

BAB IV

PERANCANGAN SISTEM SUSPENSI

4.1 *BAJA SAE COMPETITION*

SAE Mini Baja Competition diadakan pertama kali di University of South Carolina tahun 1976 di bawah arahan Dr. John F. Stevens. Kompetisi ini ditujukan untuk mahasiswa teknik yang bertujuan untuk mendesain dan membuat sebuah prototype kendaraan yang mampu melintasi jalan yang susah, dalam semua kondisi cuaca tanpa mengalami kerusakan. Selain mendesain dan membuat kendaraan tersebut, setiap tim juga melakukan tes, promosi, dan balap dengan dibatasi oleh peraturan-peraturan dari SAE.



Gambar 4.1. *SAE Mini Baja Competition*

4.1.1 **Regulasi Kompetisi Baja SAE**

Peraturan-peraturan yang mempengaruhi perancangan sistem suspensi kendaraan mini baja antara lain :

- Konfigurasi Kendaraan

Kendaraan harus mempunyai 4 roda atau lebih yang tidak terletak dalam sebuah garis lurus. Kendaraan dengan 3 roda dilarang mengikuti kompetisi. Kendaraan harus mampu membawa satu orang dengan tinggi 190 cm dan berat 113 kg.

- *Wheelbase*

Panjang kendaraan maksimum dari kendaraan mini baja dibatasi sebesar 2743,2 mm.

- *Track width*

Lebar kendaraan maksimum yang diperbolehkan adalah 1620 mm yang diukur dari titik terlebar dengan roda mengarah ke depan pada ketinggian statis kendaraan.

- *Ground clearance*

Kendaraan harus mempunyai *ground clearance* dan traksi yang cukup .

- *All-Terrain Capability*

Kendaraan harus mampu melewati permukaan jalan yang rusak meliputi rintangan-rintangan seperti batu, pasir, loncatan, batang kayu, lereng yang tinggi, lumpur, permukaan air dangkal, serta di segala macam kondisi cuaca meliputi hujan, salju, dan es.

- *Fastener Grade Requirements*

Semua fastener yang digunakan dalam sistem yang didesain minimal harus memenuhi standar SAE *grade 5*, *metric grade M8.8* atau spesifikasi militer AN.

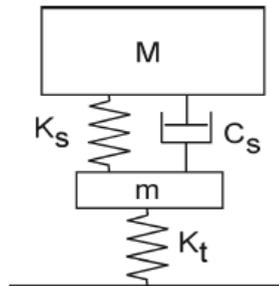
Keseluruhan peraturan dari *Baja SAE Competition 2008* terdapat pada lampiran 1.

4.2 KONSEP DESAIN

Suspensi depan yang dirancang harus memenuhi regulasi dari kompetisi mini baja, kuat, aman, tidak terlalu mahal, serta dapat dimanfaatkan selanjutnya untuk alat simulasi suspensi. Pada skripsi ini suspensi yang dirancang adalah suspensi depan dengan menggunakan tipe *double wishbone*.

Suspensi roda kanan dan kiri diasumsikan simetris maka perancangan yang dilakukan menggunakan model seperempat kendaraan. Pada gambar 4.2, M adalah massa badan kendaraan (*massa sprung*); m adalah massa unsprung; k_s

adalah konstanta kekakuan pegas; c_s adalah konstanta redaman dari peredam kejut (*shock breaker*); k_t adalah konstanta pegas ekivalen dari ban.



Gambar 4.2. Model seperempat kendaraan

4.3 EMBODIMENT DESAIN

4.3.1 Wheelbase

Wheelbase (l) yang direncanakan memiliki panjang 2000 mm. Keuntungan dari *wheelbase* yang relatif panjang adalah meningkatnya stabilitas, mengurangi perpindahan beban longitudinal dan lebih banyak ruang untuk menempatkan komponen-komponen lainnya.

4.3.2 Trackwidth

Track width pada bagian depan direncanakan antara 1400 - 1600 mm. Keuntungan dari *track width* yang lebar adalah mengurangi perpindahan beban lateral untuk sejumlah percepatan sentrifugal dan meminimalkan perubahan camber. Hal ini terjadi pada saat kendaraan berbelok. Sedangkan kerugiannya adalah ketika kendaraan melaju pada kecepatan tinggi yang mempengaruhi aerodinamika kendaraan.

4.4.3 Ground Clearance

Berdasarkan regulasi *SAE Baja Competition 2008* bagian 20.3, setiap kendaraan harus mempunyai *ground clearance* yang cukup untuk menghadapi rintangan jalan yang akan dilewati. Dari beberapa gambar kendaraan mini baja yang saya amati, maka *ground clearance* kendaraan mini baja direncanakan antara 15 – 30 cm. Contohnya dapat di lihat gambar di bawah.



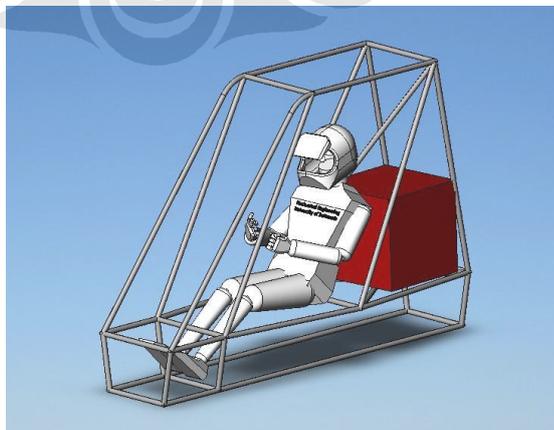
Gambar 4.3. *Ground clearance*

4.4.4 Massa Kendaraan

Berdasarkan data massa kendaraan yang mengikuti kompetisi pada *Mini Baja East* tahun 2006 di Auburn University [lampiran 2], terdapat kisaran massa kendaraan yaitu dari 435 lb sampai dengan 752 lb. Pada perancangan ini, massa kendaraan (m_k) direncanakan sebesar 500 lb (226,8 kg).

4.4.5 Titik Pusat Massa Kendaraan

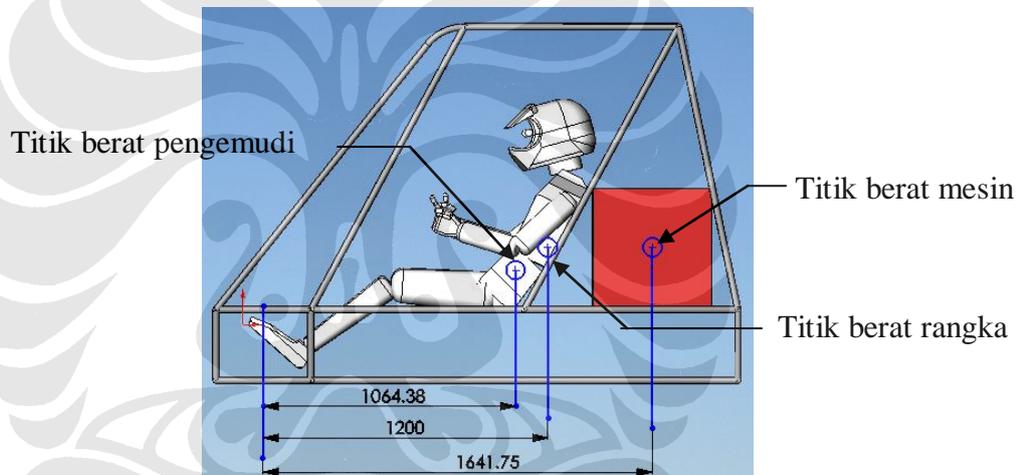
Titik pusat massa atau titik berat kendaraan merupakan tempat bekerjanya gaya tarik bumi (gravitasi) terhadap keseluruhan massa kendaraan. Letak titik pusat massa ini tergantung pada geometri kendaraan dan distribusi massa kendaraan. Titik pusat massa kendaraan pada mini baja dipengaruhi oleh berat pengemudi, berat mesin, dan berat rangka.



Gambar 4.4. Konfigurasi kendaraan mini baja

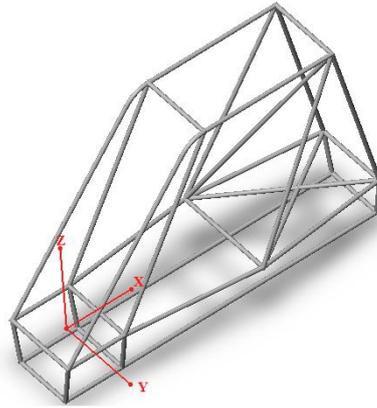
Untuk titik berat mesin, direncanakan bentuk mesin seperti persegi dengan dimensi 50 x 50 x 50 cm dengan bobot 50 kg sedangkan berat pengemudi yang direncanakan memiliki berat 113 kg dan tinggi 190 cm. Untuk berat rangka, rangka yang direncanakan menggunakan material *steel* AISI 1020 yang memiliki densitas sebesar $0,0079 \text{ g/mm}^3$. Dengan volume dari rangka sebesar $3,9 \times 10^{-3} \text{ m}^3$, maka diketahui berat rangka sebesar 32 kg. Jika dilihat dari struktur rangkanya yang lebih berat pada bagian belakang, maka letak titik berat rangka direncanakan berada 60% dari panjang *wheelbase* kendaraan dan sejajar dengan titik berat mesin.

Dengan konfigurasi kendaraan yang simetris maka titik berat pengemudi mesin, dan rangka direncanakan letaknya di tengah-tengah *track width* kendaraan atau berada pada sumbu y.



