

OPTIMASI DESAIN SWINGARM TIPE *MONOSHOCK* DUA LENGAN DENGAN *SOFTWARE* SOLIDWORKS

*Bagus Ardjuna¹, Budi Setiyana², Ismoyo Haryanto²

¹Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

²Dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

Jl. Prof. Sudharto, S.H., Tembalang-Semarang 50275, Telp. +62247460059

*E-mail: bagus.ardjuna@gmail.com

Abstrak

Sepeda motor merupakan kendaraan yang banyak digunakan terutama oleh negara berkembang di Asia. Perkembangan dalam perancangan otomotif pada saat ini sangat kompetitif contohnya dalam perancangan sebuah lengan ayun (*swingarm*) yang digunakan pada motor performa tinggi. Penelitian ini bertujuan untuk mengoptimasi desain dari sebuah *swingarm* tipe *monoshock* dua lengan sehingga menghasilkan massa minimum namun tetap memenuhi faktor keamanan. Metode yang digunakan adalah dengan melakukan optimasi topologi sebagai profil model acuan awal yang kemudian disempurnakan dengan pemodelan ulang menggunakan *software* Solidworks 2022. Model *swingarm* mula-mula diuji statik dengan mengaplikasikan beban sesuai perhitungan dan diagram benda bebas pada *swingarm*. Kemudian dioptimasi dengan menentukan batasan faktor keamanan sebesar 1,7 yang bertujuan untuk mengurangi massa *swingarm* hingga minimum. Material *swingarm* yang digunakan adalah Aluminium 6061-T6 dengan kekuatan luluh sebesar 275 MPa. Uji statik pada *swingarm* hasil optimasi menunjukkan tegangan maksimum sebesar 102 MPa dengan faktor keamanan sebesar 1,9. Massa akhir hasil optimasi berkurang sebesar 30% dari semula 3,96 kg menjadi 2,76 kg.

Kata Kunci: dinamika sepeda motor; optimasi desain; *swingarm*

Abstract

Motorcycles are widely used vehicles, especially in developing countries in Asia. The development in automotive design today is highly competitive, such as in designing a *swingarm* used in high-performance motorcycles. This research aims to optimize the design of a *monoshock* double-arm *swingarm* to achieve minimum mass while still meeting safety factors. The method used is topology optimization as the initial reference model profile, which is then refined by remodeling using Solidworks 2022 software. The *swingarm* model is initially tested statically by applying loads according to calculations and free-body diagrams on the *swingarm*. It is then optimized by determining a safety factor limit of 1.7 to reduce the *swingarm* mass to a minimum. The material used for the *swingarm* is Aluminum 6061-T6 with a yield strength of 275 MPa. Static testing on the optimized *swingarm* shows a maximum stress of 102 MPa with a safety factor of 1.9. The final optimized mass decreases by 30% from the original 3.96 kg to 2.76 kg.

Keywords: design optimization; motorcycle dynamics; *swingarm*

1. Pendahuluan

Pada saat ini produsen sepeda motor dan suku cadang serta penggemar sepeda motor modifikasi mulai banyak menggunakan bodi dan rangka motor berbahan serat karbon dan baut dari titanium untuk mengurangi total massa motor [1]. Sepeda motor dengan performa yang tinggi juga harus diimbangi dengan keamanan yang baik, seperti pelumasan mesin, desain aerodinamis dan anti-turbulen, serta kekuatan chassis motor. Bagian yang termasuk pada chassis sepeda motor sendiri terdiri dari kemudi (*front fork*), rangka, suspensi (*shock breaker* dan *swingarm*), rem, dan roda.

Lengan ayun atau *swingarm* merupakan komponen yang berperan penting di suspensi belakang dari semua jenis sepeda motor baik balap maupun modifikasi dan komersil. *Swingarm* masih termasuk di bagian chassis karena menghubungkan roda belakang dengan rangka dan tempat dipasangnya *shock breaker*. *Swingarm* memiliki satu ujung sebagai poros dan dilengkapi suspensi sehingga roda bisa bergerak naik turun pada posisinya. Maka *swingarm* harus dirancang untuk dapat menahan beban dan kekakuan torsional untuk memberikan stabilitas. *Swingarm* ada yang berbahan baja, aluminium, ataupun magnesium.

Pada penelitian sebelumnya mengenai analisis bagian *front fork*, *swingarm*, *engine support*, dan *backbone* menghasilkan optimasi desain yang memenuhi faktor keamanan dengan massa 27% lebih rendah daripada desain awal [2]. Optimasi pada *swingarm* sepeda motor Honda RCV213V juga pernah dilakukan oleh Hassaan Abdullah Fachhochschule Kärnten dkk. Menggunakan *software* ANSYS yang menghasilkan desain baru dengan lebih banyak rongga sehingga mengurangi massa dari 26,96 kg menjadi 22,80 kg atau sebesar 15%. Hasil optimasi desain ini juga masih memenuhi faktor keamanan dengan nilai 1,95 [3].

Optimasi desain pada *swingarm* dengan mengaplikasikan pembebanan simulasi pada berbagai kondisi kritis juga pernah dilakukan seperti contohnya saat sepeda motor mengalami perlambatan, percepatan, tikungan, dan mendarat pada

roda belakang. Hasilnya menyatakan bahwa *swingarm* akan mengalami banyak gaya saat berada di tikungan dan *swingarm* akan mengalami gaya vertikal terbesar saat sepeda motor mendarat pada roda belakang [4].

