

# ANALISA KENYAMANAN KENDARAAN MULTIGUNA PEDESAAN PADA KEKASARAN JALAN ISO 8608

**Nanda Pranandita**

Politeknik Manufaktur Negeri Bangka Belitung  
Jurusan Teknik Mesin Program Studi Perawatan dan Perbaikan Mesin  
Kawasan Industri Airkantung Ungailiat, Telp.0717-93586, Fax.0717-93585  
[nda\\_akano@yahoo.co.id](mailto:nda_akano@yahoo.co.id)

## **Abstract**

*The vehicle suspension system is an important part to minimize the vibration of the vehicle caused by road unevenness. The classification of the road surface in this study is based on the classification of road roughness "Good" according to ISO 8606. The analysis of passive suspension system in this research may explain the frequency response which is received by the motorists while driving. The full car model with 1 DOF riders used in this study, simulated by using the numerical simulation software. The frequency response analysis is done on the vertical movement of the driver. Based on the analysis performed, the highest acceleration of  $2.375 \text{ m/s}^2$  at a frequency of 3.258 Hz. This value indicates the condition of "Uncomfortable" based on the table of ISO 2631. This condition will cause the rider to experience dizziness, therefore it is strongly advised motorists to avoid frequencies below 7 Hz.*

**Keywords:** suspension system, ISO 8606, half car, frequency response

## **Abstrak**

*Sistem suspensi kendaraan merupakan bagian penting untuk meminimalisasi getaran pada kendaraan yang diakibatkan ketidakrataan jalan. Klasifikasi permukaan jalan pada penelitian ini berdasarkan klasifikasi kekasaran jalan "Good" menurut ISO 8606. Analisa sistem suspensi pasif pada penelitian ini diharapkan dapat menjelaskan respon frekuensi yang diterima pengendara selama berkendara. Pemodelan half car dengan 1 DOF pengendara yang digunakan pada penelitian ini, disimulasikan menggunakan software simulasi numerik. Analisa respon frekuensi dilakukan pada pergerakan vertikal pengendara. Berdasarkan hasil analisa yang dilakukan, percepatan tertinggi sebesar  $2,375 \text{ m/s}^2$  pada frekuensi 3,258 Hz. Nilai ini menunjukkan kondisi "Uncomfortable" berdasarkan tabel ISO 2631. Kondisi ini akan menyebabkan pengendara mengalami pusing, oleh karena itu sangat disarankan pengendara untuk menghindari frekuensi dibawah 7 Hz.*

**Kata kunci:** sistem suspensi, ISO 8606, half car, respon frekuensi

## **1. PENDAHULUAN**

Perkembangan industri otomotif mengalami kemajuan yang sangat pesat. Mobil merupakan salah satu alat transportasi yang banyak digunakan untuk mendukung mobilitas. Salah satu faktor penting yang menjadi pertimbangan konsumen dalam memilih mobil, yaitu faktor kenyamanan mobil yang akan digunakan. Mobil dengan tingkat kenyamanan yang rendah, akan mengakibatkan pengendara cepat mengalami kelelahan.