Gambar 4.5. Titik berat mesin, pengemudi, dan rangka

Setelah letak pusat massa masing-masing komponen telah diketahui selanjutnya akan ditentukan letak pusat massa keseluruhan dimana pusat massa ini adalah pusat massa gabungan antara mesin dan pengemudi. Dalam mencari pusat massa total ini dianggap bahwa titik pusat sumbu koordinat x berada pada titik tengah sumbu roda depan rangka dan bidang xz berada pada tengah rangka seperti terlihat pada gambar 4.6.



Gambar 4.6. Titik acuan pada rangka

Kemudian dari hasil pengukuran pusat massa masing-masing komponen dari titik pusat sumbu didapat letak pusat massa totalnya pada tabel berikut :

Tabel 4.1. Titik pusat massa mini baja

Nama Komponen	m_i (Kg)	X_i (mm)	Y_i (mm)	Z_i (mm)	$m_i X_i$ (Kgmm)	$m_i Y_i$ (Kgmm)	$m_i Z_i$ (Kgmm)
Mesin	50	1641,75	0	247,66	82087,5	0	12380
Pengemudi	113	1064,38	0	151,23	120274,94	0	17085,6
Rangka	32	1200	0	247,66	38400	0	7925,12
Total	195				240762,44	0	37390,72

- Titik berat terhadap sumbu x

$$\bar{X} = \frac{\sum m_i \cdot X_i}{\sum m_i}$$

$$\bar{X} = \frac{240762,44}{195} = \underline{\underline{1234,68 \text{ mm}}}$$

- Titik berat terhadap sumbu y

$$\bar{Y} = \frac{\sum m_i \cdot Y_i}{\sum m_i} = 0$$

- Titik berat terhadap sumbu z

$$\bar{Z} = \frac{\sum m_i \cdot Z_i}{\sum m_i}$$

$$\bar{Z} = \frac{37390,72}{195} = \underline{\underline{191,75 \text{ mm}}}$$

Maka titik pusat massa kendaraan total dari titik sumbu adalah

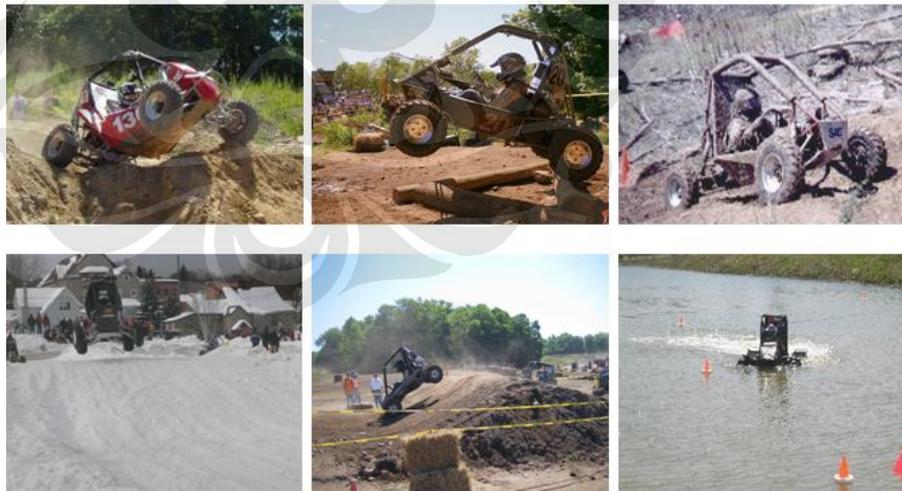
$$\bar{X} = 1234,68 \text{ mm} ; \bar{Y} = 0 \text{ mm} ; \bar{Z} = 191,75 \text{ mm}$$

4.5 DESAIN KOMPONEN SUSPENSI

4.41 Roda

Roda memiliki komponen-komponen seperti ban, *knuckle*, pelek, *bearing*, dan cakram. Dalam merancang sistem suspensi *double wishbone*, dimensi dari ban dan *knuckle* perlu diketahui terlebih dahulu agar selanjutnya dapat menentukan posisi dari *control arms*.

Ban merupakan komponen suspensi yang paling penting dalam kendaraan balap karena komponen ini bersentuhan langsung dengan permukaan jalan. Selain berfungsi untuk menopang berat kendaraan, ban juga melindungi kendaraan dari getaran saat melintasi ketidak rataan permukaan jalan. Terlebih pada *SAE Mini Baja Competition* yang kondisi permukaan jalannya sangat bervariasi dan tidak rata.



Gambar 4.7. Kondisi permukaan jalan kendaraan

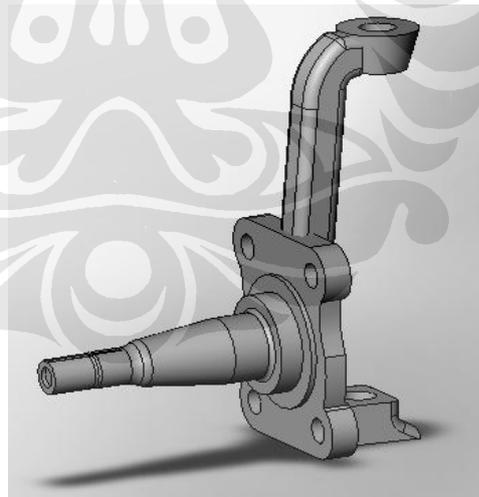
Terdapat banyak pilihan dalam menentukan ban apa yang digunakan untuk kebutuhan perancangan suspensi. Untuk meminimalkan biaya maka ban yang

digunakan adalah ban yang terdapat di lab lantai 1 Departemen Teknik Mesin FTUI dengan spesifikasi sebagai berikut :

Tipe ban	: Tubeless
Merek	: Dunlop
Ukuran	: AT 19 x 7-8*
Jenis Tapak	: KT 945
Made in	: Taiwan

4.4.4 *Knuckle*

Knuckle merupakan komponen roda yang menjadi tempat *mounting* dari *rod end* lengan atas dan lengan bawah pada suspensi *double wishbone*. Geometrinya akan mempengaruhi posisi dari lengan atas dan lengan bawah. Karena membutuhkan biaya yang besar jika membuat *knuckle* sendiri, maka dilakukan pembelian *knuckle* bekas yang pemodelannya dapat dilihat pada gambar 4.8.



Gambar 4.8. Pemodelan *knuckle*

4.4.5 *Konstruksi Double Wishbone*

Konstruksi dari *double wishbone* terdiri dari tiga bagian silinder berlubang atau *hollow* dan tiga *rod end* dimana salah satu bagiannya terhubung dengan *knuckle*.

4.4.3.1 Pemilihan Tube

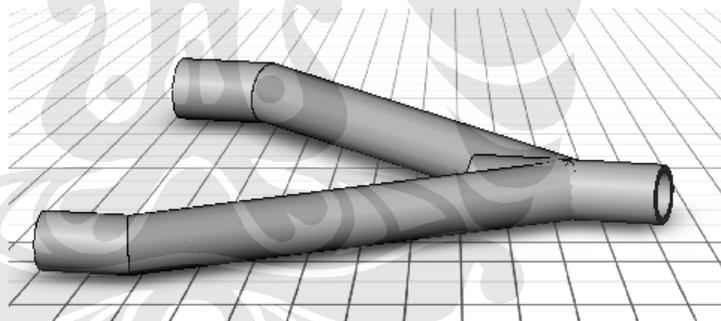
Dengan pertimbangan *tube* yang dirancang mampu untuk menahan pembebanan maka *tube* harus cukup tebal. Dari software Solidworks 2007 yang digunakan untuk profil *tube* yang paling tebal adalah dengan diameter luar (D_1) = 33.7 mm dan diameter dalam (D_2) = 25.7 mm.

4.4.3.2 Pemilihan Rod End

Rod end berfungsi untuk menyambungkan lengan suspensi dengan *knuckle* dan *bracket* yang terdapat pada rangka. Terdapat banyak perusahaan yang memproduksi *rod end* dengan berbagai macam kualitas. Untuk keperluan desain, *rod end* yang dipilih disesuaikan dengan *knuckle*. Spesifikasi *rod end* yang digunakan adalah dari Aurora Bearing Company AM-M16.

4.4.3.3 Lengan Suspensi

Lengan suspensi tersusun dari beberapa *tube* yang dilas menjadi lengan atas dan lengan bawah.

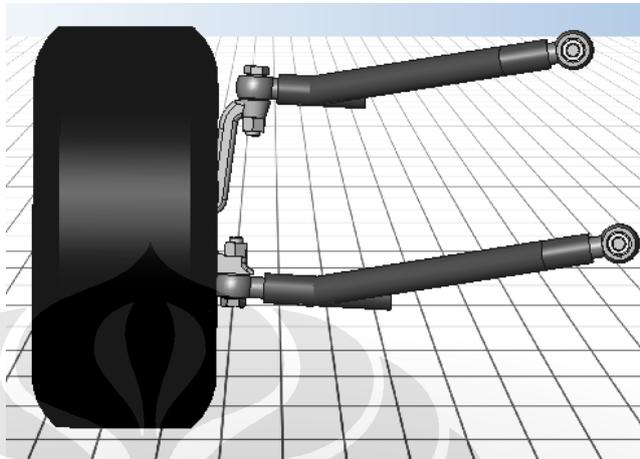


Gambar 4.9. Konsep awal lengan suspensi

Konsep awal untuk lengan adalah lengan atas dan bawah memiliki panjang yang berbeda yaitu 12 in dan 14 in dengan sudut masing-masing 60° . Agar bisa lurus dengan rangka maka *tube* dibengkokkan sepanjang 2 in pada kedua ujungnya yang akan dihubungkan dengan rangka. Pada lengan bawah terdapat *bracket* yang tersambung dengan pegas dan peredam.

