



Analisis Statik Bus Konversi Listrik Berbasis Ladder Frame Chassis

Ilman Arpi^{1*}, Robby Dwianto Widyantara¹ & Bentang Arief Budiman¹

¹Fakultas Teknik Mesin dan Dirgantara, Institut Teknologi Bandung,
Jl. Ganesha no. 10, Bandung 40132

*Email: 23120023@mahasiswa.itb.ac.id

Abstract. Konversi kendaraan *Internal Combustion Engine (ICE)* menjadi kendaraan Listrik dapat mempercepat peningkatan jumlah populasi *Electric Vehicle (EV)* yang mengurangi emisi gas *carbon*. Makalah ini menjelaskan proses analisis statik yang merupakan salah satu bagian penting saat mengkonversi bus berbasis ICE menjadi bus listrik. Bus yang dikonversi perlu memperhatikan pembebanan statik, khususnya berat dan posisi *Center of Gravity (CoG)* pada struktur sasis karena mempengaruhi performa Bus. Penimbangan massa dilakukan pada sasis untuk mengetahui letak *CoG* setiap kondisi. Massa sasis dengan muatan komponen elektrik setelah ditimbang adalah 2774 kg sedangkan massa sasis model CAD 2760,78 kg. *Persentase error* massa sasis pada CAD terhadap massa sasis hasil pengukuran cukup baik, yaitu 0,48%. Total perhitungan massa komponen elektrik dan *upperstructure* adalah 1612 kg dan 2854,4 kg. Analisis distribusi beban sepanjang sasis menggunakan pendekatan *Finite Element Analysis* dengan menerapkan metode analisis linear statik. Pembebanan komponen elektrik menghasilkan maksimum *displacement* 3,49 mm, *von Mises stress* 78,47 MPa dan *reaction force* -577,4 N pada sasis. Sedangkan, pembebanan total dengan menambahkan *upperstructure* menghasilkan maksimum *displacement* 4,58 mm, *von Mises stress* 83,95 MPa, dan *reaction force* -1174 N dengan nilai *safety factor* 5,24. Perbandingan *error* nilai defleksi suspensi depan dan belakang antara simulasi dengan teoritik adalah 4,99% dan 4,93%. Hasil investigasi menunjukkan nilai kekakuan pada suspensi pegas daun depan dan belakang masing-masing sekitar 285 N/mm dan 320 N/mm. Selain itu, struktur sasis dengan pembebanan total mengalami tegangan maksimum di sekitar suspensi belakang.

Kata Kunci: Bus listrik; *finite element analysis*; pembebanan statik; respons struktur.

1 Pendahuluan

Sektor transportasi merupakan kontributor utama emisi gas karbon [1]. Sebagai contoh, 84% emisi gas rumah kaca di Eropa berasal dari sektor transportasi, di mana 28% di antaranya terkait dengan kendaraan darat. Oleh karena itu, hal ini mendorong industri otomotif untuk mengembangkan kendaraan rendah emisi dan bebas emisi yang dapat menggantikan *Internal Combustion Engine (ICE)* [2]. Dampak *Electric Vehicle (EV)* terhadap lingkungan lebih rendah daripada

kendaraan *ICE* karena *EV* tidak mengeluarkan emisi karbon secara langsung. Untuk efisiensi energi, *EV* juga lebih baik daripada kendaraan *ICE*. Kekurangan dari *EV* adalah biaya produksi yang relatif lebih tinggi daripada kendaraan *ICE*. Namun, hal ini diperkirakan akan menurun karena meningkatnya permintaan dan perkembangan teknologi *EV* [3]. Para peneliti seperti Brtka dkk. [4] mengindikasikan bahwa konversi *ICE* ke *EV* akan memberikan keuntungan sebesar 87,4% dalam hal jarak tempuh kendaraan di perkotaan. Salah satu contoh, *e-troFit* merupakan perusahaan teknologi konversi kendaraan listrik hasil dari Jerman. Berhasil melakukan elektrifikasi untuk bus komersial yang sudah ada dan melibatkan model bus yang lazim di Eropa [5].

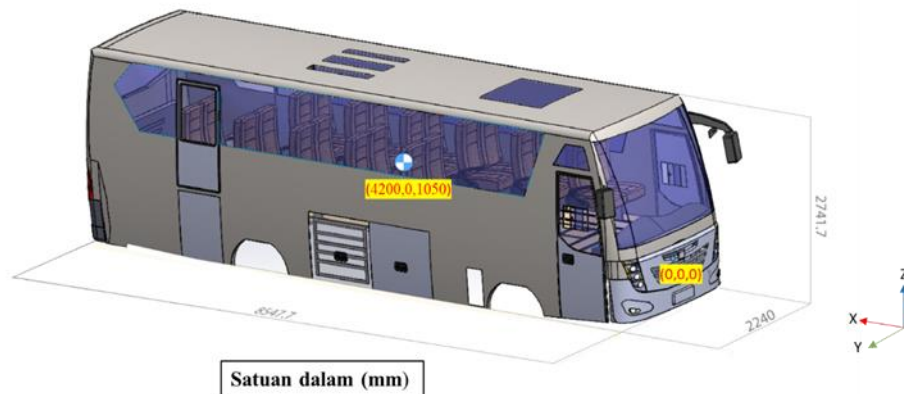
Bus listrik memiliki efisiensi energi yang lebih tinggi dibandingkan dengan bus dengan bakar diesel atau *hybrid* [6][7]. Pada penelitian dan pengembangan konversi ini, bus yang digunakan adalah bus bekas yang telah beroperasi lebih dari 12 tahun. Sebelumnya, kondisi bus masih menggunakan *ICE* dan dilakukan pemisahan rangka *upperstructure* dengan sasis. Sasis adalah bagian penting dari kendaraan apapun yang secara eksklusif bertanggung jawab untuk menanggung seluruh bobot bersama muatan yang dipasang di atasnya [8]. Sasis tipe *ladder frame* yang digunakan adalah ISUZU NQR71. Dua kondisi penting untuk desain sasis adalah kekuatan dan kekakuannya [9]. Sasis rangka *ladder* di antara berbagai sasis lainnya, efisien dari segi manufaktur. Sasis rangka *ladder* juga memberikan triangulasi yang tepat karena didasarkan pada prinsip kerja rangka. Hal ini membuat sasis lebih kuat dan lebih kaku pada penerapan beban [16]. Pembebanan pada sasis dilakukan dari massa tiap komponen elektrik. Penimbangan kondisi aktual untuk mendapatkan koordinat *CoG* pada sasis.

