

Desain dan Analisis Kekuatan Struktur Suspensi *All Wheel Drive Vehicle*

Madha Rizaldy Wihayanto dan Harus Laksana Guntur
Departemen Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)
E-mail: haruslg@me.its.ac.id

Abstrak—Salah satu bidang yang mengalami kemajuan seiring perkembangan teknologi adalah kekuatan struktur dalam dunia otomotif. Penelitian ini fokus pada analisis statis dan dinamis suspensi *all-wheel drive vehicle* dengan metode elemen hingga di ANSYS Workbench 2021 R2. Material yang digunakan adalah *structural steel* dan baja AISI 1085. Analisis statis mencakup pengujian *static structural* untuk mendapatkan nilai tegangan von-mises dan total deformasi. Analisis dinamis melibatkan pengujian *modal analysis* untuk mengetahui *mode shape* dan *natural frequency*, serta pengujian *harmonic response analysis* untuk memahami pembebanan dinamis akibat getaran grafik *frequency response*. Dari penelitian ini pada simulasi statis, dengan menggunakan material *carbon steel* dan AISI 1085, dan terdapat dua desain. Didapatkan nilai *maximum stress* pada kedua desain sebesar 309,7 MPa dan 325,2 MPa, *total deformation* kedua desain sebesar 95,707 mm dan 102 mm, dan untuk *safety factor* kedua desain adalah sebesar 1,34 dan 1,27. Dari besar *maximum stress* kedua desain yang masih dibawah *yield strength* material dan *safety factor* kedua desain diatas 1 ($S_f > 1$), maka desain kedua desain aman digunakan pada berat 1200 kg. Pada pengujian modal analisis didapatkan frekuensi kedua desain yaitu sebesar 28,367 Hz dan 27,445 Hz. 3. Pada pengujian *fatigue harmonic response* nilai *alternating stress* didapatkan secara berturut-turut, yakni 3750,27 dan 3760,145 MPa. Dan *safety factor* dari kedua desain adalah 0.22.

Kata Kunci— *All-wheel drive, Dinamis, Finite element analysis, Statis, Suspensi.*

I. PENDAHULUAN

PERKEMBANGAN teknologi dalam bidang mekanikal atau pada perusahaan-perusahaan industri telah berkembang dengan pesat, baik dalam negara berkembang maupun negara maju. Adanya perkembangan teknologi ini menjadi sebuah tantangan bagi setiap perusahaan industri untuk menciptakan teknologi yang dapat memudahkan manusia untuk mengerjakan suatu pekerjaan. Inovasi menjadi poin yang penting dalam perkembangan teknologi ini. Salah satunya perkembangan teknologi ada di dunia otomotif, Dunia otomotif sendiri adalah dunia teknologi kendaraan yang menggunakan komponen-komponen terbaru didalamnya. Setiap perusahaan-perusahaan otomotif juga saling bersaing untuk menghadirkan kendaraan terbaiknya dengan inovasinya [1].

Analisis kekuatan struktur diperlukan untuk menentukan tegangan dan regangan yang terjadi. Dewasa ini telah ditemukan juga metode untuk menganalisis hal tersebut, metode tersebut adalah *Finite Element Analysis*. *Finite Element Analysis* atau yang bisa disebut juga dengan metode *element hingga* adalah prosedur yang dilakukan untuk memperoleh solusi dari analisa Teknik dengan metode numerik. Metode ini membantu dalam mencari solusi dan memecahkan masalah seperti pada analisa vibrasi, statik struktural, perpindahan panas, dan lain-lain. Maka dari itu

Tabel 1.
Mechanical properties dari *carbon steel* dan AISI 1085

<i>Mechanical Properties</i>	<i>Metric</i>	
	<i>Carbon Steel</i>	AISI 1085
Tensile Strength, Ultimate	460 Mpa	834 Mpa
Tensile Strength, Yield	415 Mpa	459 Mpa
Modulus of Elasticity	200 Gpa	200 Gpa
Poissons Ratio	0.29	0.29
Shear Modulus	77.52 Gpa	78.0 Gpa

Tabel 2.
Frekuensi natural dan *mode shape* desain awal dan desain modifikasi suspensi *all-wheel drive vehicle*

<i>Mode Shape</i>	Frekuensi Natural (Hz)	
	Desain Awal	Desain Modifikasi
1	28.367	27.445
2	30.342	29.341
3	33.248	32.245
4	33.587	33.277
5	51.337	51.126

dalam penelitian ini akan digunakan perangkat lunak bernama ANSYS Workbench 2020 R2 [2].

