

Analisa *Torsional Rigidity* dan *Bending Stiffness* pada Bus Elektrik PUI-SKO ITS Konversi ICE ke BEV dengan Variasi *Cross Member*

Bacharuddin Yusuf Wahyudi, Bambang Sudarmanta, dan Julendra Bambang Ariatedja
Departemen Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya (ITS)
e-mail: ariatedja@me.its.ac.id

Abstrak—Perkembangan jumlah transportasi kian hari kian meningkat. Mulai dari kendaraan pribadi hingga kendaraan umum. Hal ini dikarenakan populasi yang terus bertambah dan juga ekonomi yang meningkat. Hal ini berdampak pada populasi kendaraan dijalanan yang meningkat juga, sehingga transportasi umum menjadi solusi yang dapat diambil untuk mengatasi kepadatan kendaraan ini, salah satunya adalah bus. Bus yang beredar di masa kini mayoritas merupakan kendaraan berbahan bakar fosil yang mana memberikan efek buruk pada lingkungan. Bus dengan tenaga listrik sudah ada namun masih terbatas dan terbilang jauh lebih sedikit jumlahnya. ITS melalui PUI-SKO memiliki solusi untuk mengatasi ini dengan ikut mengembangkan bus listrik yang ramah lingkungan. Dengan mencoba menggunakan sistem *retrofit*, menggunakan chassis dari bus ICE yang masih bisa digunakan untuk dikonversi menjadi BEV, tentunya akan lebih menghemat biaya dalam produksinya. Namun karena ada berbagai kebutuhan yang harus ada dalam kendaraan BEV seperti tempat baterai, maka diperlukan penambahan struktur ataupun modifikasi pada *cross member*. Dengan adanya perubahan ini tentu karakteristik dari kekakuan torsi dan bending kendaraan akan berubah juga. Metode yang digunakan adalah dengan metode simulasi 3D dan dilakukan pemodelan chassis ICE, chassis konversi BEV, dan chassis alternatif BEV dengan variasi *cross member*. Uji yang dilakukan merupakan uji torsi dan uji bending untuk mendapatkan nilai *torsional rigidity* dan *bending stiffness*. Analisis yang didapatkan berupa chassis ICE memiliki nilai terkecil untuk kekakuan torsi dan bending. Nilai kekakuan torsi terbesar pada chassis alternatif BEV, dan kekakuan bending terbesar pada chassis BEV. Hasil lain didapatkan bahwa *cross member* berpengaruh terhadap kekakuan torsi namun kurang memberikan pengaruh untuk kekakuan bending.

Kata Kunci—*Bending Stiffness*, *Cross Member*, *Torsional Rigidity*

I. PENDAHULUAN

BERDASARKAN dari BPS [1] menunjukkan bahwa kendaraan umum khususnya bus pada tahun 2019 mengalami pertumbuhan pertahun sebesar 4.22%. Peningkatan ini dikarenakan terus meningkatnya kebutuhan konsumen dan juga untuk memicu mengurangi kepadatan lalu lintas dengan menggunakan transportasi umum bus. Bus yang beredar sekarang ini masih menggunakan bahan bakar fosil, meskipun begitu akhir-akhir ini mulai diadakan transportasi bus bertenaga listrik walau jumlahnya terbilang sedikit. ITS melalui PUI-SKO ikut mencoba mengembangkan bus listrik dengan sistem *retrofit*, yakni menggunakan chassis bus ICE dan dikonversi menjadi BEV. Sehingga chassis ini akan dimodifikasi agar memenuhi

kebutuhan kendaraan elektrik. Seperti yang kita tahu bahwa chassis ini memiliki peranan penting karena akan menopang beban yang besar [2]. Perubahan struktur pada chassis ini tentunya akan merubah karakteristik chassis tersebut salah satunya kekakuan torsi dan bending.

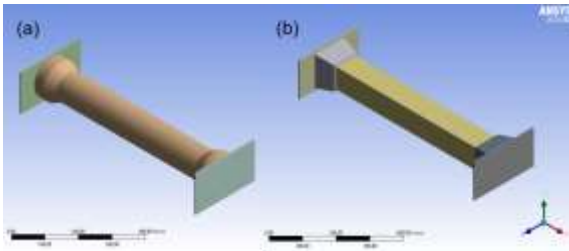
Dalam perkembangannya, kekakuan dari kendaraan terus ditingkatkan tanpa menambah bobot kendaraan yang signifikan. Rujukan [3] menjelaskan bahwa *Amba Coach Builder* memiliki standar tersendiri untuk kekakuan chassis dengan tipe minibus. Nilai yang ditetapkan adalah 4kN-m/deg untuk *torsional rigidity* dan 3kN/mm untuk *bending stiffness*. *CMVSS* juga memiliki standar tersendiri untuk struktur *C-dolly* yakni sebesar 3kN-m/deg. Variasi posisi *cross-member* disini juga mempengaruhi kekakuan dari chassis. Dengan perubahan struktur chassis dari ICE ke BEV tentunya akan berpengaruh terhadap posisi *cross-member* maupun struktur lain yang menopang kekakuan chassis. Bentuk dari *cross-member* pun juga mempengaruhi dari kekakuan chassis. Dengan massa yang sama dan bentuk yang berbeda maka akan menghasilkan kekakuan yang berbeda juga [4]. Kekakuan kendaraan ini penting dikarenakan untuk menjaga chassis tidak mudah terdefleksi atau bergetar sehingga material akan lebih awet dan tahan.

Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah simulasi menggunakan software *ANSYS Workbench* dengan menggunakan solid element. Model yang digunakan berbasis dari chassis Mitsubishi Fuso FE 84G BC dengan tiga model. Pengujian ini dilakukan untuk mengetahui nilai kekakuan bending dan torsi, mengetahui perbandingan nilai kekakuan dan analisa faktor, serta mengetahui pengaruh dari variasi *cross-member* terhadap kekakuan torsi dan bending.