Dalam merancang sebuah konstruksi kendaraan yang ideal harus memenuhi syarat parameter utama dari penentuan distribusi berat keseluruhan pada bus [10]. Modifikasi berpengaruh kepada aspek desain maka perlu ditinjau dari segi pembebanan. Berbagai investigasi dan pertimbangan untuk meningkatkan struktur rangka sasis dengan kondisi yang tepat, tahap desain rangka dimulai menggunakan metodologi dan analisis struktural termasuk penggunaan teknik desain pada perangkat lunak simulasi [11]. Studi mempelajari perilaku struktur bus ketika mengalami beban dan torsi dianalisis dengan menggunakan *Finite Element Method* (FEM) [12]. Analisis statik dimulai dari pembuatan model solid *upperstructure* dan sasis NQR71. Penempatan *bracket* beban komponen elektrik dan *upperstructure* diatur supaya struktur tidak saling bersinggungan. Validasi dilakukan untuk mendapatkan massa sasis yang sesuai dengan kondisi aktual. Titik kritis tegangan maksimum yang terjadi pada struktur sasis diinvestigasi dan dihitung nilai *safety factor*-nya (*SF*) [13]. Penelitian yang dilakukan Duddeck [14] menunjukkan suatu desain kendaraan dapat dioptimalkan dari sisi *body parts*, *layout* dan suspensi. Pada penelitian ini, besar defleksi dan nilai kekakuan suspensi pegas daun yang digunakan dapat dianalisis dan dioptimalkan.

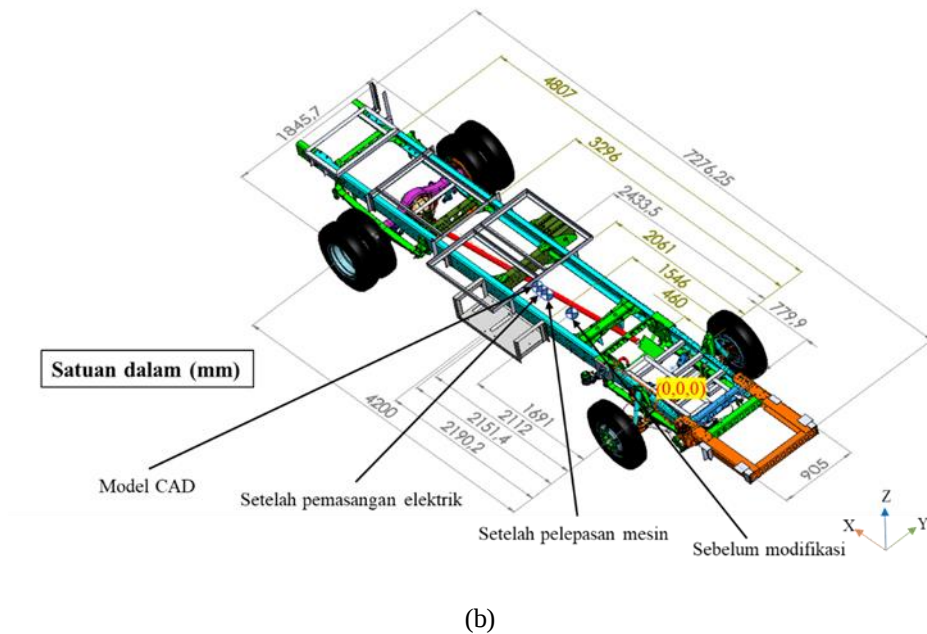
2 Desain bus listrik

Tipikal kendaraan *ladder frame* dipisahkan menjadi 2 bagian struktur besar, sasis dengan rangka *upperstructure*. Poin-poin penting harus digabungkan menjadi kesatuan efektif yang memungkinkan mobil mencapai performa yang diinginkan [15]. Sasis *ladder* tersusun dari konstruksi baja memanjang/*side member* dan melintang/*cross member*. Sambungan antar *member* harus diperhatikan karena mempengaruhi kekuatan struktur saat menerima beban.

Berdasarkan parameter dimensi bus pada Gambar 1 (a) sebuah bus bekas dimodelkan dalam bentuk *solid model* menggunakan perangkat lunak Solidworks sesuai kondisi aktual bus. Perhitungan CoG pada *upperstructure* bus dihasilkan dari olah data Solidworks dengan perintah *mass properties* di tiap komponen yang terdiri dari eksterior (kaca, panel, *bumper* dan bagasi) dan interior (*frame*, *dashboard* dan 32 kursi).



(a)



Gambar 1 Desain bus listrik ITB: a) *Upperstructure* b) *CoG* dan penempatan komponen *bracket* elektrik pada sasis.