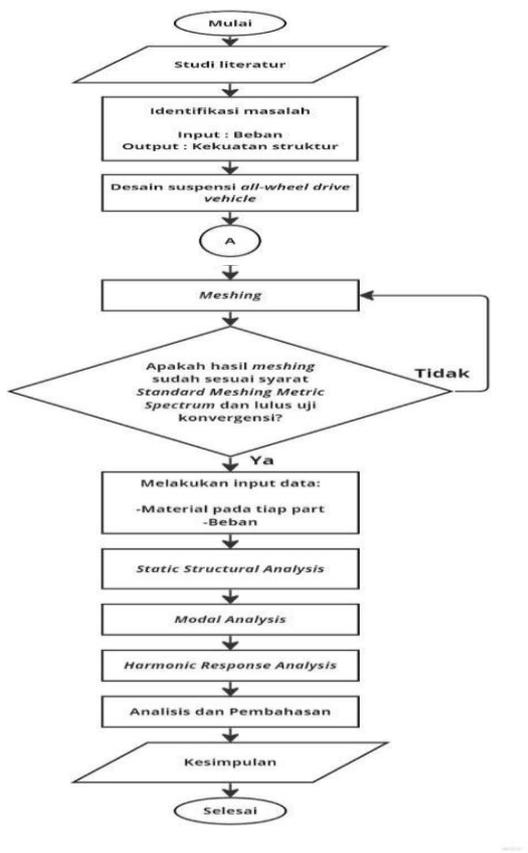
All-wheel drive vehicle adalah kendaraan yang mempunyai sistem penggerak yang dapat menggerakkan keempat rodanya secara bersamaan. Pada mobil rangka pada bagian roda sangatlah penting untuk menopang dan juga menggerakkan mobil. Maka dari itu rangka dari bagian roda sendiri harus mampu menopang beban agar kendaraan dapat berfungsi secara maksimal dan aman. Pada penelitian kali ini akan dilakukan simulasi untuk melihat kekuatan struktur dari desain suspensi *all-wheel drive vehicle*. Untuk mengukur kekuatan stuktur dari desain yang telah dibuat, dilakukan simulasi dengan mengamati berapa *equivalent stress* von-mises dan *total deformation* yang dihasilkan. Maka diusulkanlah sebuah penelitian berjudul “Desain dan Analisis kekuatan struktur suspensi *all-wheel drive vehicle*.”

Adapun tujuan dari penelitian desain dan analisis kekuatan struktur suspensi *all-wheel drive vehicle* adalah untuk mengetahui struktur desain suspensi *all-wheel drive vehicle*, pengaruh pembebanan statis, serta pengaruh pembebanan dinamis pada desain tersebut. Penelitian ini diharapkan dapat menjadi referensi dan literatur untuk penelitian selanjutnya serta sebagai sarana dalam penerapan ilmu terkait teknik mesin.

II. URAIAN PENELITIAN

A. Diagram Alir Penelitian

Guna penelitian ini untuk mengetahui dan menganalisa kekuatan struktur suspensi *all-wheel drive vehicle*. Maka dibuatlah diagram alir penelitian untuk mengetahui alur proses yang akan dilakukan, seperti pada Gambar 1.



Gambar 1. Diagram alir penelitian.

B. Desain Suspensi All-Wheel Drive Vehicle

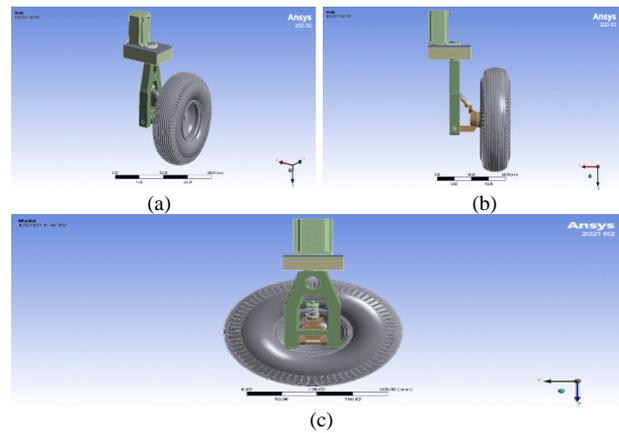
Desain dari penelitian ini adalah desain suspensi *all-wheel drive vehicle*, Gambar 2. merupakan gambar desain suspensi *all-wheel drive vehicle* tampak isometri, tampak depan, dan tampak samping kiri.

C. Material Struktur Desain Suspensi All-Wheel Drive Vehicle

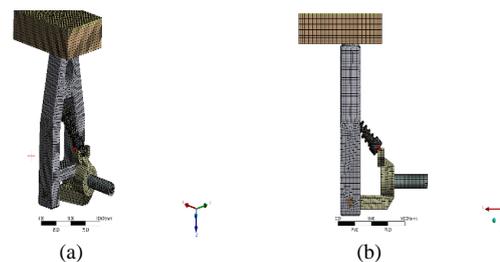
Pada penelitian kali ini, material yang digunakan adalah *carbon steel*, *structural steel* AISI 1085. Bahan tersebut dipilih karena ketersediaan material dipasaran Indonesia, dan mudah untuk mendapatkannya serta sesuai dengan desain. Tabel 1. adalah properties dari material *Carbon steel* dan AISI 1085 yang akan digunakan dalam uji simulasi [3].