2. Bahan dan Metode Penelitian

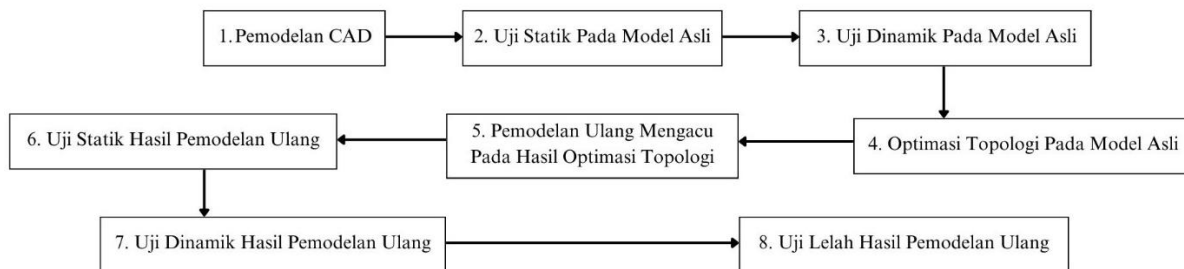
Model *swingarm* yang digunakan pada penelitian ini mengacu pada merek *Supertrack* dengan bahan aluminium 6061-T6. *Swingarm* berbahan aluminium memiliki rasio kekakuan terhadap berat dan rasio kekuatan terhadap berat yang lebih baik dibanding bahan baja. Selain itu aluminium juga sering digunakan untuk aplikasi yang memerlukan kekuatan spesifik yang tinggi, densitas rendah, rasio kekakuan terhadap berat yang baik, dan tahan korosi [5] [6].

Contoh sepeda motor yang digunakan pada penelitian ini adalah Honda Mega Pro New dan spesifikasinya ditunjukkan oleh tabel 1 berikut [7].

Tabel 1. Spesifikasi Honda Mega Pro New

Nama	Spesifikasi
Dimensi (P x L x T)	2.052 x 742 x 1.079 mm
Jarak sumbu Roda	1.316 mm
Berat	135 kg
Suspensi depan	Teleskopik
Suspensi belakang	<i>Monoshock</i>
Ukuran Ban depan	80/100 – 17 M/C 46P
Ukuran Ban Belakang	100/80 – 17 M/C 55P
Tipe mesin	SOHC, 4-Langkah, 5-Kecepatan
Volume langkah	149,5 cc
Daya maksimum	9,8 kW (13,3 PS) / 8.500 rpm
Torsi maksimum	12,3 Nm (1,25 kgf.m) / 6.500 rpm

Penelitian dilakukan sepenuhnya menggunakan *software* Solidworks 2022 dengan tahapan seperti yang ditunjukkan gambar 1 berikut.



Gambar 1. Tahapan Optimasi Desain *Swingarm* Menggunakan Solidworks 2022

Pada tahap (1) *swingarm* dimodelkan dengan ketebalan batang 3 cm dengan posisi poros *shock breaker* berada di tengah kedua lengan. *Swingarm* dua lengan tidak memiliki momen puntir maka membutuhkan material yang lebih sedikit dan desain yang lebih sederhana. Defleksi yang dialami oleh *swingarm* dua lengan bergantung pada kekakuan poros roda belakang yang menghubungkan roda dengan *swingarm*. Maka untuk pengujian FEA titik yang akan dikenakan beban adalah pada tengah poros roda di bagian belakang *swingarm* [8] [9].

Pada tahap (2 dan 3) simulasi dilakukan menggunakan fitur *static* dan *dynamic study* dari Solidworks 2022 [10]. *Swingarm monoshock* dua lengan memiliki 2 tumpuan engsel yaitu pada poros *shock breaker* dan poros penghubung dengan rangka motor. Sedangkan tumpuan jepit terdapat pada poros roda karena poros roda dikencangkan dengan mur sehingga tidak dapat bergerak, selain itu saat melakukan simulasi poros roda dibuat kaku karena pengujian berfokus pada *swingarm* bukan pada poros roda yang hanya bertindak sebagai lokasi beban bekerja. Beban yang bekerja telah dihitung sebelumnya akibat adanya gaya dan momen seperti gaya tarikan rantai, gaya gesek dan traksi roda, gaya berat, dan distribusi massa akibat *center of gravity* sepeda motor. Perhitungan beban teoritis akan ditunjukkan pada bagian berikutnya.

Pada tahap (4) optimasi topologi dilakukan menggunakan fitur *topology study* Solidworks 2022. Proses optimasi dilakukan dengan menggunakan tegangan bekerja hasil dari uji statik sebelumnya. Kemudian batasan yang ditetapkan adalah faktor keamanan sebesar 1,7 yang dihitung menggunakan metode Pugsley dengan mempertimbangkan 5 aspek, yaitu:

- a. Kualitas material, perawatan, dan inspeksi.
- b. Aplikasi beban kepada komponen.
- c. Reliabilitas analisis tegangan, studi eksperimental, atau catatan sebelumnya mengenai komponen yang sama.
- d. Bahaya kepada manusia.

e. Dampak finansial

Sedangkan untuk tujuan optimasi topologi adalah mengurangi massa *swingarm* hingga minimum. Setelah itu tahap (5) dilakukan apabila hasil optimasi topologi sudah konvergen dan berhasil memenuhi batasan serta tujuan yang ditentukan. Pemodelan ulang dilakukan dengan mengacu pada informasi profil *swingarm* yang dapat dihilangkan dari hasil optimasi topologi sehingga bentuk *swingarm* lebih rapi dan lebih mudah untuk dimanufakturkan.

Pada tahap (6 dan 7) simulasi yang sama seperti tahap (2 dan 3) dilakukan kembali pada *swingarm* hasil pemodelan ulang untuk melihat keamanan desain. Setelah itu tahap (8) dilakukan untuk memeriksa perilaku *swingarm* akibat adanya beban dinamis yang bekerja seiring berjalannya waktu. Tahap ini akan memberikan prediksi umur *swingarm* berupa siklus. Uji lelah pada Solidworks membutuhkan data S-N pada material Aluminium 6061-T6 maka simulasi dilakukan dengan menggunakan perhitungan sesuai buku Shigley untuk mengembangkan data S-N pada daerah *high cycle fatigue* dan menggunakan data yang diambil dari eksperimen sebelumnya sesuai yang dibutuhkan pada perhitungan [11] [12] [13]. Data tersebut ditunjukkan oleh tabel 2 berikut.