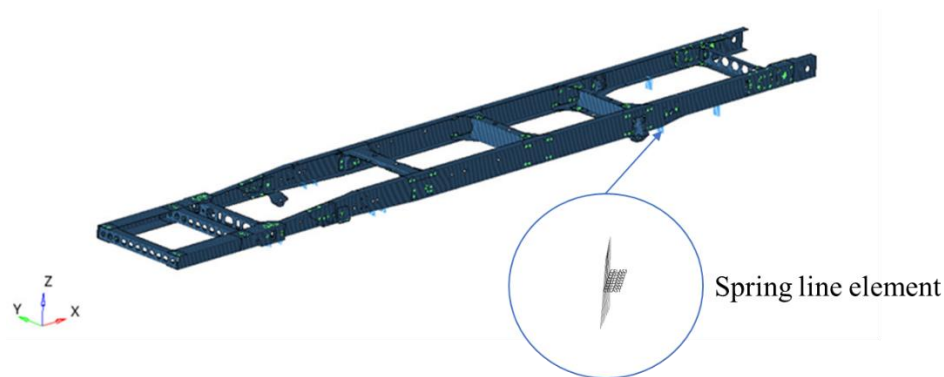
Dimensi sasis bus dimodelkan dalam bentuk *solid* yang merepresentasikan sasis secara nyata. Penempatan komponen elektrik perlu diperhatikan karena mempengaruhi titik *CoG* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1 (b). Sasis bus memiliki 7 *bracket* yang menopang *battery cooling unit*, CATL *battery* 1 dan 2, CATL *battery* 3, *HV junction box*, *accu*, motor penggerak dan DCDC *converter*. Perhitungan *CoG* pada sasis diukur dari pusat koordinat (0,0,0) ke arah sumbu x (mm) mengikuti persamaan (1) untuk pengukuran *CoG*. Koordinat *longitudinal* (*I*) diukur dari *axle* depan selanjutnya menentukan tinggi dari dasar tanah ke pusat gravitasi yang mana L_1 adalah jarak *wheelbase* sumbu roda depan dengan belakang. Perhitungan *CoG* pada posisi sumbu memanjang *CoG* relatif terhadap pusat titik kontak roda depan [10]

$$I = \frac{(P_3 + P_4)L_1}{(P_{total})} \quad (1)$$

di mana P_3 dan P_4 adalah beban reaksi dari roda belakang dan P_{total} adalah jumlah beban reaksi seluruh roda, dengan *wheelbase* 4200 mm. Selanjutnya, posisi *CoG* diukur dalam 4 kondisi, sebelum modifikasi, ketika pelepasan mesin, pemasangan komponen elektrik dan model CAD.

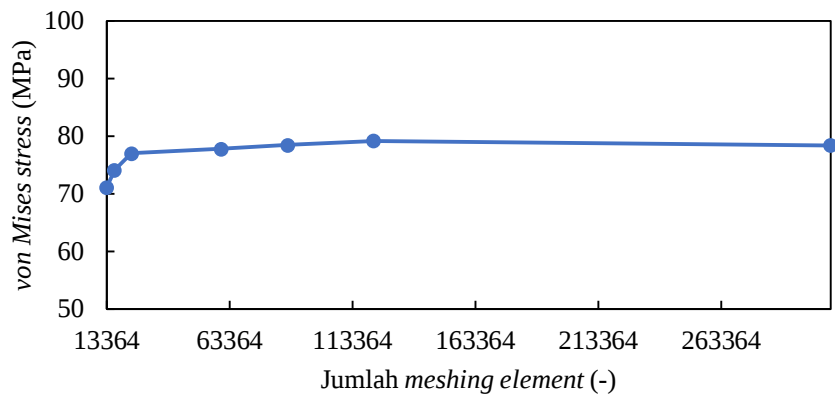
3 *Finite element modelling*

Desain sasis yang kompleks memerlukan penyederhanaan dari *solid model* menjadi *surface model*. Hal ini dikarenakan tebal komponen lebih kecil dari lebar dan panjang sehingga dapat disederhanakan menjadi model 2D untuk mengefisienkan beban perhitungan numerik[16].

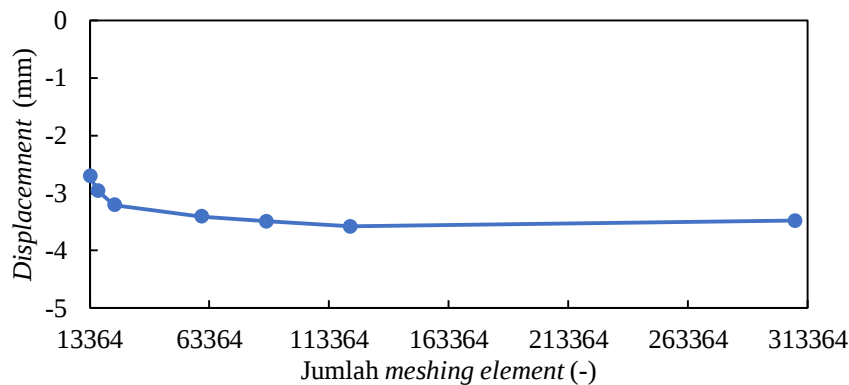


Gambar 2 Chassis finite element model isuzu NQR71.

Pada Gambar 2 pemodelan *finite element* sasis dilakukan dengan tipe 2D *quads element* dengan mesh kriteria node sebanyak 92402 dan jumlah *element* 87982 diperoleh dari uji konvergensi, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3 (a) dan (b). Pembuatan elemen 1D dalam analisis elemen hingga memiliki peran penting, yaitu digunakan untuk menghubungkan antar *node*, mendistribusikan beban, penempatan kondisi batas dan secara umum dapat digunakan dengan cara yang cepat dan mudah untuk menyambungkan berbagai hal. Sambungan konektor dengan kondisi sesuai panduan [16]. Sambungan antar element/node dan pembuatan *spring* element representasi dari pegas daun. Pemodelan lubang dibuat dengan cara *washer perimeter* pada *surface geometry*, yang mana sambungan antar *member* dibuat rigid di sekitar lubang.



(a)



(b)

Gambar 3 Mesh kovergensi: a) Stress terhadap jumlah element b) displacement terhadap element.

Hal penting dalam analisis struktur adalah untuk meningkatkan kenyamanan kendaraan dengan menyediakan sistem suspensi yang tepat seperti pegas [17]. Pada gambar 2 (b), *finite element* model jenis *line element* 1D *spring property* dibuat sebagai penyangga suspensi yang merepresentasikan pegas daun dengan panjang 42,8 mm. Konektor menggunakan elemen satu dimensi RBE2 (*Rigid by Element*) dengan interpretasi pegas saat bekerja [18]. Suspensi pegas daun memiliki kekakuan (*stiffness*) yang merupakan salah satu karakteristik penting yang harus dipertimbangkan dalam desain dan akan mempengaruhi kinerja dalam berbagai situasi beban.