D. Meshing

Meshing adalah metode *finite element* sebagai proses untuk melakukan pendekatan pada wujud aslinya. Proses *meshing* membagi geometri kompleks menjadi elemen sederhana. Sebelum melakukan proses *meshing* sendiri mempunyai, dilakukan proses *face cleaning*. Tujuan dari proses *face cleaning* ini agar hasil dari *meshing* geometri menghasilkan nilai yang bagus. Metode *meshing* yang digunakan pada simulasi penelitian kali ini adalah *patch independent*. Proses *meshing* sangatlah mempengaruhi hasil dari simulasi yang akan dilakukan, semakin baik proses *meshing* maka akan semakin akurat pula hasil yang dihasilkan. Oleh karena itu proses *meshing* dilakukan dengan menyesuaikan parameter yang sesuai dengan kebutuhan penelitian. Model yang dianalisis adalah model suspensi *all-wheel drive vehicle*. Gambar 3 adalah *meshing* yang digunakan pada penelitian kali ini.



Gambar 2. Desain suspensi *all-wheel drive vehicle* (a) tampak isometri (b) tampak depan (c) tampak kiri.



Gambar 3. *Meshing* pada desain suspensi *all-wheel drive vehicle*; (a) tampak isometrik dan (b) tampak depan.

Setelah *meshing* dibuat, Langkah berikutnya adalah uji konvergensi dengan jenis yang digunakan adalah *orthogonal quality* dan *skewness*. Setelah melakukan uji konvergensi, ukuran *meshing* yang akan digunakan adalah ukuran 2.1 mm. Dimana *stress error*nya sebesar 0.17%. Ukuran *meshing* ini memiliki kualitas *meshing skewness* sebesar 0.25433 dan *orthogonal quality* sebesar 0.7481. Dari nilai *skewness* dan *orthogonal quality* ukuran *meshing* ini dapat dikategorikan *Very Good*. Berikut diagram hasil dari *element metrics* simulasi ANSYS.

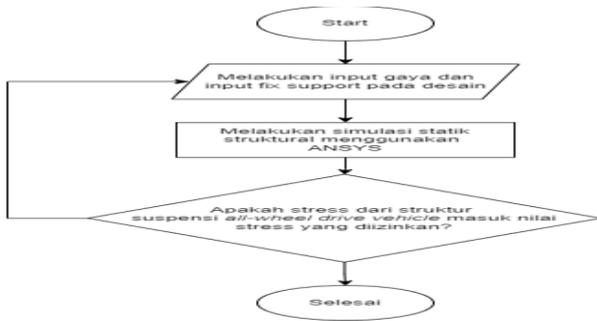
E. Pengujian Statis

Struktural analisis merupakan pengujian yang sering digunakan untuk metode *finite element method*. Pengujian ini digunakan untuk menentukan dan menganalisa tegangan *von-mises* dan *displacement* benda. Gambar 4 merupakan diagram alir pada analisa *finite element method* (FEM) menggunakan statik struktural.

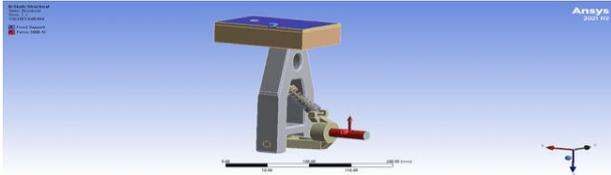
F. Bebas Statis pada Struktur

Untuk *set up boundary condition* pada pengujian statis ini, *fix support* diberikan pada bagian stapper motor, karena bagian ini masuk kedalam bagian dalam rangka mobil. Kemudian diberikan gaya gravitasi pada sumbu y negatif sebesar 9.8 m/s^2 . kemudian dilanjutkan dengan pendefinisian total berat mobil yaitu sebesar 1200 Kg, karena pada simulasi penelitian kali ini hanya akan dipakai seperempat bagian mobil saja maka, massa yang akan diberikan yaitu sebesar 300 Kg. Gambar 5 merupakan *boundary condition* dari desain.

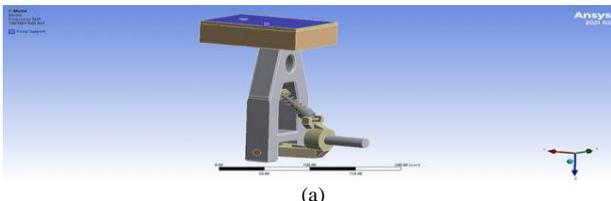
Pada pengujian ini hasil yang diharapkan adalah berupa tegangan *von-mises* dan total deformasi yang terjadi pada struktur. Dari hasil tersebut dapat diketahui kekuatan dan keamanan struktur agar dapat berfungsi dengan baik dan aman.



Gambar 7. Diagram alir pengujian statis.



Gambar 8. Boundary condition dari desain struktur.



(a)

Details of "Analysis Settings"

Options	
Max Modes to Find	5
Limit Search to Range	No
Solver Controls	
Damped	No
Solver Type	Program Controlled
Rotordynamics Controls	
Advanced	
Output Controls	
Stress	Yes
Surface Stress	No
Back Stress	No
Strain	Yes
Contact Data	No
Nodal Forces	Constrained Nodes
Volume and Energy	No
Euler Angles	No
Calculate Reactions	Yes
Store Modal Results	Program Controlled
General Miscellaneous	No
Result File Compression	Program Controlled
Analysis Data Management	

(b)

Gambar 9. Set-up simulasi analisa modal (a) boundary condition (b) analysis setting.