Tabel 2. Data Kekuatan Fatik Aluminium 6061-T6

Parameter	Nilai	Satuan
σ'_f	386	MPa
S'_e	95	MPa
N_e	10^7	-

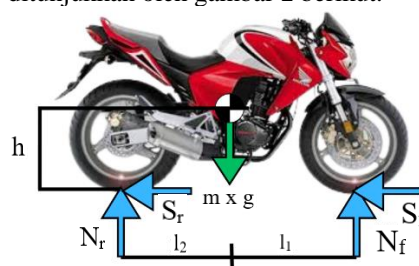
Sehingga dari data tersebut dan menggunakan persamaan dari buku Shigley maka didapatkan data S-N Aluminium 6061-T6 pada siklus $N > 10^3$ seperti yang ditunjukkan tabel 3 berikut.

Tabel 3. Data S-N Aluminium 6061-T6

N	S'_f (Mpa)
10^3	204,78
10^4	169
10^5	139,48
10^6	115,11
10^7	95
10^8	78,4

3. Perhitungan Teoritis Beban Statis

Sebelum melakukan optimasi desain, penulis menentukan beban statis dan dinamis yang akan bekerja pada *swingarm*. Hasil perhitungan ini kemudian akan digunakan dalam tahap *finite element analysis* yang didasarkan pada metode oleh Cossalter yaitu beban yang bekerja adalah pada tengah poros roda [9]. Perhitungan beban dilakukan berdasarkan 5 kondisi ekstrem yaitu kondisi diam, percepatan, perlambatan, tikungan, dan mendarat pada roda belakang. Sepeda motor memiliki pusat massa atau *center of gravity*. Dengan adanya CoG kita dapat menyederhanakan gaya yang bekerja pada sepeda motor, yaitu menganggap bahwa gaya yang bekerja pada bodi adalah gaya yang bekerja pada CoG nya. Gambar pusat massa sepeda motor ditunjukkan oleh gambar 2 berikut.



Gambar 2. Diagram Benda Bebas Pada Sepeda Motor

Keseimbangan gaya pada sumbu-x dan sumbu-y masing-masing dituliskan dengan

$$\sum f_x = S_f + S_r = m \times a \quad (1)$$

$$\sum f_y = N_f + N_r = m \times g \quad (2)$$

Dimana S_f dan S_r masing-masing adalah gaya gesek pada roda depan dan belakang, lalu N_f dan N_r masing-masing adalah gaya normal tanah terhadap roda depan dan belakang. Gaya normal ini kemudian akan menjadi beban yang diterima *swingarm* melalui poros roda. Distribusi massa antara suspensi depan dan belakang dipengaruhi oleh jarak sumbu roda

depan dan belakang dimana pada suspensi belakang menahan sekitar 58 – 65% dari total massa sepeda motor [14]. Maka nilai N_f dan N_r pada persamaan (2) kemudian dituliskan sebagai

$$N_f = m \times g \times \frac{l_2}{L} \quad (3)$$

$$N_r = m \times g \times \frac{l_1}{L} \quad (4)$$

Dimana l_2/L adalah jarak dari roda belakang ke pusat massa sebesar 40% dari panjang sumbu roda dan l_1/L adalah sebesar 60% atau 0,6. Untuk menghitung beban pada *swingarm* maka nilai N_r yang akan digunakan dan nilai N_f akan lebih besar daripada N_f .

Sedangkan pada saat sepeda motor mengalami percepatan dan perlambatan, beban akan dipengaruhi oleh besarnya akselerasi dan deselerasi serta jarak vertikal dari tanah ke CoG. Saat berakselerasi beban dialirkan dari depan ke belakang menyebabkan beban yang diterima akan lebih besar di belakang, dan juga sebaliknya saat pengereman, hal ini disebabkan oleh perpindahan massa akibat inersia [4]. Maka beban saat adanya akselerasi dan deselerasi masing-masing dituliskan sebagai berikut

$$Nr_a = \frac{(m \times g \times l_1) + (m \times a \times h)}{L} \quad (5)$$

$$Nr_b = \frac{(m \times g \times l_1) - (m \times a \times h)}{L} \quad (6)$$

Dimana a adalah percepatan, h adalah jarak vertikal dari tanah ke CoG, dan L adalah panjang sumbu roda. Selain itu saat sepeda motor mengalami percepatan akan muncul gaya traksi dan gaya tarikan rantai yang masing-masing dituliskan sebagai berikut.

$$S_r = \mu_x \times Nr$$

dengan $\mu_x = \sqrt{\mu^2 - \mu_y^2}$ (7)

$$T = \frac{R_r \times S_r}{R_c} \quad (8)$$

Dimana S_r adalah gaya traksi roda belakang, μ adalah koefisien gesek roda sebesar 1,1 [9], μ_x adalah koefisien traksi efektif, μ_y adalah koefisien gesek lateral, T adalah gaya tarikan rantai, R_r dan R_c masing-masing adalah jari-jari roda belakang dan jari-jari *sprocket* rantai. Perlu diketahui bahwa S_r juga merupakan gaya gesek yang bekerja pada saat pengereman namun dengan nilai negatif karena berlawanan arah dengan gerak sepeda motor.