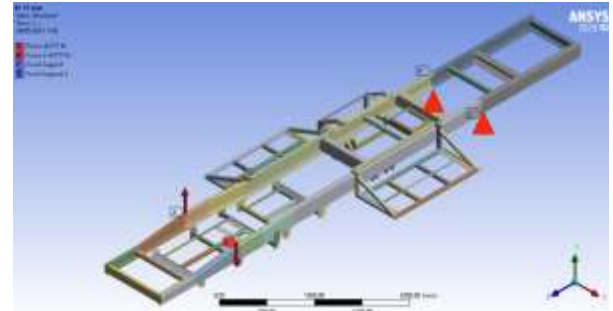
II. URAIAN PENELITIAN

A. *Torsional Rigidity*

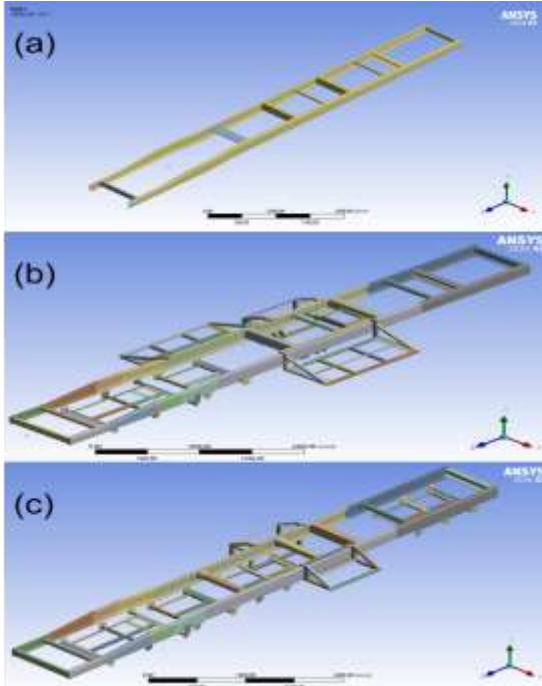
Salah satu hal terpenting dalam chassis sebuah kendaraan adalah nilai kekakuan torsional (*torsional rigidity*) dari chassis tersebut. Hal ini berdampak pada tingkat kenyamanan serta performa pada suatu kendaraan. Dengan pemikiran seperti ini, tujuan dari membuat suatu desain chassis adalah untuk meningkatkan kekakuan torsi tanpa secara signifikan menambah bobot dari chassis [5-6]. Adapun efek atau pengaruh dari *torsional stiffness* yakni adalah pada saat belok dan melewati *bump*. Yang dimaksudkan adalah ketahanan dari struktur kendaraan untuk memuntir sepanjang sumbu longitudinal kendaraan pada saat belok ataupun pada saat roda mobil melewati *bump* [7]. Besarnya *torsional rigidity* adalah perbandingan



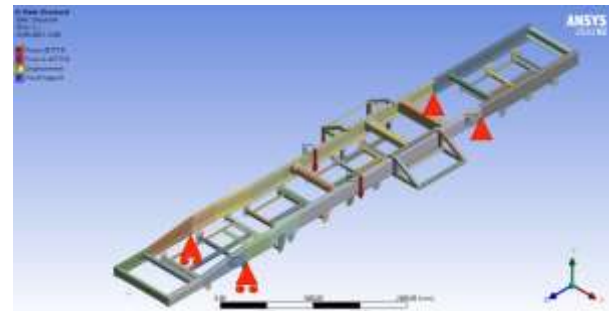
Gambar 3. Desain *cross-member* baru (a) *Astubular cross-member* (b) *Hollow square cross member*.



Gambar 1. *Boundary condition* uji torsi.



Gambar 4. Pemodelan chassis (a) desain 1 chassis ICE (b) desain 2 chassis BEV (c) desain 3 chassis BEV alternatif.



Gambar 2. *Boundary condition* uji bending.

nilai torsi (T) dan sudut puntir (θ) dan dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\theta = \frac{2 \cdot \delta}{L} \text{ (rad)} \tag{1}$$

$$T = \frac{R_1 + R_2}{2} * L \tag{2}$$

$$K = \frac{T}{\delta} \tag{3}$$

B. Bending Stiffness

Bending stiffness adalah ratio antara gaya yang diaplikasikan dengan defleksi yang terjadi atau besaran gaya yang diperlukan untuk melakukan deformasi. Bending stiffness ini dikaitkan dengan keadaan kendaraan ketika menerima beban ekstrem diantara kedua titik tumpu. Satuan dari bending stiffness adalah kN/mm. Semakin kaku suatu chassis maka semakin banyak pula beban yang mampu di tampung [8]. *Bending stiffness* merupakan perbandingan gaya yang diberikan dan defleksi yang terjadi.

$$\text{Bending stiffness} = \frac{\text{Total applied load}}{\text{Deflection occurred after application of load}} \tag{4}$$

C. Cross-member

Cross-member baru (Gambar 1) dibuat identik dengan ukuran panjang yang sama dan berat yang sama agar dapat diketahui efek perubahan *cross-member* dengan bobot yang sama. *Cross-member* baru ini diaplikasikan pada desain bus BEV alternatif (desain 3) pada *member* ke-3 dan ke-4.

D. Modelling

Model yang digunakan ada 3 jenis (Gambar 2) yakni model desain ICE (desain 1), model desain BEV baterai samping (desain 2), dan model desain BEV baterai tengah (desain 3) yang juga divariasikan *cross-member* ke-3 dan ke-4. Semua model dilakukan uji konvergensi mulai dari ukuran *meshing* 15mm hingga 10mm dan dipilih satu ukuran *meshing* yang sama untuk semua model agar mendapat hasil yang sepadan.

E. Boundary Condition

1) Torsional Rigidity

Diberikan *fix support* pada titik roda belakang dan diberikan gaya dengan arah berlawanan pada titik roda depan (Gambar 3). Pembebanan pada tiap sisinya sebesar 0,25 W_{GVW} hingga 1 W_{GVW} dengan *increment* sebesar 0,25. Nilai 1 W_{GVW} adalah 13013,64 N (maksimal beban yang diterima satu roda). *Displacement* pada titik pengaplikasian beban diukur dan selanjutnya dilakukan perhitungan.