Dari beberapa susunan lengan seperti yang sudah dijelaskan pada bab sebelumnya, pada skripsi ini menggunakan susunan lengan paralel yang ke atas. Hal ini ditujukan agar kendaraan memiliki *ground clearance* yang cukup untuk

melewati rintangan-rintangan di lintasan balap. Karena bentuk *knuckle* yang pada bagian ujungnya miring ke arah bawah, maka dilakukan modifikasi dengan memiringkan *tube* yang tersambung dengan *knuckle* pada lengan atas dan lengan bawah.



Gambar 4.10. Susunan lengan perancangan

4.4.3.4 Pemilihan Material Lengan Suspensi

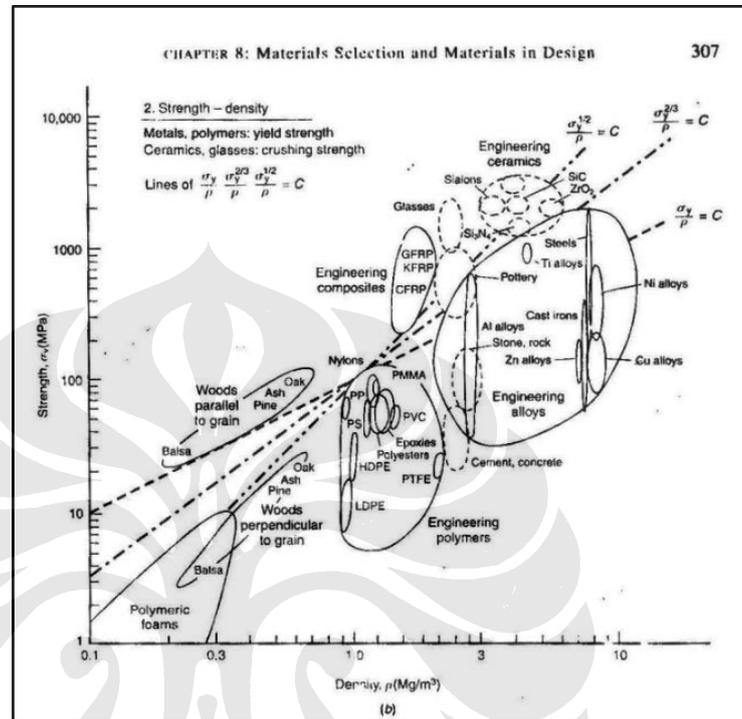
Pemilihan material dilakukan berdasarkan kebutuhan fungsional dari suspensi dimana material harus mampu menahan beban maksimum yang diberikan. Material tersebut harus memiliki kriteria *yield strength* dan *tensile strength* yang tinggi.

Design objective: minimum weight for different shapes and loadings	To maximize strength	To maximize stiffness
Bar in tension: load, stiffness, length are fixed; section area is variable	σ_f/ρ	E/ρ
Torsion bar: torque, stiffness, length are fixed; section area is variable	$\sigma_f^{2/3}/\rho$	$G^{1/3}/\rho$
Beam in bending: loaded with external forces or self-weight; stiffness, length fixed; section area free	$\sigma_f^{2/3}/\rho$	$E^{1/3}/\rho$
Plate in bending: loaded by external forces or self-weight; stiffness, length, width fixed; thickness free	$\sigma_f^{2/3}/\rho$	$E^{1/3}/\rho$
Cylindrical vessel with internal pressure: elastic distortion, pressure, and radius fixed; wall thickness free	σ_f/ρ	E/ρ
Other design objectives, as stated below	Maximize	
Thermal insulation: minimize heat flow at steady state; thickness given	$1/\kappa$	
Thermal insulation: minimum temperature after specified time; thickness given	$C_p/\rho\kappa$	
Minimize thermal distortion	κ/α	
Maximize thermal shock resistance	$\sigma_f/E\alpha$	

σ_f = failure strength (yield or fracture stress as appropriate to problem); E = Young's modulus; G = shear modulus; ρ = density; C_p = specific heat capacity; α = thermal expansion coefficient; κ = thermal conductivity.

Gambar 4.11. Performance indices

Pada perancangan ini menggunakan metode *cost vs performance indices*. Dari gambar 4.11, untuk memaksimalkan kekuatan dari material dengan bentuk *control arms* yang termasuk dalam *beam in bending*, maka *performance indices* yang digunakan adalah $\sigma_f^{2/3}/\rho$.



Gambar 4.12. Ashby material selection chart

Dengan *Ashby materials selection chart*, material baja dari *engineering alloys* merupakan pilihan yang baik. Dari *data base* material baja pada *software Cosmos* yang digunakan untuk analisa, maka baja yang digunakan adalah *Steel AISI 4340 Normalized*. Material ini ini dipilih karena memiliki *yield strength* yang tinggi, kekerasan, dan sifat mampu pakai yang tinggi dan juga dari segi biaya material ini masih mungkin dijangkau. Berikut adalah *material properties* dari AISI 4340 :

Tabel 4.2. *Material properties* AISI 4340

Property Name	Value	Units
Elastic modulus	2.05e+011	N/m ²
Shear modulus	8e+010	N/m ²
Mass density	7850	kg/m ³
Tensile strength	1.11e+009	N/m ²
Yield strength	7.1e+008	N/m ²

Thermal expansion coefficient	1.23e-005	/Kelvin
Thermal conductivity	44.5	W/(m.K)
Specific heat	475	J/(kg.K)

4.5.3.5 Shock Absorber

Dalam pemilihan *shock absorber* tidak lepas dari pertimbangan maksimum *suspension travel*. Kendaraan mini baja masuk dalam kategori jenis kendaraan ATV. Dari tabel 4.3 diketahui kisaran *suspension travel* pada jenis kendaraan ini, yaitu antara 5 – 10 in.

Tabel 4.3. *Suspension travel*

Application	Vehicle Weight (lbs)	Wheel Rate (lbs/in)	Suspension Travel (in)
Automobile	2000 - 4000	75 - 150	7 - 10
Motorcycle	200 - 400 (Dirt) 500 - 1000 (Cruiser)	50 - 75	10 - 12
Scooter	100 - 300	50 - 100	4
RC Car	3 - 4	1 - 2	1
Road Bike	200 - 250 (w/rider)	200	1 - 2
Mountain Bike	200 - 250 (w/rider)	100 - 200	2 - 6
Utility Vehicle	500 - 1000	50 - 100	3 - 10
ATV	400 - 800	50 - 100	5 - 10
Snowmobile	600 - 1000	100 - 200	10 - 13

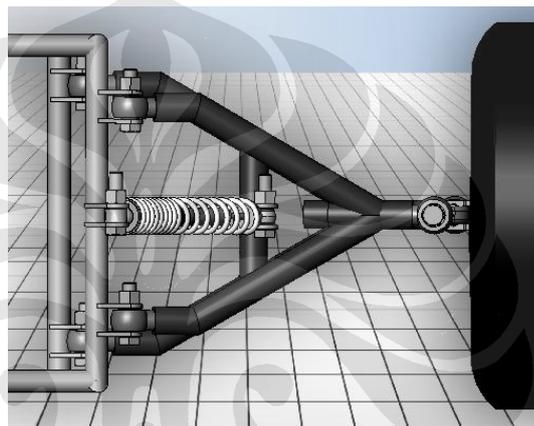
Dengan pertimbangan biaya, perancangan ini menggunakan *shock absorber* bekas dari motor Yamaha Vega R yang pemodelannya dapat dilihat pada gambar 4.13. *Suspension travel* yang direncanakan adalah antara 5 – 8 in.



Gambar 4.13. Pemodelan *shock absorber*

4.5.3.6 Penempatan komponen

Shock absorber pada kendaraan mini baja ditempatkan pada sasis. Posisinya menentukan seberapa besar kompresi pegas yang mampu menahan berputarnya sasis terutama pada saat kendaraan berbelok dan menghantam *bump*. Karena keterbatasan ruang serta bentuk sasis dari mini baja maka posisi pegas dan peredam kejut yang vertikal tidak dapat digunakan. Sehingga pegas dan peredam kejut yang digunakan pada kendaraan mini baja diletakkan secara miring. Bagian atas dari pegas dan peredam kejut disambungkan pada struktur utama sasis, sedangkan bagian bawahnya disambungkan dengan lengan bawah.