Pada saat tikungan sepeda motor akan melalui jalur berbentuk lingkaran dengan kemiringan tertentu terhadap tanah sehingga gaya sentrifugal mempertahankan posisi sepeda motor agar tidak terjatuh. Kemiringan sepeda motor terhadap tanah dihitung sebagai berikut

$$\frac{V^2}{R \times g} = \tan \theta \quad (9)$$

Dimana V adalah kecepatan linier sepeda motor, R adalah radius jalan tikungan, dan θ adalah kemiringan sepeda motor. Koefisien gesek memiliki komponen pada arah lateral dan longitudinal terhadap roda, dimana koefisien gesek lateral ada pada saat tikungan sedangkan koefisien gesek longitudinal terdapat saat gaya traksi bekerja. Koefisien gesek, koefisien gesek lateral, dan koefisien gesek longitudinal atau koefisien traksi efektif masing-masing dinyatakan dengan persamaan berikut

$$\mu = \sqrt{\mu_x^2 + \mu_y^2} \quad (10)$$

$$\mu_y^2 = \frac{F_{tr}}{Nr}$$

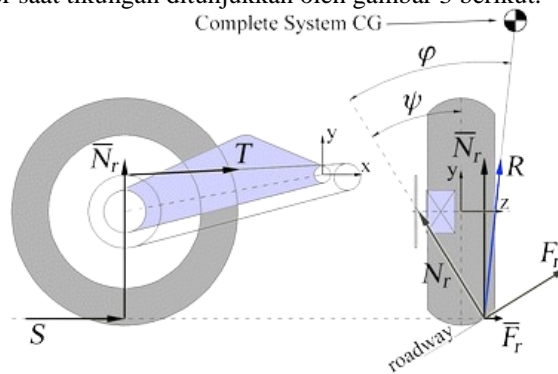
Dengan $F_{tr} = 0,6 \times F_c$ (11)

$$\mu_x = \sqrt{\mu^2 - \mu_y^2} \quad (12)$$

Dimana F_{tr} adalah gaya gesek lateral dan $F_c = \frac{mv^2}{R}$ adalah gaya sentrifugal. Pada saat membentuk sudut kemiringan, kontak roda dengan tanah berpindah dari tengah roda menjadi di tepi roda. Maka sudut efektif yang dibutuhkan agar sepeda motor tidak terjatuh dihitung dengan persamaan 13 berikut.

$$\varphi = \arctg\left(\frac{V^2}{R \times g}\right) + \arcsin\left(\frac{t \times \sin\left(\frac{V^2}{R \times g}\right)}{h - t}\right) \quad (13)$$

Ilustrasi kemiringan sepeda motor saat tikungan ditunjukkan oleh gambar 3 berikut.

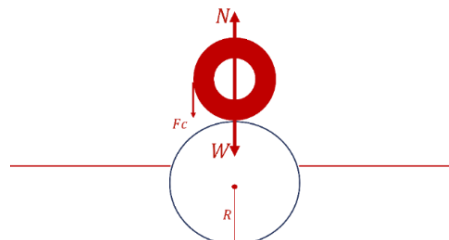


Gambar 3. Kemiringan Roda Belakang Saat Tikungan [15]

Untuk kondisi terakhir yaitu kondisi mendarat pada roda belakang bisa terjadi pada saat sepeda motor melewati permukaan tidak rata pada kecepatan tertentu. Kondisi ini membuat beban vertikal pada *swingarm* akan bertambah dikarenakan gaya normal roda terhadap jalan bertambah karena pengaruh gaya berat dan gaya sentrifugal ke bawah. Gaya berat ditentukan oleh percepatan gravitasi dan massa sepeda motor, sedangkan gaya sentrifugal ditentukan oleh radius kurvatur permukaan tidak rata dan kecepatan sepeda motor tertentu saat melewati permukaan tidak rata. Menggunakan hukum Newton III yang menyatakan setiap gaya aksi akan selalu ada gaya reaksi, maka besar gaya normal roda belakang dihitung dengan persamaan berikut

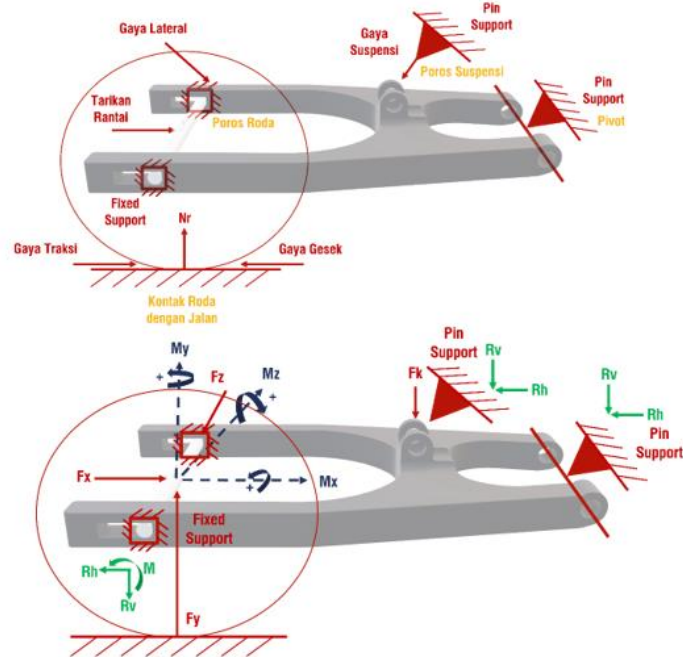
$$Nr = W + Fc \quad (13)$$

Dimana W adalah gaya berat sepeda motor dan Fc gaya sentrifugal. Ilustrasi roda belakang saat melewati permukaan tidak rata ditunjukkan oleh gambar 4 berikut.



