

BAB IV

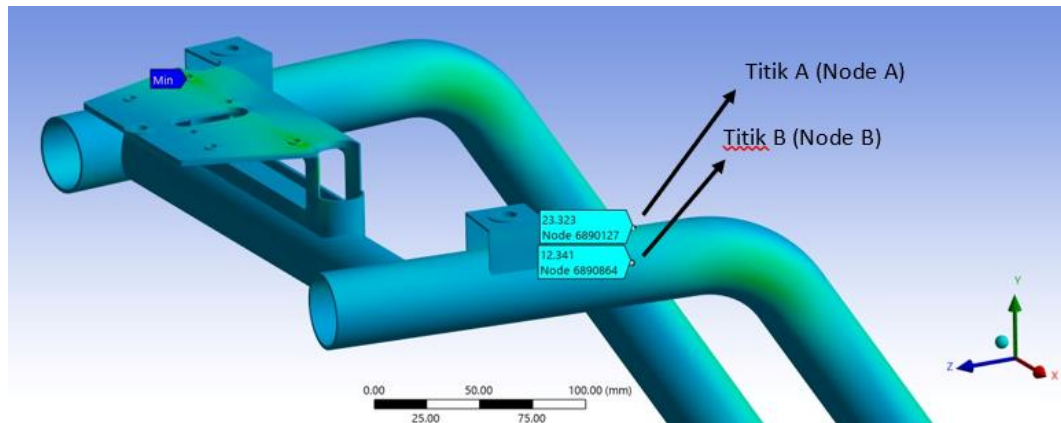
HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Validasi Simulasi Sebelum Optimasi *Ansys Static Structural*

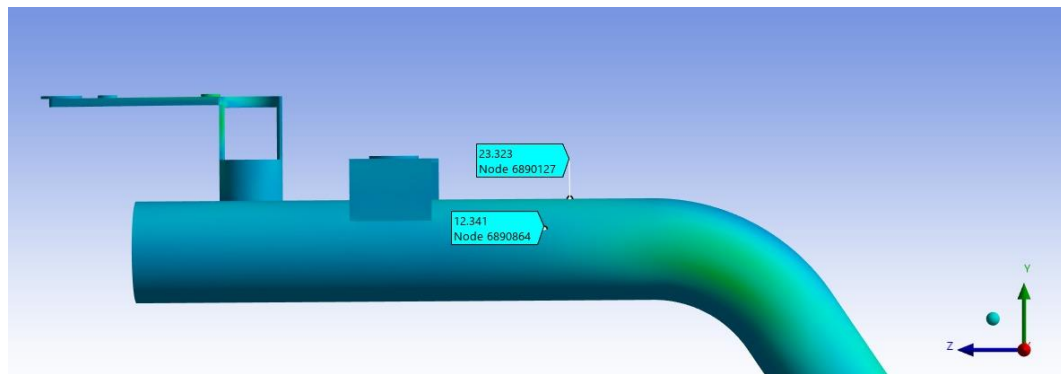
Validasi simulasi dilakukan agar hasil data yang didapatkan dari simulasi dapat diterima hasilnya secara aktual. Validasi dilakukan dengan membandingkan hasil perhitungan matematis *stress* pada rangka sepeda motor listrik dengan hasil simulasi yang dilakukan pada keadaan statik pada titik atau *node* yang dipilih, juga dilakukan dengan cara melihat kualitas *mesh* yang optimal dan *grid independent test*.

4.1.1 Perhitungan Matematis dan Nilai Error Sebelum Optimasi

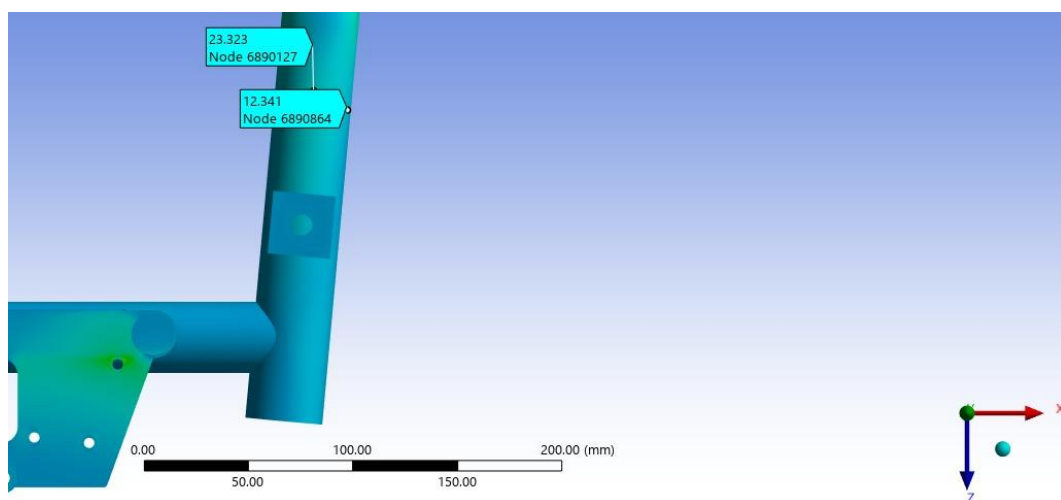
Gambar 4.1, gambar 4.2 ,dan gambar 4.3 menunjukkan letak dan hasil simulasi rangka sepeda motor listrik pada kondisi sebelum optimasi dengan pembebanan tertentu. Pada simulasi tersebut ditandai dua titik penting, yaitu titik A (Node A) dan titik B (Node B), yang digunakan sebagai acuan untuk mengamati nilai hasil perhitungan tegangan. Perhitungan nilai tegangan ini sesuai dengan buku *mechanical of material* (Collins, S. P., Storrow, A., Liu, D., Jenkins, C. A., Miller, K. F., Kampe, C., & Butler, J.,2021). Penentuan kedua titik ini bertujuan untuk membandingkan hasil simulasi numerik dengan hasil analisis analitik, sehingga dapat memberikan validasi terhadap ketelitian metode simulasi yang digunakan baik pada kajian statis maupun dinamis.



Gambar 4. 1 Penentuan titik a (node A) dan titik b (node B)



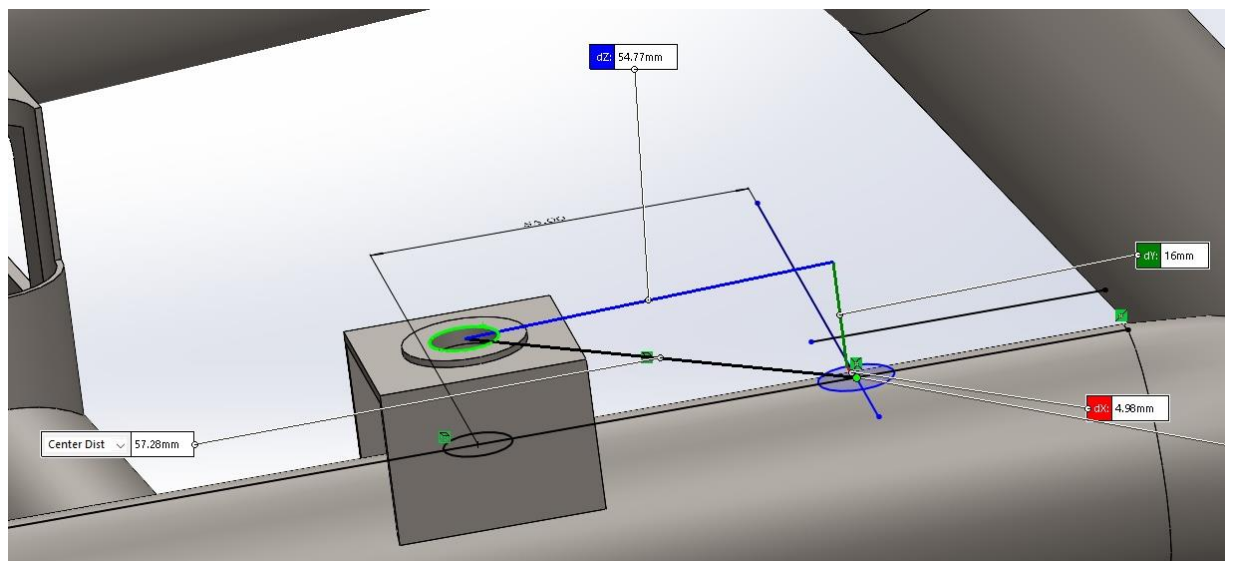
Gambar 4. 2 *Node A* dan *node B*



Gambar 4. 3 Letak node A dan node B

a) Titik A (Sumbu yz)

Gambar 4.4 memperlihatkan penentuan posisi titik A beserta panjang lengan yang diukur ke pusat gaya pada rangka sepeda motor listrik. Nilai panjang lengan yang diperoleh dari hasil pengukuran ini digunakan sebagai parameter penting dalam perhitungan analitik, khususnya dalam menentukan tegangan yang bekerja pada struktur rangka.



Gambar 4. 4 Jarak *node* A ke pusat gaya

Diketahui :

$$m = 60 \text{ kg}$$

$$F = m \cdot g$$

$$= 60 \cdot 9,81$$

$$= 588,6 \text{ N}$$

$$D = 37 \text{ mm}$$

$$d = 33 \text{ mm}$$

$$l = 57,3 \text{ mm}$$

Ditanya : $\sigma_{\max, \min} = ?$

Jawaban :

Tegangan Geser

$$\sigma_z = 0$$

$$\tau_{yz} = \frac{T \cdot c}{I}$$

Dengan Inersia Polar

$$I = \frac{\pi}{4} (R^4 - r^4)$$

$$= \frac{\pi}{4} (18,5^4 - 16,5^4)$$

$$= 33766,775 \text{ mm}^4$$

$$\tau_{yz} = \frac{T \cdot c}{I}$$

$$= \frac{F \cdot l \cdot (\frac{D}{2})}{I}$$

$$= \frac{588,6 \cdot 57,3 \cdot (\frac{37}{2})}{\frac{\pi}{4} (18,5^4 - 16,5^4)}$$

$$= 18,5 \text{ Mpa}$$

Tegangan Normal

$$\sigma_y = \frac{M \cdot C}{I}$$

$$= \frac{588,6 \cdot 57,3 \cdot (\frac{37}{2})}{\frac{\pi}{54} (37)^4}$$

$$= 6,7$$

$$= 7 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{\max, \min} = \frac{\sigma_y + \sigma_z}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2}$$

Diketahui :

$$m = 60 \text{ kg}$$

$$F = m \cdot g$$

$$= 60 \cdot 9,81$$

$$= 588,6 \text{ N}$$

$$D = 37 \text{ mm}$$

$$d = 33 \text{ mm}$$

$$l = 57,34 \text{ mm}$$

Ditanya : $\sigma_{max,min} = ?$

Tegangan Normal

$$\begin{aligned}\sigma_y &= \frac{F}{A} \\ &= \frac{m \cdot g}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} \\ &= \frac{588,6}{\frac{\pi}{4}(37^2 - 33^2)} \\ &= \frac{588,6}{219,8} \\ &= 2,67 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

Tegangan Geser

$$\begin{aligned}\tau_{yx} &= \frac{M \cdot C}{I} \\ &= \frac{588,6 \cdot 57,34 \cdot 11,16}{\frac{\pi}{4}(R^4 - r^4)} \\ &= \frac{588,6 \cdot 57,34 \cdot 11,16}{\frac{\pi}{4}(18,5^4 - 16,5^4)} \\ &= 11.154 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\sigma_{\max, \min} = \frac{\sigma_y + \sigma_z}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2}$$

$$= \frac{2,67 + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{2,67 - 0}{2}\right)^2 + (11,154)^2}$$

$$\sigma_{\max} = 12,57 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{\max} = -9,89 \text{ Mpa}$$

$$\% \text{ Error} = \frac{|H_{\text{simulasi}} - H_{\text{analitik}}|}{H_{\text{analitik}}} \cdot 100 \%$$

$$= \frac{|12,341 - 12,57|}{12,57} \cdot 100 \%$$

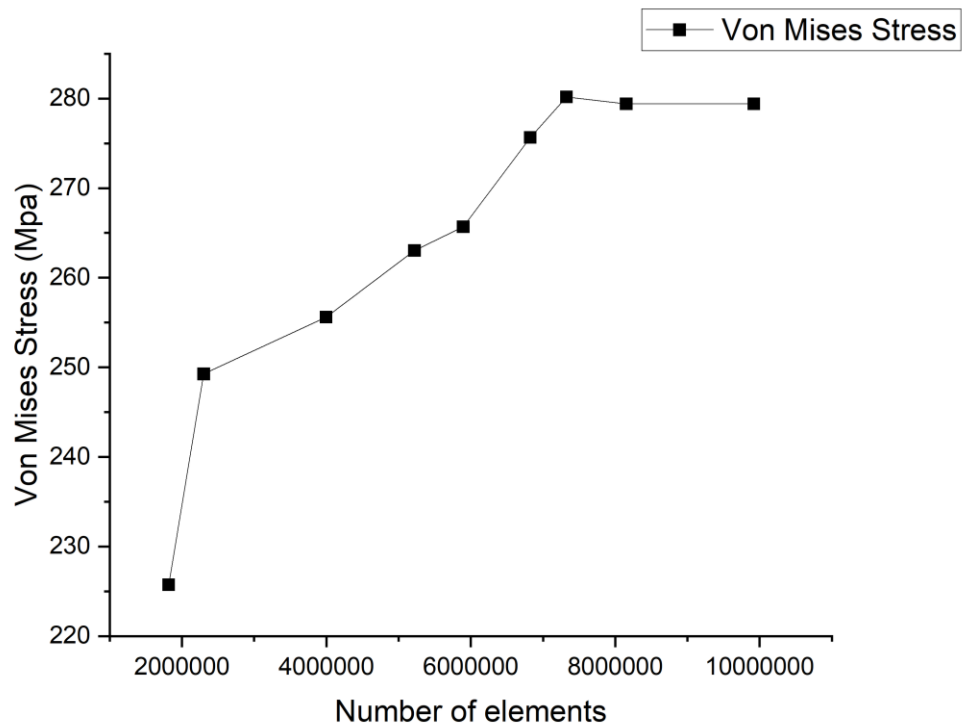
$$= 2,15 \%$$

4.1.2 Uji *Grid Independence* dan *Skewness*

Pada kondisi *boundary condition* yang disimulasikan di *Ansys Static Structural* dilakukan uji *mesh* dan *grid independence test* terhadap *mesh* agar mendapatkan data yang mendekati kondisi asli. Uji *Grid Independence* dilakukan dengan memvariasikan *element size* dan mendapatkan jumlah *element* secara global yang ditunjukkan pada tabel 4.1.