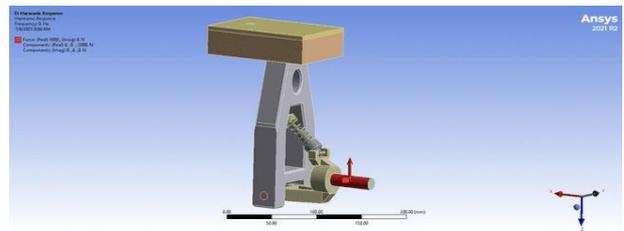
G. Modal Analysis

Modal analysis adalah analisis yang digunakan untuk menentukan frekuensi natural dan mode shape pada frekuensi natural. Pada analisa kali ini akan dilakukan pencarian mode shape dengan set up boundary condition ditunjukkan pada Gambar 6.

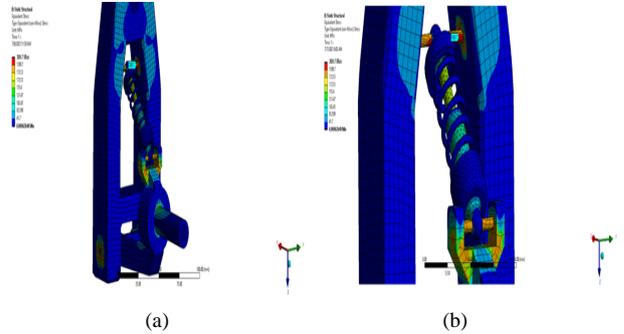
H. Harmonic Response Analysis

Harmonik analisis digunakan guna menentukan respon steady state dari suatu struktur terhadap beban yang diberikan yang bervariasi secara sinusoidal terhadap waktu, yang memungkinkan untuk validalitas apakah desain yang sudah dibuat akan berhasil mengatasi resonansi atau efek berbahaya yang lain dari sebuah getaran yang berlebihan. Hasil dari natural frekuensi dan modus getar akan digunakan pada simulasi ini. Dibawah ini merupakan boundary condition dan analysis setting yang dapat dilihat pada Gambar 7.

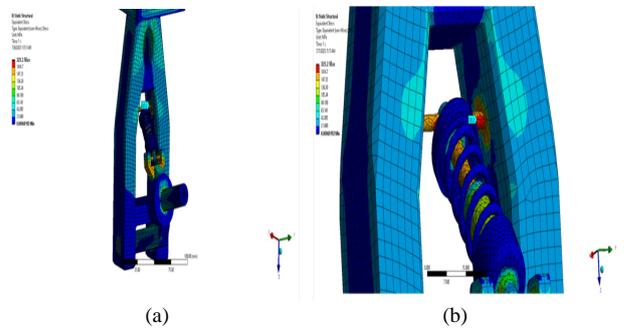
Setelah dilakukan static structural analysis, modal analysis, dan harmonic response analysis maka penelitian dilanjutkan dengan tahap post-processing, yakni proses pengambilan data dan pembuatan pembahasan yang menjadi acuan dalam penyusunan kesimpulan yang akan menjawab tujuan dari penelitian.



Gambar 4. Set-up harmonik analisis.



Gambar 5. Desain awal; (a) Hasil equivalent stress (b) Stress tertinggi.



Gambar 6. Desain modifikasi; (a) hasil equivalent stress (b) stress tertinggi.

III. HASIL DAN PEMBAHASAN

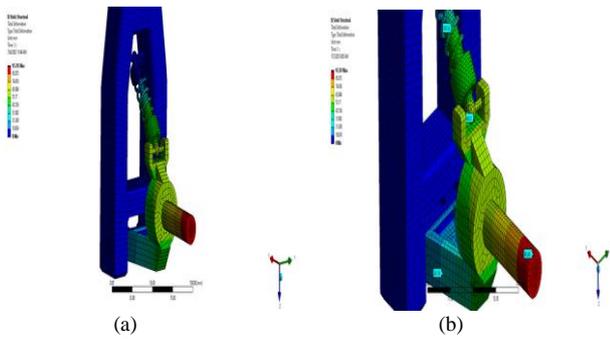
A. Hasil Equivalent Stress Desain Awal

Dari hasil simulasi pengujian statis, yang dilakukan pada desain awal dengan menggunakan static structural pada ANSYS didapatkan equivalent stress maksimum sebesar 309,7 MPa. Gambar 8 (a) merupakan hasil analisa static structural pada desain awal untuk mengetahui equivalent stress yang terjadi .