Gambar 4. Roda Belakang Saat Melewati Permukaan Tidak Rata

Setelah menghitung beban yang diterima oleh *swingarm* pada kelima kondisi, kemudian dilanjutkan dengan menghitung komponen gaya dan momen pada sumbu x, y, dan z. Pada sebuah *swingarm* tipe *monoshock* dua lengan gaya yang bekerja dari beban roda tepat berada di tengah poros roda dan akibat beban suspensi berada di tengah poros suspensi. Untuk menentukan tiap komponen secara lebih mudah maka diagram benda bebas pada *swingarm* sangat diperlukan dan ditunjukkan oleh gambar 5.



Gambar 5. Diagram Benda Bebas Pada Swingarm

Dari dasar teori pada kelima kondisi tersebut, maka kemudian didapatkan komponen gaya yang bekerja pada *swingarm* berupa gaya normal roda belakang N_r , gaya gesek dan gaya traksi S_r , gaya tarikan rantai T , gaya gesek lateral F_t , beserta dengan asumsi percepatan dan perlambatan tergantung kondisinya masing-masing. Nilai komponen gaya ditunjukkan oleh tabel 4 berikut.

Tabel 4. Gaya yang Bekerja Pada *Swingarm*

	Asumsi Percepatan	N_r (N)	S_r (N)	T (N)	F_t (N)
Statis		1500,93			
Perlambatan	- 4,5 m/s ²	1039,226	-1143,149		
Percepatan	28 m/s ²	1500,93	1651,023	4540,313	
Tikungan	28 m/s ²	1500,93	1165,886	3206,186	910,4938
Bumped	14 m/s ²	1828,86			

Perhitungan gaya akibat beban akselerasi, pengereman, dan *cornering* akan menghasilkan komponen gaya pada sumbu-x (F_x) akibat gaya traksi dan tarikan rantai, pada sumbu-y (F_y) dan pada sumbu-z (F_z) akibat gaya normal roda dan kemiringan roda saat tikungan. Selain itu momen pada sumbu-x (M_x), sumbu-y (M_y), dan sumbu-z (M_z) juga akan dihasilkan oleh adanya lengan gaya. Masing-masing komponen gaya ini dinyatakan dengan persamaan yang ditunjukkan oleh tabel 5 berikut.

Tabel 5. Perhitungan Komponen Gaya Pada Roda Belakang

Nama	Notasi	Rumus
Kondisi Statis		
Gaya pada sumbu-y	F_{ys}	N_r
Gaya akibat suspensi	F_{ks}	$\frac{F_{ys}(d_{ca})}{d_{cs}}$
Kondisi Pengereman		
Gaya pada sumbu-y	F_{yp}	$\frac{(m \times g \times l_1) - (m \times a \times h)}{Wh}$
Momen pada sumbu-z	M_{zp}	$-((T \times r_c) - (S_r \times r_w))$
Gaya akibat suspensi	F_{kp}	$\frac{M_z - F_{yb}(d_{ca})}{d_{cs}}$
Kondisi Akselerasi		
Gaya pada sumbu-x	F_{xa}	$S_r + T$
Gaya pada sumbu-y	F_{ya}	N_r

Nama	Notasi	Rumus
Momen pada sumbu-z	M_{za}	$(T \times r_c) - (S_r \times r_w)$
Gaya akibat suspensi	F_{ka}	$-\frac{F_{ya}(d_{ca})}{d_{cs}}$
Kondisi Cornering		
Gaya pada sumbu-x	F_{xc}	$S_r + T$
Gaya pada sumbu-y	F_{yc}	$(Nr \times \cos \varphi) + (F_{tr} \times \sin \varphi)$
Gaya pada sumbu-z	F_{zc}	$(Nr \times \sin \varphi) - (F_{tr} \times \cos \varphi)$
Momen pada sumbu-x	M_{xc}	$-(F_{yc} \times t) - (F_{zc} \times r_w)$
Momen pada sumbu-y	M_{yc}	$(S_r \times t)$
Momen pada sumbu-z	M_{zc}	$(T \times r_c) - (S_r \times r_w)$
Gaya akibat suspensi	F_{kc}	$-\frac{F_{ya}(d_{ca})}{d_{cs}}$
Kondisi Bumped		
Gaya pada sumbu-y	F_{yb}	$N_r + F_c$

Dimana d_{ca} adalah jarak dari *chassis* ke poros roda belakang, d_{cs} adalah jarak dari *chassis* ke *shock breaker*, φ adalah sudut gulung efektif, r_c adalah jari-jari *chain sprocket*, r_w adalah jari-jari roda belakang, dan F_c adalah gaya sentrifugal. Berdasarkan rumus perhitungan pada tabel 5, maka kemudian didapatkan nilai komponen gaya dan momen yang bekerja pada poros roda yang ditunjukkan oleh tabel 6. Nilai ini yang kemudian akan dimasukkan dalam simulasi Solidworks.

Tabel 6. Komponen Gaya dan Momen Pada Poros Roda

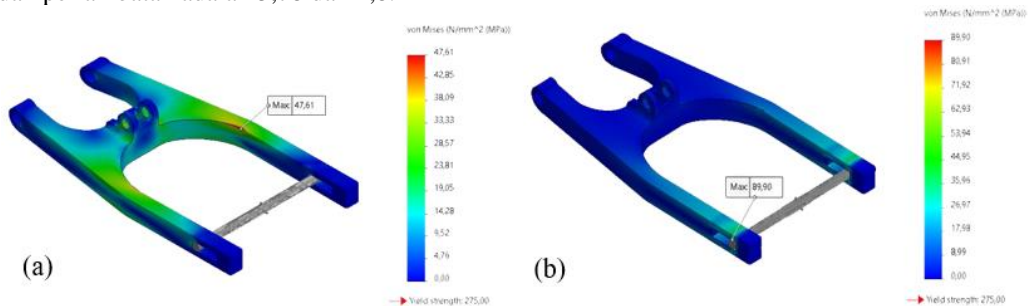
Kondisi Pembebanan	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)	M_x (Nm)	M_y (Nm)	M_z (Nm)	F_k (N)
Statis		1501					-4415
Perlambatan	-988	898				-217	-3921
Percepatan	6191	1501					-4415
Cornering	4661	1695	10	-65	58		-4985
Bumped		1829					