3.1 Material AISI 1080

Pemilihan material adalah salah satu langkah penting utama dalam desain dan proses manufaktur karena memiliki dampak besar pada keselamatan, keandalan, dan kinerja kendaraan [19]. Material baja yang digunakan pada kendaraan besar dapat diklasifikasikan dalam beberapa kategori. Salah satunya adalah baja ringan, dengan kandungan karbon yang rendah berkisar 0,05% hingga 0,25%. Dari pembahasan tersebut properti material yang digunakan pada model struktur bus dan *chassis* adalah *steel* AISI 1080 seperti ditunjukkan pada Tabel 1 dengan material bersifat linear elastis.

Tabel 1. *Strenght* material AISI 1080.

Sifat material	Nilai
<i>Young modulus</i>	207000 MPa
<i>Poisson's ratio</i>	0,3
<i>Density</i>	$7,83 \times 10^{-9}$ ton/mm ³
<i>Ultimate tensile strength</i>	965 MPa
<i>Yield strength</i>	585 MPa

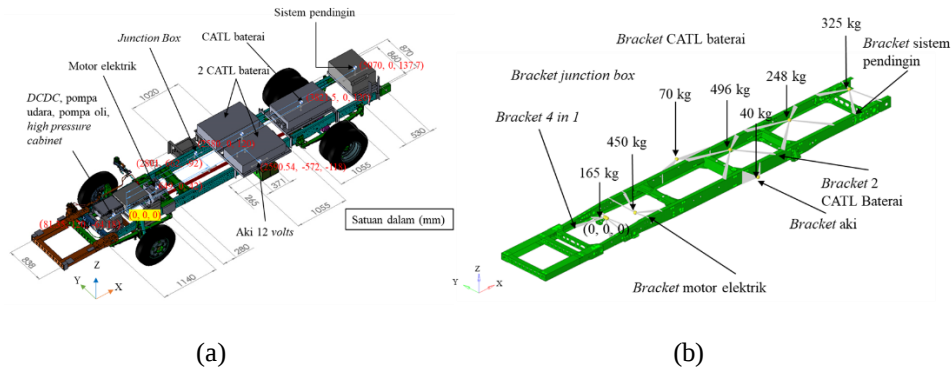
3.2 Distribusi beban

Distribusi beban pada sasis bertujuan untuk mendapatkan respons pada struktur sasis. Distribusi beban yang diterapkan pada penelitian adalah beban pada sasis setelah dikonversi menjadi bus listrik, yaitu komponen elektrik dan beban dengan penambahan komponen konstruksi *upperstructure* tanpa muatan penumpang tidak termasuk beban komponen *ICE*. Mengikuti persyaratan distribusi massa dari regulasi UN ECE R66 *Annex 9* untuk simulasi numerik, total massa dan posisi CG yang digunakan dalam model harus identik dengan pembebanan pada kendaraan yang sebenarnya [10].

3.2.1 Beban komponen elektrik

Massa komponen elektrik keseluruhan adalah 1612 kg. Penempatan beban komponen ditunjukkan pada Gambar 4 (a) di mana *CoG* tiap komponen elektrik ditentukan dari kalkulasi pada Solidwork model. *Point mass* adalah node yang terdefinisi sebagai massa pada pemodelan elemen 1D *finite element*. Penempatan komponen elektrik pada model *finite element* direpresentasikan sebagai node dengan muatan massa tiap-tiap komponen elektrik. Sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 4 (b) koordinat node tersebut diperoleh dari penentuan *CoG* tiap komponen elektrik. Node terhubung ke sasis dengan *rigid spider* yang disesuaikan dengan penempatan bracket komponen elektrik pada model solid.

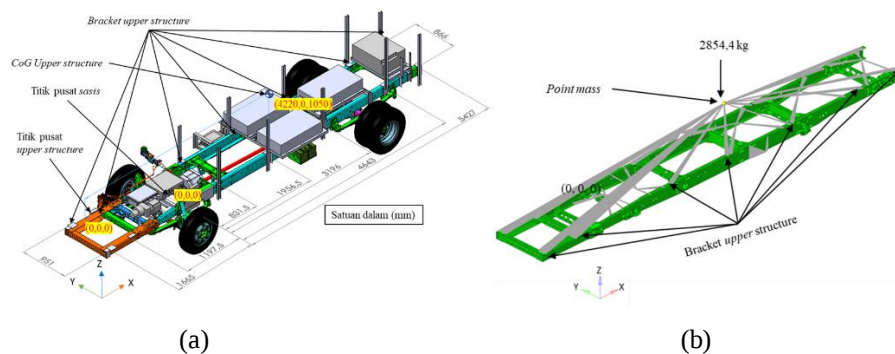
Jadi, massa pada tiap *point mass* adalah total massa *bracket* dengan massa tiap komponen elektrik.



Gambar 4 Pembebanan komponen elektrik pada model sasis: a) *solidwork* b) *finite element*.

3.2.2 Beban komponen elektrik ditambah komponen struktur

Massa *upperstructure* terdistribusi pada setiap penempatan pelat L pada sasis, di mana pelat L berfungsi sebagai *bracket* atauudukan dari komponen konstruksi atas bus. Terdapat 7 pasang pelat L sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 5 (a). Massa komponen struktur kontruksi atas bus didapatkan dari perhitungan massa pada Solidwork berdasarkan pengelompokan material yang digunakan untuk setiap konstruksi pada rangka *upper structure*, di mana yang didapatkan dari massa rangka *upper structure* sebesar 2854,4 kg akan dibebankan pada penempatan pelat L bracket upper structure pada sasis seperti yang ditunjukkan pada Gambar 5 (b).