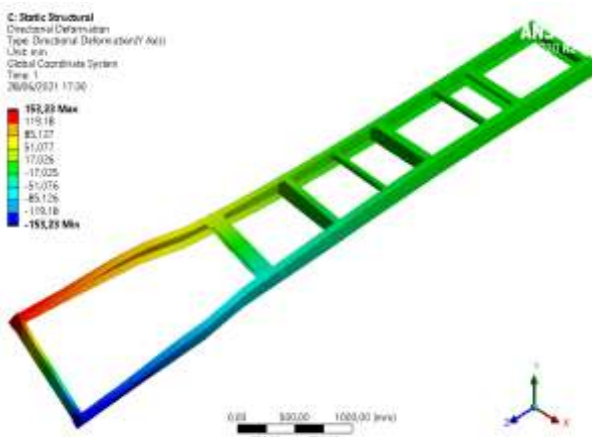
2) Bending Stiffness

Diberikan *fix support* pada titik roda belakang, *roller support* pada titik roda depan, dan beban tepat ditengah antara kedua *support* (Gambar 4). Pembebanan pada tiap sisinya sebesar 0,25 $W_{payload}$ hingga 1 $W_{payload}$ dengan *increment* sebesar 0,25. Nilai 1 $W_{payload}$ adalah 15680 N (beban dibagi 2 untuk tiap struktur utama). *Displacement* pada titik pengaplikasian beban diukur dan selanjutnya dilakukan perhitungan.

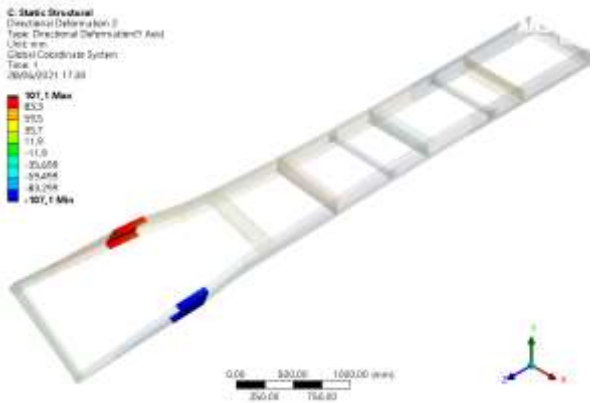
III. HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Perhitungan Torsional Rigidity

Perhitungan dilakukan sesuai dengan rumus pada bab 2. Contoh perhitungan *torsional rigidity* (Gambar 5 dan Gambar 6) untuk desain 1 (ICE) dengan beban 1 W_{gvw} adalah sebagai berikut



Gambar 5. Deformasi chassis akibat beban torsi.



Gambar 6. Deformation probe akibat beban torsi.

$$\Delta y_{max} = 107.100 \text{ mm}$$

$$\Delta y_{min} = 107.100 \text{ mm}$$

$$L = 837 \text{ mm}$$

$$\theta = \text{arc tan} \frac{107.1 + 107.1}{837} = 0.251 \text{ rad} \\ = 14.355 \text{ degree}$$

$$T = \frac{13013 + 13013}{2} * 0.837 = 10892.42 \text{ Nm}$$

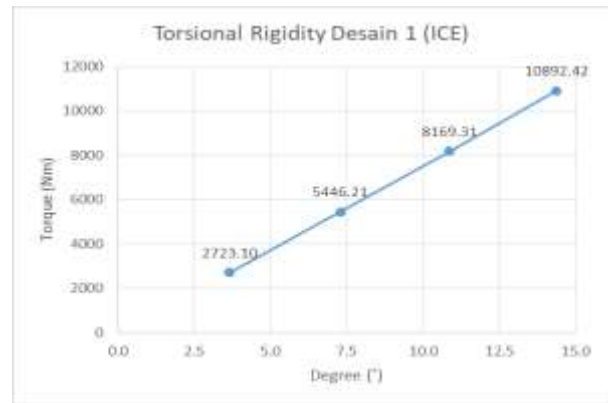
$$K_T = \frac{10892.42}{14.355} = 758.80 \text{ Nm/deg}$$

Perhitungan ini dilakukan kepada semua variasi beban untuk dilakukan perhitungan rata rata kekakuan. Perhitungan juga dilakukan pada semua desain chassis yang telah dibuat sebelumnya. Kemudian hasil akan dibandingkan dengan model yang lainnya. Berikut merupakan tabel hasil perhitungan untuk desain 1 (ICE).

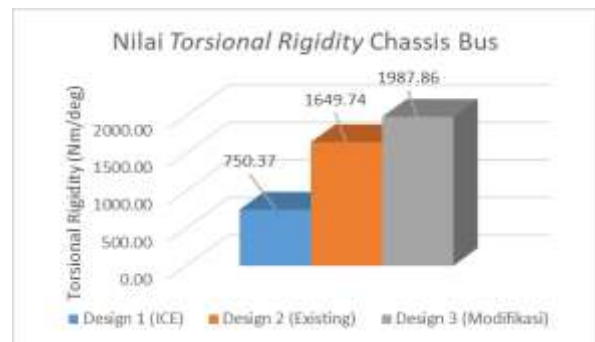
Tabel 1 dan gambar 7 menunjukkan tabel perhitungan untuk desain 1 ICE dan juga grafik hubungan antara torsi dengan *angular displacement*. Dari grafik dapat dilihat bahwa hubungan antara torsi dan *angular displacement* merupakan hubungan yang relatif linier. Hal ini juga dapat dilihat pada tabel perhitungan bahwa nilai *torsional rigidity* atau perbandingan torsi dan *angular displacement* memiliki nilai yang tidak jauh berbeda antar variasinya. Nilai rata-rata untuk kekakuan torsi pada desain 1 adalah sebesar 750.37 Nm/deg.

Tabel 1. Tabel perhitungan *torsional rigidity* desain 1

Variabel	Var 1.00	Var 0.75	Var 0.50	Var 0.25
Gaya (N)	13013.64	9760.23	6506.82	3253.41
Δy_{max} (mm)	107.10	80.32	53.55	26.78
Δy_{min} (mm)	107.10	80.32	53.55	26.78
radian	0.25	0.19	0.13	0.06
degree	14.35	10.86	7.29	3.66
Torque (Nm)	10892.42	8169.31	5446.21	2723.10
KT (Nm/deg)	758.80	751.90	746.90	743.87



Gambar 7. Grafik torque vs angular displacement desain 1.



Gambar 8. Grafik perbandingan nilai *torsional rigidity* antar desain chassis bus.