4. Hasil dan Pembahasan

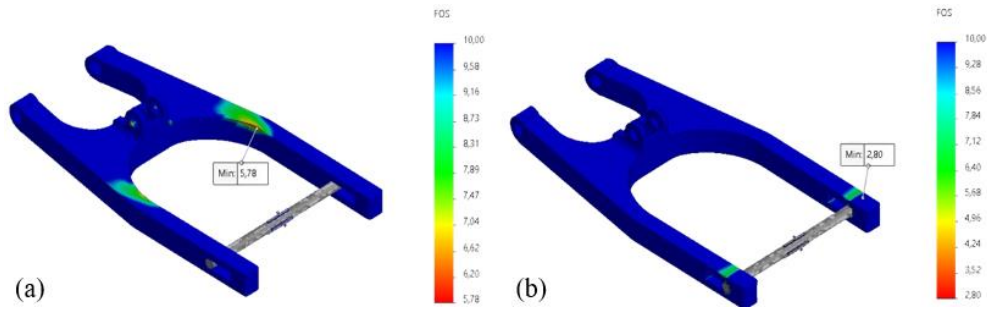
Berikut adalah hasil simulasi dari tahap uji statik mula-mula hingga uji lelah hasil optimasi desain. Hasil yang ditampilkan berupa plot yang diambil dari Solidworks 2022.

4.1 Plot Distribusi Tegangan dan Nilai Keamanan *Swingarm* Mula-Mula

Pada gambar 6a menunjukkan bahwa tegangan maksimum sebesar 47,61 MPa di tengah lengan *swingarm*. Konsentrasi tegangan pada sudut di pertengahan *swingarm* menandakan bahwa gaya yang bekerja pada poros roda memberi tekanan ke arah depan selain itu distribusi tegangan sebagian besar berada di tengah *swingarm* dan pada ujung belakang serta pada poros penghubung dengan rangka tidak mengalami tegangan yang besar. Sedangkan pada gambar 6b menunjukkan tegangan maksimum sebesar 89,9 MPa pada kontak dengan poros roda saat perlambatan. Hal ini dikarenakan poros roda yang menekan ke belakang ditahan oleh bagian *swingarm* yang memiliki luas penampang lebih kecil dibanding pada saat kondisi percepatan. Pada gambar 7a dan 7b menunjukkan nilai keamanan minimum pada masing-masing kondisi percepatan dan perlambatan adalah 5,78 dan 2,8.

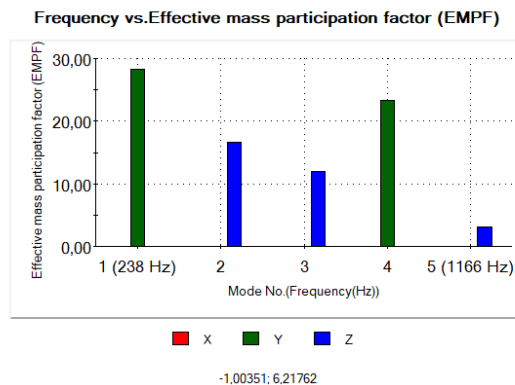


Gambar 6. Distribusi Tegangan Pada Model *Swingarm* Mula-Mula Pada Kondisi (a) Percepatan dan (b) Perlambatan



Gambar 7. Nilai Keamanan *Swingarm* Mula-Mula Pada Kondisi (a) Percepatan dan (b) Perlambatan



Kemudian dari hasil pengujian respon harmonik menunjukkan bahwa frekuensi natural pertama *swingarm* saat diberikan beban dinamik menunjukkan nilai 238,83 Hz. Nilai ini lebih besar dari frekuensi eksitasi dari putaran mesin sepeda motor saat dipacu pada daya maksimum sebesar 8.500 RPM atau 147 Hz sehingga resonansi tidak akan terjadi dan *swingarm* tetap aman. Plot 5 frekuensi natural pertama *swingarm* ditunjukkan oleh gambar 8.



Gambar 8. Grafik 5 Frekuensi Natural Pertama *Swingarm*

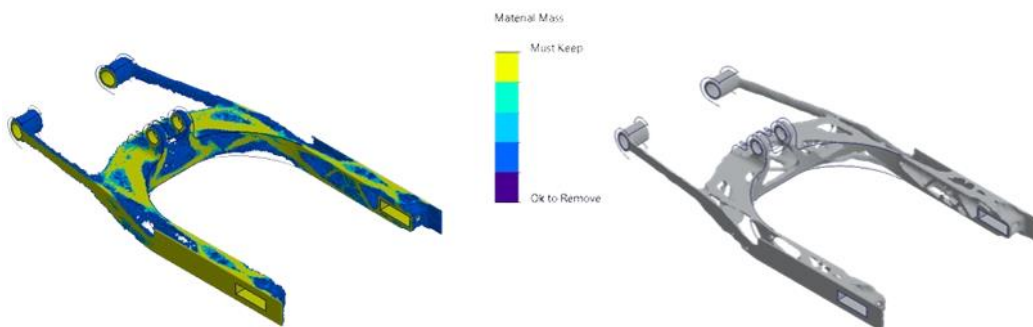
4.2 Plot Hasil Optimasi Topologi

Optimasi topologi dijalankan dengan tujuan akhir mengurangi massa hingga nilai minimum dengan batasan faktor keamanan. Faktor keamanan yang ditentukan sebelumnya adalah 1,7 maka dilakukan sebanyak 64 iterasi. Hasil iterasi menunjukkan massa sebesar 0,55 kg dan faktor keamanan sebesar 1,72 seperti yang ditunjukkan oleh gambar 9 berikut.