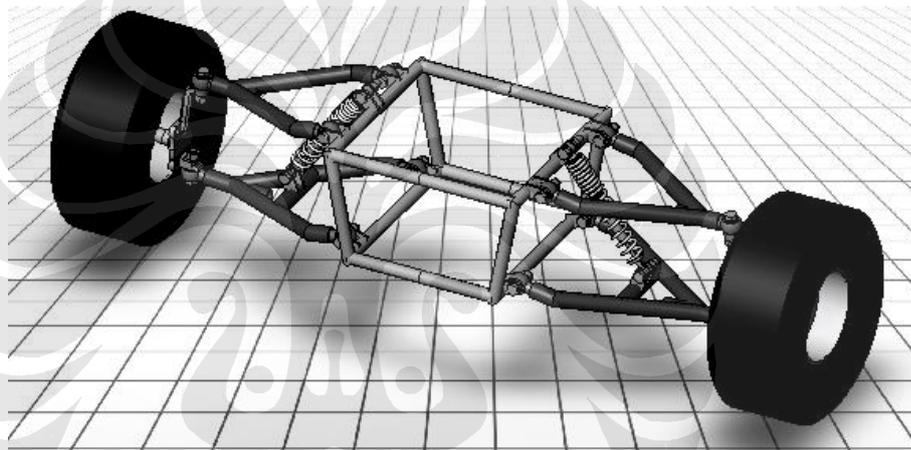
Gambar 4.14. Penempatan *shock absorber*

4.6 DESAIN SUMMARY

Dari komponen-komponen suspensi sebelumnya maka dilakukan *assembly* pada komponen tersebut sehingga menjadi desain suspensi depan pada kendaraan mini baja. Baut yang digunakan memiliki spesifikasi Hex Bolt Grade AB (ISO 4014 - M16 x 70 x 38-N) dan murnya memiliki spesifikasi Hexagon Nut ISO 4034-M16-N. Setelah berkali-kali melakukan penyesuaian geometri maka didapatkan desain suspensi depan yang ditunjukkan pada table 4.4. dan gambar 4.15.

Tabel 4.4. Konfigurasi perancangan

Suspensi Depan	
Model Suspensi	<i>Double Wishbone</i>
Material Lengan	Steel AISI 4340 <i>Normalized</i>
Sasis	1020 steel, <i>tubular frame</i>
<i>Wheelbase</i>	2000 mm
<i>Track width</i>	1500 mm
<i>Ground Clearance</i>	20 cm
Berat Kendaraan	226,8 kg
<i>Shocks absorber</i>	Yamaha Vega R
Ban depan	Dunlop AT19 x 7-8*



Gambar 4.15. Hasil perancangan suspensi depan

BAB V

PERHITUNGAN DAN ANALISA

5.1 PERHITUNGAN

Kendaraan mini baja seperti kendaraan roda empat lainnya mempunyai distribusi massa pada sumbu roda depan dan belakang. Besarnya distribusi massa tersebut dipengaruhi oleh letak titik berat kendaraan. Gaya tumpuan pada sumbu roda depan (W_f) kendaraan dapat diketahui dengan[5]

$$W_f = \frac{l_2}{L} W - \frac{h}{L} (F - R_r) \quad (5.1)$$

Dimana,

L = *wheelbase*

W = gaya berat kendaraan

l_2 = jarak antara sumbu roda belakang dengan titik pusat massa kendaraan

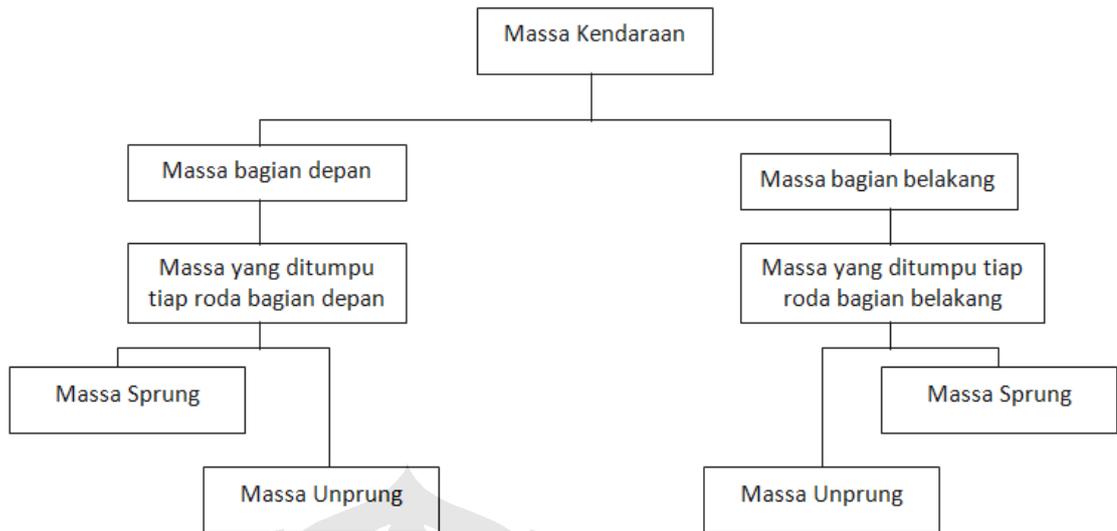
h = tinggi titik berat kendaraan

F = *total tractive effort*

R_r = *total rolling resistance*

Pada kondisi bergerak, kendaraan bekerja bermacam-macam gaya, ada yang menyebabkan kendaraan bergerak dan ada gaya yang menghambat. Gaya yang menghambat terdapat traksi dan gaya resistansi jalan. Dalam kondisi kendaraan tidak bergerak maka kedua gaya tersebut bernilai nol, sehingga

$$\begin{aligned} W_f &= \frac{l_2}{L} W \\ &= \frac{2000 - 1234,68}{2000} \times 226,8 \cdot 9,8 \\ &= \frac{765,32}{2000} \times 2222,64 \text{ N} \\ &= 850,52 \text{ N} \end{aligned}$$



Gambar 5.1. Bagan penentuan besar massa sprung dan unsprung yang ditumpu tiap roda depan dan belakang^[6]

Tumpuan Roda Depan

$$m_d = \frac{W_f}{g} \quad (5.2)$$

$$m_t = \frac{1}{2} \times m_d \quad (5.3)$$

$$m_s = p \cdot m_t \quad (5.4)$$

$$m_{us} = (1 - p) \times m_t \quad (5.5)$$

Dimana, m_d = massa bagian depan

m_t = massa yang ditumpu tiap roda bagian depan

m_s = massa sprung

m_{us} = massa unsprung

p = fraksi massa sprung pada tumpuan tiap roda depan

Sehingga,

Massa bagian depan :

$$\begin{aligned}
 m_d &= \frac{W_f}{g} \\
 &= \frac{850,52}{9,8} \\
 &= 86,78 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Massa yang ditumpu untuk tiap roda :

$$\begin{aligned}m_t &= \frac{1}{2} \times m_d \\ &= \frac{1}{2} \times 86,78 \\ &= 43,4 \text{ kg}\end{aligned}$$

Massa sprung :

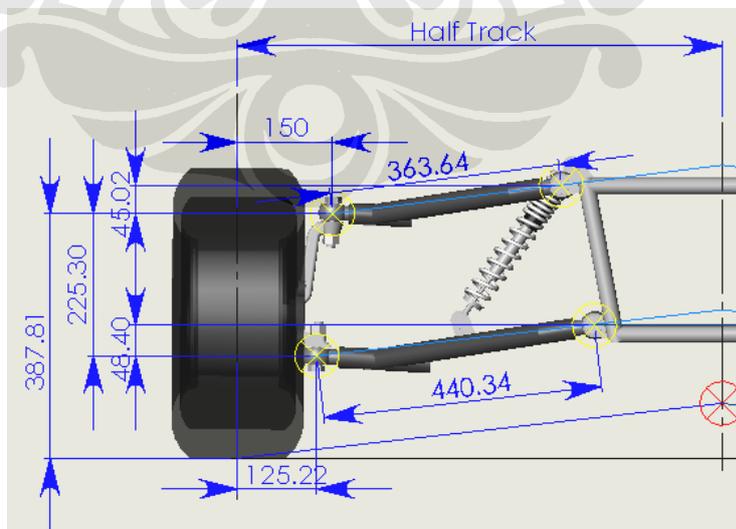
$$\begin{aligned}m_s &= p \cdot m_t \\ &= \frac{11}{12} \times 43,4 \\ &= 39,78 \text{ kg}\end{aligned}$$

Massa Unsprung

$$\begin{aligned}m_{us} &= (1 - p) \times m_t \\ &= \left(1 - \frac{11}{12}\right) \times 43,4 \\ &= 3,62 \text{ kg}\end{aligned}$$

5.1.1 Geometri *Double Wishbone*

Dari dimensi ban, *knuckle*, *wheelbase*, *track width*, dan *ground clearance* yang telah ditentukan sebelumnya maka sistem suspensi yang dirancang memiliki geometri sebagai berikut :



Gambar 5.2. Geometri perancangan

$$R_1 = 363,64 \text{ mm} \quad H = 387,81 \text{ mm} \quad a = 45,02 \text{ mm} \quad d = 150 \text{ mm}$$

$$R_2 = 440,34 \text{ mm} \quad h = 225,30 \text{ mm} \quad b = 48,40 \text{ mm} \quad e = 125,22 \text{ mm}$$

Geometri dari lengan- lengan *wishbone* memegang peranan penting dalam pengendalian kendaraan. *Control arms* menentukan lokasi dari *instant center*, lokasi dari *roll center*, dan perubahan *wheel camber* selama *suspension travel*. Konfigurasi dari lengan juga menentukan bagaimana gaya-gaya akan terdistribusi pada sistem suspensi.