Tabel 4. 1 Uji *Grid Independence*

No	Elements (mm)	Number of elements	Von.mises Stress (Mpa)
1.	1,11	9.919.442	279,4
2.	1,2	8.152.447	279,4
3.	1,22	7.324.593	280,19
4.	1,24	6.962.895	279,13
5.	1,25	6.822.395	275,65
6.	1,41	5.219.369	263,03
7.	1,51	3.996.632	255,6
8.	1,8	2.302.140	249,26
9.	1,95	1.815.772	225,73



Gambar 4. 6 Grafik nilai *deformation* dan *safety factor* terhadap jumlah *element* pada simulasi

Tabel 4.1 dan gambar 4. 6 merupakan hasil uji *grid independence* dengan menggunakan variasi *element size* menunjukkan hasil *output* yang tidak terlalu signifikan artinya hal tersebut sudah menggambarkan hasil yang sudah tidak bergantung pada jumlah *element*.

Tabel 4. 2 Uji kualitas *skewness* pada kondisi statik

No.	Number of Element	Skewness	Von Mises Stress (Mpa)
1	9.919.442	0,87	279,4
2	8.152.447	0,887	279,4
3	7.324.593	0,923	280,19
4	6.962.895	0,904	279,13
5	6.822.395	0,966	275,65
6	5.219.369	0,996	263,03
7	3.996.632	0,99	255,6
8	2.302.140	0,98	249,26
9	1.815.772	0,87	225,73

Tabel 4.2 menunjukkan hasil *skewness* yang telah dilakukan pada simulasi statis, jika dilihat dari kualitas *mesh* yang optimal maka *element size* yang digunakan yaitu sebesar 1,2 mm.

4.2 Hasil Simulasi Kondisi Statis Sebelum Optimasi Menggunakan *Ansys Static Structural*

Beban diberikan oleh pengendara pada kondisi statik yang akan digunakan untuk gaya input yang bekerja untuk mengetahui dampaknya pada rangka, dampak tersebut dapat dilihat dengan menggunakan parameter *max equivalent stress* pada metode *finite element analysis* (FEA) pada *ansys static structural*.

Simulasi ini dilakukan untuk menganalisis distribusi tegangan pada struktur rangka menggunakan perangkat lunak *ansys* dengan metode elemen hingga (FEM). Pembebanan statik sebesar 160 kg (± 1568 N) diaplikasikan pada titik-titik distribusi beban yang merepresentasikan beban pengemudi dan beban penumpang yang bekerja pada struktur secara realistis.

4.2.1 Tegangan *Von Mises*

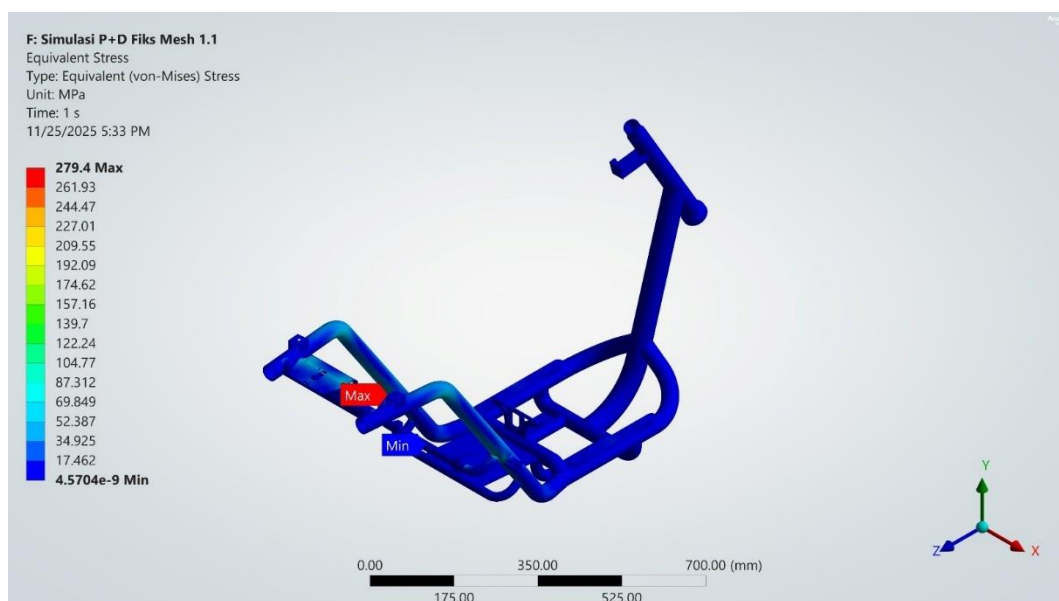
Hasil tegangan yang dianalisis adalah tegangan *von mises*, yang umum digunakan dalam evaluasi kekuatan material *ductile*. Tegangan *Von Mises* dihitung untuk mengetahui apakah material akan mengalami *yielding* (luluh) ketika dikenai beban multiaxial. Berdasarkan teori *von mises yield criterion*, material dianggap aman selama tegangan setara tidak melebihi tegangan luluh (*yield strength*) dari material yang digunakan.

Dari hasil simulasi, diperoleh nilai tegangan maksimum sebesar 279,4 MPa, yang terjadi di bagian sambungan struktural bawah bagian *arm* belakang. Tegangan

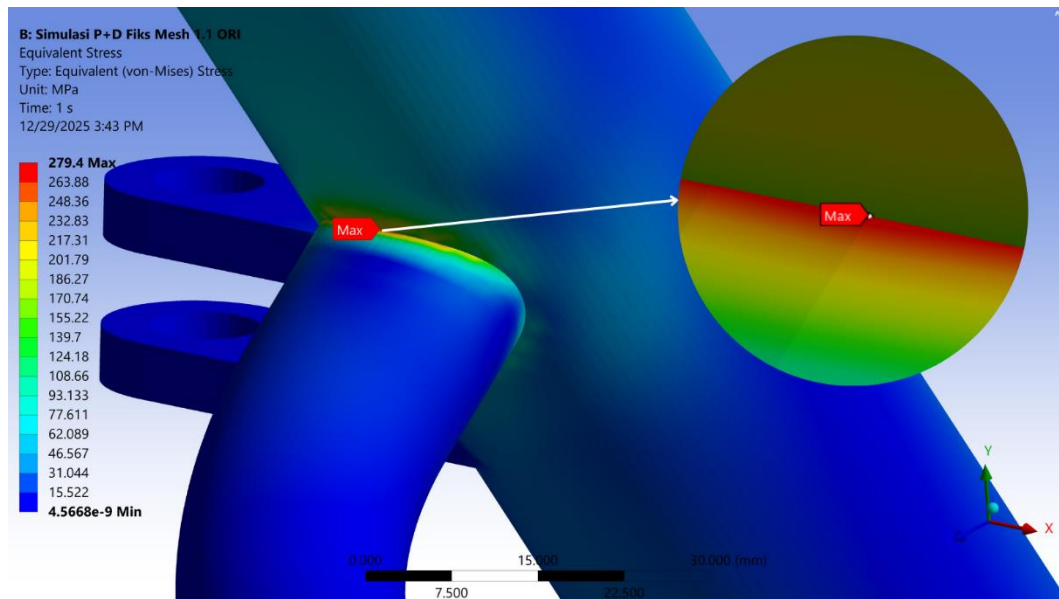
minimum terdeteksi sebesar $4,5704\text{e-}9$ MPa, yang muncul di daerah yang tidak terpengaruh langsung oleh beban yang ditunjukkan pada gambar 4.7.

Secara visual, daerah dengan konsentrasi tegangan tinggi ditandai dengan warna merah, menunjukkan lokasi yang paling kritis terhadap potensi kegagalan struktural. Sementara itu, bagian dengan warna biru menunjukkan zona yang mengalami tegangan sangat rendah. Hasil ini menjadi pertimbangan penting dalam proses optimasi dan penguatan struktur.

Penunjukan titik kritis yang ditunjukkan pada gambar 4.8, terjadi karena area sambungan struktural bawah bagian *arm* belakang kiri dan kanan merupakan titik tumpu yang menerima momen lentur dari keseluruhan struktur dan adanya konsentrasi tegangan akibat adanya pertemuan antar sambungan pipa. Akibatnya, area tersebut menghambat distribusi beban secara merata dibandingkan pada bagian batang pipa lurus lainnya.



Gambar 4. 7 Kondisi statis, *equivalent (von mises) stress* di pembebanan 160 kg



Gambar 4. 8 Titik kritis kondisi statis, equivalent (*von mises*) stress di pembebanan 160 kg

4.2.2 Total Deformasi

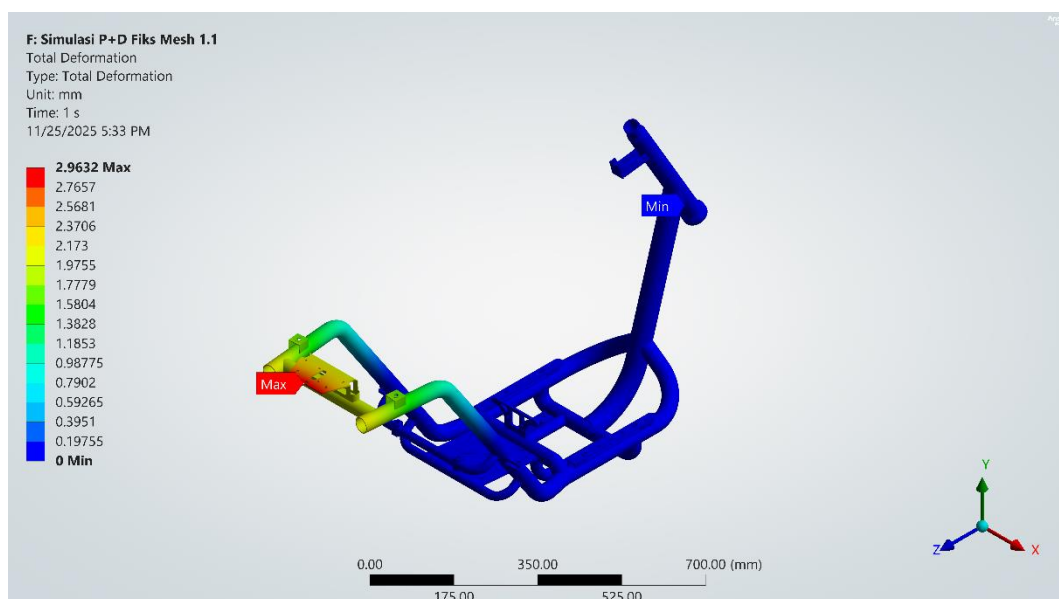
Hasil dari simulasi ini juga mengevaluasi respons deformasi struktur rangka terhadap pembebanan statis sebesar 160 kg (± 1568 N). Jenis analisis yang dilakukan adalah total deformation, yang menggambarkan perubahan posisi keseluruhan dari setiap titik pada struktur akibat pembebanan di seluruh arah (X, Y, dan Z).

Berdasarkan hasil simulasi pada gambar 4.9 didapatkan deformasi maksimum sebesar 2,9632 mm, yang terjadi pada bagian struktur jok penumpang belakang (ditandai warna merah). Deformasi minimum adalah 0 mm, terjadi pada bagian struktur stang bagian depan. Hal ini terjadi karena beban gravitasi yang cukup besar diteruskan ke struktur, sementara daerah belakang memiliki kekakuan yang lebih rendah akibat geometri penampang dan panjang bentangnya yang lebih besar. Distribusi tegangan yang tidak merata menyebabkan area tersebut menerima momen lentur yang dominan, sehingga menghasilkan defleksi lebih tinggi

dibandingkan bagian lain yang lebih kaku. Meskipun demikian, deformasi ini masih berada pada batas elastis sehingga struktur rangka tetap aman untuk menahan beban.

Hasil deformasi yang berada dalam batas wajar menunjukkan bahwa struktur masih bekerja dalam wilayah elastis dan akan kembali ke bentuk semula setelah beban dihilangkan. Namun, jika deformasi melebihi batas toleransi desain, maka dapat mengganggu fungsi atau kenyamanan pengguna dan estetika desain.

Simulasi ini memberikan informasi penting untuk mengevaluasi fleksibilitas dan kekakuan (*stiffness*) struktur. Semakin kecil deformasi yang terjadi pada beban tinggi, maka semakin baik kekakuan struktur tersebut.



Gambar 4. 9 Kondisi statis, total deformasi di pembebanan 160 kg

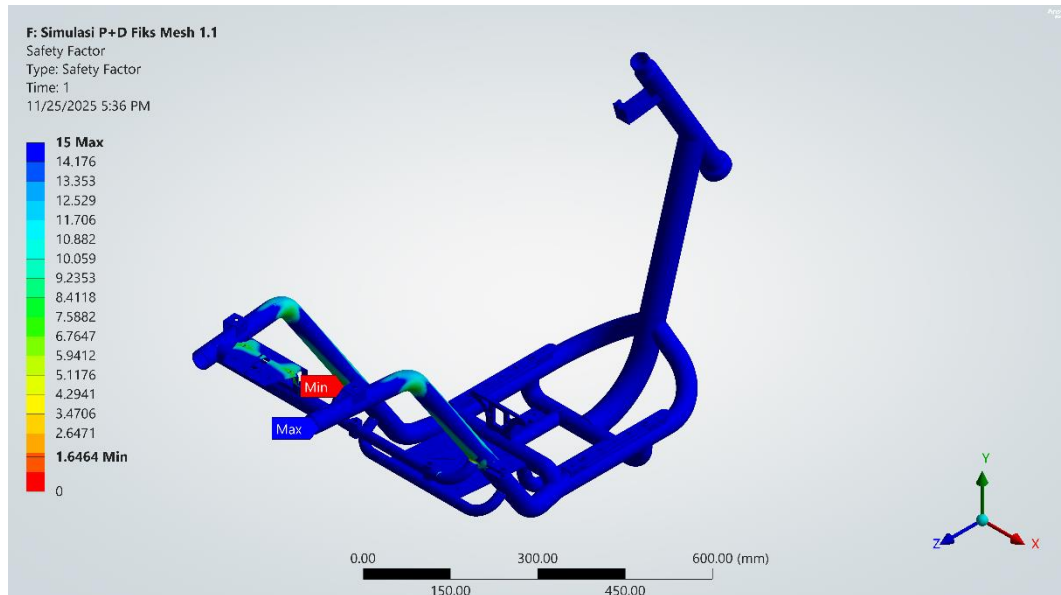
4.2.3 Safety Factor

Simulasi ini juga dilakukan untuk mengetahui faktor keamanan (*safety factor*) dari struktur rangka ketika dibebani secara statis sebesar 160 kg (1568 N). Analisis ini penting untuk memastikan bahwa struktur tidak hanya kuat, tetapi juga aman

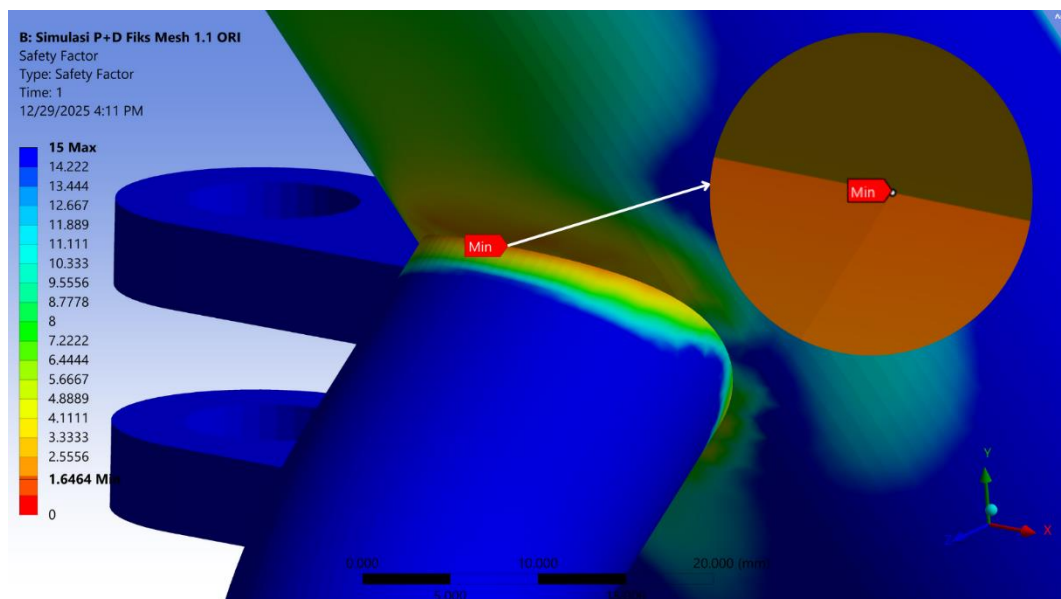
dan andal dalam jangka panjang, bahkan saat terjadi variasi beban atau ketidaksempurnaan manufaktur.