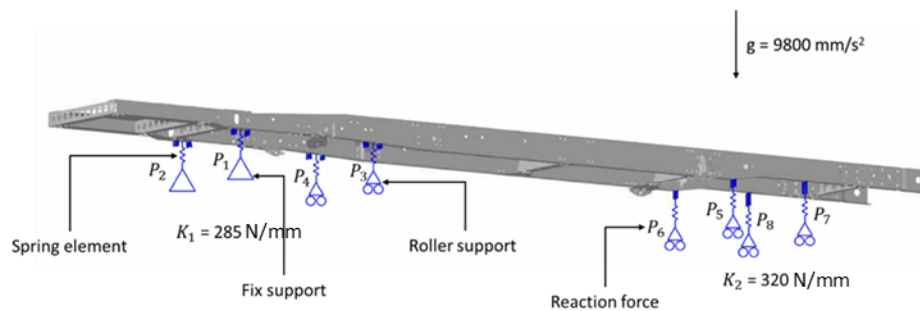
Gambar 5 Pembebanan komponen struktur pada model sasis a) *Solidwork* b) *finite element*.

3.2.3 Validasi massa

Penimbangan dilakukan untuk mengetahui massa ketika sasis diberi muatan komponen elektrik. Dilakukan pengukuran pada sasis dengan kondisi aktual untuk mengetahui beban reaksi pada *axle* depan dan belakang. Hasil penimbangan sasis setelah pemasangan komponen elektrik adalah 2774 kg. Sementara, perhitungan massa sasis pada model CAD dengan muatan elektrik adalah 2760,78 kg. Persentasi perbandingan error yang di dapat sekitar 0,48%, dengan nilai error yang kecil ini maka massa dari sasis pada model CAD dapat diolah ke tahap analisis menggunakan *finite element*.

3.3 Boundary condition

Diberikan kondisi batas sebanyak 8 *constraint* seperti pada Gambar 6. Model *line element 1D* dibuat yang mewakili suspensi pegas daun di setiap *constraint*. *Constraint* terdiri dari 2 tumpuan *fixed support* dengan DoF yang pertama arah koordinat global, arah translasi x, y, z dan rotasi arah x, y, z dengan kondisi tidak bergerak. Penerapan 2 tumpuan *fixed support* untuk memastikan gaya yang terjadi secara *vertical* dan *horizontal* mengalami defleksi pada struktur sasis. Posisi pada pegas daun belakang dibuat *roller support* dengan (*Degree of Freedom*) DoF di mana arah koordinat global, arah translasi x (bebas), y, z dan rotasi arah x, y, z dibuat kondisi tidak bergerak. Penerapan 6 tumpuan *roller* agar sasis dapat menahan gaya luar arah vertikal dan horizontal. Penggabungan dua tumpuan *fixed support* dan *roller support* bertujuan untuk menghasilkan gaya reaksi di setiap tumpuan pegas. Input beban *Gravitational Acceleration* (mm/s^2) adalah vektor, yang memiliki besaran dan komponen-komponennya yang arah Z negatif.



Gambar 6 Penerapan kondisi batas pada model sasis.

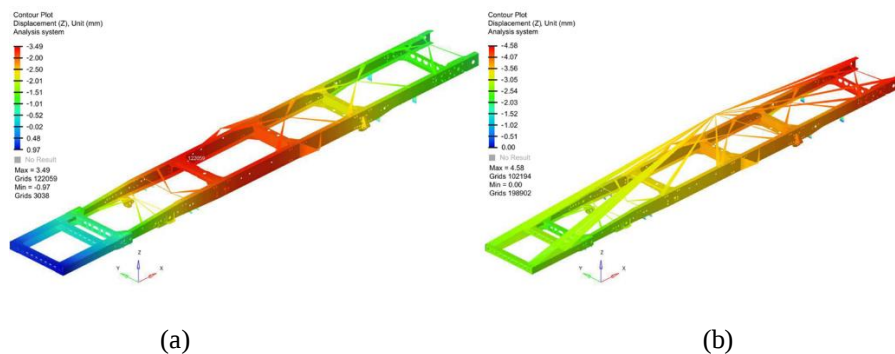
4 Analisis

Analisis yang dilakukan pada penelitian mencakup simulasi linear statik pada sasis dengan beban komponen elektrik dan beban elektrik ditambah *upperstructure* untuk mengetahui deformasi, titik tegangan maksimum yang terjadi, dan penentuan nilai k (kekakuan *stiffness*) pegas sasis dari gaya reaksi yang dihasilkan.

4.1 Analisis Linear statik

4.1.1 Displacement

Pada Gambar 7 (a) diperoleh nilai maksimum *displacement* pada arah sumbu Z sebesar 3,49 mm node 122059 dan minimum -0,97 mm pada node 3038. Hasil menunjukkan bahwa disekitar *cross member* tengah *chassis* yang diberi beban 2 baterai dan komponen penggerak elektrik mengalami deformasi maksimum. Gambar 7 (b) merupakan hasil *displacement* dengan beban kombinasi elektrik dan *upperstructure*. Hasil komputasi diperoleh nilai defleksi maksimum arah sumbu Z sebesar 4,58 mm pada node 102194 dan minimum 0 mm. Selisih *displacement* pada sasis antara beban komponen elektrik dengan penambahan *upperstructure* didapatkan nilai 1,09 mm.



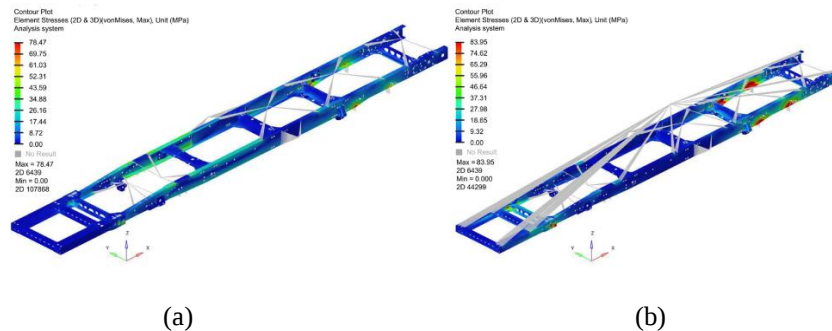
Gambar 7 Displacement a) beban komponen elektrik b) penambahan beban *upperstructure*.