Dengan menggunakan persamaan 3.38 s.d. 3.41 dapat diketahui :

$$P_1 = 4,8 \times 10^{-4} \quad U_1 = 0,128$$

$$Q_1 = 0,014 \quad V_1 = 4,8$$

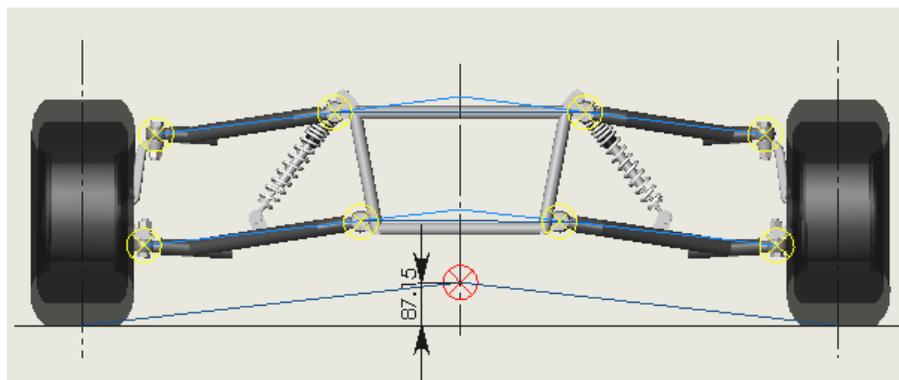
Dengan menggunakan persamaan 3.48 s.d 3.51 dapat diketahui :

$$P_2 = 0,43 \quad U_2 = 43,24$$

$$Q_2 = 22,51 \quad V_2 = 2363,8$$

5.1.2 Ketinggian Roll Center

Ketinggian *roll center* dapat dihitung dengan menggunakan metode grafis. Posisi *roll center* juga dapat diketahui dengan memproyeksikan garis antara IC dengan kontak ban diteruskan ke garis pusat kendaraan. Namun dengan konfigurasi lengan yang digunakan maka letak IC menjadi tak terhingga, sehingga *roll center* didapatkan dengan menggambar garis dari garis pusat roda sejajar dengan R_1 atau R_2 sampai menyentuh garis pusat kendaraan. Titik RC tersebut kemudian diukur tingginya dari permukaan jalan. Dengan menggunakan *software* Solidworks 2007 nilai z_R yang didapat adalah 87,15 mm di atas permukaan jalan.



Gambar 5.3. Lokasi *roll center* perancangan

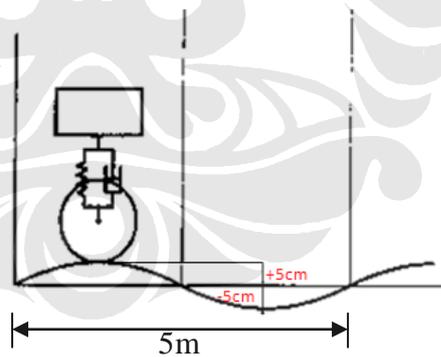
5.1.3 Defleksi Roda (z)

Defleksi yang dialami oleh roda dipengaruhi oleh faktor kondisi permukaan jalan yang dilewati kendaraan mini baja.



Gambar 5.4. Permukaan jalan kendaraan

Dengan kondisi permukaan seperti gambar 5.3 maka untuk perhitungan dalam skripsi ini, permukaan jalan tersebut mendekati bentuk profil sinusoidal dengan panjang gelombang 5 m. Defleksi roda yang terjadi diasumsikan antara -5 cm sampai +5 cm seperti diilustrasikan pada gambar di bawah.

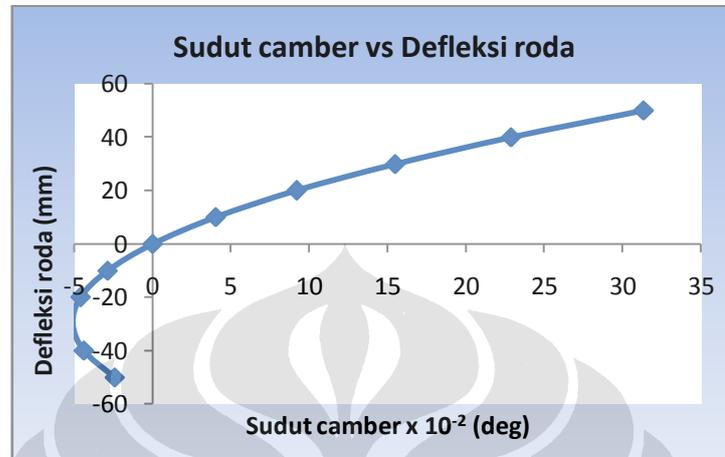


Gambar 5.5. Asumsi defleksi roda

5.1.4 Perubahan *Camber*

Perubahan *camber* dapat diakibatkan oleh miringnya badan kendaraan ketika melewati sebuah putaran dan ketika roda mengalami pergerakan vertikal akibat melewati *bump* pada permukaan jalan.

Sudut *camber* yang terjadi antara defleksi roda (z) dari -5 cm sampai +5cm diplot dalam grafik 5.1 dan dihitung dengan menggunakan persamaan 3.44. Nilai perhitungannya dapat dilihat pada lampiran 3.



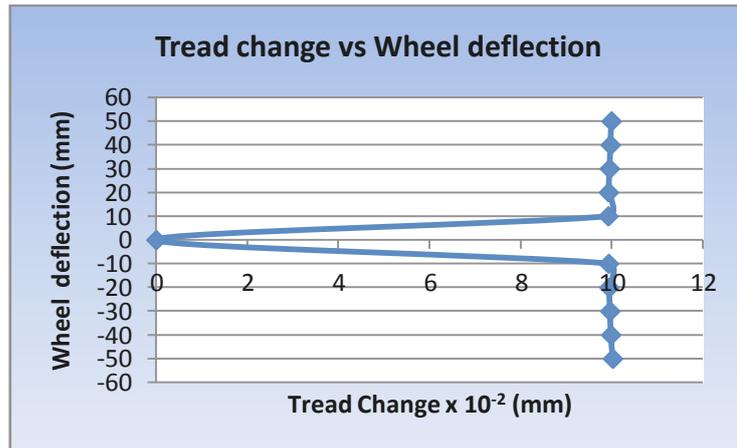
Grafik 5.1. Perubahan *camber*

Dari grafik di atas dapat diketahui karakteristik susunan lengan *double wishbone* yang paralel ke atas yaitu, pada saat *bump camber* bernilai positif dan pada saat *rebound camber* bernilai negatif. Perubahan *camber* pada saat *bump* lebih besar pada saat *rebound*, namun nilai perubahannya kecil sekali. Hal ini menunjukkan bahwa suspensi yang dirancang baik karena nilai perubahan *camber* sangat kecil.

5.1.5 Perubahan Tapak Ban (*tread change*)

Roda juga mengalami pergerakan secara lateral ke dalam dan keluar ketika kendaraan berjalan. Pergerakan lateral dapat menyebabkan *scrubbing* pada tapak ban yang mengurangi daya cengkram ban terhadap jalan (adhesi) dan memendekkan umur pakai ban.

Perubahan tapak ban ketika roda terdefleksi oleh permukaan jalan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 3.52. Hasil perhitungan dapat dilihat pada lampiran 3.



Grafik 5.2. Perubahan tapak ban

Dari grafik dapat diketahui perubahan tapak ban terbesar terjadi pada awal ban mulai terdefleksi baik pada saat *bump* maupun *rebound*. Setelah itu perubahan yang terjadi nilainya sangat kecil.

5.2 ANALISA

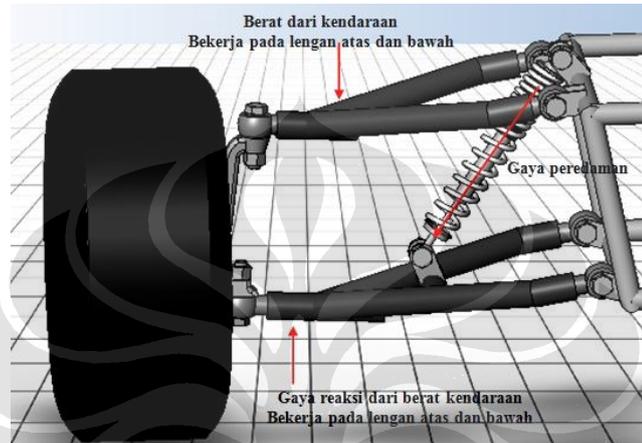
5.2.1 Analisa Kegagalan

Dalam perancangan suspensi tidaklah terlepas hubungan antara kekuatan suatu elemen komponen suspensi terhadap beban luar yang bekerja padanya. Beban luar ini menyebabkan adanya tegangan dalam pada elemen komponen tersebut. Suatu perancangan yang baik dan aman haruslah didapatkan bahwa tegangan ini tidak akan pernah melampaui batas maksimalnya.

Beban pada elemen didefinisikan sebagai gaya-gaya luar yang bekerja padanya sehingga menyebabkan terjadinya efek tegangan dan regangan pada elemen tersebut. Efek tegangan dan regangan tersebut dapat mengakibatkan adanya kegagalan elemen apabila beban yang bekerja padanya jauh diatas batas normal yang diijinkan. Oleh karenanya dalam perancangan, pembebanan sangat mempengaruhi aspek-aspek desain guna menghindari kegagalan tersebut.

Lengan suspensi mengalami pembebanan statis maupun dinamis yang disebabkan oleh berat kendaraan maupun pengaruh dari kondisi permukaan jalan. Pada lengan bawah, gaya yang diterima oleh permukaan ban diteruskan menuju

knuckle kemudian diteruskan kepada *rod end* bagian bawah dan lengan bawah lalu ke *shock absorber* yang tertumpu pada lengan bawah. Sedangkan pada lengan atas gaya yang bekerja diteruskan kepada *rod end* atas lalu menuju lengan atas. Sehingga kondisi pembebanan lengan atas berbeda dengan lengan bawah karena berdasarkan aliran gaya yang bekerja pada suspensi, lengan bawah menerima pembebanan yang lebih besar.