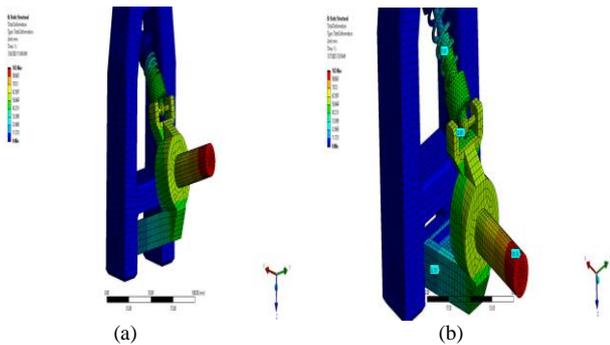
Dari hasil simulasi tersebut, tegangan maksimum yang dihasilkan oleh pembebanan sebesar 3000N dengan material carbon steel, stress tertinggi berada pada bagian yang menghubungkan sasis dengan suspensi bagian atas, atau pada bagian penahan suspensi bagian atas yang terhubung ke sasis yang dapat dilihat pada Gambar 8 (b) dengan besaran stressnya sebesar 309.7 MPa. Dari hasil simulasi ini juga dapat dilihat bahwa nilai stress yang dihasilkan berada dibawah yield strength dari material yang digunakan yaitu sebesar 415 MPa. Sehingga stress yang terjadi masih bisa ditahan oleh material yang digunakan pada desain.

B. Hasil Equivalent Desain Modifikasi

Dari hasil simulasi pengujian statis, yang dilakukan pada desain modifikasi dengan menggunakan static structural pada ANSYS didapatkan equivalent stress maksimum sebesar 325.2 MPa. Gambar 9 (a) merupakan hasil analisa static structural pada desain eksitasi untuk mengetahui equivalent stress yang terjadi.



Gambar 12. Desain awal; (a) hasil total deformasi dan (b) deformasi yang terjadi pada bagian suspensi dan *shaft*.



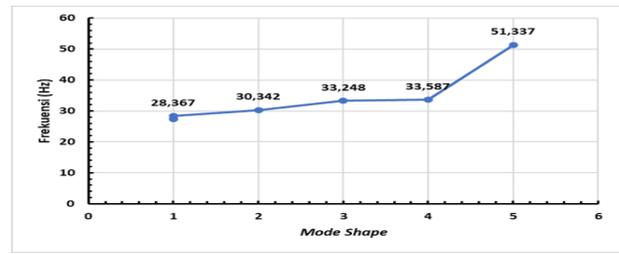
Gambar 13. Desain modifikasi; (a) hasil total deformasi dan (b) deformasi yang terjadi pada bagian suspensi dan *shaft*

Dari hasil simulasi tersebut, stress yang terjadi lebih banyak terdapat di bagian sasis meskipun tidak terlalu besar, dan jika dibandingkan dengan desain awal maka stress yang terjadi lebih tersebar di bagian sasis pada desain modifikasi dengan nilai yang beragam. tegangan maksimum yang dihasilkan oleh pembebanan sebesar 3000N dengan material carbon steel, Stress tertinggi berada pada bagian yang menghubungkan sasis dengan suspensi bagian atas, atau pada bagian penahan suspensi bagian atas yang terhubung ke sasis yang dapat dilihat pada Gambar 9 (b), dengan besaran stressnya sebesar 309.7 MPa. Dari hasil simulasi juga dapat dilihat bahwa nilai *stress* yang dihasilkan berada dibawah *yield strength* dari material yang digunakan yaitu sebesar 415 MPa. Sehingga *stress* yang terjadi masih bisa ditahan oleh material yang digunakan pada desain.

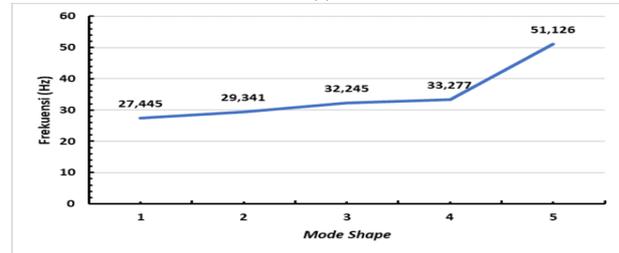
C. Hasil Total Deformasi Desain Awal

Dari hasil simulasi statis yang dilakukan selain mengetahui nilai *equivalent stress*nya, diketahui juga *total deformation* yang pada desain awal suspensi *all-wheel drive vehicle*. Gambar 10 (a) merupakan hasil simulasi simulasi statis untuk mengetahui besar total deformation dari desain saat diberikan pembebanan.

Dari hasil simulasi diatas dapat diketahui bahwa besar deformasi maksimal adalah 95,707 mm. Deformasi terbesar itu sendiri terletak pada *shaft* yang terhubung dengan roda seperti yang dapat dilihat pada Gambar 10 (a). Pada bagian daerah sekitar suspensi juga mengalami deformasi dengan nilai yang beragam,hal ini disebabkan karena desain modifikasi ini memiliki perbedaan kerangka sasis pada bagian dalam. Bagian dalam kerangka sasis desain modifikasi terdapat rongga dalam sasis dan tidak terisi penuh atau solid. Gambar 10 (b) adalah deformasi yang terjadi pada bagian daerah *shaft* dan suspensi. Pada bagian *shaft* yang terhubung dengan roda terjadi deformasi sebesar 95.707 mm, pada bagian bawah penahan shock di *shaft* penghubung terjadi

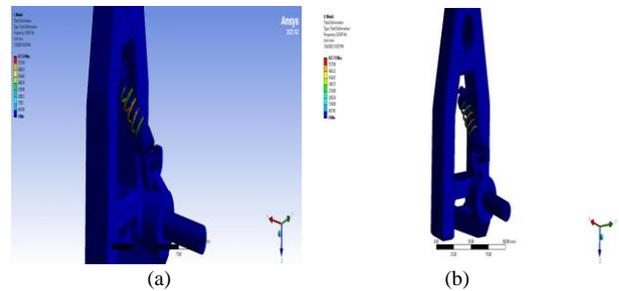


(a)



(b)

Gambar 10. Grafik frekuensi natural dan *mode shape*; (a) desain awal (b) desain modifikasi.