4.1.2 Analisis tegangan

Salah satu tujuan utama dari analisis tegangan adalah mengetahui titik kritis struktur yang mengalami tingkat tegangan tertinggi dan terendah [20]. Pada Gambar 8 (a) nilai *von Mises stress* maksimum 78,47 MPa pada elemen 2D

nomor 6439 dan minimum 0 MPa dengan pembebanan komponen elektrik. Struktur mengalami tegangan maksimum di sekitar salah satu *support* suspensi belakang.

Pada Gambar 8 (b) diperoleh nilai *von Mises stress* maksimum 83,95 MPa pada elemen 2D nomor 6439 dan minimum 0 MPa dengan pembebanan kombinasi komponen elektrik dan *upper structure*. Struktur mengalami tegangan maksimum terjadi pada *support* suspensi belakang.



Gambar 8 *von Mises stress* a) beban komponen elektrik b) penambahan beban *upperstructure*.

4.1.3 Safety factor

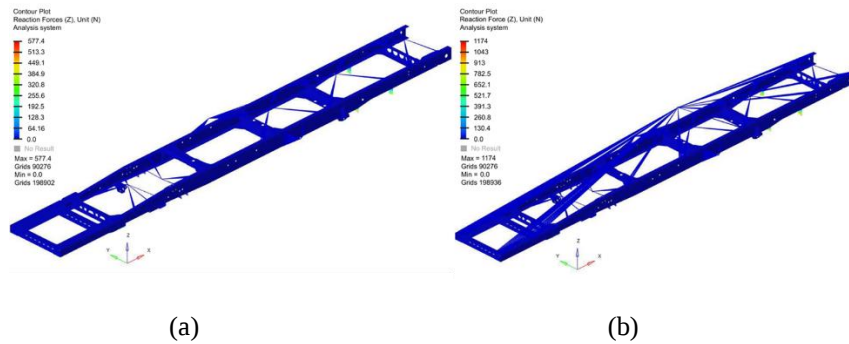
Hasil tegangan pada Gambar 8 (a) dan (b) perlu diperhatikan dari segi aspek desain untuk area yang menjadi konsentrasi tegangan dikarenakan berpengaruh terhadap faktor keamanan. Faktor keamanan dihitung menggunakan persamaan (2) dengan nilai tegangan maksimum sebesar 83,95 MPa yang diperoleh dari simulasi statik untuk pembebanan komponen elektrik ditambah *upperstructure*, dan *yield material steel* AISI 1080 sebesar 585 MPa, sehingga diperoleh nilai faktor keamanan sasis sebesar 6,69. Nilai tersebut dikatakan aman karena berada di atas persyaratan untuk *automotive* yang umumnya sebesar 3,8[25].

$$FOS = \frac{\sigma_{yield\ material}}{\sigma_{FEA}} \quad (2)$$

4.1.4 Reaction Force

Gaya reaksi adalah gaya yang timbul akibat gaya aktif berdasarkan hukum ketiga Newton. Hukum gerak ketiga Newton berisi setiap ada gaya aksi, ada gaya reaksi yang sama dan berlawanan [21]. Pada Gambar 8.a diperoleh gaya reaksi maksimum sebesar 0 N dan minimum 577,4 N. Gaya reaksi tidak bekerja pada benda yang sama dengan gaya aksi meskipun besarnya sama [22]. Ini

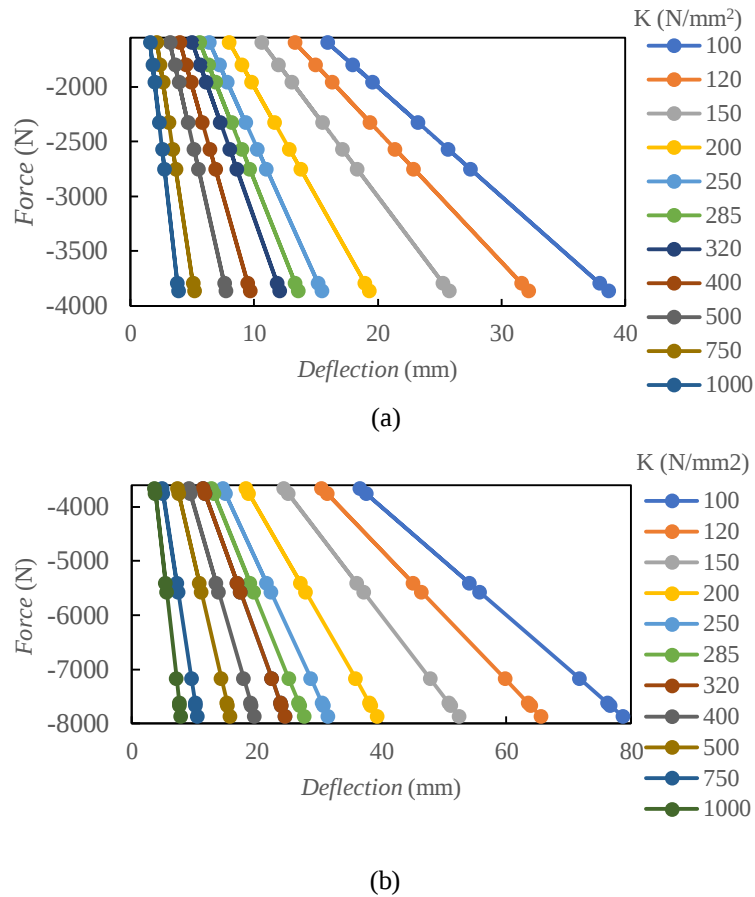
menunjukkan bahwa jika terdapat sepasang gaya yang berlawanan resultan arah maka besarnya sama. Pada Gambar 8.b diperoleh gaya reaksi maksimum sebesar 0 N dan minimum 1174 N dari pembebanan kombinasi oleh komponen elektrik dan *upperstructure*. Hal ini menegaskan kemungkinan untuk memperlakukan gaya reaksi penyangga yang dihasilkan sesuai dengan gaya reaksi terkonsentrasi yang dihitung menggunakan FEM [23].