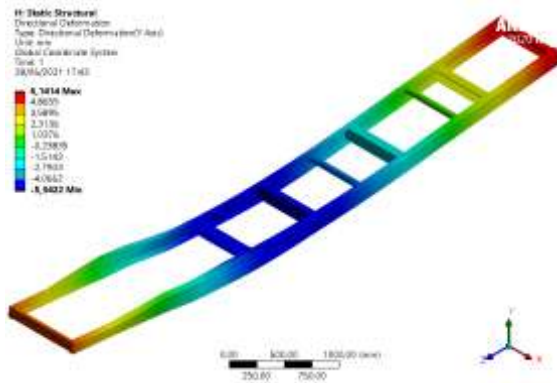
1) *Komparasi Hasil Torsional Rigidity Antar Model Chassis*

Dari grafik pada Gambar 8 dapat diketahui nilai *torsional rigidity* untuk berbagai model chassis, mulai dari desain 1 ICE, desain 2 BEV yang dimanufaktur sekarang, dan desain 3 modifikasi dengan letak mounting baterai berada di tengah chassis seluruhnya. Ketiganya diperlakukan kondisi batas yang sama serta ukuran *meshing* yang sama agar memperoleh hasil yang sebanding. Nilai dari desain chassis ICE sebesar 750.37 Nm/deg, desain chassis BEV yang ada sebesar 1649.74 Nm/deg, dan desain chassis modifikasi dengan baterai tengah sebesar 1987.86 Nm/deg.

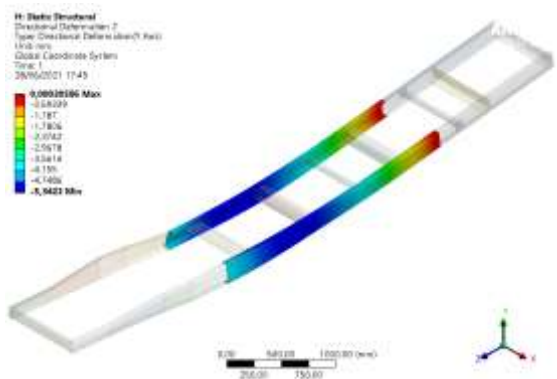
Dari grafik juga didapatkan bahwa chassis dengan konfigurasi baterai tengah (modifikasi) memiliki nilai *torsional rigidity* yang terbesar jika dibandingkan dengan chassis ICE dan chassis BEV yang sedang dimanufaktur. Hal ini dikarenakan pada desain chassis modifikasi, bagian yang menghubungkan dua struktur utama yang membujur lebih banyak jika dibandingkan dengan dua desain lain. Hal inilah yang akan membuat kekakuan torsi dari chassis akan meningkat. Pada chassis ICE memiliki nilai yang terkecil dikarenakan pada bagian depan chassis, jumlah dari cross-member yang menghubungkan dua struktur utama yang



Gambar 9. Grafik perbandingan nilai *torsional rigidity* antar variasi desain *cross-member*.



Gambar 10. Deformasi chassis akibat beban bending.



Gambar 11. Deformation probe akibat beban bending.

membujur berjumlah sedikit. Tentunya ini akan mengakibatkan defleksi yang besar dibagian depan chassis. Pada chassis BEV dan modifikasi memiliki struktur *cross-member* yang lebih banyak serta pada sehingga nilainya jauh lebih tinggi dari chassis ICE.

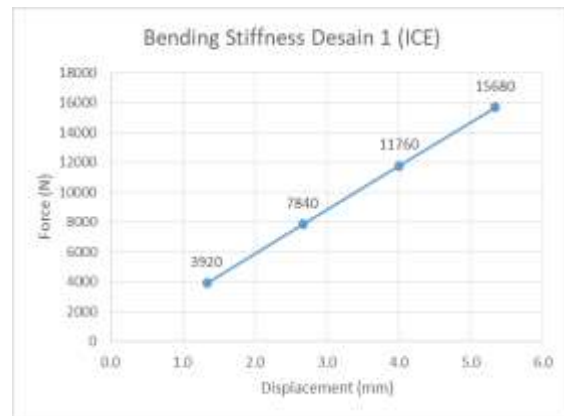
Komparasi ini menunjukkan hal yang penting bahwa banyaknya *cross-member*/struktur yang menghubungkan kedua struktur utama yang membujur memiliki pengaruh yang sangat besar terhadap kekakuan chassis terhadap beban torsi. Perbandingan antar desain ini pun terbilang jauh. Peningkatan nilai *torsional rigidity* dari chassis ICE ke dua desain yang lain lebih dari dua kali lipat.

2) *Komparasi Hasil Torsional Rigidity Antar Variasi Cross-member*

Dari grafik pada Gambar 9 dapat diketahui beberapa nilai *torsional rigidity* untuk chassis bus dengan berbagai variasi *cross-member*. Nilai tertinggi terdapat pada chassis dengan *cross-member tubular*, kemudian kombinasi *tubular* dan *hollow square*, dan nilai terkecil terdapat pada chassis

Tabel 2. Tabel perhitungan *bending stiffness* desain 1

Var	Gaya (N)	Δy (mm)	KB (N/mm)
1.00	15680	5.34	2935.12
0.75	11760	4.01	2935.16
0.50	7840	2.67	2935.12
0.25	3920	1.34	2935.23
Average			2935.16



Gambar 12. Grafik *force vs displacement* desain 1.

dengan *cross-member hollow square*. Variasi ini diaplikasikan pada dua member yakni member ke-3 dan ke-4 dari member bagian depan. Didapatkan nilai *torsional rigidity* untuk chassis dengan *square cross-member* sebesar 1853.27 Nm/deg, chassis dengan *tubular cross-member* sebesar 2092.71 Nm/deg, dan chassis dengan *combination cross-member* sebesar 2017.59 Nm/deg.

Dari penelitian terdahulu yang pada bab 2 dijelaskan bahwa dengan ukuran massa yang sama, *tubular cross-member* memiliki *torsional stiffness* yang lebih baik dibanding dengan *square cross-member*. Tentunya simulasi ini sesuai dengan teori dimana chassis yang menggunakan *tubular cross-member* memiliki nilai kekakuan tertinggi, sedangkan *square cross-member* memiliki nilai kekakuan terendah, dan *combination cross-member* memiliki nilai kekakuan diantara keduanya.