Pada gambar 4.10 menunjukkan bahwa nilai faktor keamanan minimum adalah sebesar 1,6464, yang terjadi di bagian sambungan antar *arm* dengan rangka jok penumpang (ditandai warna merah) kiri dan kanan, sedangkan nilai maksimum mencapai 15 (warna biru), menandakan bagian yang sangat aman dan tidak terpengaruh oleh beban secara signifikan. Titik seperti yang ditunjukan pada gambar 4.11 berhubungan langsung dengan titik tegangan *von mises* maksimum, menunjukkan bahwa area tersebut merupakan daerah dengan margin keamanan yang rendah terhadap batas luluh material (*yield strength*).

Menurut standar rekayasa, nilai faktor keamanan minimum yang disarankan untuk desain statis umumnya berkisar antara 1,25 hingga 2, tergantung pada jenis material, aplikasi, dan tingkat risiko. Dengan demikian, struktur ini masih berada dalam batas aman, meskipun daerah dengan faktor keamanan mendekati 1,5 perlu diperhatikan secara khusus karena lebih rentan terhadap kegagalan apabila terjadi peningkatan beban, kelelahan material, atau kerusakan akibat korosi dan faktor lingkungan.



Gambar 4. 10 Kondisi statis, *safety factor* di pembebanan 160 kg



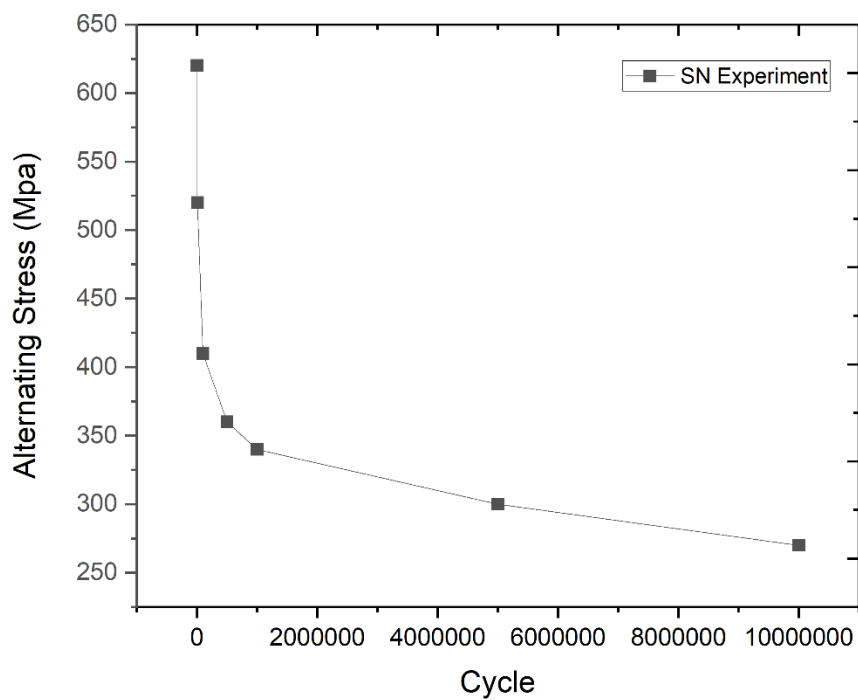
Gambar 4. 11 Titik kritis kondisi statis, *safety factor* di pembebanan 160 kg

Tabel 4. 3 Hasil data simulasi rangka sepeda motor listrik

Total Massa (Kg)	Skewness	Von Mises Stress Max (Mpa)	Von Mises Stress Min (Mpa)	Deformation Max (mm)	Deformation Min (mm)	Alternating Stress Max (Mpa)	Life Max	Life Min	Safety Factor Min	Safety Factor Max
160	0.86985	279,4	4,5704E-09	2,9632	0	148,97	1.e+007	1.e+007	1,6464	15

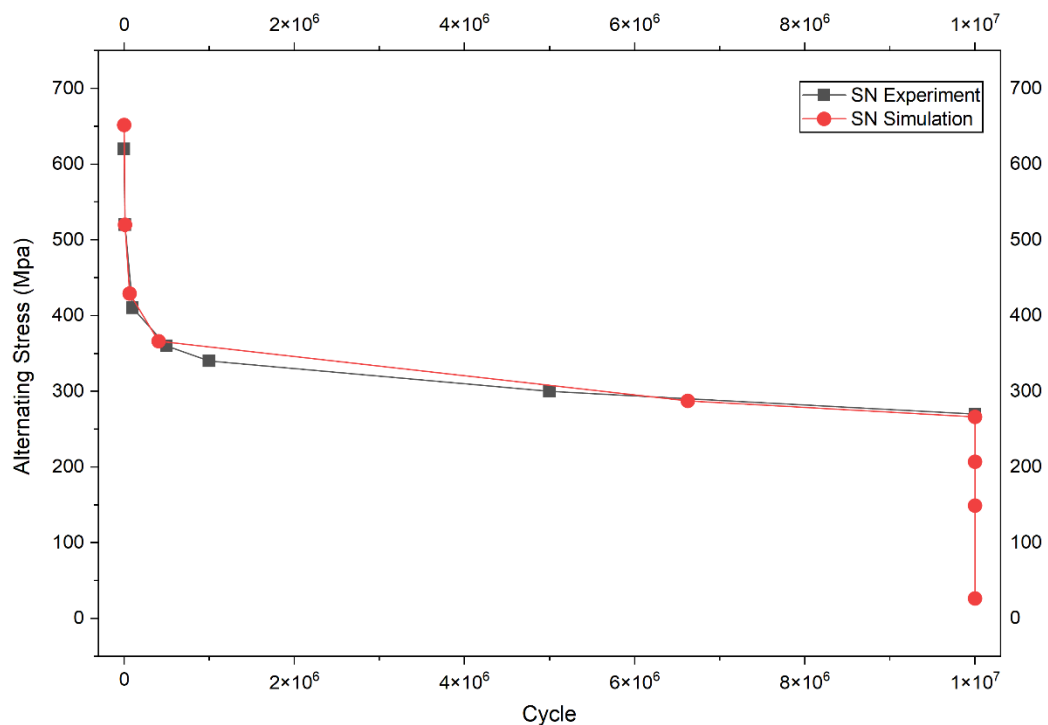
4.2.4 Mechanical Fatigue

Pembebanan yang terjadi secara berkala dan berulang-ulang pada rangka sepeda motor listrik sebesar 160 kg tersebut dapat menyebabkan *mechanical fatigue* pada rangka. Berdasarkan hasil tes *fatigue* pada baja AISI 4130 yang telah dilakukan pada studi kasus, didapatkan literatur yang membahas tentang grafik *S-N Curve* Baja AISI 4130 pada gambar 4.12.



Gambar 4. 12 Grafik *s-n curve* baja aisi 4130 eksperimen

Sumber : Fragoudakis & Saigal, 2010



Gambar 4. 13 Grafik *S-N curve* baja AISI 4130 *experiment* dengan *S-N curve* baja AISI 4130 *simulation*

Gambar 4.13 menunjukkan grafik *S-N Curve* dari hasil simulasi yang diperoleh dengan memberikan pembebanan bertahap mulai dari 80 kg hingga 360 kg pada rangka sepeda motor listrik. Setiap variasi beban menghasilkan nilai tegangan yang kemudian dikonversikan menjadi umur lelah (*fatigue life*) dalam bentuk jumlah siklus kegagalan (*N*). Proses ini menghasilkan data yang dapat diplot pada kurva S-N.

Karena beban yang diberikan tidak *fully reserved loading*, maka *S-N Curve* yang digunakan merupakan *S-N Curve* material yang dipengaruhi oleh *mean stress* dengan menggunakan persamaan *goodman* ataupun *gerber*. *Mean stress* adalah komponen rata-rata dari tegangan siklik yang mempengaruhi ketahanan material terhadap kelelahan. Nilai *mean stress* digunakan dalam berbagai kriteria *fatigue* seperti *modified goodman*, dan memainkan peran penting dalam menentukan faktor

keamanan desain struktur terhadap beban berulang. *Mean stress* yang tinggi, terutama jika bernilai positif (tegangan tarik), cenderung mempercepat terjadinya retak atau kegagalan pada material. Sebaliknya, *mean stress* negatif (tegangan tekan) dalam batas tertentu bisa meningkatkan ketahanan *fatigue*. Dengan menggunakan *ultimate stress* persamaan 4.2 baja AISI 4130, maka mean stress yang didapatkan sebesar:

$$\sigma_{mean} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_{mean} = \frac{52,99 + 0,000013407}{2}$$

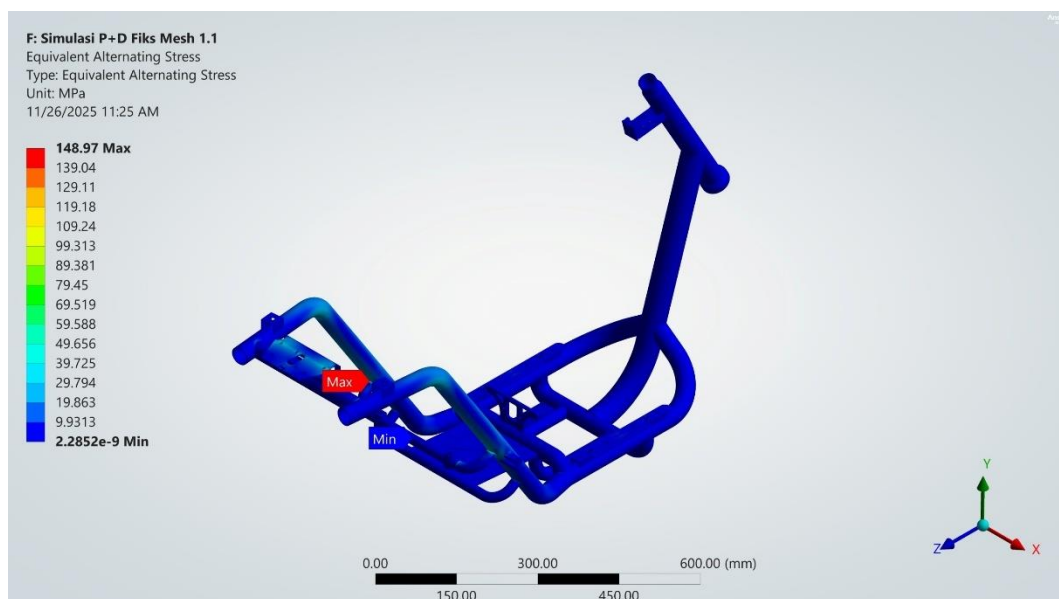
$$\sigma_{mean} = 26,4950067$$

Setelah dilakukannya simulasi maka didapatkan grafik *S-N Curve* material yang baru pada setiap siklusnya pada gambar 4.11 dan data grafik *S-N Curve* yang dilakukan secara simulasi di tunjukkan pada tabel 4.4.

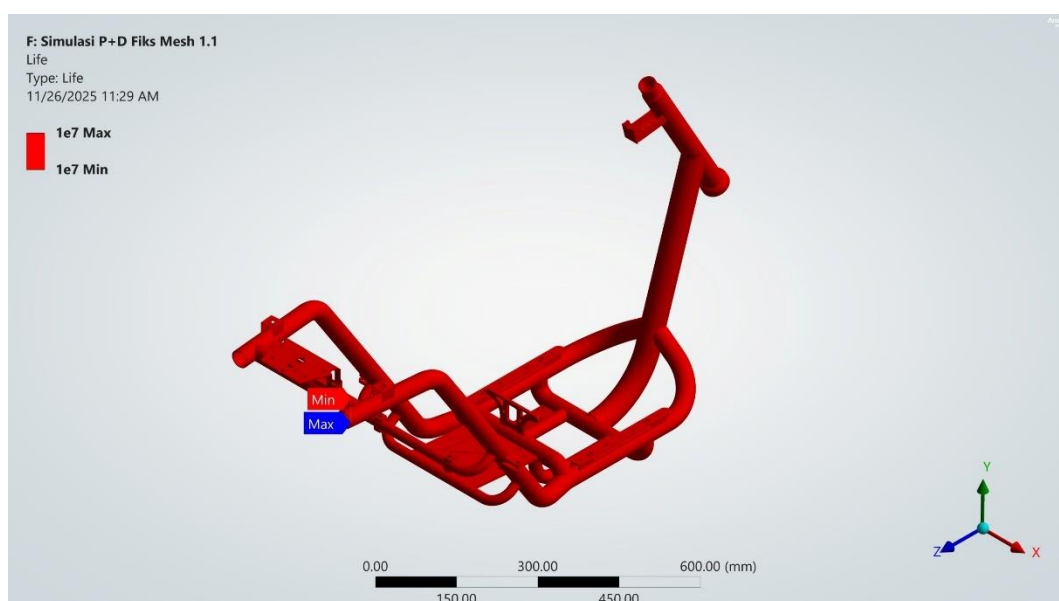
Tabel 4. 4 Variasi Pembebanan

SN CURVE BAJA AISI 4130											
Jumlah Massa (Kg)	Pengemudi (N)			Penumpang+Beban (N)			Alternating Stress Max (Mpa)	Alernating Stress Min (Mpa)	Life Max	Life Min	Safety Factor
Massa Kaki	Massa Badan	Massa Tangan	Massa Kaki	Massa Badan	Massa beban						
80	1667	588,6	29,43				26,554	6,7035E-06	10000000	10000000	8,6809
160	1667	588,6	29,43	196,2	588,6		148,97	2,2834E-09	10000000	10000000	1,6464
180	166,7	588,6	29,43	196,2	588,6	196,2	206,96	2,3999E-09	10000000	10000000	1,2466
220	196,2	735,75	29,43	245,25	735,75	215,82	266,36	2,9694E-09	10000000	10000000	1,0277
240	245,25	784,8	29,43	294,3	784,8	215,82	287,45	3,1426E-09	10000000	6623400	0,97343
270	245,25	902,52	29,43	294,3	902,52	274,68	366,14	3,6624E-09	10000000	405600	0,83114
300	318,825	961,38	34,335	343,35	961,38	323,73	429,14	3,9729E-09	10000000	64272	0,75838
330	343,35	1088,91	39,24	343,35	1079,1	343,35	520,06	4,48E-09	10000000	9984,1	0,68759
360	372,78	1177,2	39,24	372,78	1196,82	372,78	651,84	4,86E-09	10000000	0	0,62342

Berdasarkan gambar 4.7 hingga gambar 4.15 dan tabel 4.4 diketahui bahwa pada pembebanan 160 kg yang telah disimulasikan tidak akan patah atau aman karena memiliki minimal *cycle* sebesar 10000000 jumlah siklus pada *alternating stress* yang menghasilkan nilai yang aman. Dalam perangkat lunak Ansys, angka 10000000 sering kali merupakan nilai batas atas yang ditetapkan untuk menunjukkan bahwa struktur aman dari kegagalan dalam jangka panjang.