Gambar 9 Reaction force a) beban komponen elektrik b) penambahan beban *upperstructure*.

4.2 Variasi nilai kekakuan untuk suspensi pegas daun

Variasi nilai dari kekakuan pegas bertujuan untuk mengetahui pengaruh kekakuan terhadap defleksi pegas suspensi bus listrik. *Boundary condition* yang digunakan tidak berubah dari simulasi tegangan. Variasi kekakuan pegas ditentukan dari iterasi interval kekakuan 100 N/mm sampai dengan 1000 N/mm [24]. Gaya reaksi dari setiap titik pada satu tumpuan kemudian dijumlahkan untuk menghitung nilai defleksi pegas. Berikut grafik yang ditunjukkan pada Gambar 10 (a) mengenai nilai defleksi terhadap gaya reaksi dari pegas dengan kondisi beban elektrik dan Gambar 10 (b) untuk kondisi penambahan *upperstructure* dengan nilai gaya reaksi terhadap kekakuan pegas.

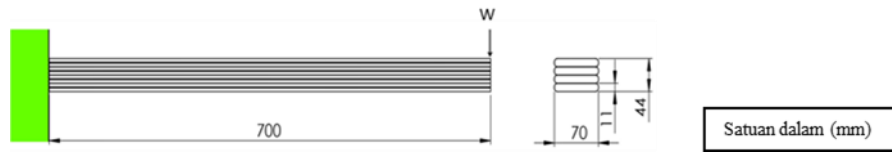


Gambar 10 Nilai defleksi pegas daun pada suspensi terhadap gaya reaksi (a) beban komponen elektrik (b) *upperstructure*.

4.3 Perhitungan defleksi dengan cara teoritik

Perhitungan defleksi menggunakan persamaan (3) bertujuan untuk mempermudah dalam memperoleh solusi secara teoritik mengikuti referensi pada SAE leaf spring [20]. Gambar 11 merupakan *simply support leaf spring* pendekatan desain dengan dimensi, panjang pelat L adalah 700 mm, lebar adalah 70, tinggi (h) adalah 44 mm, jumlah pelat N sebanyak 4, *modulus young* (E) adalah 207000 MPa, untuk *simply support leaf spring*, q adalah 6.

$$\delta_{max} = \frac{qFL^3}{ENb_Nh^3} \quad (3)$$



Gambar 11 Simply support leaf spring.

4.4 Nilai kekakuan suspensi pegas daun

Dari pembahasan 4.3 menentukan nilai defleksi pada pegas daun. Selanjutnya, hasil defleksi dari simulasi dibandingkan dengan hasil teoritik untuk mendapatkan nilai kekakuan yang mendekati kondisi aktual. Berdasarkan Tabel 2, di mana w_e adalah gaya reaksi komponen elektrik, w_{us} adalah gaya reaksi dari penambahan *upperstructure*, dan z_e adalah nilai defleksi pegas dari pembebanan komponen elektrik, dan z_{us} adalah nilai defleksi pegas dari hasil penambahan *upperstructure* simulasi dan hasil perhitungan. Mengikuti penelitian yang dilakukan [24], percobaan eksperimen dilakukan untuk mendapatkan nilai kekakuan pegas. Nilai k diperoleh dari persamaan (4) untuk suspensi depan sekitar 285 N/mm dan suspensi belakang 320 N/mm. Perbandingan *error* defleksi antara hasil simulasi dengan teoritik untuk suspensi depan dan belakang adalah 4,99% dan 4,93%. Dari keseluruhan hasil defleksi pegas yang diperoleh berada dibawah standar menurut [25] untuk kendaraan besar yang beroperasi di jalan raya, sekitar 75 – 200 mm dan yang beroperasi di luar jalan raya, sekitar 25 - 175 mm.

$$K = \frac{1}{\delta} * \frac{4 * E * n * b * h^3}{L^3} \quad (4)$$

Tabel 2. Nilai k dan perbandingan error defleksi pada pegas daun.

N/mm	Force (N)		Simulation test (mm)		Theoretical result (mm)		% Err
K	w_e	w_{us}	z_e	z_{us}	z_e	z_{us}	
285	-1795,29	-5408,19	6,30	18,97	6,63	19,97	4,99
	-2324,56	-5574,87	8,16	19,56	8,58	20,58	
	-1593,02	-3655,09	5,59	12,82	5,88	13,49	
	-1955,72	-3754,78	6,86	13,17	7,22	13,86	
	-3790,75	-7176,14	11,84	22,42	12,47	23,59	
320	-3862,96	-7621,41	12,07	23,81	12,71	25,05	4,93
	-2746,94	-7671,8	8,58	23,97	9,02	25,22	
	-2565,65	-7869,54	8,01	24,59	8,38	25,87	

5 Kesimpulan

Penentuan CoG berdasarkan UN ECE R66 [10] letak CoG setelah pemasangan komponen elektrik adalah 2151,4 mm dari sumbu pusat *axle* depan. Perhitungan dari model CAD diperoleh nilai CoG dengan komponen elektrik adalah 2190,2 mm. Massa komponen elektrik dengan model chasiss CAD sebesar 2760,78 kg. Pada uji timbang sasis dengan komponen elektrik di lapangan diperoleh nilai 2774 kg. Perbandingan persentase error yang didapatkan adalah 0,48 %.