B. *Perhitungan Bending Stiffness*

Perhitungan dilakukan sesuai dengan rumus pada bab 2. Contoh perhitungan *bending stiffness* (Gambar 10 dan Gambar 11) untuk desain 1 (ICE) dengan beban 1 $W_{payload}$ adalah sebagai berikut

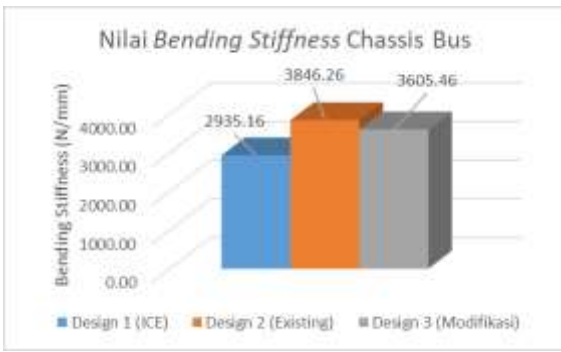
$$\Delta y = 5.342 \text{ mm}$$

$$F = 15680 \text{ N}$$

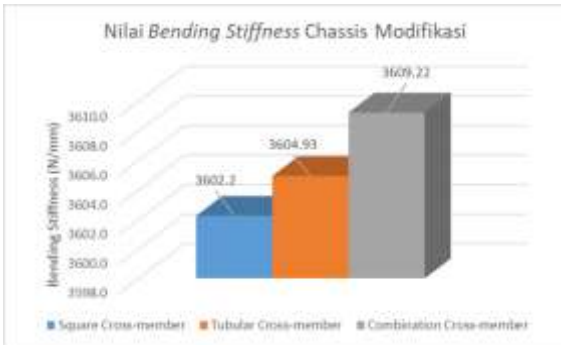
$$K_B = \frac{15680}{5.342} = 2935.12 \text{ N/mm}$$

Perhitungan ini dilakukan kepada semua variasi beban untuk dilakukan perhitungan rata rata kekakuan. Perhitungan juga dilakukan pada semua desain chassis yang telah dibuat sebelumnya.

Tabel 2 dan Gambar 12 menunjukkan tabel perhitungan untuk desain 1 ICE dan juga grafik hubungan antara gaya dengan defleksi. Dari grafik dapat dilihat bahwa hubungan antara gaya dan defleksi merupakan hubungan yang relatif linier. Hal ini juga dapat dilihat pada tabel perhitungan bahwa nilai *bending stiffness* atau perbandingan gaya dan



Gambar 15. Grafik perbandingan nilai *bending stiffness* antar desain chassis bus.



Gambar 16. Grafik perbandingan nilai *bending stiffness* antar variasi desain *cross-member*.



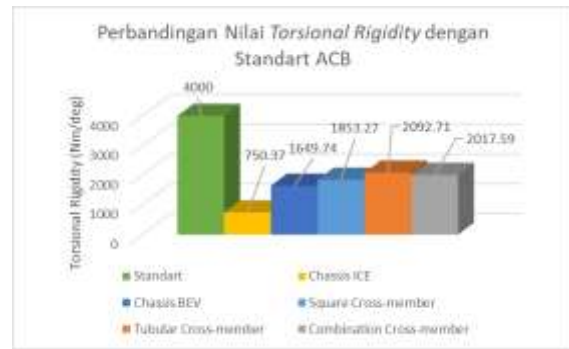
Gambar 17. Grafik perbandingan nilai *torsional rigidity* dan *bending stiffness* antar model chassis.

defleksi memiliki nilai yang tidak jauh berbeda antar variasinya. Nilai rata-rata untuk kekakuan bending pada desain 1 adalah sebesar 2935 N/mm.

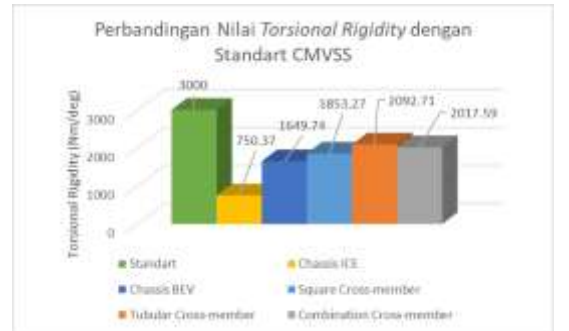
1) *Komparasi Hasil Bending Stiffness Antar Model Chassis*

Dari grafik pada Gambar 13 dapat dilihat nilai *bending stiffness* untuk berbagai model chassis. Nilai *bending stiffness* tertinggi yakni chassis dengan ke-2 dengan konfigurasi baterai samping dengan nilai 3846.26 N/mm, kemudian chassis ke-3 dengan konfigurasi baterai tengah dengan nilai 3605.46 N/mm, kemudian nilai terendah adalah chassis dengan ke-1 yang merupakan chassis ICE dengan nilai 2935.16 N/mm.

Desain ke-3 yang merupakan desain dengan konfigurasi baterai tengah yang menyebabkan struktur penghubung kedua struktur utama menjadi banyak, justru memiliki nilai *bending stiffness* yang lebih rendah jika dibandingkan desain ke-2 konfigurasi baterai samping yang mana struktur penghubung struktur utamanya lebih sedikit. Tentunya *cross-member* ini dalam menahan beban bending tidak memiliki peran yang sama ketika dikenakan beban torsi. Hal ini dikarenakan beban yang diaplikasikan memiliki arah lateral dikedua struktur utamanya, sehingga *cross-member*



Gambar 13. Grafik perbandingan nilai *torsional rigidity* dengan standar ACB.



Gambar 14. Grafik perbandingan nilai *torsional rigidity* dengan standar CMVSS.

disini hanya menahan agar struktur utamanya tidak mengalami defleksi kearah lateral arah keluar. Dikarenakan defleksi ke arah luar tidak besar sehingga *cross-member* dan struktur lain yang menghubungkan kedua struktur utama hanya mengalami tegangan yang relatif lebih kecil daripada dibagian struktur utama yang membujur.

2) *Komparasi Hasil Bending Stiffness Antar Variasi Cross-member*

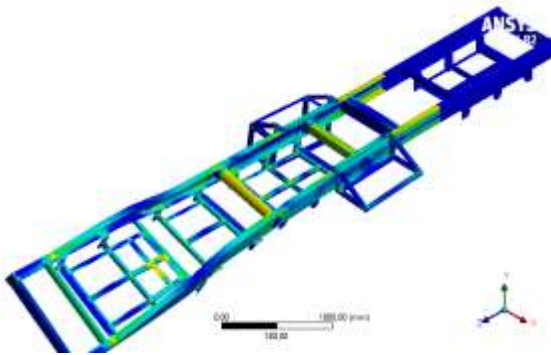
Dari grafik pada Gambar 14 dapat dilihat nilai *bending stiffness* antar variasi desain *cross-member*. Nilai tertinggi adalah chassis dengan *combination cross-member* dengan 3609.22 N/mm, kemudian chassis dengan *tubular cross-member* dengan nilai 3604.93 N/mm, dan nilai terendah adalah chassis dengan *hollow square cross-member* dengan 3602.2 N/mm.