Gambar 5.6. Gaya pada sistem suspensi depan

Tujuan analisa kegagalan adalah untuk memverifikasi material properties dan ukuran komponen yang dirancang mampu untuk menahan gaya-gaya yang terjadi selama kendaraan mini baja beroperasi.

Pada skripsi ini analisa kegagalan menggunakan *Maximum Distortion Energy Theory* yang juga dikenal dengan *Von-Mises Failure Theory*. Hal ini karena teori ini lebih konservatif daripada teori kegagalan yang lain, dengan pertimbangan resiko dari kecelakaan pengendara dan kebutuhan dari mini baja yang termasuk ATV.

5.2.2 Analisa Pembebanan Statik

Kendaraan mini baja menerima pembebanan statik dari berat kendaraan yang bekerja pada lengan atas dan bawah. Selanjutnya nilai pembebanan ini akan diaplikasikan sebagai input-an data beban untuk mengetahui hasil analisa kekuatan terhadap pembebanan statik dengan menggunakan *software* COSMOS.

Analisa dilakukan pada lengan bawah yang merupakan gaya reaksi dari berat kendaraan.

5.2.2.1 Safety factor Pembebanan Statik

Untuk pembebanan statik, *safety factor* yang direncanakan menggunakan cara *Puglsey Safety Factor* [8]

Penjelasan :

Tabel 5.1 *Safety Factor Characteristics A, B, and C*

Characteristic		B				
		vg	g	f	p	
A = vg	C = $\begin{cases} vg \\ g \\ f \\ p \end{cases}$	vg	1.1	1.3	1.5	1.7
		g	1.2	1.45	1.7	1.95
		f	1.3	1.6	1.9	2.2
		p	1.4	1.75	2.1	2.45
A = g	C = $\begin{cases} vg \\ g \\ f \\ p \end{cases}$	vg	1.3	1.55	1.8	2.05
		g	1.45	1.75	2.05	2.35
		f	1.6	1.95	2.3	2.65
		p	1.75	2.15	2.95	2.95
A = f	C = $\begin{cases} vg \\ g \\ f \\ p \end{cases}$	vg	1.5	1.8	2.1	2.4
		g	1.7	2.05	2.4	2.75
		f	1.9	2.3	2.7	3.1
		p	2.1	2.55	3	3.45
A = p	C = $\begin{cases} vg \\ g \\ f \\ p \end{cases}$	vg	1.7	2.15	2.4	2.75
		g	1.95	2.35	2.75	3.15
		f	2.2	2.65	3.1	3.55
		p	2.45	2.95	3.45	3.95

Dimana:

- A = kualitas material, pemeliharaan dan inspeksi
- B = pengontrol beban berlebih pada komponen
- C = menganalisa keakuratan tegangan

Tabel 5.2 *Safety Factor Characteristics D and E*

Characteristic	E		
	ns	s	vs
D = $\begin{cases} ns \\ s \\ vs \end{cases}$	1.0	1.2	1.4
	1.0	1.3	1.5
	1.2	1.4	1.6

vs = very serious, s = serious, and ns = not serious

D = bahaya pada manusia

E = dampak ekonomi

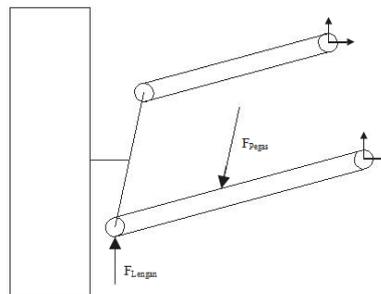
Adapun proses penghitungan nilai *safety factor* itu sendiri, dengan cara sebagai berikut :

$$n_s = n_{sx}n_{sy} \quad (5.6)$$

- Nilai A : dipilih g, karena mini baja dikerjakan dalam workshop bukan dalam pabrik yang memiliki standar pemeliharaan dan inspeksi yang bagus
- Nilai B : dipilih g, karena beban berlebih pada kendaraan dapat diprediksi oleh tim
- Nilai C : dipilih f, karena analisa tegangan dilakukan oleh mahasiswa yang dianggap belum cukup ahli dalam menganalisa komponen yang serupa
- Nilai D : dipilih vs, pemilihan ini didasarkan karena pada pemakaiannya sangat diperlukan untuk keselamatan pengendara
- Nilai E : dipilih s, karena setiap tim memiliki dana yang terbatas

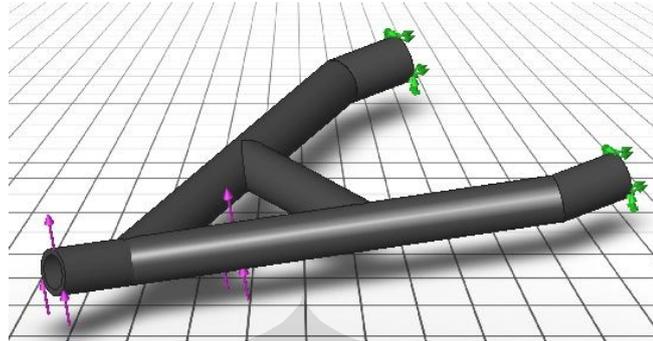
Sehingga didapatkan nilai *safety factor* = (1,95)(1,4) = 2,73

5.2.2.2. Beban dan Tumpuan



Gambar 5.7. *Free body diagram*

Besarnya pembebanan pada lengan bawah dengan memasukkan *safety factor* sebesar 2,73 adalah 1161,12 N. Posisi pembebanan maupun tumpuan pada rangka dapat dilihat pada Gambar 5.7.

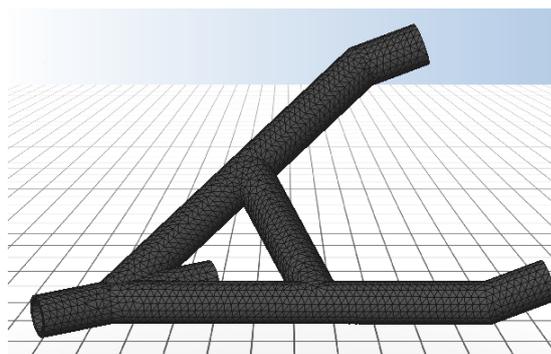


Gambar 5.8. Posisi beban dan tumpuan lengan bawah

Pada lengan bawah posisi tumpuan ditunjukkan dengan warna hijau dimana tumpuan ini diteruskan ke *rod end* dan sasis. Tumpuan ini merupakan tumpuan *immovable* atau tetap (*fixed constrain*) dimana dianggap tidak ada pergerakan tumpuan terhadap sumbu x, y maupun z . Pembebanan yang di akibatkan oleh berat kendaraan terdistribusi pada ujung lengan bawah yang ditunjukkan dengan warna *pink*.

5.2.2.3. Proses Meshing

Setelah memasukan data-data berupa nilai beban dan posisi pembebanan dan tumpuan, tahap berlanjut kepada proses *meshing* pada lengan untuk menjadikan lengan ini menjadi suatu elemen hingga.



Gambar 5.9. Proses *meshing* lengan bawah

Dari proses *meshing* yang telah selesai dilakukan hasilnya dapat dilihat pada gambar 5.8. Setelah itu dilanjutkan dengan proses prosesor FEA (*Finite Element Analysis*) yang memberikan solusi pada permasalahan dan membuat file tambahan yang berisi informasi mengenai defleksi pada tiap *node*, tegangan pada tiap elemen dan lain-lain.

Tabel 5.3. Informasi *mesh*

Mesh Information	
Mesh Type:	Solid mesh
Mesher Used:	Standard
Element Size:	6.0013 mm
Tolerance:	0.30007 mm
Quality:	High
Number of elements:	15809
Number of nodes:	31165

5.2.2.4. Hasil Analisa Tegangan Von Mises terhadap Pembebanan Statik

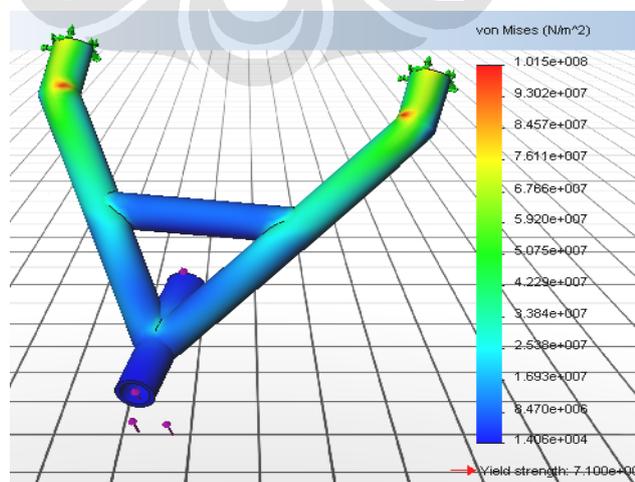
Allowable stress untuk *tension*

$$0,45 S_y \leq \sigma_{all} \leq 0,60 S_y$$

Untuk *bending*

$$0,60 S_y \leq \sigma_{all} \leq 0,75 S_y$$

Maka untuk mengatasi *tension* dan *bending* diambil $\sigma_{all} = 0,6 S_y$, sehingga *allowable stress* adalah $4,26 \times 10^8$ Pa



Gambar 5.10. Tegangan von mises statik

Dari hasil analisa dapat dilihat bagian yang mengalami tegangan ditunjukkan dengan memberikan segmentasi warna pada daerah konsentrasi tegangan tersebut. Daerah yang mengalami tegangan tertinggi ditunjukkan oleh warna merah, sedangkan untuk daerah yang mengalami tegangan cukup rendah ditunjukkan dengan warna biru. Nilai von mises stress maksimum pada lengan didapat sebesar $1,01 \times 10^8$ Pa yang ditunjukkan dengan segmentasi warna orange. Hal ini menjelaskan bahwa lengan bawah yang telah didesain aman untuk pembebanan statis maksimum yang diberikan.

