kg	0.7132	0.63075	0.68111	0.71952
Rasio 1	3.36	6.34432	6.34432	6.34432
Rasio 2	1.91	4.00171	4.32118	4.56487
Rasio 3	1.42	2.52409	2.94319	3.28451
Rasio 4	1.00	1.59208	2.00464	2.36327
Rasio 5	0.72	1.00421	1.36438	1.70042
Rasio 6	0.62	0.63341	0.92997	1.22349
Rasio 7			0.63341	0.88032
Rasio 8				0.63341

B. Hasil Traksi Redesign Transmisi

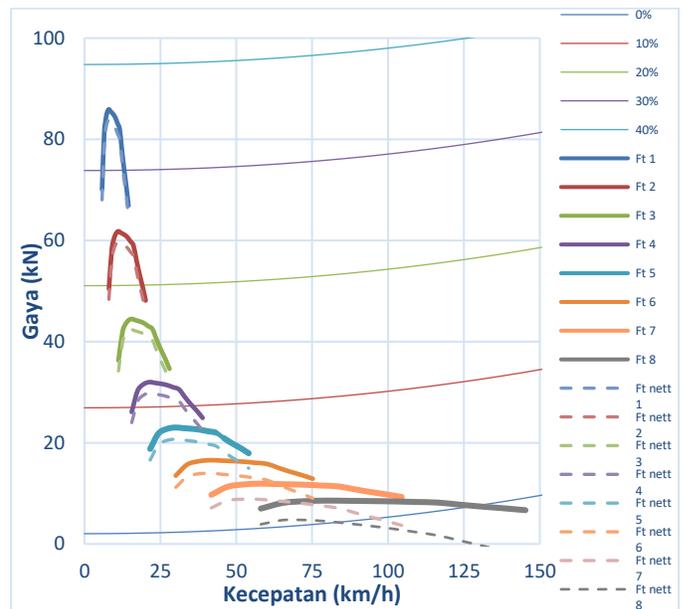
Setelah melakukan *Progressi Geometri* didapat beberapa grafik untuk menilai kecepatan maksimal yang mampu dicapai, kemampuan tanjak (*gradeability*) dan *losses* yang terjadi. Grafik tersebut terpapar pada Gambar 7 sampai Gambar 12.



Gambar 7. Grafik karakteristik traksi 6 tingkat hasil redesign.



Gambar 8. Grafik karakteristik traksi 7 tingkat hasil redesign



Gambar 9. Grafik karakteristik traksi 8 tingkat hasil redesign.

Dari Gambar 8 hingga 10 didapatkan tingkat transmisi hasil *redesign* mampu menanjak dengan *gradeability* sekitar 36%. Kecepatan maksimal yang bisa dicapai hingga 128 km/jam. Pada *redesign* 6 tingkat kecepatan, besarnya *losses energy* antara transmisi pertama dan kedua sekitar sebesar 13,2 kN. Kemudian pada *redesign* 7 tingkat kecepatan, besarnya *losses energy* antara transmisi pertama dan kedua sekitar sebesar 9,02 kN. Sedangkan pada *redesign* 8 tingkat kecepatan, besarnya *losses energy* antara transmisi pertama dan kedua sekitar sebesar 6,25 kN.

C. Pemilihan Jumlah Transmisi

Perbandingan kali ini membandingkan beberapa faktor yang ada pada transmisi. Faktor-faktor tersebut antara lain, dimensi konstruksi transmisi, distribusi traksi (*losses energy*) yang terjadi, kecepatan dan *gradeability* yang dihasilkan pada setiap tingkat giginya. Perbandingan tersebut dijelaskan pada Tabel 3.

Tabel 3
Perbandingan Faktor pada Transmisi

Faktor	Standart	Redesign 6 (GO 230-6 E)	Redesign 7	Redesign 8 (GO 240-8 EPS3K)
Dimensi Konstruksi Transmisi	732 mm	788 mm	-	788 mm
Distribusi Traksi	9.83 kN	18.7 kN	9.3 kN	13.5 kN
Kecepatan	128 km/j	127 km/j	128 km/j	128 km/j
Gradeability	18 %	38 %	36 %	39 %

Tabel 4
Pemilihan Jumlah Tingkat Transmisi Berdasarkan Bobot Faktor Tertentu

Faktor	Bobot	Redesign 6 (GO 230-6 E)	Redesign 7	Redesign 8 (GO 240-8 EPS3K)
Dimensi Transmisi	0.35	3	2	3
Distribusi Traksi	0.15	1	3	2
Kecepatan	0.25	2	2	2
Gradeability	0.25	2	2	2
Jumlah	1	2.2	2.15	2.35

Keterangan: 1 = Buruk 2 = Cukup 3 = Baik

Menggunakan metode pemeringkatan faktor, maka dapat ditentukan jumlah tingkat transmisi yang paling tepat berdasarkan penilaian bobot tertentu pada setiap faktornya. Faktor – faktor tersebut antara lain, dimensi transmisi, distribusi traksi yang terjadi dan kecepatan serta *gradeability* yang dihasilkan pada setiap tingkat giginya. Dimensi transmisi diestimasi dengan mendata transmisi di pasaran. Detail untuk tiap tingkatnya adalah GO 230-6 E (6 tingkat) dengan panjang 788 mm, GO 240-8 EPS3K (8 tingkat) dengan panjang 788 mm. Sedangkan untuk transmisi dengan 7 tingkat percepatan, tidak ada data untuk pabrik yang sudah membuat transmisi 7 tingkat percepatan, maka dari itu harus membuat transmisi sendiri. Ukuran panjang tingkatan transmisi yang paling mendekati ukuran 6 tingkat (standar) memiliki nilai bobot lebih baik. Diameter transmisi tidak menjadi pertimbangan dikarenakan diameter transmisi lain lebih kecil daripada transmisi standarnya, untuk GO 230-6 E (6 tingkat) dan GO 240-8 EPS3K (8 tingkat) hanya 530 mm sementara transmisi standar memiliki diameter 553 mm.