Gambar 11. *Mode shape* 1 (a) desain awal (b) desain modifikasi.

deformasi sebesar 48.53 mm, dan terjadi deformasi sebesar 29.216 mm pada bagian tengah *shock*.

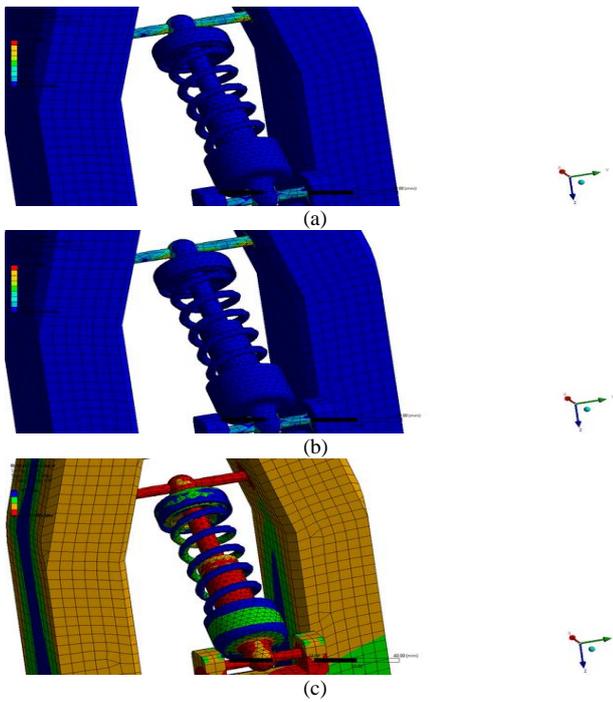
D. Hasil Total Deformasi Desain Modifikasi

Dari hasil simulasi statis yang dilakukan selain mengetahui nilai *equivalent stress*nya, diketahui juga *total deformation* yang pada desain modifikasi suspensi *all-wheel drive vehicle*. Gambar 11 (a) adalah hasil simulasi simulasi statis untuk mengetahui besar total deformation dari desain saat diberikan pembebanan.

Dari hasil simulasi tersebut dapat diketahui bahwa besar deformasi maksimal adalah 102 mm. Deformasi terbesar itu sendiri terletak pada *shaft* yang terhubung dengan roda seperti yang dapat dilihat pada Gambar 11 (a). Pada bagian daerah sekitar suspensi juga mengalami deformasi dengan nilai yang beragam, Gambar 11 (b) merupakan deformasi yang terjadi pada bagian daerah *shaft* dan suspensi. Pada Gambar 11 (b), bagian bawah *shaft* penghubung antara sasis dengan roda terjadi deformasi sebesar 23,301 mm, lalu pada bagian dalam *shaft* yang terhubung dengan roda terjadi deformasi sebesar 102 mm, pada bagian bawah penahan shock di *shaft* penghubung terjadi deformasi sebesar 50.991 mm, dan terjadi deformasi sebesar 31.41 mm pada bagian tengah *shock*.

E. Safety Factor

Dari hasil tegangan maksimal yang didapatkan dari simulasi *equivalent stress* pada desain awal dan modifikasi suspensi *all-wheel drive vehicle*, maka dapat diketahui besarnya *safety factor* pada desain menggunakan Persamaan (1) – (3).



Gambar 16. Hasil pengujian *fatigue* pada struktur desain awal (a) *alternating stress* (b) *life* (c) *safety factor*.

$$S_f = \frac{\text{Yield Strength Material}}{\text{Tegangan Von – mises Maksimum}} \quad (1)$$

$$S_f = \frac{415 \text{ MPa}}{309,7 \text{ MPa}} \quad (2)$$

$$S_f = 1,34 \quad (3)$$

Dengan perhitungan yang serupa didapatkan nilai *safety factor* untuk desain modifikasi dengan suspesi *all-wheel drive vehicle* menggunakan persamaan (4) dan (5).

$$S_f = \frac{415 \text{ MPa}}{325,2 \text{ MPa}} \quad (4)$$

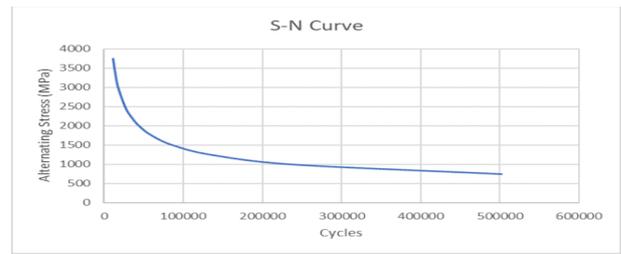
$$S_f = 1,27 \quad (5)$$

Dengan nilai *safety factor* desain awal dan desain modifikasi sebesar 1,34 dan 1,27 maka dapat disimpulkan bahwa dua desain yang disimulasikan telah memenuhi standar minimal untuk digunakan [4].