Nilai gaya yang bekerja pada lengan bawah ini dapat berkurang karena terdapat *shock absorber* yang dapat meredam kejutan-kejutan beban sehingga mengurangi stress yang bekerja. Jadi, nilai dari hasil perhitungan tegangan yang dilakukan ini merupakan kondisi untuk tumpuan yang tetap tidak memakai peredam. Hal ini bertujuan untuk mendapatkan nilai tegangan maksimal yang dapat dihasilkan dengan gaya yang bekerja terhadap lengan. Sehingga dapat diprediksi kemungkinan-kemungkinan yang terjadi saat nilai tegangan tersebut tercapai, karena nilai tegangan tanpa peredam lebih besar dari pada nilai tegangan yang memakai peredam.

5.2.3 Analisa Pembebanan Dinamik

Untuk pembebanan dinamik posisi beban dan tumpuan pada lengan sama dengan pembebanan statis, hanya saja nilai beban pada masing-masing tempat berubah-ubah. Perubahan nilai beban pada masing-masing posisi beban juga berbeda. Dengan kondisi permukaan *bump* yang *sinusoidal*, maka dalam pembebanan dinamik ini perubahan beban diasumsikan mengikuti grafik sinusoidal yang berubah berdasarkan fungsi waktu mengikuti persamaan berikut:

$$F = F_{Roda} + 3F_{roda} \sin \omega t \quad (5.7)$$

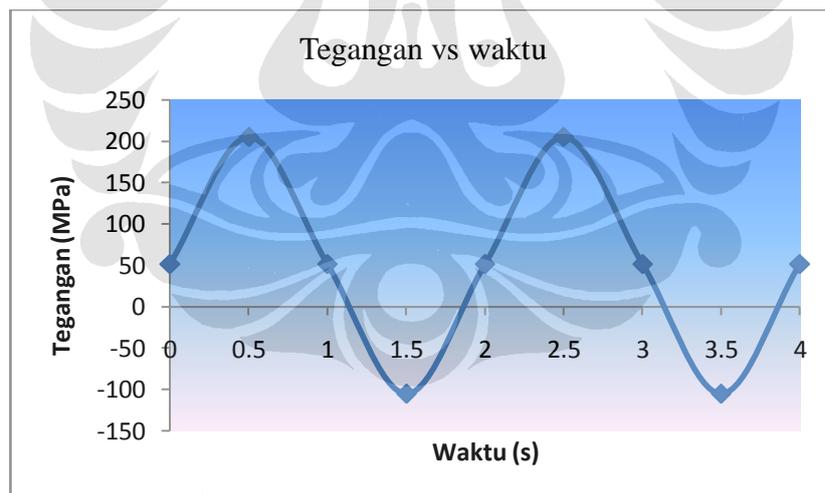
Dari persamaan tersebut didapatkan gaya maksimum yang diterima lengan bawah dimana ketika semua berat pada kendaraan mini baja tertumpu dalam satu roda saja sebagai sebuah gaya yang terdistribusi. Beban berubah per 0.5 detik

dengan kondisi awal ($t = 0$) merupakan pembebanan statis. Satu periode perubahan beban yaitu selama 2 detik ($T = 2$; $f = 0.5$ Hz), dan lamanya perubahan beban ini adalah 4 detik.



Gambar 5.11. Berat kendaraan tertumpu pada satu roda

Setelah itu nilai pembebanan tersebut dihitung tegangan utamanya dengan menggunakan *software* Cosmos.



Grafik 5.3. Perubahan nilai tegangan maksimum terhadap waktu

Dari grafik 5.3 dapat diketahui *mean stress* (σ_m)

$$\begin{aligned}
 \sigma_m &= \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \\
 &= \frac{205 + (-105)}{2} \\
 &= 50 \text{ MPa}
 \end{aligned}
 \tag{5.8}$$

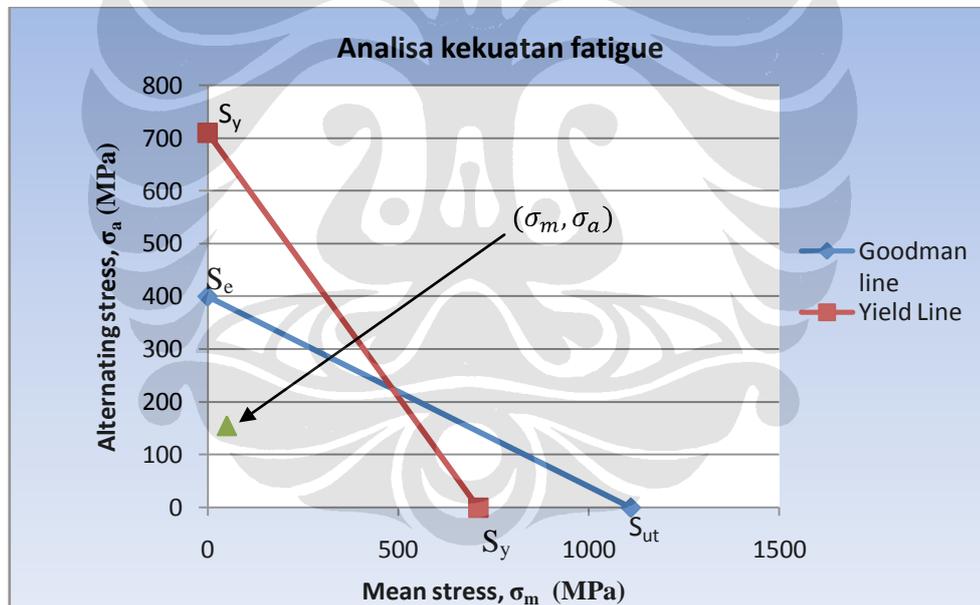
Dan *alternating stress* (σ_a)

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \frac{\sigma_r}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \\ &= \frac{205 - (-105)}{2} \\ &= 155 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{5.9}$$

Untuk S_e material AISI 4340, maka dari grafik *surface finish factor for steel* [7] dengan asumsi *surface finish* dari material *polished* maka diketahui nilai $k_f = 1$; dari diameter lengan maka $k_s = 0,8$; sedangkan k_r , k_t , dan k_m diasumsikan nilainya 1. Karena beban yang terjadi adalah *bending* dan *tension* maka $S_e' = 0,45 S_u$.

$$\begin{aligned}S_e &= k_f k_s k_r k_t k_m S_e' \\ &= (1)(0,8)(1)(1)(1)(0,45)(1110) \\ &= 399,6 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{5.10}$$

Sehingga *goodman line*



Grafik 5.4. *Goodman line*

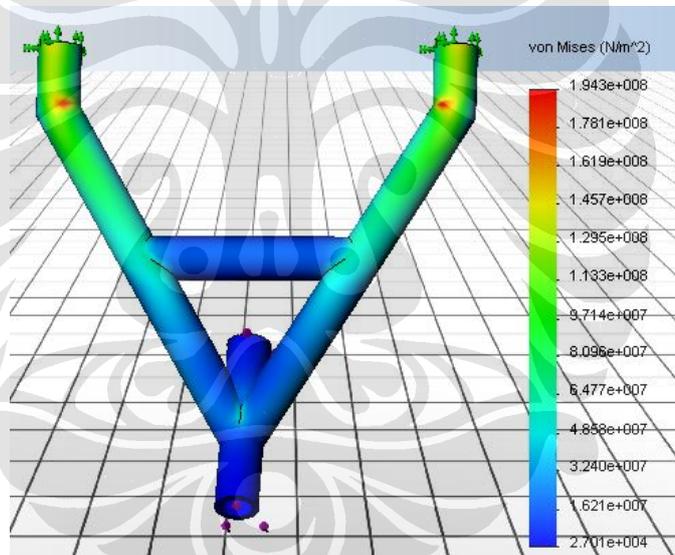
Kegagalan *fatigue* dapat terjadi apabila *alternating stress* dan *mean stress* yang timbul terletak di atas *Goodman line*[3]. Dari grafik 5.4 maka lengan bawah yang dirancang masih dalam kategori aman untuk pembebanan dinamik.