Dari sini dapat dilihat bahwa chassis dengan *combination cross-member* memiliki nilai yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan *hollow square* dan *tubular cross-member*. Namun ketiga model ini masih memiliki nilai yang relatif identik karena perbedaan ketiganya tidak melebihi 5%.

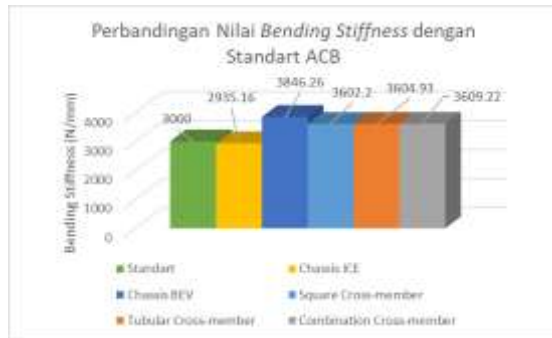
C. *Perbandingan Nilai Kekakuan Antar Model Chassis*

Grafik pada Gambar 15 menunjukkan nilai *torsional rigidity* dan *bending stiffness* antar kelima model chassis. Dapat dilihat bahwa untuk *torsional rigidity* terbesar adalah chassis modifikasi baterai tengah dengan *tubular cross-member*. Sedangkan untuk *bending stiffness* terbesar terdapat pada chassis dengan baterai samping. Chassis ICE sebelum dikonversi menjadi chassis BEV memiliki nilai terkecil untuk keduanya.

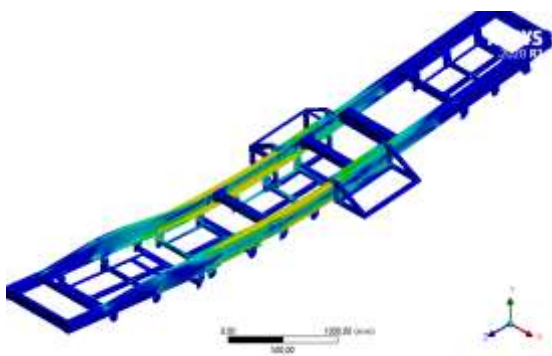
Ini menunjukkan bahwa modifikasi dari chassis ICE ke BEV akan meningkatkan nilai *torsional rigidity* dan *bending stiffness* tentunya ini menjadi kelebihan yang baik untuk chassis. Ketika chassis semakin *rigid* maka chassis ini akan



Gambar 18. Distribusi tegangan pada chassis ketika dikenai beban torsi.



Gambar 19. Grafik perbandingan nilai *bending stiffness* dengan standar ACB.



Gambar 20. Distribusi tegangan pada chassis ketika dikenai beban bending.

menjadi bagus dalam kondisi pembebanan yang akan terjadi ketika beroperasi. *Torsional rigidity* yang tinggi akan membuat roda tetap berada diposisinya sehingga tidak memerlukan suspensi yang lebih kaku, tentunya ini baik untuk kenyamanan dan keamanan berkendara. *Bending stiffness* yang tinggi akan membuat chassis tidak akan terdefleksi terlalu tinggi ketika menopang beban di atasnya. Jika defleksi dapat ditahan seminimal mungkin, maka chassis tidak cepat mengalami kegagalan dikarenakan getaran yang kecil.

D. Analisa Terhadap Standar

1) Komparasi terhadap Standar Torsional Rigidity

Amba Coach Builder memiliki standar tersendiri untuk nilai *torsional rigidity* bagi *ladder frame*. Dari grafik dapat dilihat perbandingan nilai *torsional rigidity* dengan standar ACB. Terlihat bahwa semua desain chassis belum memenuhi standar. Nilai *torsional* tertinggi dari desain adalah sebesar 2092.71 Nm/deg yang mana masih belum memenuhi nilai standar sebesar 4000 Nm/deg untuk standar

Tabel 3. Perhitungan *torsional rigidity* desain 2

Variabel	Var 1.00	Var 0.75	Var 0.50	Var 0.25
Gaya (N)	13013.64	9760.23	6506.82	3253.41
Δy max (mm)	47.58	35.68	23.79	11.89
Δy min (mm)	49.08	36.81	24.54	12.27
radian	0.11	0.09	0.06	0.03
degree	6.59	4.95	3.30	1.65
Torque (Nm)	10892.42	8169.31	5446.21	2723.10
KT (Nm/deg)	1653.62	1650.41	1648.02	1646.92

Tabel 4. Perhitungan *torsional rigidity* desain 3 *hollow square cross member*

Variabel	Var 1.00	Var 0.75	Var 0.50	Var 0.25
Gaya (N)	13013.64	9760.23	6506.82	3253.41
Δy max (mm)	43.14	32.36	21.57	10.79
Δy min (mm)	42.86	32.14	21.43	10.71
radian	0.10	0.08	0.05	0.03
degree	5.87	4.41	2.94	1.47
Torque (Nm)	10892.42	8169.31	5446.21	2723.10
KT (Nm/deg)	1856.74	1853.84	1851.70	1850.82

Tabel 5. Perhitungan *torsional rigidity* desain 3 *astubular cross member*

Variabel	Var 1.00	Var 0.75	Var 0.50	Var 0.25
Gaya (N)	13013.64	9760.23	6506.82	3253.41
Δy max (mm)	38.20	28.65	19.10	9.55
Δy min (mm)	37.93	28.45	18.97	9.48
radian	0.09	0.07	0.05	0.02
degree	5.20	3.90	2.60	1.30
Torque (Nm)	10892.42	8169.31	5446.21	2723.10
KT (Nm/deg)	2095.79	2093.19	2091.29	2090.56

Tabel 6. Perhitungan *torsional rigidity* desain 3 *combination cross member*

Variabel	Var 1.00	Var 0.75	Var 0.50	Var 0.25
Gaya (N)	13013.64	9760.23	6506.82	3253.41
Δy max (mm)	39.59	29.69	19.80	9.90
Δy min (mm)	39.34	29.50	19.67	9.88
radian	0.09	0.07	0.05	0.02
degree	5.39	4.05	2.70	1.35
Torque (Nm)	10892.42	8169.31	5446.21	2723.10
KT (Nm/deg)	2022.04	2019.38	2017.42	2011.51

ACB (Gambar 16) dan 3000 Nm/deg untuk standar CMVSS (Gambar 17).