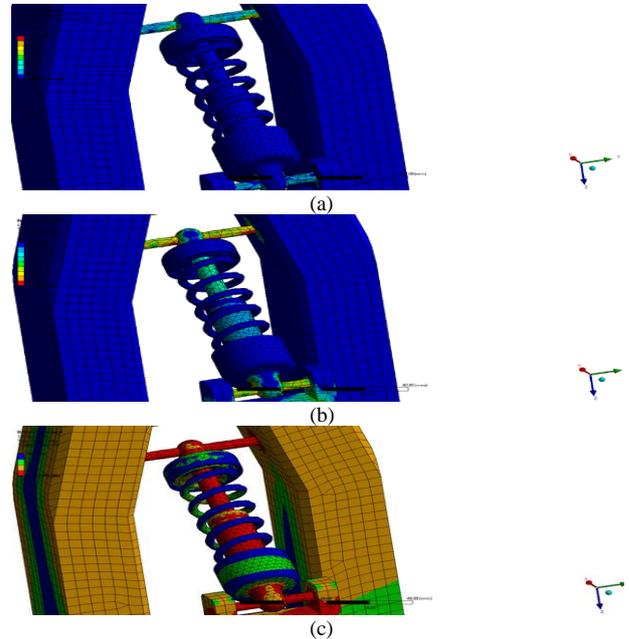
F. Frekuensi Natural

Hasil dari analisis modal yang dilakukan pada model desain awal dan modifikasi suspensi *all-wheel drive vehicle* menggunakan material *carbon steel* dan AISI 1085 didapatkan mode shape dan juga frekuensi natural yang dapat dilihat pada Gambar 12 dengan rincian data seperti pada Tabel 2.

Dari Gambar 12 serta Gambar 13 didapatkan frekuensi natural tiap *mode shape* dari kedua desain suspensi *all-wheel drive vehicle*. Dengan menggunakan material *carbon steel* dan AISI 1085. Desain awal frekuensi naturalnya berada pada *mode shape* 1 dengan nilai sebesar 28.367 Hz, dan pada desain modifikasi frekuensi naturalnya berada pada *mode shape* 1 dengan nilai sebesar 27.445 Hz. Dari 5 *mode shape* kedua desain, hanya *mode shape* 1 saja yang tergolong *mode rigid body* atau tidak mengalami perubahan bentuk yang signifikan. Pada *mode shape* ke-2 sampai *mode shape* ke-5 desain telah mengalami perubahan bentuk yang signifikan pada daerah suspensi.



Gambar 14. Hasil pengujian *fatigue harmonic response* desain awal.



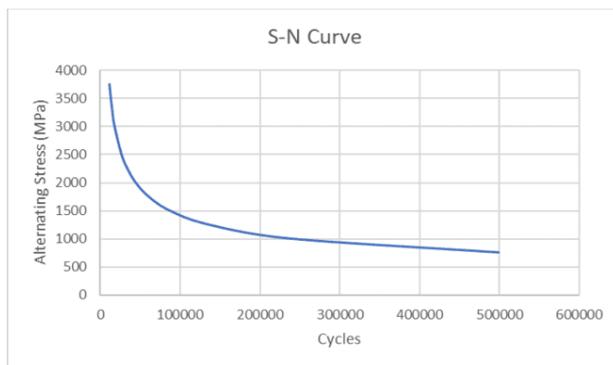
Gambar 15. Hasil pengujian *fatigue* pada struktur desain modifikasi (a) *alternating stress* (b) *life* (c) *safety factor*.

G. Fatigue Harmonic Response Desain Awal

Pada pengujian dinamis yang dilakukan untuk mengetahui *fatigue* dari kedua desain, pada penelitian ini akan digunakan frekuensi maksimal 3 Hz serta variasi beban 3000N sampai 600N [5].

Pada Gambar 14 menunjukkan hasil simulasi berupa *alternating stress*, *life*, dan juga *safety factor* dari desain. pada pengujian dilakukan dengan memberikan frekuensi 3Hz, dengan *mode single frekuensi* dihasilkan *alternating stress* pada saat beban 3000N sebesar 3750,278 MPa, *life* yang dihasilkan sebesar 11.363, dan *safety factor* sebesar 0,022. stress tertinggi desain awal berada pada struktur yang menyangga bagian atas dan bawah suspensi, dengan *stress* yang dihasilkan 3750,27 MPa sedangkan maksimal *stress* yang sanggup ditampung oleh materialnya sendiri adalah sebesar 415 MPa. Dan *safety factor* yang dihasilkan pada stress tertinggi adalah sebesar 0,022 yang terletak pada bagian penyangga atas dan bawah suspensi menandakan bahwa bagian ini tidak sanggup menahan beban yang ada pada saat pengujian dinamis ($S_f < 1$).