Analisis numerik menggunakan pendekatan *finite element* didapat *displacement* pada struktur sasis dengan beban komponen elektrik 3,49 mm dan komponen elektrik ditambah *upperstructure* 4,58 mm. Nilai *von Mises stress* 78,47 MPa dan 83,95 MPa. Nilai *safety factor* untuk mengetahui batas kemampuan dari struktur akibat pembebanan, diperoleh nilai *SF* sebesar 6,96. Gaya reaksi merupakan respon dari suspensi pegas daun terhadap pembebanan komponen elektrik dan *upperstructure*, didapat nilai gaya reaksi untuk setiap pembebanan adalah 577,4 N dan 1174 N. Kekakuan pegas ditentukan melalui iterasi dengan memvariasikan nilai kekakuan pegas pada rentang 100 N/mm sampai dengan 1000 N/mm. Persentasi perbandingan *error* defleksi antara uji simulasi dengan kajian teoritik pada pembebanan komponen elektrik dan ditambah *upperstructure* adalah 4,99% dan 4,93%. Nilai K_1 dan K_2 diperoleh dari perhitungan analitik menggunakan persamaan (4). Sehingga, dapat diperkirakan nilai suspensi depan $K_1 = 285$ N/mm dan $K_2 = 320$ N/mm.

6 Referensi

- [1] Feng, S. & Magee, C.L., *Technological development of key domains in electric vehicles: Improvement rates, technology trajectories, and key assignees*, Applied Energy, **260**, article number 114264, 2020.
- [2] Qin, Z., Luo, Y., Li, K. & Peng, H., *Optimal design of a novel hybrid electric powertrain for tracked vehicles*, Energies, **10**(12), article number 2141, 2017.
- [3] Arifurrahman, F., Budiman, B.A. & Aziz, M., *On the Lightweight Structural Design for Electric Road and Railway Vehicles using Fiber Reinforced Polymer Composites – A Review*, International Journal of Sustainable Transportation Technology, **1**(1), pp. 21-29, 2018.
- [4] Brtka, E., Jotanovic, G., Stjepanovic, A., Jausevac, G., Kosovac, A., Cvitić I. & Kostadinovic, M., *Model of hybrid electric vehicle with two energy sources*, Electronics, **11**(13), article number 1933, 2022.
- [5] Hampel, *Bus konversi diesel ke elektrik oleh e-trofit*, Germany, (8 Agustus 2021). (<https://www.sustainable-bus.com/news/pepper-motion-new-name-etrot-fit/>)

- [6] Ji, S. & Cherry, R., *Electric Vehicles in China: Emissions and Health Impacts*, Environmental science & technology, **46**(4), pp. 2018-2024, 2012.
- [7] Li, S., Li, J., Li, N. & Gao, Y., *Vehicle Cycle Analysis Comparison of Battery Electric Vehicle and Conventional Vehicle in China*, KSAE 2013 International Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting, article number 2013-01-2581, 2013.
- [8] Sinha, N. & Kumar, K., *Efficacy of vehicle chassis of polymeric composite*, Mater. Today Proc, **22**(4), pp. 2638-2646, 2020.
- [9] Patel, T. & Bhatt, M. G., *Analysis and Design Modification of a Chassis: An Analytical Investigation*, Lap Lambert Academic Publishing, 2012.
- [10] UN-ECE Regulation No. 66, *Uniform Provisions Concerning the Approval of Large Passenger Vehicles with Regard to The Strength of Their Superstructure*, pp. 13-14, 2002.
- [11] Cavazzuti, M., Baldini, A., Bertocchi, E., Costi, D., Torricelli, E. & Moruzzi, P., *High performance automotive chassis design: a topology optimization based approach*, Structural and Multidisciplinary Optimization, **44**, pp. 45-56, 2011.
- [12] Gauchia, A., Diaz, V., Boada, M.J.L. & Boada, B.L., *Torsional stiffness and weight optimization of a real bus structure*, International Journal of Automotive Technology, **11**, pp. 41-47, 2010.
- [13] Guron, B.R., *Finite element analysis of cross member bracket of truck chassis*, IOSR J. Eng, **3**(03), pp. 10–16, 2013.
- [14] Duddeck, F., *Multidisciplinary optimization of car bodies*, Structural and Multidisciplinary Optimization, **35**, pp. 375–389, 2008.
- [15] Salzano, A. & Klang, E., *Design, Analysis and Fabrication of a Formula SAE Chassis*, Wolfpack motorsports, College of Engineering North Carolina state university, 2009.
- [16] Brancheau, J.E., *Practical Aspect of Finite Element Simulation*, A Study Guide, Altair University, pp. 170, 2019.
- [17] Khannukar, K., Kallannavar, V. & Manjunath, B.S., *Dynamic Analysis of Automotive Chassis Using FEA*, International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET), **2**(9), pp. 2165-2170, 2015.
- [18] Nazri, N. & Sani, M.S.M., *Finite element normal mode analysis of resistance welding jointed of dissimilar plate hat structure*, in 4th International Conference on Mechanical Engineering Research (ICMER2017), **257**, article number 012059, 2017.
- [19] Patel, A.S. & Chitransh, J., *Design and Analysis of TATA 2518TC Truck Chassis Frame with Various Cross Sections Using CAE Tools*, International Journal of Engineering Sciences & Research Technology, **5**(9), pp. 692-714, 2016.
- [20] Mott, R.L. & Vavrek, E.M., *Machine Elements in Mechanical Design*, Pearson, 2018.

- [21] Lui, E.M. & Oguzmert, M., *Structural analysis*, 2nd edition, 2004.
- [22] Majid, I. A., Laksono, F. B., Suryanto, H. & Prabowo, A. R., *Structural assessment of ladder frame chassis using FE analysis: A designed construction referring to ford AC cobra*, *Procedia Structural Integrity*, **33**, pp. 35–42, 2021
- [23] Nozdrzykowski, K., Grzadziel, Z., Grzejda, R., Warzeceha, M. & Stepień M., *An Analysis of Reaction Forces in Crankshaft Support Systems*, *Lubricants*, **10**(7), article number 151, 2022.
- [24] Stańco, M. & Działak, P., *Effect of the semi-elliptic spring mounting on its stiffness*, *Materials Today: Proceedings*, **32**(2), pp. 50-371, 2020.
- [25] Hernandez, G.P., SAE, *Spring Design Manual, Design and Application of Leaf Springs*, Society of Automotive Engineers, 1990.