Gambar 4. 14 *Equivalent alternating stress* di pembebanan 160 kg



Gambar 4. 15 *Cycle* di pembebanan 160 kg

4.3 Hasil Simulasi Kondisi Dinamis Sebelum Optimasi Menggunakan *Ansys Static Structural*

Simulasi dinamis pada kondisi deselerasi merupakan analisis yang digunakan untuk mempelajari respon rangka sepeda motor listrik ketika mengalami deselerasi akibat pengereman. Sehingga beban dinamis yang diterima rangka dapat direpresentasikan secara realistis. Metode simulasi statis hanya menggambarkan distribusi beban dalam kondisi tetap, sedangkan simulasi dinamis mempertimbangkan variasi beban terhadap waktu serta pengaruh momen akibat deselerasi mendadak. Melalui pendekatan ini, proses optimasi rangka dapat dilakukan lebih akurat karena hasil simulasi mampu menunjukkan tegangan maksimum, deformasi, serta distribusi gaya yang terjadi secara nyata pada kondisi pengereman.

Kecepatan awal (V_0) yang digunakan merupakan hasil dari perhitungan manual yaitu dengan menggunakan rumus berikut :

$$F = M \times a$$

$$\mu_s \times N = M \times a$$

$$a = \frac{\mu_s \times N}{M}$$

Diketahui nilai maksimum koefisien gesekan (μ_s) yang digunakan untuk roda depan berkisar sekitar nilai 0,75, dan lebih besar untuk roda belakang yang nilainya berkisar 0,8 (Parczewski & Wnęk, 2012). Massa total dari pembebanan (M). Maka distribusi massa yang digunakan ditunjukkan pada tabel 4.5.

Tabel 4. 5 Distribusi Massa

Distribusi Massa		
Massa (Kg)	Distribusi Massa Roda	Distribusi Massa Roda
	Depan	Belakang
160	$\mu_s = 0,75$	$\mu_s = 0,8$
	65%	35%
	765,18	439,488

Tabel 4.5 tersebut akan digunakan untuk perhitungan nilai *deselerasi* berikut:

$$a = \frac{\mu_{s1} \times N_1 + \mu_{s2} \times N_2}{M}$$

$$a = \frac{353,16 + 251,136}{80 \text{ Kg} + 20,362}$$

$$a = 6 \text{ m/s}^2$$

Tabel 4. 6 Nilai *Deselerasi* pada setiap pembebanan

Distribusi Massa				
Massa Rangka (Kg)	Massa Pembebanan (Kg)	Distribusi Massa Roda Depan	Distribusi Massa Roda Belakang	Deselerasi (m/s^2)
		$\mu_s = 0,75$	$\mu_s = 0,8$	
		65%	35%	
20,362	160	765,18	439,488	6,68

Pada gerak lurus berubah beraturan (GLBB) ketika kecepatan akhir (V_t) = 0 (kondisi pengereman hingga berhenti), jarak tempuh sampai berhenti dapat dicari dari persamaan kinematika:

$$V_t^2 = V_0^2 - 2 \times a \times s$$

$$0 = V_0^2 - 2 \times a \times s$$

$$s = \frac{V_0^2}{2 \times a}$$

Pada tahapan ini penulis melakukan perhitungan analitik (teoritis) sistem pengereman cakram roda depan dan belakang, beban maksimal kendaraan pada kecepatan 30 Km/jam.

Tabel 4. 7 Variasi Jarak Pengereman (s)

Jarak Pengereman (s)					
Massa Pembebanan (Kg)	V_t (m/s)	V_0 (km/h)	V_0 (m/s)	a (m/s ²)	s (m)
160	0	30	8,33	6,68	5,20

Pada Tabel 4.7 maka didapatkan maksimal jarak berhenti sekitar 10 meter untuk *braking distance*. Maka jarak pengereman yang di inginkan yaitu 5 m, 5 m sisanya digunakan sebagai *safety distance* apabila ada hal yang tidak di inginkan.

Waktu pengereman menggunakan persamaan GLBB yaitu:

$$V_t = V_0 - a \times t$$

$$t = \frac{V_0 - V_t}{a}$$

$$t = \frac{8,33 - 0}{6,02}$$

$$t = 1,38 \text{ s}$$

Tabel 4. 8 Waktu Pengereman

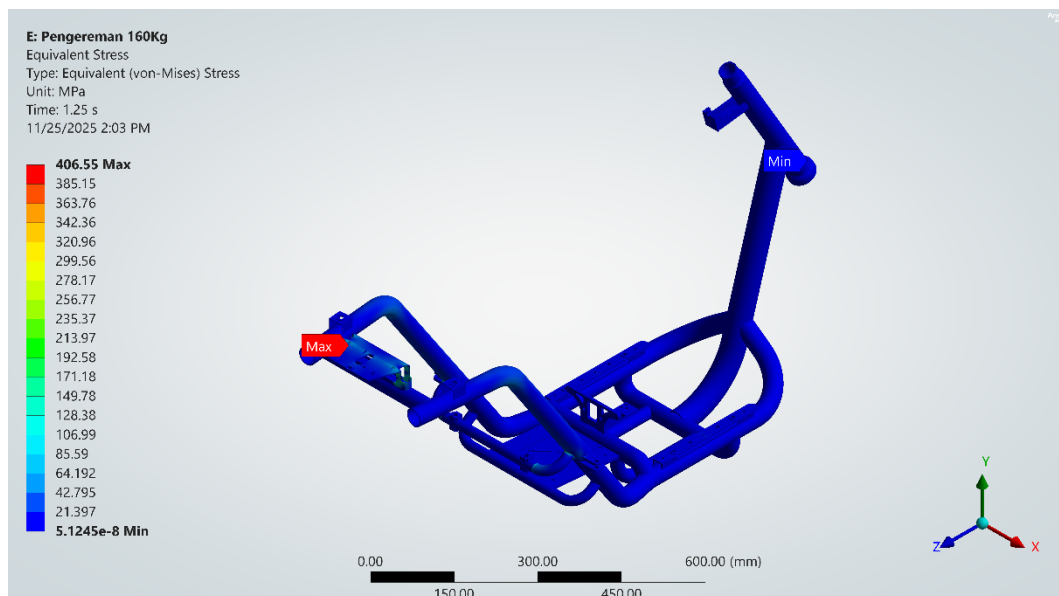
Massa Pembebanan (Kg)	V_t (m/s)	V_0 (km/h)	V_0 (m/s)	a (m/s ²)	s (m)	Waktu Pengereman (t)
160	0	30	8,33	6,68	5,20	1,25

Pada tabel 4.8 menunjukkan waktu pengereman terhadap jarak dan kecepatan yang terjadi saat kondisi pengereman sampai berhenti.

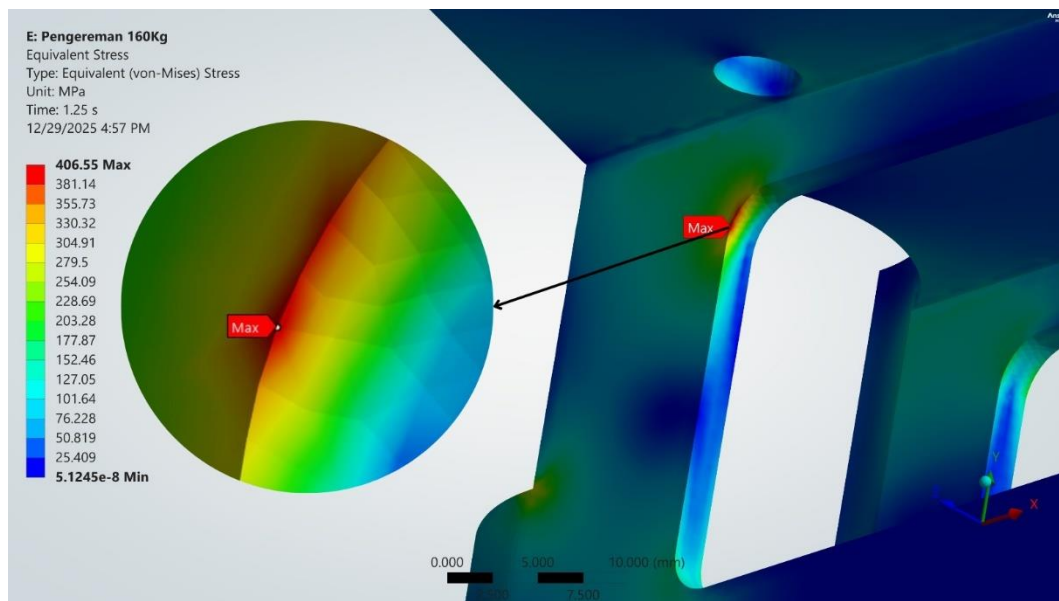
4.3.1 Tegangan *Von Mises*

Simulasi dinamis dilakukan untuk menganalisis distribusi tegangan *von mises* pada rangka kendaraan ketika mengalami pengereman mendadak dengan beban 160 kg dan kecepatan awal 30 km/h. Berdasarkan hasil, diperoleh nilai tegangan maksimum sebesar 406,55 MPa, dan nilai tegangan minimum sebesar $5,1245\text{e-}8$ MPa. Hasil ini menunjukkan bahwa peningkatan signifikan terhadap tegangan yang terjadi pada struktur rangka.

Nilai tegangan maksimum terletak pada area jok penumpang yang ditunjukkan pada gambar 4.16 dan 4.17. Tegangan minimum terjadi pada bagian atas rangka (stang stir), yang tidak mengalami gaya langsung atau lentur signifikan. Distribusi tegangan ini selaras dengan teori perpindahan pusat massa saat pengereman mendadak, di mana gaya inersia mendorong beban ke arah depan. Titik kritis yang ditandai sebagai Max merupakan titik pertemuan utama yang menahan gaya dorong horisontal dari roda belakang serta momen puntir dari struktur depan, dan juga titik kritis ini terjadi pada sisi kiri dan kanan area jok penumpang..



Gambar 4. 16 Kondisi deselarasi, *equivalent (von mises) stress* pada pembebanan 160 kg, 30 km/h



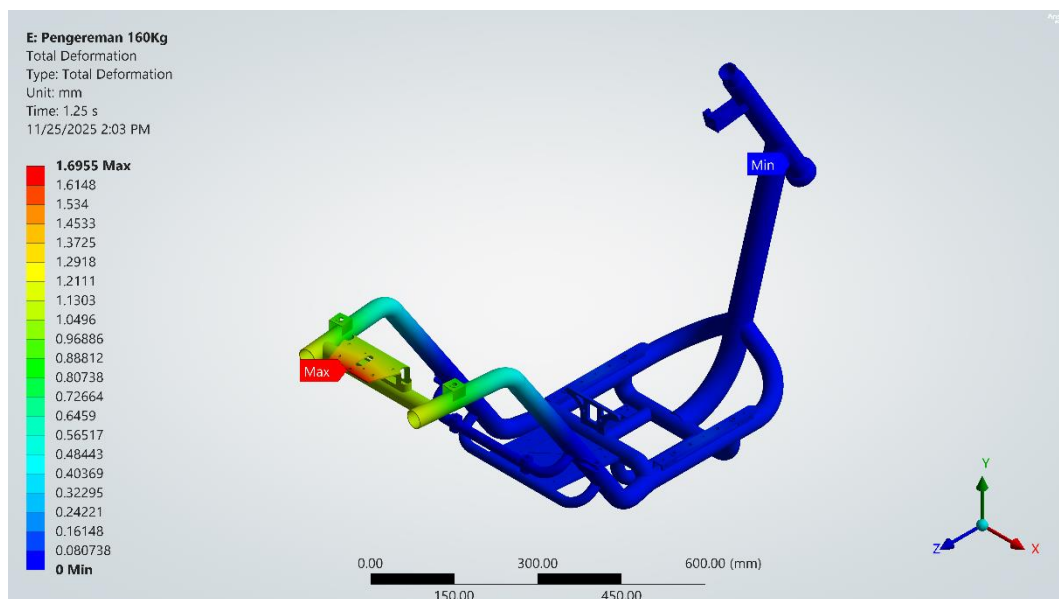
Gambar 4. 17 Titik kritis kondisi *deselarasi*, *equivalent (von mises) stress* pada pembebanan 160 kg, 30 km/h

4.3.2 Total Deformasi

Nilai deformasi total bertujuan untuk mengetahui seberapa besar perubahan bentuk geometris yang dialami oleh rangka kendaraan selama proses pengereman mendadak. Pada simulasi ini, digunakan beban sebesar 160 kg dengan kecepatan awal kendaraan 30 km/h. Hasil analisis menunjukkan bahwa deformasi maksimum yang terjadi adalah sebesar 1,6955 mm sedangkan deformasi minimum sebesar 0 mm.

Deformasi maksimum terjadi pada bagian jok penumpang rangka. Deformasi minimum ditemukan pada area kemudi (stang stir), yang relatif jauh dari pusat beban dan tidak mengalami gaya dominan saat pengereman. Distribusi deformasi ini bersesuaian dengan teori dinamika kendaraan di mana beban inersia berpindah ke depan saat pengereman, menimbulkan momen lentur dan gaya tekan tambahan pada rangka bagian depan seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.18.

Hasil simulasi menunjukkan bahwa total deformasi maksimum sebesar 1,6955 mm terjadi pada ujung belakang struktur rangka. Fenomena ini disebabkan oleh pengaruh gaya inersia saat kondisi pengereman yang menimbulkan momen gaya pada bagian ujung bebas rangka. Secara mekanika, hal ini selaras dengan prinsip lengan momen, di mana deformasi akan meningkat secara linear terhadap titik terjauh dari tumpuan utama.