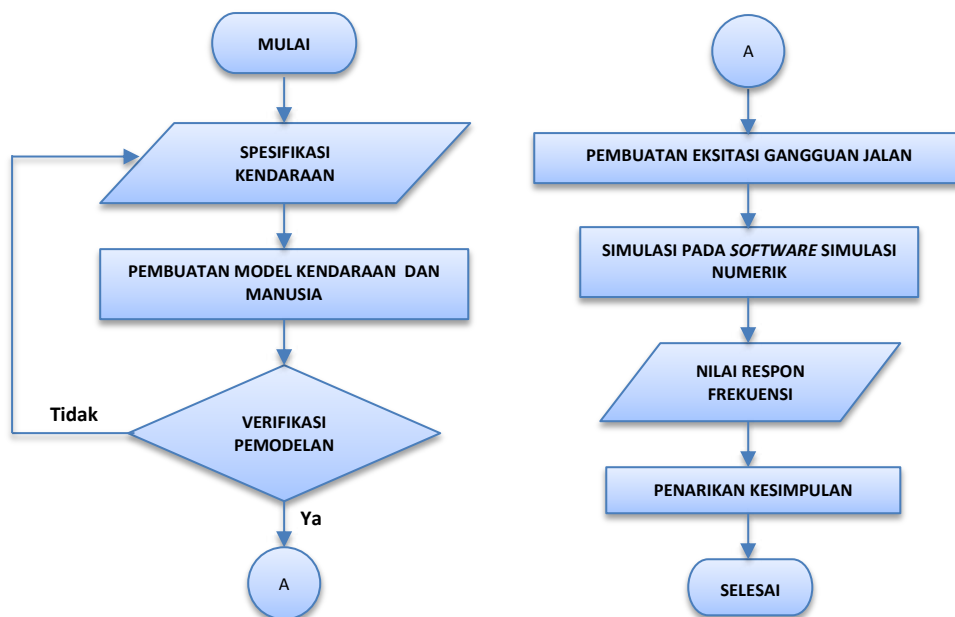
Menurut data KORLANTAS POLRI, mobil menyumbang sekitar 14% dari jumlah kecelakaan yang terjadi beberapa tahun terakhir [3]. Salah satu faktor yang dapat menyebabkan kecelakaan tersebut adalah kelelahan pengemudi. Sebagai upaya untuk mengurangi tingkat kecelakaan mobil yang dipengaruhi tingkat kelelahan pengemudi, maka diperlukan adanya analisa kenyamanan pada sebuah mobil. Analisa kenyamanan tersebut, salah satunya adalah respon frekuensi yang diterima pengendara.

Pada penelitian ini, terfokus pada analisa respon frekuensi yang dialami pengendara Kendaraan Multiguna Pedesaan. Penelitian ini mengacu pada penelitian sebelumnya mengenai analisa kenyamanan

berdasarkan ISO 2631 sehingga diketahui lamanya ketahanan pengemudi untuk mengemudi KMP. Pada penelitian tersebut, eksitasi jalan dimodelkan dalam bentuk gelombang sinusoidal. Berbeda halnya dengan penelitian ini, yang menitik beratkan pemodelan eksitasi jalan berdasarkan klasifikasi kekasaran permukaan jalan ISO 8606. Klasifikasi kekasaran permukaan jalan yang digunakan yaitu klasifikasi "Good".

## 2. METODE PENELITIAN

Langkah-langkah penelitian yang digunakan pada penelitian ini ditunjukkan Gambar 1.



Gambar 1. Diagram Alir Penelitian

### 2.1. SPESIFIKASI KENDARAAN

Data spesifikasi yang ditunjukkan Tabel 1 merupakan data spesifikasi Toyota Fortuner yang digunakan pada penelitian ini.

Tabel 1. Spesifikasi Kendaraan Multiguna Pedesaan [2]