Goal/Constraint Name	Final Value	Show Graph
Goal : Minimize Mass (kg)	0.558639	
Factor of Safety(Target : 1.7)	1.72291	

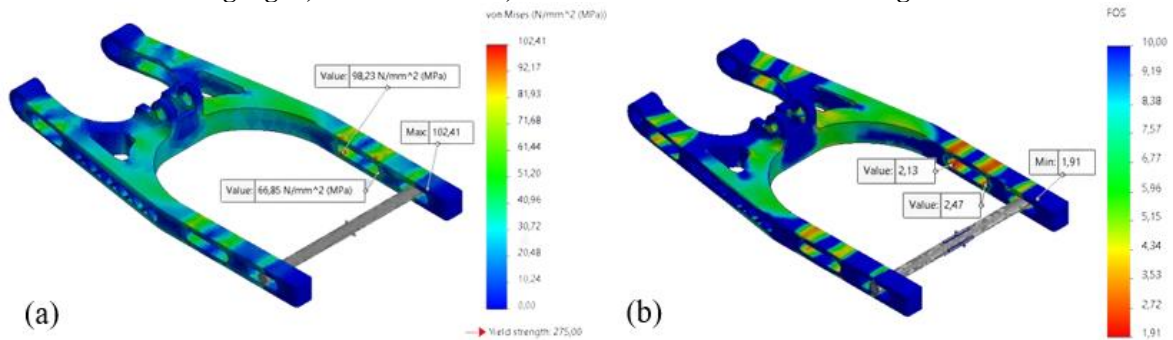
Gambar 9. Hasil Iterasi Optimasi Topologi

Hasil optimasi topologi juga memberikan plot berupa *material mass* yaitu daerah pada *swingarm* dengan material yang dihilangkan untuk mengurangi massa. Plot ditunjukkan oleh gambar 10. Profil hasil optimasi topologi sangat sulit untuk dimanufakturkan karena banyaknya elemen yang berukuran tipis. Maka untuk merapikan hasil optimasi kemudian dilakukan pemodelan ulang yang mengacu pada plot *material mass* ini.



Gambar 10. Plot *Material Mass* Hasil Optimasi Topologi

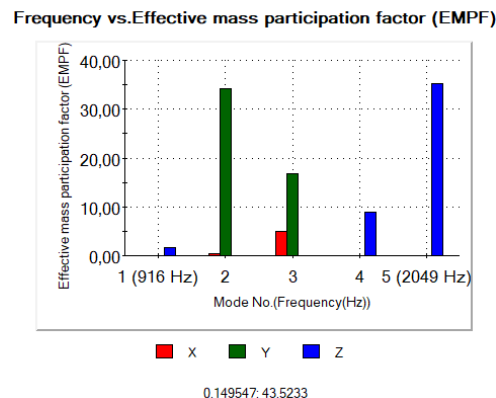
4.3 Plot Distribusi Tegangan, Nilai Keamanan, dan Umur Hasil Pemodelan Ulang



Gambar 11. Plot Hasil Pemodelan Ulang (a) Distribusi Tegangan dan (b) Nilai Keamanan

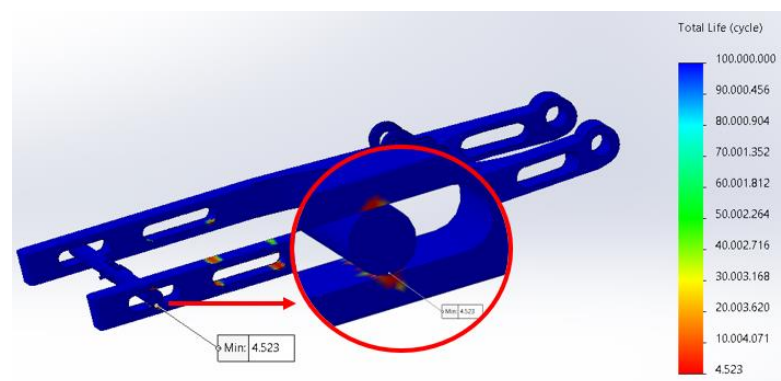
Pada gambar 11a menunjukkan distribusi tegangan maksimum pada *swingarm* hasil pemodelan ulang sebesar 102,41 MPa dan nilai keamanan minimum pada gambar 11b sebesar 1,91 yang memenuhi *constraint* dalam proses optimasi desain sebesar 1,7.

Pada pengujian respon harmonik menunjukkan frekuensi natural pertama *swingarm* hasil pemodelan ulang meningkat jauh menjadi sebesar 916 Hz. Hal ini dikarenakan besarnya frekuensi natural dipengaruhi oleh modulus elastisitas material, dimensi (luasan penampang), densitas, dan gaya aksi yang bekerja pada sistem, semakin ringan suatu sistem maka semakin besar frekuensi natural yang dimiliki. Plot 5 frekuensi natural pertama *swingarm* hasil pemodelan ulang ditunjukkan oleh gambar 12 berikut.



Gambar 12. Grafik 5 Frekuensi Natural Pertama *Swingarm* Hasil Pemodelan Ulang

Tahap terakhir dari pemodelan ulang *swingarm* adalah uji lelah dengan siklus *fully reversed* dengan pembebanan sama seperti uji statik. Plot hasil simulasi berupa *life cycle* atau umur yang dimiliki *swingarm*. Plot ditunjukkan oleh gambar 13.