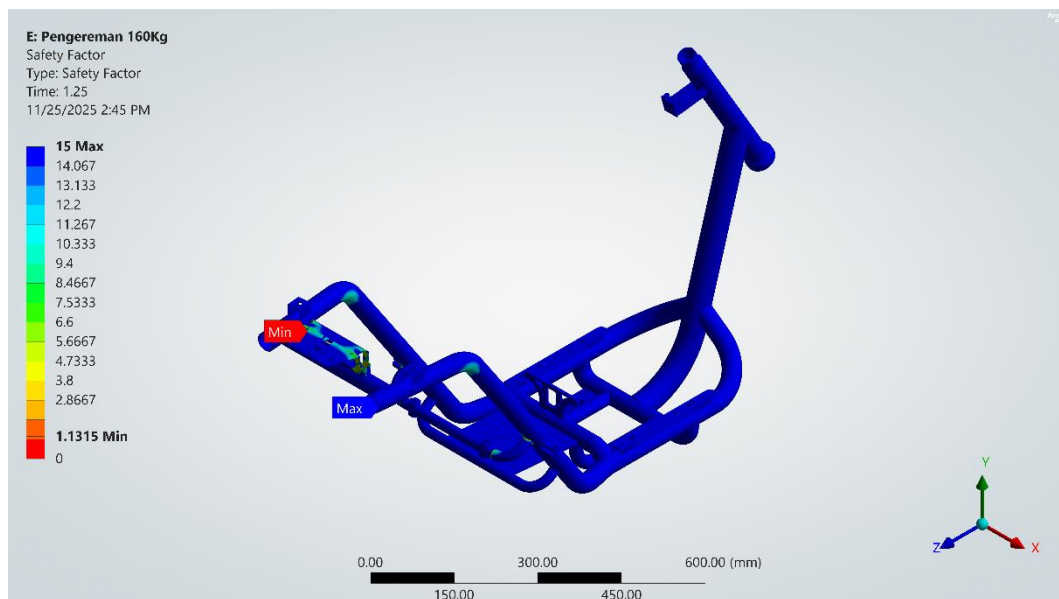


Gambar 4. 18 Kondisi deselarasi, *total deformation* pada pembebanan 160 kg, 30 km/h

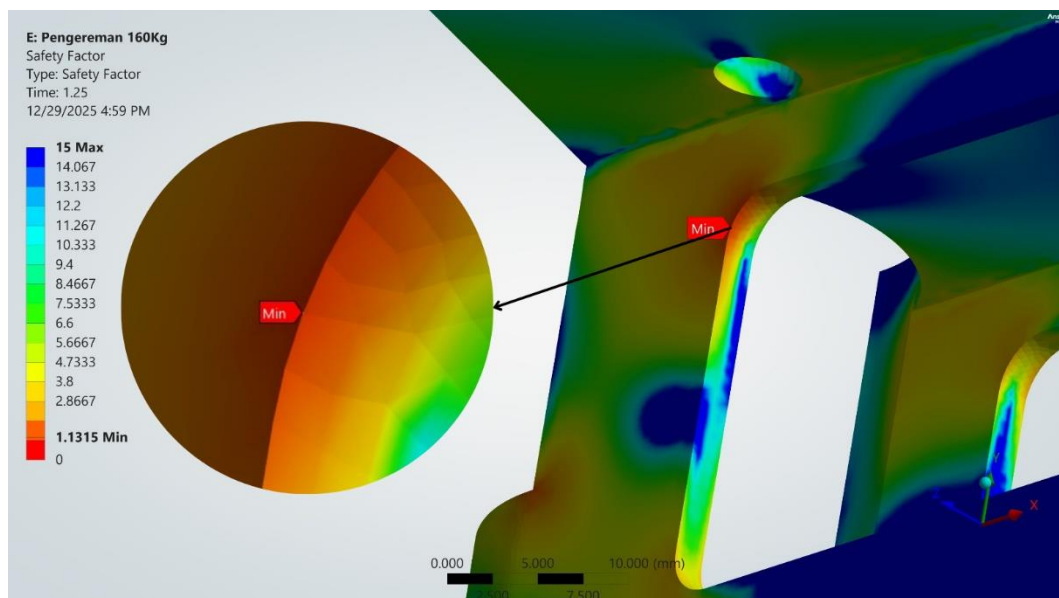
4.3.3 Safety Factor

Simulasi analisis faktor keamanan dilakukan untuk mengevaluasi sejauh mana struktur rangka mampu menahan beban dinamis pengereman dengan pembebanan 160 kg dan kecepatan 30 km/h. Hasil analisis menunjukkan bahwa nilai faktor keamanan maksimum yang diperoleh adalah 15, sedangkan nilai minimum tercatat sebesar 1,1315. Nilai minimum ini mengindikasikan batas aman terendah dari struktur pada titik paling kritis, sementara nilai maksimum menunjukkan bagian struktur yang tidak mengalami tegangan signifikan

ditunjukkan pada gambar 4.19. Pada titik kritis yang ditunjukkan pada gambar 4.20 dengan Min saat kondisi deselerasi merupakan titik yang menerima beban inersia terbesar yang disebabkan oleh momen lentur dan gaya geser yang dihasilkan dari transfer massa ke arah depan.



Gambar 4. 19 Kondisi deselerasi, *safety factor* pada pembebanan 160 kg, 30 km/h

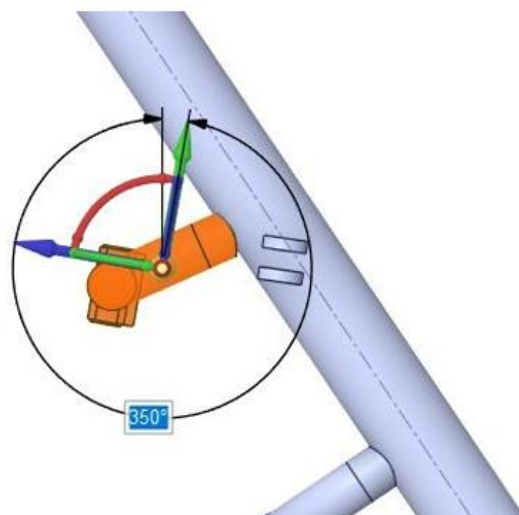
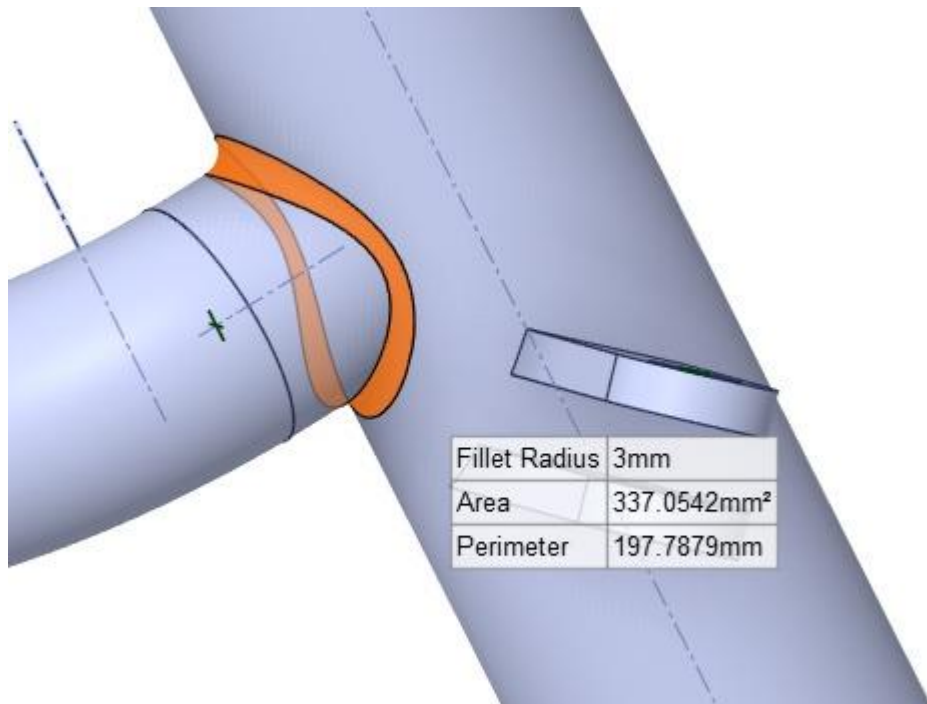


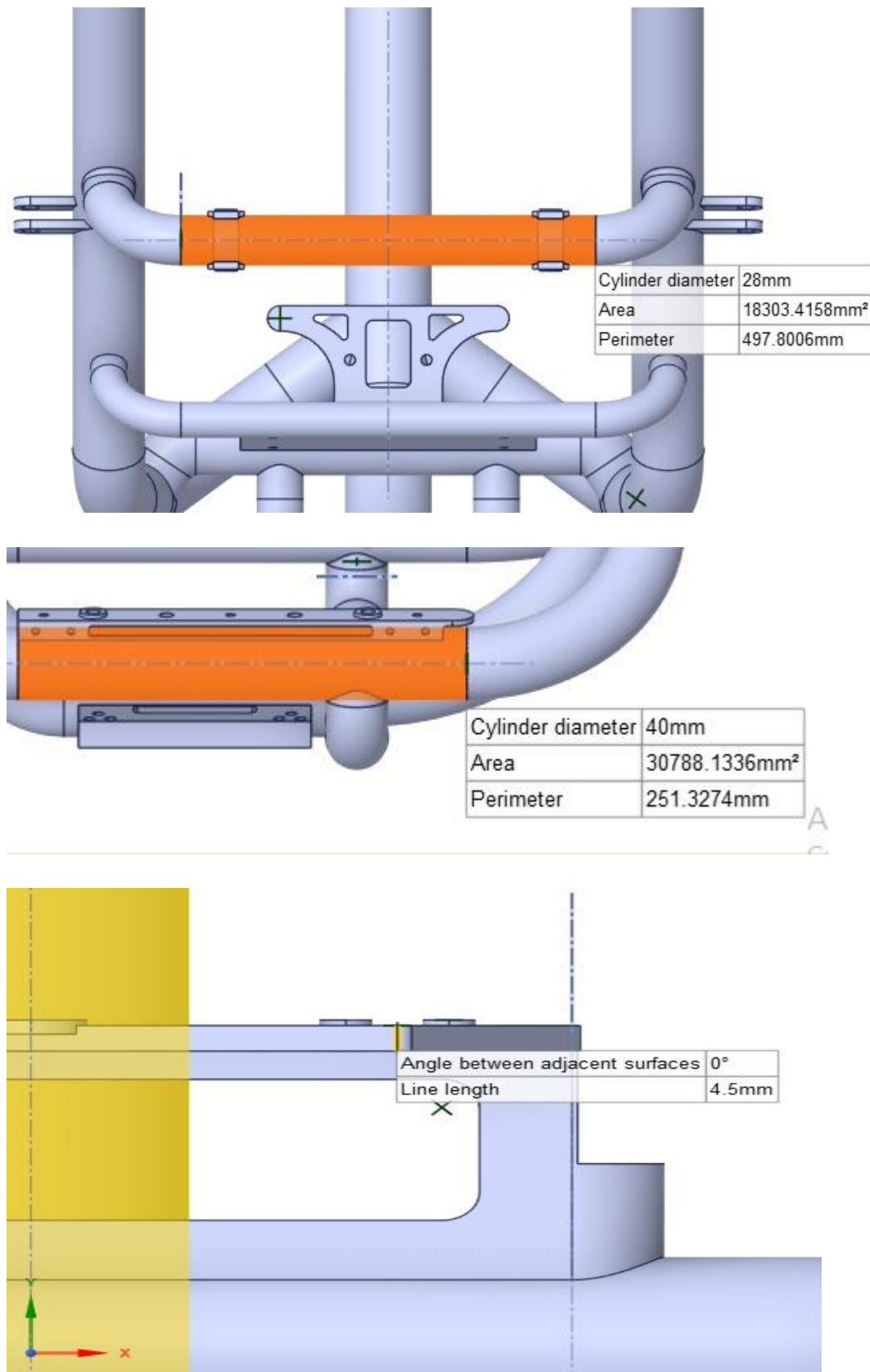
Gambar 4. 20 Titik kritis kondisi deselerasi, *safety factor* pada pembebanan 160 kg, 30 km/h

Tabel 4. 9 Data Simulasi Kondisi Deselerasi

DATA SIMULASI DINAMIS KONDISI DESELERASI												
Massa Pembebanan (Kg)	Vt (m/s)	V0 (km/h)	V0 (m/s)	a (m/s ²)	s (m)	Waktu Pengereman (t)	Equivalent Stress/ Von Mises Max (Pa)	Equivalent Stress/ Von Mises Min (Pa)	Deformasi Max (m)	Deformasi Min (m)	Safety Factor	Safety Factor
160	0	30	8,33	6,68	5,20	1,25	4.0655e+10	0.051245	0.0016955	0	1,1315	15

4.4 Optimasi Rangka Sepeda Motor Listrik





Gambar 4. 21 Optimasi rangka sepeda motor listrik

Optimasi dilakukan seperti gambar 4.17. Optimasi rangka sepeda motor listrik dilakukan dengan :

1. Menambah lengkungan pada sudut tajam antara dua permukaan sebesar 3 mm.
2. Bagian arm belakang lebih dimiringkan ke arah *clockwise* 10° dari titik pusat rotasi.
3. Memperkuat bagian silinder arm belakang penambahan jari-jari tebal plat 4 mm (dengan diameter awal sebesar 20 mm menjadi 28 mm).
4. Penambahan jari-jari tebal plat 3 mm bagian rangka penyangga.

Setelah melakukan simulasi numerik secara statis dan dinamis dengan mempertimbangkan nilai *safety factor* yang terjadi pada rangka motor listrik. Nilai tersebut memiliki range pada rangka saat kondisi statis dengan kisaran antara 1,25 hingga 2. Sedangkan pada kondisi dinamis dengan kisaran nilai antara 2 hingga 2,5. Titik kritis yang diakibatkan pada tegangan yang terjadi terletak pada plat belakang bagian jok penumpang. Selain itu, pendekatan ini sejalan dengan prinsip optimasi struktural, di mana modifikasi bertujuan untuk meningkatkan efisiensi kekuatan dan kekakuan tanpa menambah massa secara signifikan. Optimasi ini disimulasikan dengan pembebanan 160 kg secara statis kondisi tanpa deselerasi, dan di simulasikan dengan simulasi dinamis dengann kondisi deselerasi 160 kg, kecepatan 30 km/h.