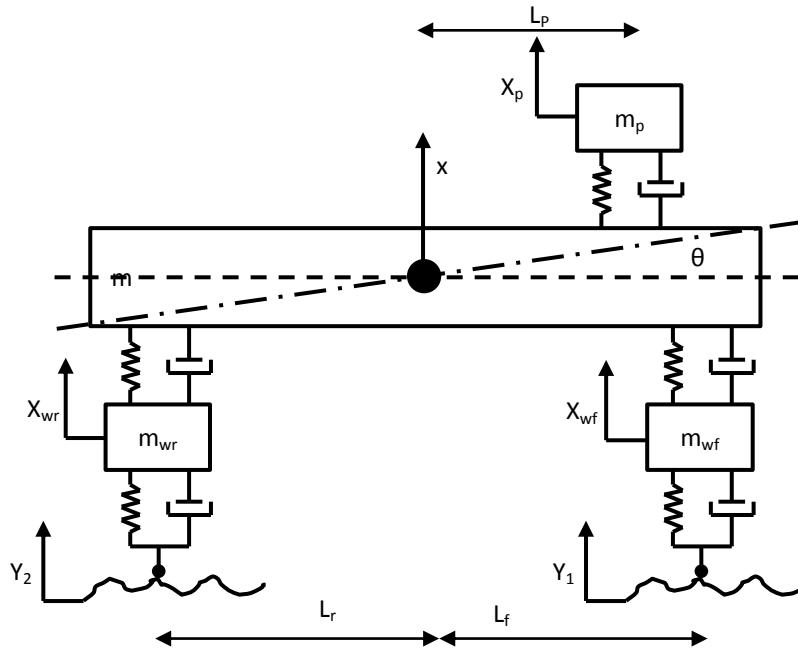
Dimensi	
Jarak antara sumbu roda depan dan belakang (L)	2590 mm
Jarak sumbu roda depan ke CoG ( $L_f$ )	1560,30mm
Jarak sumbu roda belakang ke CoG ( $L_{re}$ )	1029,69 mm
Jarak CoG pengemudi ke CoG kendaraan 1( $L_{h1}$ )	447 mm
Jarak CoG ke <i>ground</i>	803,836 mm
Massa Kendaraan	
Massa total (W)	1650 kg
Suspensi	
Kekakuan pegas suspensi depan ( $k_{sf}$ )	53024,26015N/m
Kekakuan pegas suspensi belakang ( $k_{sr}$ )	40630,38127N/m
Konstanta redaman suspensi depan ( $c_{sf}$ )	2675,5 N/m.s
Konstanta redaman suspensi belakang ( $c_{sr}$ )	2342 N/m.s
Ban	
Tipe ban	265 / 65 R13
Jenis ban	Radial
Lebar ban	265 mm
Massa ban	50 kg

Kekakuan ban ( $k_t$ )	221973,4385 N/m
Konstanta redaman ban ( $c_t$ )	3430 N/m.s

Selain data pada Tabel 1, pada penelitian ini menggunakan jenis kursi ROHO LOW PROFILE sehingga didapatkan nilai kekakuan bantalan kursi sebesar 65900 N/m dan nilai konstanta redaman bantalan kursi sebesar 855 N/m.s [4].

**2.2. PEMBUATAN PEMODELAN KENDARAAN DAN MANUSIA**

Pemodelan kendaraan dan manusia pada penelitian ini menggunakan model *half car* memanjang, seperti yang ditunjukkan Gambar 2.



Gambar 2. Pemodelan *Half Car* dengan 1 DOF Pengendara

Berdasarkan pemodelan pada Gambar 2, dapat dituliskan *free body diagram*-nya sebagai berikut:

$$m\ddot{x} = k_{sf}(-x - l_f\theta + x_{wf}) + c_{sf}(-\dot{x} - l_f\dot{\theta} + \dot{x}_{wf}) + k_{sr}(-x + l_r\theta + x_{wr}) + c_{sr}(-\dot{x} + l_r\dot{\theta} + \dot{x}_{wr}) + k_k(-x - l_p\theta + x_p) + c_k(-\dot{x} - l_p\dot{\theta} + \dot{x}_p) \tag{1}$$

$$I_y\ddot{\theta} = k_{sf}(-x - l_f\theta + x_{wf})l_f + c_{sf}(-\dot{x} - l_f\dot{\theta} + \dot{x}_{wf})l_f - k_{sr}(-x + l_r\theta + x_{wr})l_r - c_{sr}(-\dot{x} + l_r\dot{\theta} + \dot{x}_{wr})l_r + k_k(-x - l_p\theta + x_p)l_p + c_k(-\dot{x} - l_p\dot{\theta} + \dot{x}_p)l_p \tag{2}$$

$$m_{wf}\ddot{x}_{wf} = k_{tf}(y_1 - x_{wf}) + c_{tf}(\dot{y}_1 - \dot{x}_{wf}) - k_{sf}(-x - l_f\theta + x_{wf}) - c_{sf}(-\dot{x} - l_f\dot{\theta} + \dot{x}_{wf}) \tag{3}$$

$$m_{wr}\ddot{x}_{wr} = k_{tr}(y_2 - x_{wr}) + c_{tr}(\dot{y}_2 - \dot{x}_{wr}) - k_{sr}(-x + l_r\theta + x_{wr}) - c_{sr}(-\dot{x} + l_r\dot{\theta} + \dot{x}_{wr}) \tag{4}$$

$$m_p\ddot{x}_p = -k_k(-x - l_p\theta + x_p) - c_k(-\dot{x} - l_p\dot{\theta} + \dot{x}_p) \tag{5}$$