Dari hasil S-N *curve* pada Gambar 15 didapatkan pada saat stress tertinggi desain hanya dapat menahan beban selama 11.363 pengulangan saja. Seiring menurunnya beban, desain akan menerima *stress* yang lebih sedikit juga sehingga *lifetime* dari desain akan semakin lama. Dibuktikan pada saat stressnya berada pada 750 MPa *lifetime* bertambah menjadi 502.583 pengulangan. Dan dari hasil simulasi ini didapatkan bahwa desain awal ini tidak dapat menahan beban dinamis yang ada, karena *lifetime* yang rendah dan juga *stress* yang



Gambar 17. Hasil pengujian *fatigue harmonic response* desain modifikasi.

dihasilkan tidak dapat ditampung oleh material *bend* itu sendiri.

H. Fatigue Harmonic Response Desain Modifikasi.

Pada pengujian dinamis yang dilakukan untuk mengetahui *fatigue* dari kedua desain, pada penelitian ini akan digunakan frekuensi maksimal 3 Hz serta variasi beban 3000N sampai 600N [5].

Pada Gambar 16 menunjukkan hasil simulasi berupa *alternating stress*, *life*, dan juga *safety factor* dari desain. pada pengujian dilakukan dengan memberikan frekuensi 3Hz, dengan *mode single frekuensi* dihasilkan *alternating stress* pada saat beban 3000N sebesar 3760,145 MPa, *life* yang dihasilkan sebesar 11.309, dan *safety factor* sebesar 0,022. *stress* tertinggi desain modifikasi berada pada struktur yang menyangga bagian atas dan bawah suspensi, dengan *stress* yang dihasilkan 3760,145 MPa sedangkan maksimal *stress* yang sanggup ditampung oleh materialnya sendiri adalah sebesar 415 MPa. Dan *safety factor* yang dihasilkan pada *stress* tertinggi adalah sebesar 0,022 yang terletak pada bagian penyangga atas dan bawah suspensi menandakan bahwa bagian ini tidak sanggup menahan beban yang ada pada saat pengujian dinamis ($S_f < 1$).

Dari hasil S-N *curve* pada Gambar 17 didapatkan pada saat *stress* tertinggi desain hanya dapat menahan beban selama 11.309 pengulangan saja. Seiring menurunnya beban, desain akan menerima *stress* yang lebih sedikit juga sehingga *lifetime* dari desain akan semakin lama. Dibuktikan pada saat *stress* berada pada 752,029 MPa *lifetime* bertambah menjadi

499.161 pengulangan. Dan dari hasil simulasi ini didapatkan bahwa desain awal ini tidak dapat menahan beban dinamis yang ada, karena *life* timenya yang rendah dan juga *stress* yang dihasilkan tidak dapat ditampung oleh material *bend* itu sendiri.

IV. KESIMPULAN

Setelah melakukan proses simulasi dan mendapatkan hasil serta pembahasan, peneliti dapat menarik kesimpulan sebagai berikut: (1)Maksimum *equivalent stress* dari kedua desain bernilai 309.7 dan 325,2 MPa. Nilai *stress* maksimum dari kedua desain berada di bawah *yield strength* dari material, yaitu 415 MPa dengan *safety factornya* 1.34 dan 1.27 ($S_f > 1$). (2) Didapatkan besar *total deformation maximum* dari desain awal yaitu sebesar 95,707 mm. Pada desain kedua besar deformasi maksimal bernilai 102 mm.

Berikutnya, (3) Pada pengujian *fatigue harmonic response* nilai *alternating stress* didapatkan secara berturut-turut, yakni 3750,27 dan 3760,145 MPa. (4) *Alternating stress* dari kedua desain bernilai lebih dari maksimum *stress* dari material, yakni 450 MPa, dengan *safety factor* sebesar 0.22 ($S_f < 1$). (5) Apabila ditinjau dari pengujian statis, desain awal lebih baik jika dibandingkan desain modifikasi. (6) Kedua desain memenuhi minimum *safety factor* secara statis, namun pada pengujian dinamis kedua desain tidak memenuhi minimum *safety factor* sehingga kedua desain disimpulkan tidak aman untuk digunakan.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] I. N. Sutantra, *Teknologi Otomotif: Teori dan Aplikasinya*, 1st ed. Surabaya: Surabaya Guna Widya, ISBN: 979-545-022-0, 2001.
- [2] P. Kurniawan, A. Andoko, and P. W. Sunu, "Leaf Spring Type Simulation with Finite Element Method Approach," in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2021, pp. 1–10, doi: 10.1088/1757-899X/1034/1/012015.
- [3] M. Muzakkir Ahamed and L. Natrayan, "Structural and dynamic analysis of automotive quarter car model suspension system for different materials," *Materials Today Proc.*, vol. 62, pp. 2291–2296, 2022, doi: 10.1016/j.matpr.2022.04.072.
- [4] S. S. Rao, *Mechanical Vibrations*, 5th ed. USA: Pearson, ISBN: 978-0132128193, 2010.
- [5] M. Abebe and B. Koo, "Fatigue life uncertainty quantification of front suspension lower control arm design," *Vehicles*, vol. 5, no. 3, pp. 859–875, Jul. 2023, doi: 10.3390/vehicles5030047.