Distribusi traksi yang memiliki nilai lebih baik adalah tingkatan *redesign* dengan *losses* paling baik. Pembobotan distribusi traksi didapatkan berdasarkan perhitungan besarnya *losses* traksi pada tingkat gigi pertama menuju tingkat gigi kedua. Kondisi standar memiliki nilai *losses* traksi sebesar 9.83 kN, kemudian hasil GO 230-6 E (6 tingkat) nilai *losses* traksi sebesar 18.7 kN, kemudian hasil *redesign* 7 tingkat nilai *losses* traksi sebesar 9.3 kN, kemudian hasil GO 240-8 EPS3K (8 tingkat) nilai *losses* traksi sebesar 13.5 kN. Artinya *losses* traksi dapat diminimalisir dengan menambah jumlah tingkatan kecepatan. Nilai *losses* paling kecil memiliki nilai bobot paling besar. Untuk nilai *gradeability* dan kecepatan sama bobotnya, dikarenakan memiliki nilai yang sama seperti ditunjukkan pada perhitungan yaitu mampu menanjak dalam *gradeability* sekitar 38% dan kecepatan maksimal 127 km/jam

Berdasarkan tabel 4, dengan mempertimbangkan faktor–faktor yang telah disebutkan sebelumnya, dapat disimpulkan

bahwa transmisi hasil *redesign* dengan *engine* Mercedes-Benz OC 500 RF-2542 membutuhkan transmisi GO 240-8 EPS3K (8 tingkat) dikarenakan memiliki poin paling besar.

IV. KESIMPULAN/RINGKASAN

Kesimpulan berdasarkan data dan analisa yang telah dilakukan, diperoleh beberapa kesimpulan penelitian sebagai berikut. Pada kondisi standar, kendaraan bus *super double decker* dengan *engine* Mercedes-Benz Premium Chassis OC 500 RF 2542 mampu menempuh kecepatan maksimum sebesar 128 km/jam pada tingkat gigi ke-enam dan mampu melaju pada jalan dengan *gradeability* maksimum 18% dan percepatan maksimum pada jalan datar sebesar 1.70125 m/s² pada tingkat kecepatan pertama.

Setelah dilakukan *redesign* pada 6,7, maupun 8 tingkat kecepatan, traksi yang dihasilkan oleh kendaraan meningkat dari 45.49056 kN menjadi 85.8948 kN pada tingkat gigi pertama pada putaran 1100 rpm. Peningkatan gaya dorong tersebut mengakibatkan kemampuan kendaraan untuk melalui jalan tanjak dengan *gradeability* sebesar 36% dari kondisi standar 18%. Kecepatan maksimum yang dapat di capai sama seperti keadaan standar yaitu sebesar 128 km/jam.

Pemilihan transmisi yang tepat untuk bus *super double decker* dari hasil analisa traksi dan *redesign* ratio transmisi adalah dengan menggunakan transmisi GO 240-8 EPS3K dengan rasio tiap transmisinya 6.571; 4.158; 2.748; 1.739; 1.259; 1.000; 0.797; 0.633, karena memiliki gaya dorong yang mampu menanjak dengan *gradeability* 39%^[8]. Kecepatan maksimum yang dapat di capai yaitu sebesar 128 km/jam, sama dengan kecepatan maksimum pada kondisi standar meskipun masih terdapat *losses energy* yang terjadi. Akan tetapi dengan menggunakan transmisi yang sudah ada yaitu transmisi GO 240-8 EPS3K maka tidak perlu untuk merancang dan membuat transmisi baru sehingga lebih efektif.

Saran penulis yang pertama adalah perlu dilakukan analisa lebih lanjut mengenai desain detail susunan transmisi sebelum dan setelah dilakukan *redesign* agar dapat dipertimbangkan untuk produksi massal. Kemudian perlu dilakukan analisa perhitungan menggunakan efisiensi aktual yang dapat ditentukan menggunakan pengujian *dyno test* pada kendaraan agar karakteristik traksi hasil perhitungan mendekati karakteristik traksi kendaraan pada kondisi aktual dan yang terakhir setelah dilakukannya analisis diatas maka disarankan untuk menggunakan transmisi GO 240-8 EPS3K sebagai pengganti transmisi yang dipakai agar didapatkan kemampuan tanjak yang lebih baik dan *losses energy* yang lebih sedikit.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Gaikindo, "Pasar Domestik Fluktuatif, Penjualan Double Cabin Melesat," 2017. [Online]. Available: <https://www.gaikindo.or.id/data-gaikindo-pasar-domestik-fluktuatif-penjualan-double-cabin-melesat/>.
- [2] B. S.I. Nyoman., Sampurno, *Teknologi Otomotif Edisi Kedua*. Guna Widya, 2010.
- [3] J. J. Taborek, *Mechanics of Vehicles*. Ohio: Penton Publishing Co, 1957.