Dimana:

$m$	: massa kendaraan
$m_{wf}$	: massa ban depan
$m_{wr}$	: massa ban belakang
$I_y$	: momen inersia kendaraan
$m_p$	: massa pengendara
$k_{sf}$	: kekakuan pegas suspensi depan
$k_{sr}$	: kekakuan pegas suspensi belakang
$c_{sf}$	: konstanta redaman suspensi depan
$c_{sr}$	: konstanta redaman suspensi belakang
$k_{tf}$	: kekakuan ban depan
$k_{tr}$	: kekakuan ban belakang
$c_{tf}$	: konstanta redaman ban depan
$c_{tr}$	: konstanta redaman ban belakang
$k_k$	: kekakuan bantalan kursi
$c_k$	: konstanta redaman bantalan kursi
$L_p$	: jarak pengendara ke <i>CoG</i>
$L_f$	: jarak sumbu ban depan ke <i>CoG</i>
$L_r$	: jarak sumbu ban belakang ke <i>CoG</i>
$x = \dot{x} = \ddot{x}$	: pergerakan vertikal massa kendaraan
$x_{wf} = \dot{x}_{wf} = \ddot{x}_{wf}$	: pergerakan massa ban depan
$x_{wr} = \dot{x}_{wr} = \ddot{x}_{wr}$	: pergerakan massa ban belakang
$\theta = \dot{\theta} = \ddot{\theta}$	: pergerakan angular massa kendaraan

### 2.3. VERIFIKASI PEMODELAN

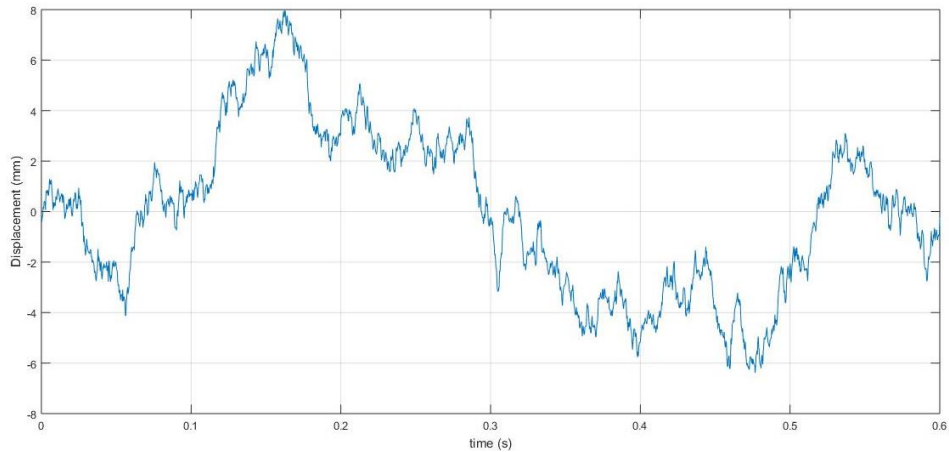
Pada proses verifikasi pemodelan, hal yang dilakukan yaitu melakukan perbandingan dengan penelitian serupa yang menggunakan pemodelan *half car* dengan 1 *DOF* pengendara. Jika hasil yang didapatkan sama, maka dapat disimpulkan bahwa pemodelan yang dilakukan benar.