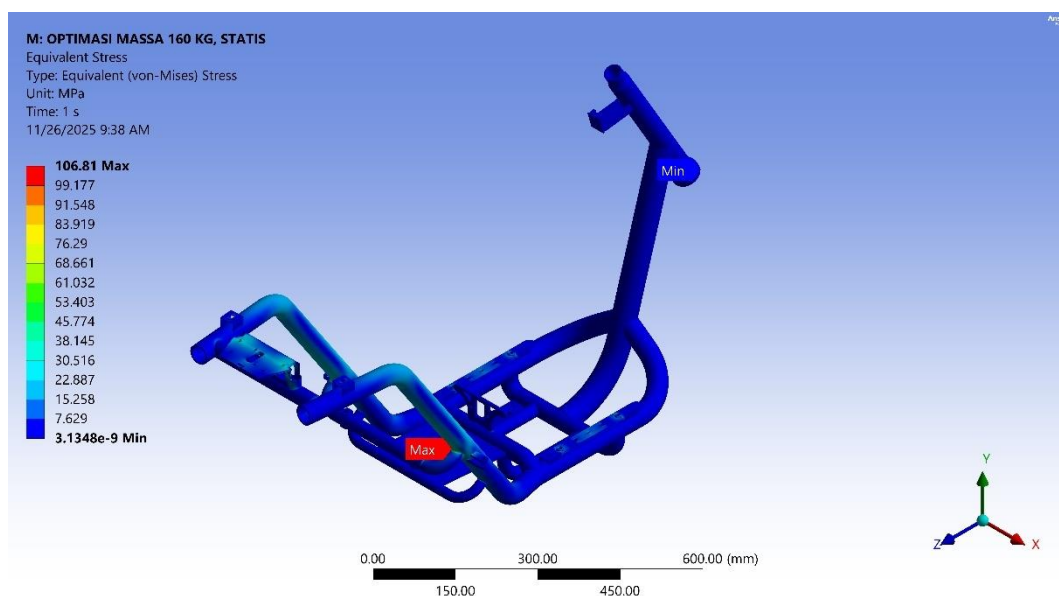
4.5 Hasil Simulasi Statis Sesudah Optimasi

Simulasi ini dilakukan untuk menganalisis distribusi tegangan pada struktur rangka menggunakan perangkat lunak *ansys* dengan metode elemen hingga (FEA) pada kondisi rangka diam atau dalam kondisi statis. Pembebanan statik sebesar 160 kg (± 1568 N) yang diaplikasikan pada hasil optimasi rangka yang telah dilakukan.

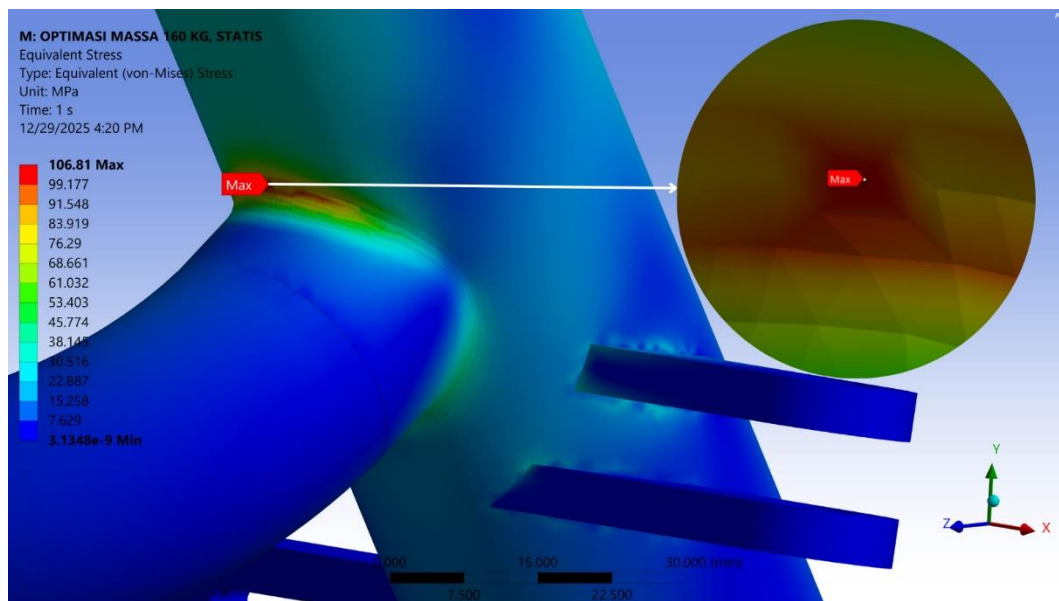
4.5.1 Tegangan *Von Mises*

Hasil analisis menggunakan metode elemen hingga (FEA) pada simulasi statis menunjukkan bahwa optimasi ini berhasil menurunkan nilai tegangan ekuivalen maksimum (*max equivalent stress*) dari 279,4 MPa menjadi 106,81 Mpa. Tegangan minimum dari 4,5704e-9 Mpa menjadi 3,1348e-9 Mpa, yang terjadi di bagian sambungan struktural bawah bagian *arm* belakang, nilai tersebut dapat dilihat pada gambar 4.22 pada simulasi statis pembebanan 160 kg.

Penunjukan titik kritis seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.23 terjadi karena area sambungan struktural bawah bagian *arm* belakang kanan dan kiri merupakan titik tumpu yang menerima momen lentur dari keseluruhan struktur dan adanya konsentrasi tegangan akibat adanya pertemuan antar sambungan pipa. Akibatnya, area tersebut menghambat distribusi beban secara merata dibandingkan pada bagian batang pipa lurus lainnya.



Gambar 4. 22 Hasil optimasi rangka, nilai *equivalent (von mises) stress max* pembebanan 160 kg tanpa deselerasi

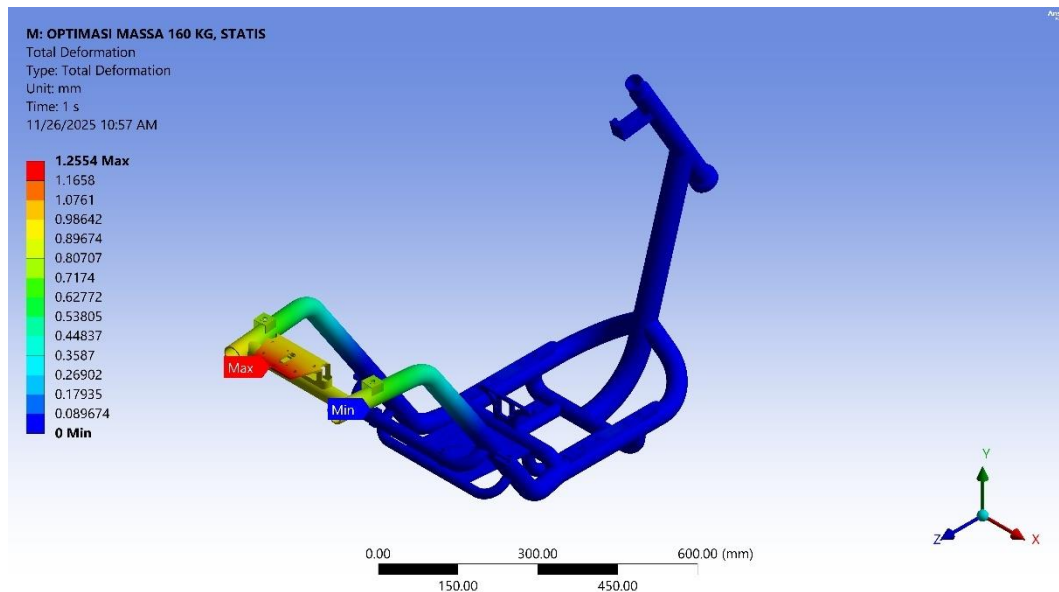


Gambar 4. 23 Hasil optimasi rangka, titik kritis kondisi statis, nilai *equivalent (von mises) stress max* pembebanan 160 kg tanpa deselerasi

4.5.2 Total Deformasi

Hasil optimasi menggunakan metode elemen hingga (FEA) pada simulasi statis berhasil menurunkan nilai total deformasi maksimum dari 2,9632 mm menjadi 1,2554 mm seperti yang terlihat pada gambar 4.24. Deformasi minimum adalah 0 mm, terjadi pada bagian struktur stang bagian depan. Titik kritis dapat dilihat pada gambar 4.24 yang berada pada struktur jok penumpang belakang.

Hal ini terjadi karena area tersebut terjadi distribusi tegangan yang tidak merata menyebabkan area tersebut menerima momen lentur yang dominan, sehingga menghasilkan defleksi lebih tinggi dibandingkan bagian lain yang lebih dekat dengan titik tumpu (*fixed supports*). Meskipun demikian, deformasi ini masih berada pada batas elastis sehingga struktur rangka tetap aman untuk menahan beban.

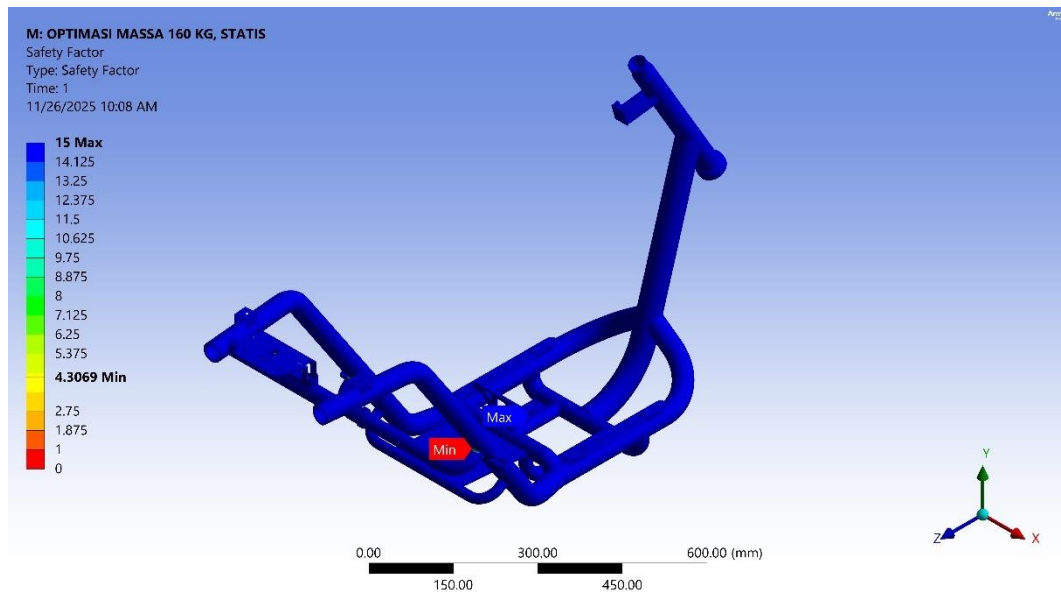


Gambar 4. 24 Hasil optimasi rangka, nilai total deformasi pembebanan 160 kg tanpa deselerasi

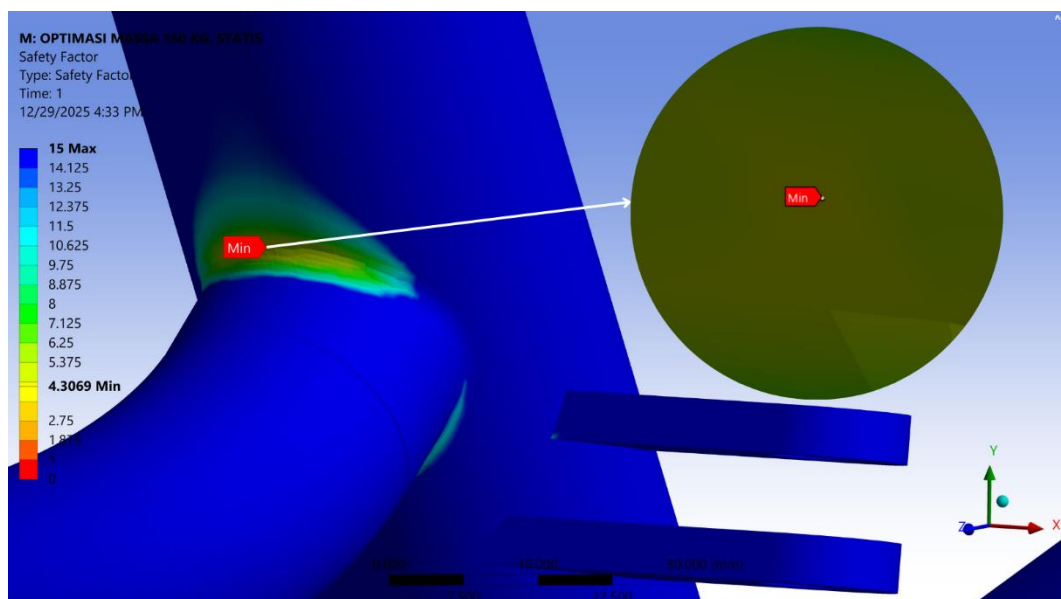
4.5.3 Safety Factor

Hasil optimasi menggunakan metode elemen hingga (FEA) pada simulasi statis berhasil meningkatkan nilai *safety factor* dari 1,6464 menjadi 4,30 seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.25, yang terjadi di bagian sambungan antar *arm* dengan rangka jok penumpang kanan dan kiri. Menurut standar rekayasa, nilai faktor keamanan minimum yang disarankan untuk desain statis umumnya berkisar antara 1,25 hingga 2, tergantung pada jenis material, aplikasi, dan tingkat risiko. Dengan demikian, peningkatan nilai *safety factor* menandakan bahwa rangka sangat aman terhadap beban yang diberikan.

Pada titik yang ditunjukkan pada gambar 4.26 berhubungan langsung dengan nilai tegangan *von mises*, menunjukkan bahwa area tersebut merupakan daerah dengan margin keamanan yang tinggi terhadap batas luluh material (*yield strength*).