Hal ini tentu dinilai kurang dan mengakibatkan roda tidak akan berada di tempat semestinya. Untuk mengatasi hal ini hal yang bisa dilakukan oleh manufaktur adalah memberikan suspensi yang memiliki kekakuan yang tinggi agar menjaga roda tetap berada pada posisi. Namun akibatnya roda akan mudah terpantul terhadap jalan yang mana hal ini tidak baik jika roda tidak menapak ke aspal jalan.

Ketika chassis diberikan beban torsi tentunya chassis tersebut akan menerima tegangan. Dalam Gambar 18 terlihat bahwa *cross-member* menerima tegangan. Hal ini berarti bahwa *cross-member* sangat berpengaruh ketika chassis mengalami beban torsi. *Cross-member* akan menahan struktur utama yang membujur agar tidak mengalami defleksi yang berlebih. Chassis yang memuntir akan membuat jarak antara kedua struktur utama meningkat, dan hal ini yang akan di tahan oleh *cross-member*. *Cross-member* ini akan mengalami beban akibat tarik dan puntir sekaligus.

Cross-member dengan bentuk *tubular* memiliki momen inersia polar yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan bentuk *hollow square* dengan dimensi yang sama. Sehingga

Tabel 7.
Perhitungan *bending stiffness* desain 2

Var	Gaya (N)	Δy (mm)	KB (N/mm)
1.00	15680	4.077	3846.25
0.75	11760	3.058	3846.28
0.50	7840	2.038	3846.34
0.25	3920	1.019	3846.15
Average			3846.26

Tabel 8.
Perhitungan *bending stiffness* desain 3 hollow square cross member

Var	Gaya (N)	Δy (mm)	KB (N/mm)
1.00	15680	4.353	3602.2
0.75	11760	3.265	3602.2
0.50	7840	2.176	3602.3
0.25	3920	1.088	3602.3
Average			3602.2

Tabel 9.
Perhitungan *bending stiffness* desain 3 astubular cross member

Var	Gaya (N)	Δy (mm)	KB (N/mm)
1.00	15680	4.350	3604.93
0.75	11760	3.262	3604.93
0.50	7840	2.175	3604.93
0.25	3920	1.087	3604.93
Average			3604.93

Tabel 10.
Perhitungan *bending stiffness* desain 3 combination cross member

Var	Gaya (N)	Δy (mm)	KB (N/mm)
1.00	15680	4.345	3609.16
0.75	11760	3.258	3609.24
0.50	7840	2.172	3609.24
0.25	3920	1.086	3609.24
Average			3609.22

tubular cross-member mampu menahan defleksi yang lebih baik pada chassis ketika diberikan beban torsi. Hal ini relevan jika desain chassis kombinasi memiliki kekakuan tertinggi karena struktur yang menghubungkan kedua struktur utama yang membujur lebih banyak dan lebih *compact* jika dibandingkan dengan desain chassis ICE dan desain BEV baterai samping, tidak hanya *cross-member*, tetapi juga mounting baterai yang ada diantara kedua struktur utama juga memiliki peran meningkatkan kekakuan meski tidak sebesar *cross-member*. Hal ini dikarenakan *cross-member* akan terhubung langsung diantara kedua struktur utama sehingga defleksi yang terjadi akan minim. Berbeda dengan mounting baterai yang mana tidak terhubung langsung dengan kedua struktur utama yang membujur, tetapi berupa *hoop*. Mounting baterai ini tetap menahan defleksi namun dalam jumlah yang sedikit dikarenakan mounting yang berbentuk seperti *hoop* memiliki *degree of freedom* yang lebih tinggi.

Perbedaan nilai *torsional rigidity* ini dikarenakan standar yang digunakan merupakan standar untuk tipe minibus. Dalam standar ACB bus yang digunakan memiliki panjang kendaraan sebesar 4265 mm sedangkan dalam kendaraan bus listrik yang dianalisa memiliki panjang sebesar 6980 mm. Tentunya hal ini menunjukkan bahwa *wheelbase* yang digunakan pada standar ACB memiliki nilai yang lebih kecil daripada *wheelbase* pada bus listrik yang dianalisis. Fungsi defleksi sudut pada saat pembebanan torsi memiliki fungsi panjang atau jarak antara titik aplikasi torsi dan titik aplikasi *support*. Hal ini juga yang menyebabkan jika *wheelbase* yang lebih besar apabila dikenai beban torsi yang sama akan

mengakibatkan defleksi sudut yang lebih besar dari pada *wheelbase* yang lebih kecil sesuai dengan persamaan 2-7. Hal ini mengakibatkan kekakuan yang lebih rendah untuk kendaraan yang memiliki *wheelbase* lebih panjang daripada bus dengan *wheelbase* lebih kecil.

2) Komparasi terhadap Standar Bending Stiffness

Standar yang ditetapkan oleh *Amba Coach Builder* untuk *bending stiffness* chassis bus. Dari grafik pada Gambar 19 dapat dilihat perbandingan antara standar *bending stiffness* dengan berbagai model chassis. Nilai standar yang ditetapkan ACB adalah sebesar 3000 Nm/mm. Dapat dilihat pada grafik nilai tertinggi kekakuan model tertinggi terdapat pada chassis BEV konfigurasi baterai samping, dan nilai kekakuan yang terendah terdapat pada chassis ICE. Dari kelima desain tersebut hanya satu desain yang belum memenuhi nilai standar yakni desain chassis ICE dengan nilai kekakuan sebesar 2935.15 Nm/mm. Namun nilai ini dapat dibilang masih dapat diterima dengan *margin error* 5%.

Desain ke-2 yang merupakan chassis dengan konfigurasi baterai samping memiliki nilai *bending stiffness* yang terbesar diantara kelima model. Hal ini dikarenakan pada desain ke-2 memiliki struktur tambahan pada struktur utama yang membujur. Tentunya tambahan struktur ini memberikan kekakuan dikarenakan *cross section* yang dikenai beban memiliki inersia area yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan tanpa penambahan struktur pada struktur utama. Hal inilah yang menyebabkan bahwa ketiga desain modifikasi memiliki nilai *bending stiffness* yang tidak jauh berbeda satu sama lain.