### 2.4. PEMBUATAN EKSITASI GANGGUAN JALAN

*International Organization for Standardization (ISO)* juga telah mengajukan klasifikasi permukaan jalan menggunakan nilai-nilai *Power Spectral Density (PSD)*. Untuk menghitung profil jalan yang tidak rata dalam 1 dimensi dapat digunakan rumusan yang ditunjukkan persamaan 6, sedangkan profil jalan yang digunakan ditunjukkan Gambar 3.

$$z_r(i) = \sum_{i=0}^N \sqrt{\Delta n} 2^k 10^{-3} \left( \frac{n_0}{i \cdot \Delta n} \right) \cos(2\pi \cdot i \cdot \Delta n \cdot x + \varphi_i) \quad (6)$$

dengan  $\Delta n = 1/L$ ,  $n_{max} = 1/B$ , dan  $n_{eff} = n_{max}/2$



Gambar 3. Profil Jalan “Good” Berdasarkan ISO 8606

Dimana:

$G_d(n_0)$  : koefisien kekasaran ( $m^3$ )

$n$  : spatial frequency (cycle/m)

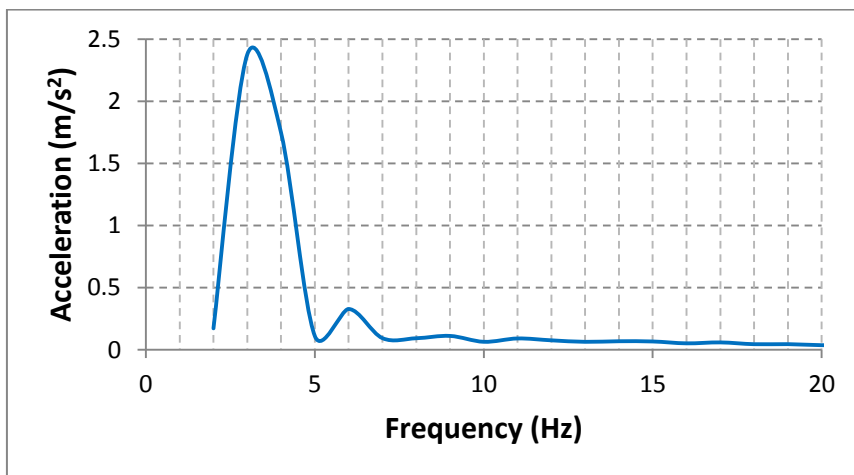
$L$  : panjang lintasan

$\varphi_n$  : sudut fase (probabilistic distribution within  $0 - 2\pi$  range)

$B$  : sampling interval

**3. HASIL DAN PEMBAHASAN**

Berdasarkan analisa fourier yang dilakukan, didapatkan respon frekuensi yang terjadi pada pengendara seperti yang ditunjukkan Gambar 4. Pada Gambar 4, menunjukkan bahwa percepatan tertinggi sebesar  $2,375 m/s^2$  pada frekuensi  $3,258 Hz$ . Nilai tersebut menunjukkan kondisi “Uncomfortable” berdasarkan tabel ISO 2631.



Gambar 4. Respon Frekuensi Pergerakan Pengendara

**4. SIMPULAN**

Berdasarkan hasil analisa yang dilakukan, percepatan tertinggi sebesar  $2,375 m/s^2$  pada frekuensi  $3,258 Hz$ . Nilai ini menunjukkan kondisi “Uncomfortable” berdasarkan tabel ISO 2631. Kondisi ini akan menyebabkan pengendara mengalami pusing, oleh karena itu sangat disarankan pengendara untuk menghindari frekuensi dibawah  $7 Hz$ .

**DAFTAR PUSTAKA**

- [1.] I N Sutantra, B Sampoerno, *Teknologi Otomotif*, Edisi Kedua, Surabaya : Guna Widya, 2010.
- [2.] Bayu E Suprayogi, "Perancangan Ulang dan Analisa Sistem Suspensi Mobil Multiguna Pedesaan dengan Standar Kenyamanan ISO 2631", Institut Teknologi Sepuluh November, Surabaya. 2015.
- [3.] Puja P, I N Sutantra, "Analisa Kenyamanan Serta Redesain Pegas Suspensi Mobil Toyota Fortuner 4.0 V6 SR", *Jurnal Teknik Mesin ITS*, vol. 4, no. 1, pp. 1 – 6, 2015.
- [4.] Reza N Jazar, *Vehicle Dynamics Theory and Application*, Second Edition, New York : Springer, 2014.