Gambar 4. 25 Hasil optimasi rangka, nilai *safety factor* pembebanan 160 kg tanpa deselerasi



Gambar 4. 26 Hasil optimasi rangka, titik kritis kondisi statis, nilai *safety factor* pembebanan 160 kg tanpa deselerasi

4.6 Hasil Simulasi Dinamis Setelah Optimasi

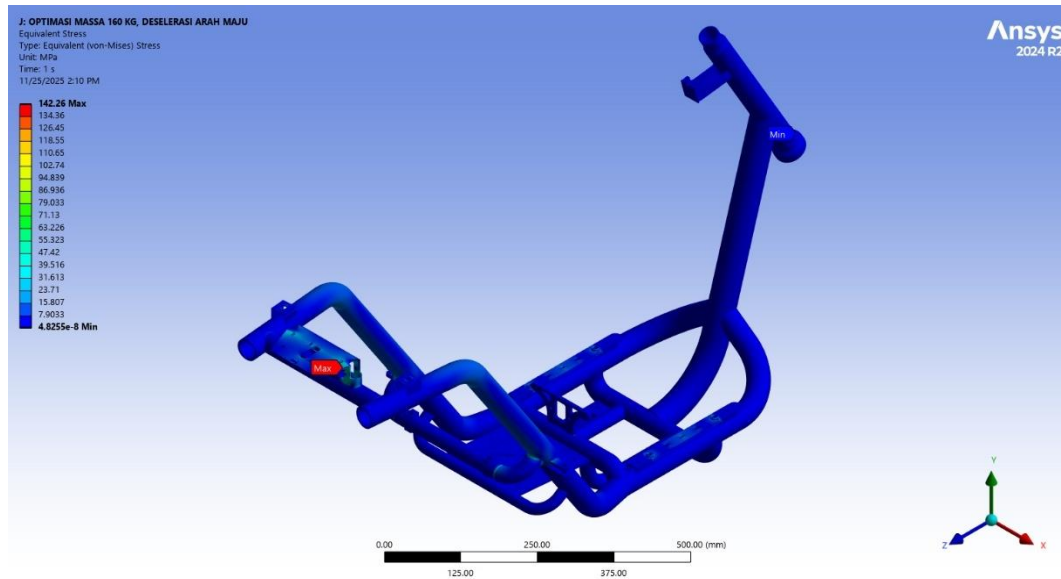
Simulasi ini dilakukan untuk menganalisis distribusi tegangan pada struktur rangka menggunakan perangkat lunak *ansys* dengan metode elemen hingga (FEA) pada kondisi rangka mengalami deselerasi (penggeraman). Pembebanan dinamis

sebesar 160 kg (± 1568 N), nilai deselerasi sebesar 6,68 (m/s^2) dan kecepatan awal 30 km/h yang diaplikasikan pada hasil optimasi rangka yang telah dilakukan.

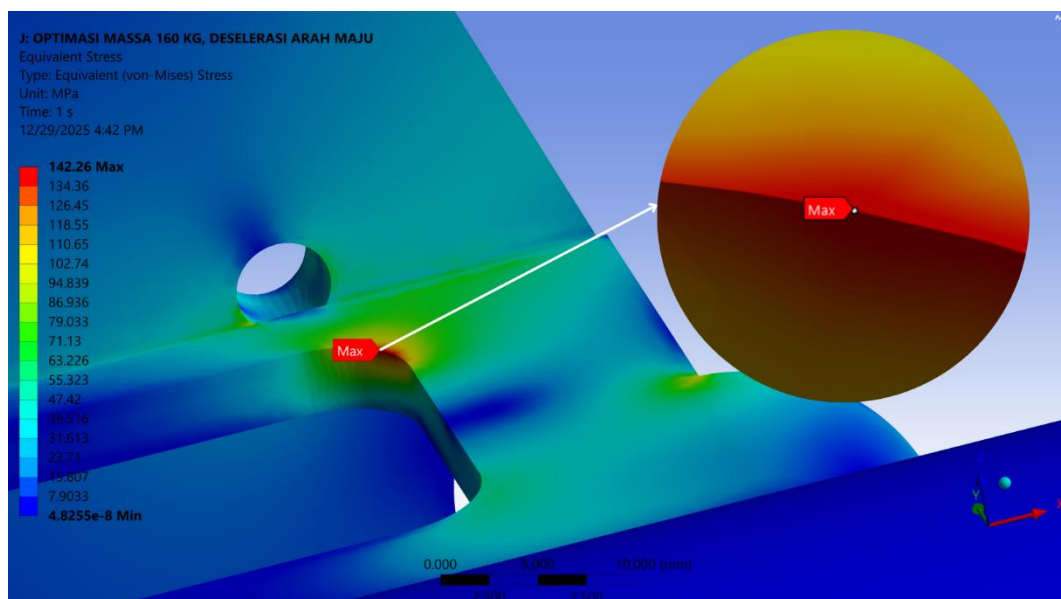
4.6.1 Tegangan *Von Mises*

Optimasi rangka disimulasikan menggunakan metode elemen hingga (FEA) dengan kondisi deselerasi ketika mengalami pengereman mendadak dengan beban 160 kg dan kecepatan awal 30 km/h telah berhasil menurunkan nilai tegangan ekuivalen maksimum (*max equivalent stress*) dari 406,55 MPa menjadi 142,26 MPa, dan nilai tegangan minimum sebesar 5,1245e-8 MPa menjadi 4,8255e-8 MPa. Nilai tegangan maksimum terletak pada area jok penumpang kanan dan kiri yang ditunjukkan pada gambar 4.28, sedangkan pada gambar 4.27 menunjukkan distribusi tegangan yang terjadi ketika kondisi deselerasi dan menunjukkan nilai tegangan *von mises* minimal dan maksimal yang terjadi pada rangka.

Selama pengereman, bagian bawah rangka cenderung menerima beban tekan yang sangat tinggi akibat inersia. Inersia akan mendorong massa belakang terhadap struktur depan yang tertahan, sehingga nilai tegangan *von mises* maksimum sebelum optimasi mencapai 406,55 MPa. Dengan demikian optimasi yang dilakukan pada rangka telah berhasil menurunkannya.



Gambar 4. 27 Hasil optimasi simulasi dinamis kondisi deselerasi, nilai *equivalent (von mises) stress max* pembebanan 160 kg



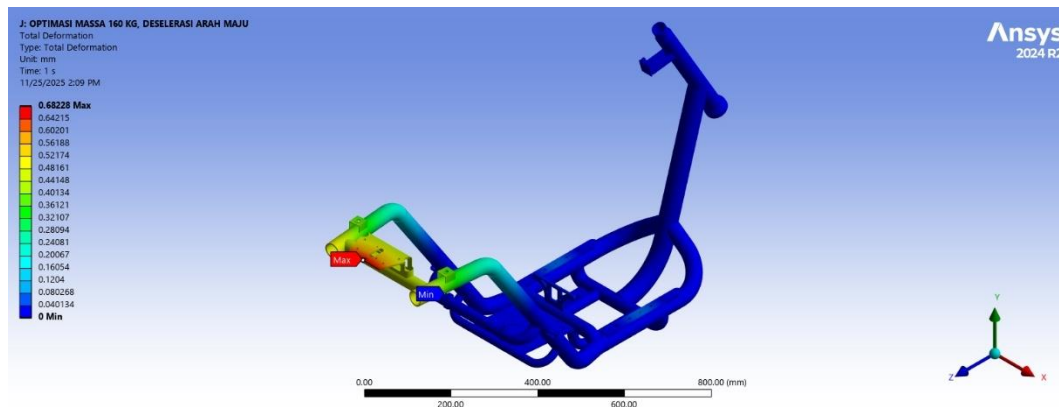
Gambar 4. 28 Hasil optimasi simulasi dinamis, titik kritis kondisi deselerasi, nilai *equivalent (von mises) stress max* pembebanan 160 kg

4.6.2 Total Deformasi

Optimasi rangka disimulasikan menggunakan metode elemen hingga (FEA) dengan kondisi deselerasi ketika mengalami pengereman mendadak dengan beban 160 kg dan kecepatan awal 30 km/h telah berhasil menurunkan nilai total deformasi

maksimum dari sebesar 1,6955 mm menjadi 0,68228 mm, sedangkan deformasi minimum sebesar 0 mm, seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.29.

Deformasi maksimum terjadi pada bagian jok penumpang rangka. Deformasi minimum ditemukan pada area sambungan tumpuan (*fixed support*) arm,



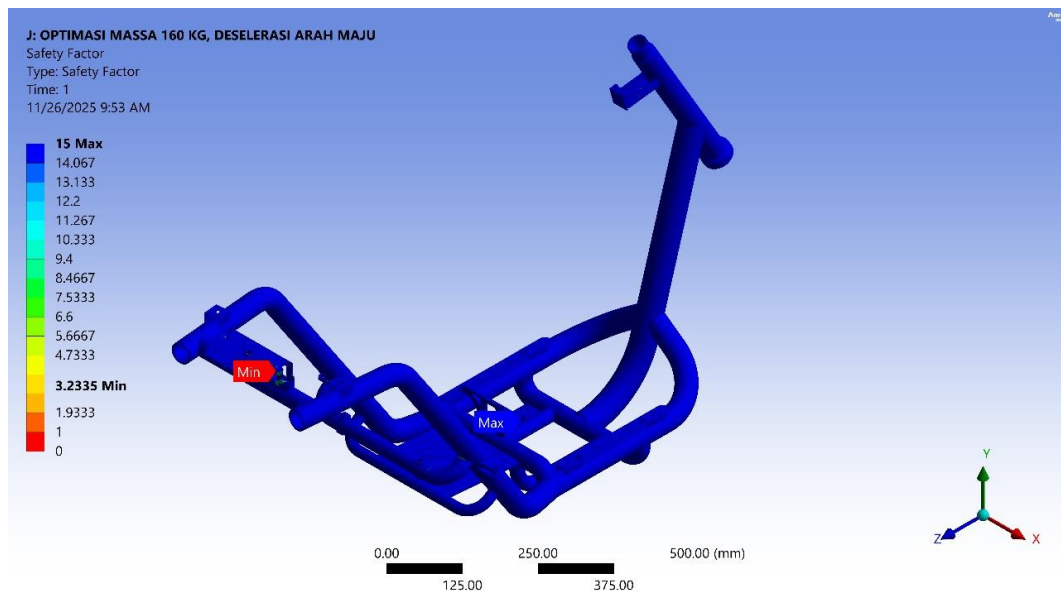
Gambar 4. 29 Hasil optimasi simulasi dinamis kondisi deselerasi, nilai total deformasi pembebanan 160 kg

4.6.3 Safety Factor

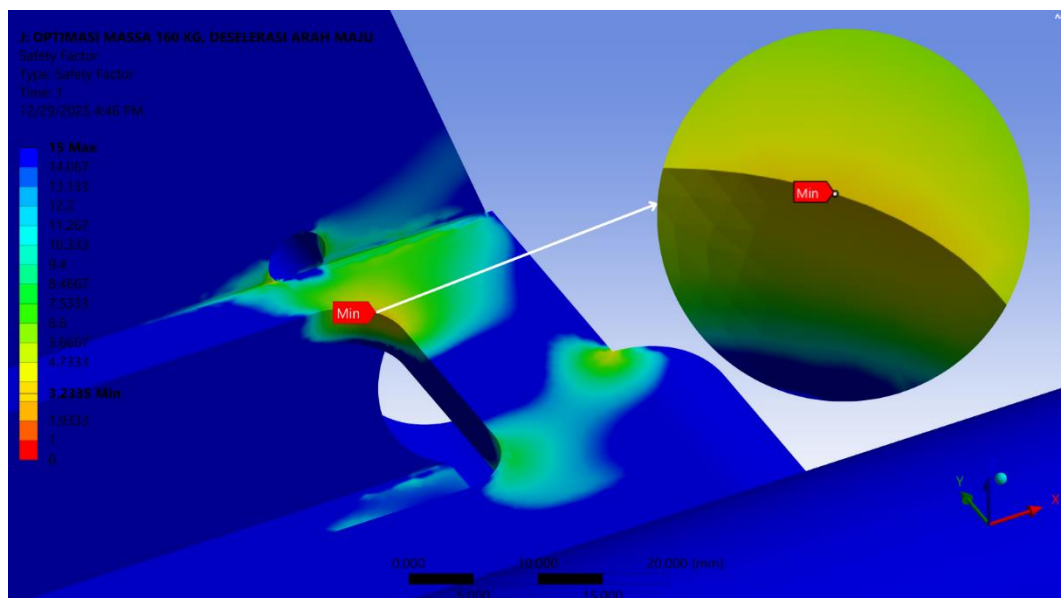
Optimasi rangka disimulasikan dengan menggunakan metode simulasi dinamis dengan kondisi deselerasi, hasil yang didapatkan nilai *safety factor* meningkat dari 1,13, menjadi 3,23, sedangkan hasil nilai faktor keamanan maksimum yang diperoleh adalah 15, seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.30.

Letak titik *safety factor* minimal berada pada area jok penumpang kanan dan kiri, pada gambar 4.31 menunjukkan titik tersebut berhubungan langsung dengan letak titik tegangan maksimum *von mises* dengan menunjukkan dimana area yang mengalami pembebanan multiaksial terhadap batas luluh material (*yield strength*). Namun, menurut standar rekayasa, nilai faktor keamanan minimum yang disarankan untuk desain dinamis umumnya berkisar antara 2 hingga 2,5, tergantung pada jenis material, aplikasi, dan tingkat risiko. Dengan demikian, peningkatan nilai

safety factor menandakan bahwa rangka sangat aman terhadap beban yang diberikan.



Gambar 4. 30 Hasil optimasi simulasi dinamis kondisi deselerasi, nilai *safety factor* 160 kg



Gambar 4. 31 Hasil optimasi simulasi dinamis, titik kritis kondisi deselerasi, nilai *safety factor* 160 kg

Tabel 4. 10 Data hasil optimasi berdasarkan pembebanan pada rangka sepeda motor listrik

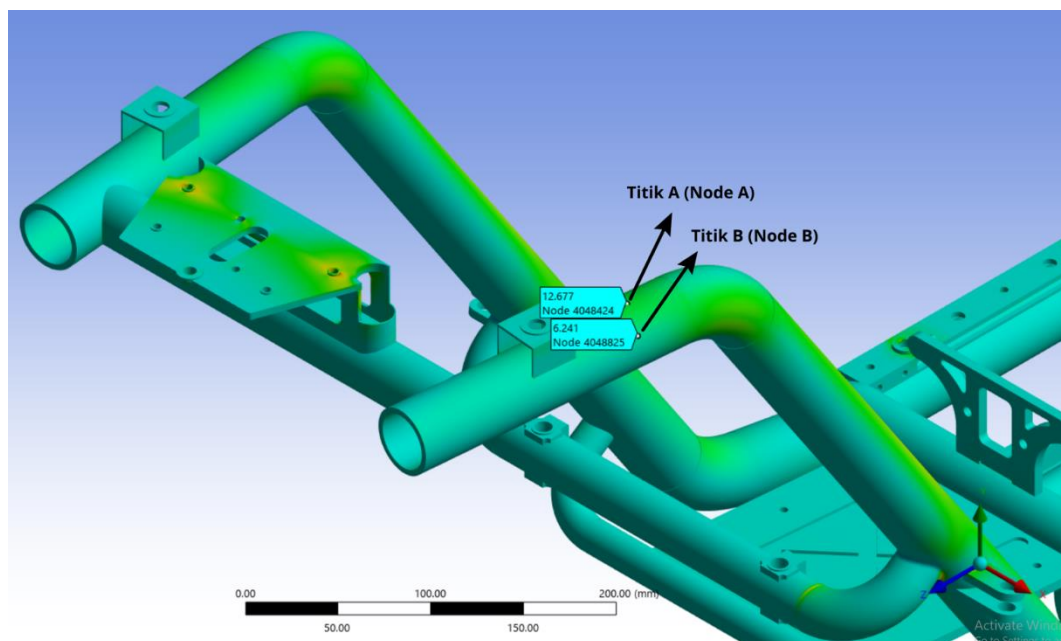
DATA OPTIMASI RANGKA SEPEDA MOTOR LISTRIK SIMULASI STATIS TANPA DESELERASI														
No.	Pengemudi			Penumpang			Number of Element	Skewness	Stress Max (Mpa)	Stress Min (Mpa)	Deformation Max (mm)	Deformation Min (mm)	Safety Factor Min	Safety Factor Max
	Massa Kaki (Kg)	Massa Badan (Kg)	Massa Tangan (Kg)	Massa Kaki (Kg)	Massa Badan (Kg)	Massa Beban (Kg)								
1	17	60	3	20	60		4726366	0,87	106,81	3,1348E-09	1,2554	0	4,3069	15