Dapat dilihat pada Gambar 20 diketahui distribusi tegangan pada chassis ketika dikenai beban bending, yakni tegangan yang terjadi berada pada struktur utama yang membujur. Dapat dilihat juga bahwa *cross-member* menerima tegangan yang tidak begitu besar jika dibanding tegangan yang dialami struktur utama yang membujur. Dari sini juga dapat diketahui bahwa variasi *cross-member* tidak meningkatkan *bending stiffness* secara signifikan. Hal inilah yang menyebabkan variasi *cross-member* memiliki perbedaan nilai yang relatif kecil kurang dari 5% sehingga bisa dibilang hasil yang identik diantara ketiga model variasi. Chassis ICE meski memiliki nilai *torsional rigidity* yang jauh lebih kecil dari model lainnya, tetapi untuk *bending stiffness* masih memiliki nilai yang tidak begitu jauh dengan standar dan model lainnya.

IV. KESIMPULAN

Adapun kesimpulan dari penelitian ini adalah sebagai berikut: (1) Chassis mengalami perubahan nilai *torsional rigidity* ketika dikenai perubahan struktur berupa penambahan/pengurangan. Untuk chassis ICE yang mana chassis awal sebelum dilakukan konversi memiliki nilai *torsional rigidity* yang paling kecil yakni sebesar 750.37 Nm/deg. Chassis ICE dilakukan konversi ke model BEV dengan penambahan struktur mounting baterai dibagian tengah dan samping memiliki nilai *torsional rigidity* sebesar 1649.74 Nm/deg. Dan chassis modifikasi dengan mengubah mounting baterai yang seluruhnya berada di tengah memiliki nilai *torsional rigidity* sebesar 1987.86 Nm/deg. Nilai-nilai ini dipengaruhi oleh banyaknya struktur yang menghubungkan kedua struktur utama yang membujur. Bisa

dari *cross-member* dan bisa juga dari mounting baterai. Semakin banyak struktur ini maka akan membuat chassis lebih *compact* sehingga defleksi yang terjadi akibat beban torsi menjadi mengecil dan *torsional rigidity* dapat meningkat; (2) Chassis juga mengalami perubahan nilai *bending stiffness* ketika dikenai perubahan struktur. Namun perubahan nilai pada *bending stiffness* tidak terlalu besar antara satu sama lain. Adapun nilai *bending stiffness* untuk chassis ICE memiliki nilai sebesar 2935.16 N/mm. Chassis ICE dilakukan konversi menjadi chassis BEV baterai samping memiliki nilai *bending stiffness* sebesar 3846.26 N/mm. Dan chassis modifikasi baterai tengah memiliki nilai *bending stiffness* sebesar 3605.46 N/mm. Untuk kekakuan bending, meski struktur yang menghubungkan kedua struktur utama memberikan pengaruh, tapi kontribusinya relatif kecil, justru tegangan yang terjadi besar terletak pada struktur utama yang membujur. Hal inilah yang menyebabkan model BEV dengan baterai samping memiliki *bending stiffness* terbesar karena struktur mounting baterai menopang langsung pada struktur utama yang membujur; (3) Model yang diberikan variasi pada dua *cross-member*nya relatif memiliki nilai yang tidak begitu jauh. Untuk desain dengan *hollow square cross-member* memiliki nilai kekakuan torsi sebesar 1853.27 Nm/deg dan 3602.2 N/mm untuk kekakuan bending. Untuk desain dengan *tubular cross-member* memiliki nilai kekakuan torsi sebesar 2092.71 Nm/deg dan 3604.93 N/mm untuk kekakuan bending. Sedangkan untuk chassis dengan kombinasi *hollow square* dan *tubular cross-member* memiliki kekakuan torsi dan kekakuan bending sebesar 2017.59 Nm/deg dan 3609.22 N/mm. Dari sini dapat diketahui bahwa pengaruh penggunaan *tubular cross-member* akan memberikan kekakuan torsi yang lebih tinggi. Dan penggabungan antara *hollow square* dan *tubular cross-member* memberikan kekakuan bending yang lebih tinggi.

LAMPIRAN

Perhitungan *torsional rigidity* desain 2 dapat dilihat pada Tabel 3. Perhitungan *torsional rigidity* desain 3 (*hollow square cross member*) dapat dilihat pada Tabel 4. Perhitungan *torsional rigidity* desain 3 (*astubular cross member*) dapat dilihat pada Tabel 5. Perhitungan *torsional rigidity* desain 3 (*combination cross member*) dapat dilihat pada Tabel 6. Perhitungan *bending stiffness* desain 2 dapat dilihat pada Tabel 7. Perhitungan *bending stiffness* desain 3 (*hollow square cross member*) dapat dilihat pada Tabel 8. Perhitungan *bending stiffness* desain 3 (*astubular cross member*) dapat dilihat pada Tabel 9. Perhitungan *bending stiffness* desain 3 (*combination cross member*) dapat dilihat pada Tabel 10.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Badan Pusat Statistik RI, *Statistik Transportasi Darat 2019*. Jakarta: BPS RI, 2019.
- [2] S. Rooppakhun and J. Wichairahad, "The strength analysis of a bus superstructures based on the accuracy improvement of t-junction flexible joint stiffness," *Int. J. Eng. Technol.*, vol. 7, no. 3, pp. 62–67, 2018, doi: 10.14419/ijet.v7i3.24.17302.
- [3] M. Muthyala, "Design and Crash Analysis of Ladder Chassis," Blekinge Institute of Technology, 2019.
- [4] A. A. Muley, S. H. Gawande, and R. N. Yerawar, "Analysis of the cross member design used for improving the tensional stiffness of heavy commercial vehicle chassis frame," *IOSR J. Eng.*, pp. 30–37, 2018.
- [5] W. B. Riley and A. R. George, "Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis," in *Proceedings of the 2002 SAE Motorsports Engineering Conference and Exhibition*. 2002.
- [6] L. Thompson, P. Soni, S. Raju, and E. Law, "The effect of chassis flexibility on roll stiffness of a winston cup race car," *SAE Tech. Pap. 983051*, p. 15, 1998, doi: 10.4271/983051.
- [7] D. Krzikalla, J. Mesicek, J. Petru, A. Sliva, and J. Smirau, "Analysis of torsional stiffness of the frame of a formula student vehicle," *J. Appl. Mech. Eng.*, vol. 8, no. 1, 2019.
- [8] M. M. Khan and D. R. . Swamy, "Finite element analysis of car structure for bending and torsional stiffness," *Int. Res. J. Eng. Technol.*, vol. 6, no. 7, 2019.