Gambar 13. Plot Hasil Uji Leleh Pada *Swingarm* Hasil Optimasi

Plot menunjukkan bahwa pada daerah kontak dengan poros roda memiliki umur paling sedikit yaitu 4.523 siklus, maka *swingarm* memiliki umur terbatas dan saat mengalami kegagalan akan dimulai dari retakan pada kontak dengan poros roda tersebut. Namun menurut buku *Shigley's Mechanical Engineering Design* [13] *swingarm* hasil optimasi ini sudah termasuk ke dalam *high cycle fatigue* karena $N > 10^3$.

Maka setelah proses optimasi selesai, hasilnya telah mencapai tujuan awal dengan memenuhi batasan yang telah ditentukan. Massa akhir yang dicapai adalah sekitar 70% dari massa awal. Rangkumannya ditunjukkan oleh tabel 4 berikut.

Tabel 7. Perbandingan *Swingarm* Mula-Mula dengan *Swingarm* Hasil Optimasi

	<i>Swingarm</i> Asli	<i>Swingarm</i> Hasil Optimasi
Massa	3,96 kg	2,76 kg
Tegangan Maksimum	89,9 MPa	102,4 MPa
Perpindahan Maksimum	1,375 mm	3,25 mm
Faktor Keamanan	2,8	1,9
Frekuensi Natural	238,83 Hz	916,22 Hz

5. Kesimpulan

Berdasarkan hasil yang didapatkan dari proses optimasi desain, didapatkan beberapa kesimpulan sebagai berikut.

1. Tegangan maksimum pada *swingarm* hasil optimasi sebesar 102,4 MPa meningkat dari semula sebesar 89,9 MPa.
2. *Swingarm* hasil optimasi mampu menerima beban dinamis dengan baik, dibuktikan dari frekuensi natural pertama sebesar 916,22 Hz yang jauh lebih besar dari frekuensi eksitasi putaran mesin motor sebesar 147 Hz. Hasil pengujian lelah juga menunjukkan *swingarm* berumur minimum 4.523 siklus termasuk pada *high cycle fatigue*.
3. Proses optimasi desain dilakukan dengan optimasi topologi untuk menentukan daerah pada *swingarm* yang dapat dihilangkan dan kemudian profilnya menjadi acuan untuk proses pemodelan ulang.
4. Hasil optimasi desain memberikan pengurangan massa sebesar 30% dari massa awal yaitu dari semula 3,96 kg menjadi 2,76 kg.

6. Daftar Pustaka

- [1] S. Y. Kandukuri, A. Pai, and M. Manikandan, "Scope of Carbon Fibre-Reinforced Polymer Wheel Rims for Formula Student Racecars: A Finite Element Analytical approach," *J. Inst. Eng. Ser. C*, vol. 103, no. 4, pp. 939–948, 2022, doi: 10.1007/s40032-022-00808-w.
- [2] D. Rechen, "Motorcycle chassis analysis," 2014.
- [3] S. Hassaan Abdullah Fachhochschule Kärnten, S. Hassaan Abdullah, M. Ahmed, and W. Abdul Rahman, "Design of Racing Motorcycle Swingarm with Shape Optimisation Baja SAE India View project Design of Racing Motorcycle Swingarm with Shape Optimisation," *IJSRD-International J. Sci. Res. Dev.*, vol. 6, no. December, pp. 2321–0613, 2018, [Online]. Available: www.ijrsrd.com
- [4] R. M. C. Dias, "Static structural analysis of a motorcycle's single sided swingarm," 2022.
- [5] S. Swathikrishnan, P. Singanapalli, and A. S. Prakash, "Design and Analysis of Swingarm for Performance Electric Motorcycle," *Int. J. Innov. Technol. Explor.*, vol. 8, no. 8, pp. 3032–3039, 2019, [Online]. Available: <https://www.ijitee.org/wp-content/uploads/papers/v8i8/H7048068819.pdf>
- [6] A. Božič, S., Gombač, E., & Harmel, "Redesign of motorcycle rear suspension with Cad technology," *Mach. Technol. Mater. Int. Sci. J.*, vol. 9–10, pp. 12–17., 2009.
- [7] Cengkareng Motor, "Honda New Mega Pro." Accessed: Nov. 10, 2023. [Online]. Available: <https://www.hondacengkareng.com/motor/honda-new-mega-pro/>
- [8] Tony Foale, "Motorcycle Handling and Chassis Design : The Art and Science," no. July, pp. 1–23, 2002.
- [9] V. Cossalter, *Motorcycle Dynamics*, Second Eng. Padova, 2006.
- [10] Dassault Systèmes, "Solidworks." Paris, 2022.
- [11] M. Badaruddin, Zulhanif, and H. Supriadi, "Low Cycle Fatigue Properties of Extruded 6061-T6 Aluminum Alloy," *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 1198, no. 3, 2019, doi: 10.1088/1742-6596/1198/3/032002.
- [12] K. Chanyathunyaraj, Sompob Phetchrai, Ghit Laungsopapun, and Amornsak Rengsomboon, "Fatigue characteristics of 6061 aluminum alloy subject to 3.5% NaCl environment." Elsevier, Thailand, 2019. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2019.105420>.
- [13] R. G. Budynas and J. K. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, Tenth Edit. New York: McGraw-Hill Education, 2015.
- [14] A. Powar, H. Joshi, S. Khuley, and D. P. Yesane, "International Journal of Current Engineering and Technology Analysis and Topological Optimization of Motorcycle Swing-Arm," vol. 6, no. 6, pp. 270–274, 2016, [Online]. Available: <http://inpressco.com/category/ijcet>
- [15] A. Airoldi, S. Bertoli, L. Lanzi, M. Sirna, and G. Sala, "Design of a Motorcycle Composite Swing-Arm by Means of Multi-objective Optimisation," *Appl. Compos. Mater.*, vol. 19, no. 3, pp. 599–618, 2012, doi: 10.1007/s10443-011-9227-6.