Tabel 4. 11 Data hasil optimasi simulasi dinamis kondisi deselerasi pada rangka sepeda motor listrik

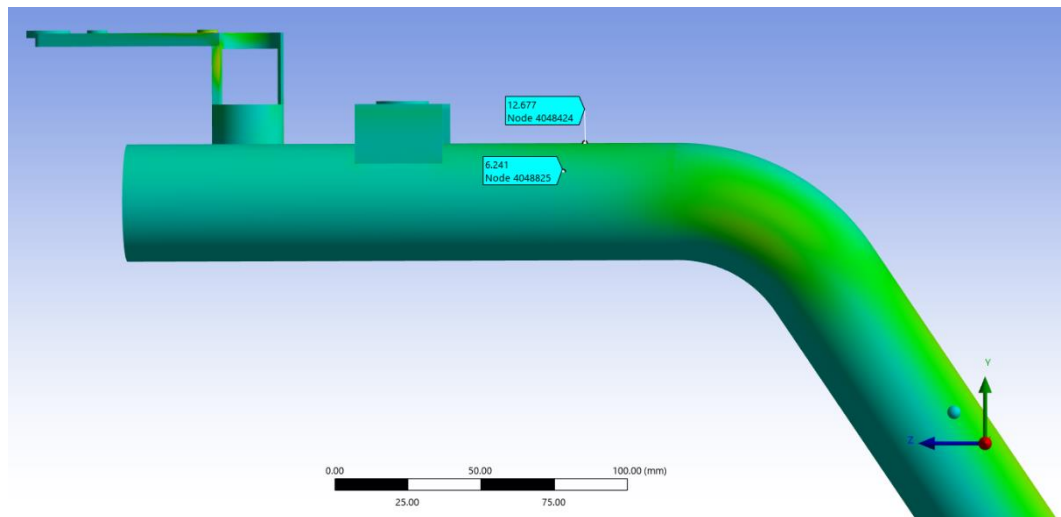
DATA OPTIMASI RANGKA SEPEDA MOTOR LISTR SIMULASI DINAMIS KONDISI DESELERASI														
No.	Pengemudi			Penumpang			Number of Element	Skewness	Stress Max (Mpa)	Stress Min (Mpa)	Deformation Max (mm)	Deformation Min (mm)	Safety Factor Min	Safety Factor Max
	Massa Kaki (Kg)	Massa Badan (Kg)	Massa Tangan (Kg)	Massa Kaki (Kg)	Massa Badan (Kg)	Massa Beban (Kg)								
1	17	60	3	20	60		4726366	0,87	142,26	4,82E-08	0,68228	0	3,2335	15

4.7 Validasi Simulasi Sesudah Optimasi

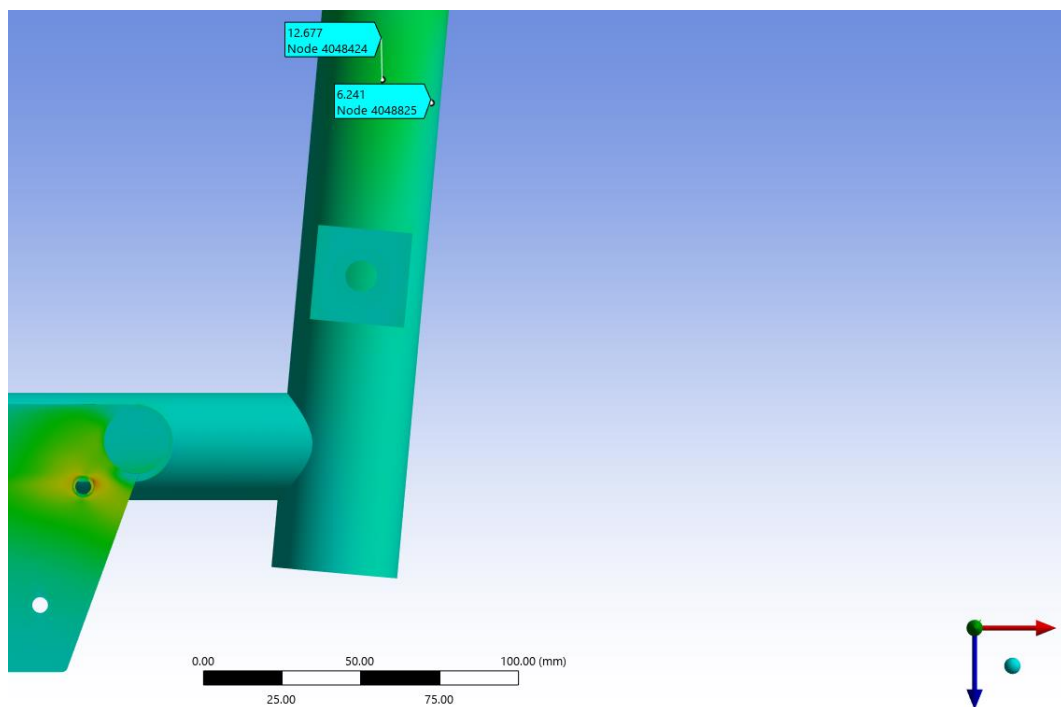
Pada tahap ini, dilakukan validasi dengan perhitungan analitik setelah dilakukan optimasi. Perhitungan analitik dilakukan dengan menetapkan *nodes* – *nodes* yang sudah ditetapkan sebelumnya pada saat sebelum optimasi. Perhitungan analitik ini bertujuan untuk mempertahankan nilai *error* < 5% dari hasil simulasi baik sebelum dan sesudah optimasi. Pada gambar 4.32, gambar 4.33, dan gambar 4.34 menunjukkan letak dan hasil simulasi rangka sepeda motor listrik pada kondisi sesudah optimasi dengan pembebanan tertentu.



Gambar 4. 32 Penentuan titik a (*node* A) dan titik b (*node* B) sesudah optimasi



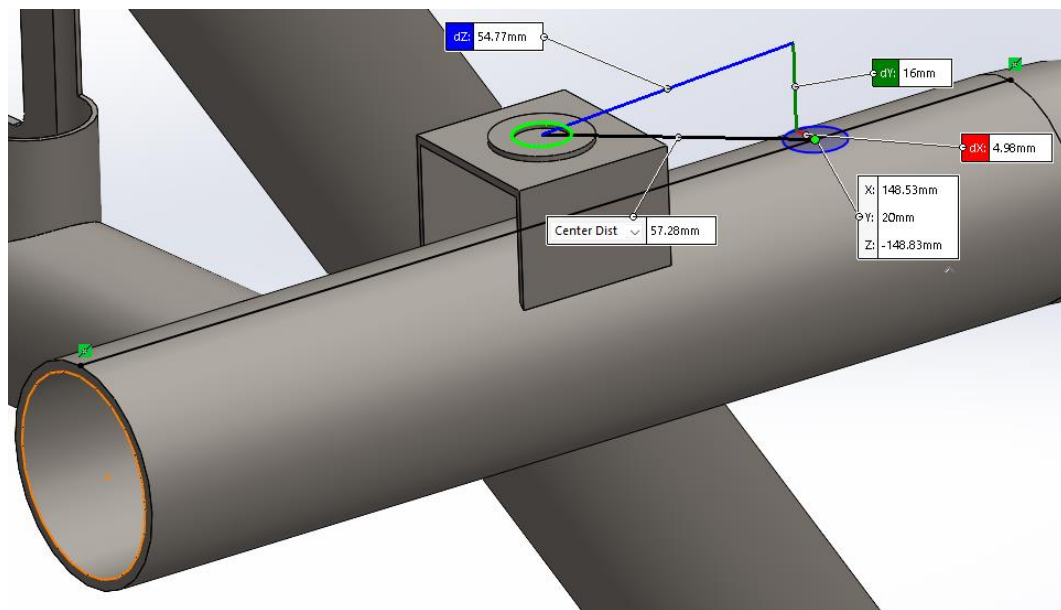
Gambar 4. 33 *Node A* dan *node B* sesudah optimasi



Gambar 4. 34 Letak *node A* dan *node B* sesudah optimasi

a) Titik A (Sumbu yz) Setelah Optimasi

Gambar 4.35 memperlihatkan penentuan posisi titik A beserta nilai panjang lengan yang diukur ke pusat gaya pembebanan. Nilai panjang lengan digunakan sebagai parameter penting dalam perhitungan analitik, khususnya dalam menentukan tegangan yang bekerja pada struktur rangka.



Gambar 4. 35 Jarak *node* A sesudah optimasi

Diketahui :

$$m = 60 \text{ kg}$$

$$F = m \cdot g$$

$$= 60 \cdot 9,81$$

$$= 588,6 \text{ N}$$

$$D = 40 \text{ mm}$$

$$d = 33 \text{ mm}$$

$$l = 57,3 \text{ mm}$$

Jawaban :

Tegangan Geser

$$\sigma_z = 0$$

$$\tau_{yz} = \frac{T \cdot c}{I}$$

Dengan Inersia Polar

$$\begin{aligned} I &= \frac{\pi}{4} (R^4 - r^4) \\ &= \frac{\pi}{4} (20^4 - 16,5^4) \\ &= 67.415,75 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau_{yz} &= \frac{T \cdot c}{I} \\ &= \frac{F \cdot l \cdot (\frac{D}{2})}{I} \\ &= \frac{588,6 \cdot 57,3 \cdot (\frac{40}{2})}{\frac{\pi}{4} (20^4 - 16,5^4)} \\ &= 10 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

Tegangan Normal

$$\begin{aligned} \sigma_y &= \frac{M \cdot C}{I} \\ &= \frac{588,6 \cdot 57,3 \cdot (\frac{40}{2})}{\frac{\pi}{64} (40)^4} \\ &= 4,531 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\max, \min} &= \frac{\sigma_y + \sigma_z}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} \\ &= \frac{4,531 + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{4,531 - 0}{2}\right)^2 + (10)^2} \end{aligned}$$

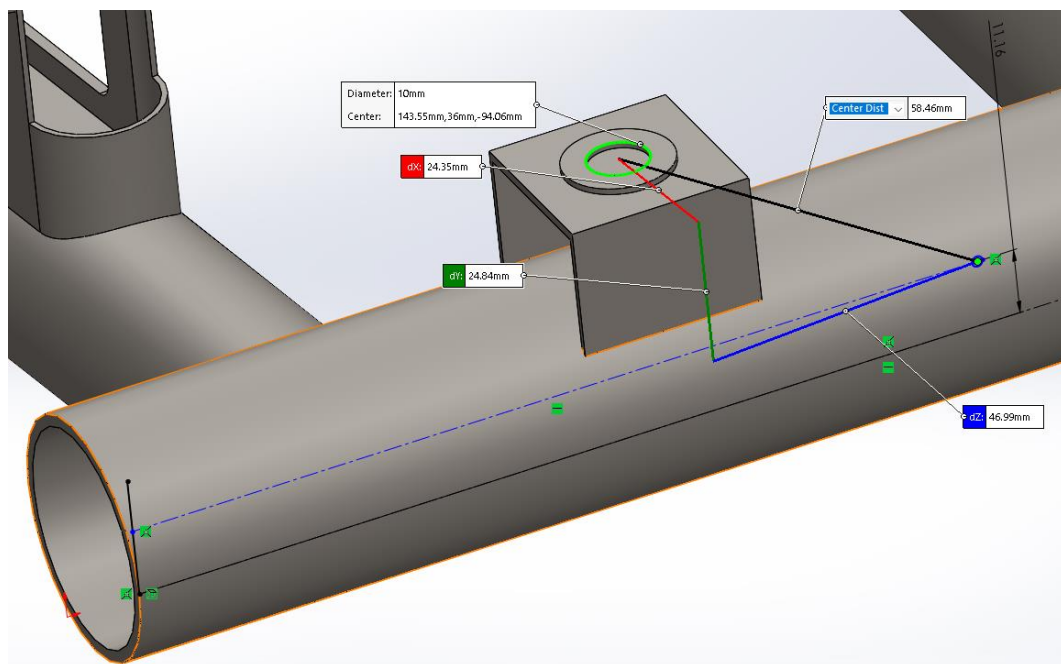
$$\sigma_{\max} = 12,518 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{\max} = -8 \text{ Mpa}$$

$$\begin{aligned} \% \text{ Error} &= \frac{|H_{\text{simulasi}} - H_{\text{analitik}}|}{H_{\text{analitik}}} \cdot 100 \% \\ &= \frac{|12,677 - 12,518|}{12,518} \cdot 100 \% \\ &= 1,27 \% \end{aligned}$$

b) Titik B (Sumbu xy) Setelah Optimasi

Gambar 4.36 menampilkan posisi titik B dengan ukuran panjang lengan yang ditarik dari pusat titik ke pusat gaya. Nilai panjang lengan di titik ini menjadi salah satu parameter penting untuk mengetahui besarnya tegangan yang bekerja akibat gaya yang diterapkan.



Gambar 4. 36 Jarak *node* B sesudah optimasi

Diketahui :

$$m = 60 \text{ kg}$$

$$F = m \cdot g$$

$$= 60 \cdot 9,81$$

$$= 588,6 \text{ N}$$

$$D = 40 \text{ mm}$$

$$d = 33 \text{ mm}$$

$$l = 58,46 \text{ mm}$$

Ditanya : $\sigma_{max,min} = ?$

Tegangan Normal

$$\begin{aligned}\sigma_y &= \frac{F}{A} \\ &= \frac{m \cdot g}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} \\ &= \frac{588,6}{\frac{\pi}{4}(40^2 - 33^2)} \\ &= \frac{588,6}{401,135} \\ &= 1,467 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

Tegangan Geser

$$\begin{aligned}\tau_{yx} &= \frac{M \cdot C}{I} \\ &= \frac{588,6 \cdot 58,46 \cdot 11,16}{\frac{\pi}{4}(R^4 - r^4)} \\ &= \frac{588,6 \cdot 58,46 \cdot 11,16}{\frac{\pi}{4}(20^4 - 16,5^4)}\end{aligned}$$

$$= 5,696 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max, \min} = \frac{\sigma_y + \sigma_z}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2}$$

$$= \frac{1,467 + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{1,467 - 0}{2}\right)^2 + (5,696)^2}$$

$$\sigma_{\max} = 6,47 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{\max} = -5 \text{ Mpa}$$

$$\% \text{ Error} = \frac{|H_{\text{simulasi}} - H_{\text{analitik}}|}{H_{\text{analitik}}} \cdot 100 \%$$

$$= \frac{|6,241 - 6,47|}{6,47} \cdot 100 \%$$

$$= 3,5 \%$$