5.2.3.1. Safety factor Pembebanan Dinamik

Dari *goodman line* tersebut dapat diketahui *safety factornya* dengan menggunakan persamaan 2.4. Untuk *unnotched beam* nilai $K_f = 1$, sehingga *safety factor* untuk pembebanan dinamik adalah

$$\frac{K_f \sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n_s}$$
$$\frac{(1)(155)}{399,6} + \frac{50}{1110} = \frac{1}{n_s}$$
$$n_s = \frac{1}{0,43} = 2,33$$

5.2.3.2. Hasil Analisa Tegangan Von Mises terhadap Pembebanan Dinamik



Gambar 5.12. Tegangan von mises dinamik

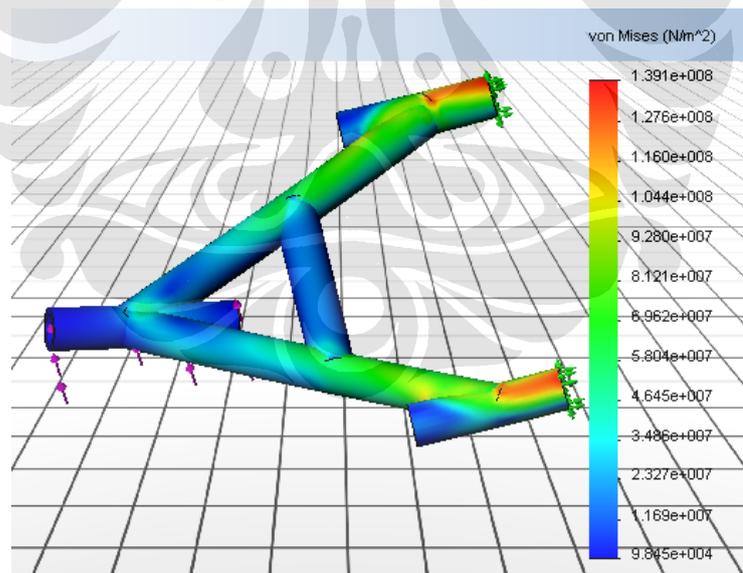
Untuk pembebanan dinamik analisa tidak cukup jika hanya menggunakan *goodman line* saja, oleh karena itu diperlukan analisa tegangan von mises pada lengan bawah. Pembebanan yang diberikan adalah pembebanan maksimum sebesar 2222,64 N. Tegangan Von mises maksimum untuk pembebanan dinamik pada rangka terjadi pada sebagian kecil sudut lengan sebesar 194,3 MPa. Sehingga *allowable stress* untuk pembebanan dinamik adalah

$$\sigma_{all} = \frac{S_e}{n_s} = \frac{399,6}{2,33} \text{ MPa} = 171,5 \text{ MPa}$$

Kegagalan pada lengan bawah dapat terjadi apabila tegangan von mises maksimal yang timbul lebih besar dari *allowable stress*. Dengan besar tegangan von mises maksimal sebesar 194,3 MPa yang lebih tinggi dari pada *allowable stress* 171,5 MPa maka desain lengan bawah yang dirancang masih belum aman untuk pembebanan dinamik.

5.2.3.3 Modifikasi Lengan

Untuk meminimalkan tegangan yang timbul maka dilakukan modifikasi pada lengan seperti gambar berikut. Terlihat tegangan yang tadinya terpusat pada satu area menjadi menyebar setelah dilakukan modifikasi. Didapatkan tegangan von Mises maksimum sebesar 139,1 MPa. Hal ini menunjukkan bahwa lengan bawah berada pada kondisi aman karena tegangan maksimum yang timbul masih berada dibawah *allowable stress* pada pembebanan dinamik.

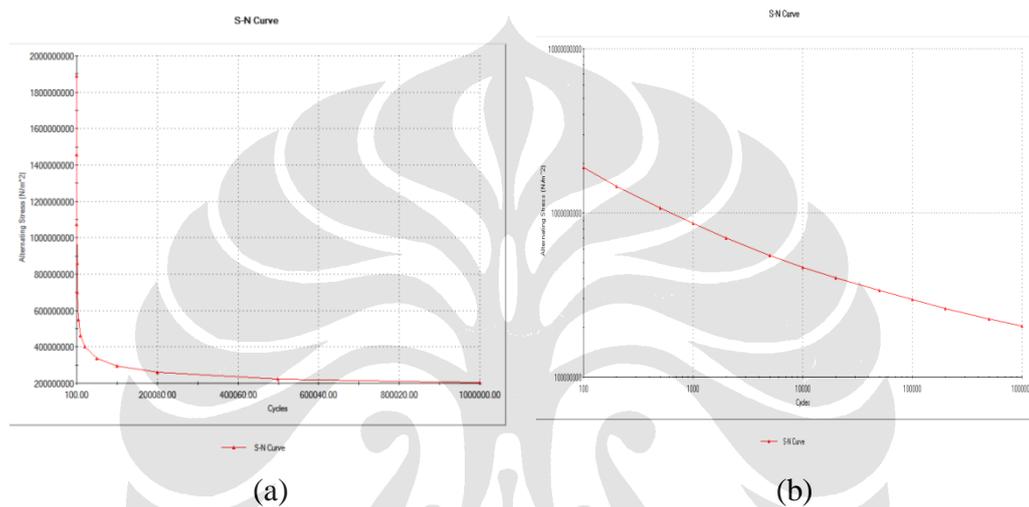


Gambar 5.13. Tegangan von mises setelah modifikasi

5.2.3.3. Diagram S-N

Untuk memperkuat analisa maka dilakukan pendekatan yang lain yaitu dengan diagram S-N dari material AISI 4340 berdasarkan *ASME Austentic Steel*

Curves ditampilkan. Diagram ini didapatkan dari *data base* material pada Solidworks 2007. Dari diagram tersebut diketahui *endurance limit* dari material adalah 205 MPa. Jika *alternating stress* pada komponen memiliki nilai di bawah 205 MPa maka komponen tersebut akan memiliki *infinite life*. Sehingga pada pembebanan dinamik yang diberikan, *alternating stress* yang timbul sebesar 155 MPa maka dapat disimpulkan bahwa lengan bawah yang dirancang aman untuk pembebanan dinamik.



Gambar 5.14. Diagram S-N AISI 4340 *Normalized* (a) *linear* (b) *log-log*^[9]

Diagram S-N dapat ditampilkan secara linear dan log-log. Perbedaannya adalah pada log-log menggunakan *logarithmic interpolation* (*base 10*) untuk jumlah *cycles* dan *alternating stress*nya.

5.2.4 Analisa Getaran

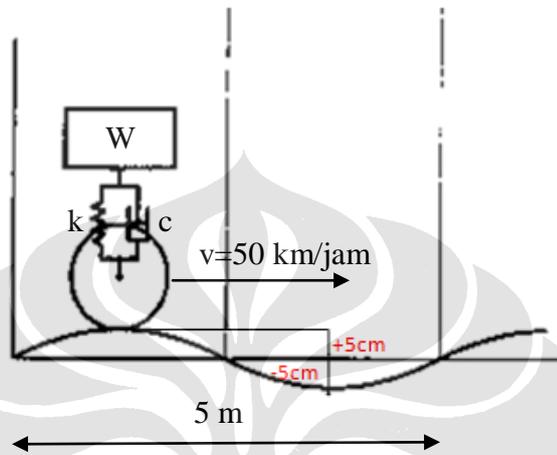
Kendaraan mini baja mengalami getaran yang terjadi akibat kondisi permukaan jalan. Dengan kondisi permukaan jalan yang berbentuk sinusoidal, jika terjadi getaran sebesar 1 cm maka rasio peredaman dari sistem suspensi untuk meredam getaran tersebut dapat diketahui dengan menggunakan persamaan 5.13. Selanjutnya nilai kekakuan pegas yang diperlukan dapat diketahui. Diasumsikan kendaraan memiliki kecepatan 50 km/jam ketika melewati permukaan jalan tersebut.

$$\frac{X}{Y} = \frac{1}{r^2 - 1} \quad \text{untuk } X < Y \quad (5.13)$$

Dimana X = Amplitudo getaran yang terjadi

Y = Amplitudo maksimum

r = Rasio peredaman



Gambar 5.15. Analisa getaran

Periode getaran sama dengan waktu yang diperlukan kendaraan ketika melewati panjang gelombang 5 m.

$$T = \frac{S}{V} \quad (5.14)$$

$$= \frac{5 \text{ m}}{50 \text{ km/jam}} = 0,36 \text{ s}$$

Frekuensinya adalah

$$f = \frac{1}{T} \quad (5.15)$$

$$= \frac{1}{0,36} = 2,78 \text{ Hz}$$

Sehingga

$$\omega = 2\pi f \quad (5.16)$$

$$= 17,5 \text{ rad/s}$$

Untuk amplitudo getaran (X) 1 cm maka

$$\frac{X}{Y} = \frac{1}{r^2 - 1} \rightarrow \frac{1}{5} = \frac{1}{r^2 - 1} \rightarrow r = 2,45$$

Maka

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \rightarrow \omega_n = \frac{\omega}{r}$$

$$\omega_n = \frac{17,5}{2,45} = 7,14 \text{ rad/s}$$

Nilai kekakuan pegas yang diperlukan untuk kondisi tersebut adalah

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m_k}} \rightarrow k = \omega_n^2 \times m_k \quad (5.17)$$

$$k = 11,786 \text{ kg / cm} = 11,5 \text{ kN/m}$$

Rasio peredaman juga didefinisikan sebagai perbandingan antara koefisien peredaman (c) dengan koefisien peredaman kritis (c_{cr}) yang merupakan nilai batas antara keadaan *overdamped* dengan keadaan *underdamped*. Hubungannya dinyatakan sebagai :

$$r = \frac{c}{c_{cr}} \quad (5.18)$$

Besar c_{cr} dapat dihitung dengan :

$$\begin{aligned} c_{cr} &= 2\sqrt{k \cdot m} \\ &= 2\sqrt{11500 \cdot 226,8} \\ &= 3230 \text{ Ns/m} \end{aligned} \quad (5.19)$$

Maka koefisien peredamannya adalah

$$\begin{aligned} c &= r \times c_{cr} \\ &= 2,45 \times 3230 \\ &= 7913 \text{ Ns/m} \end{aligned}$$