

Optimasi Parameter Beban Dinamis pada Salah Satu Bagian Roda Kendaraan Bobot Ringan terhadap Getaran Suspensi

Christof G. Simon ^{1*}, Faisal Habib ², Mardin ³

1*) Magister Teknik Mesin, Program Pascasarjana Universitas Muslim Indonesia, Makassar, Indonesia, christofgeraldi95@gmail.com

2) Teknik Mesin, Universitas Muslim Indonesia, Makassar, Indonesia, faisalhabib@gmail.com

3) Teknik Mesin, Universitas Muslim Indonesia, Makassar, Indonesia, mardin@umi.ac.id

Abstract

Suspension is the main factor that must be taken into account because it greatly affects comfort when driving on the road. The working mechanism of the suspension which consists of spiral springs and shock absorbers is loaded vertically from the weight of the body, driver and passengers. This study aims to determine the effect of suspension work and the optimal value of vibration that occurs on one of the vehicle wheels on vertical dynamic loads. The method used in this study begins with a pneumatic actuator motion simulation method that loads the suspension to replace the weight of the vehicle with a pressure variation of 1 to 4 bar. Furthermore, the Taguchi method is used to determine the optimum condition of dynamic load on the suspension system with the criteria of "Smaller is better" which is obtained by calculating the dynamic load value on the wheel axle of a light weight vehicle of 1615.252 N at a pressure of 1 bar; 2323.232 N, pressure 2 bar, 3030.82 N pressure 3 bar; and 3738.213 N pressure 4 bar, with the optimum value of vibration on the suspension decreased by 49.65%. Variable dimensions of the mound, tire pressure, and weight of the load, are factors to determine the optimum dynamic load conditions. The results of the optimum value, obtained a bump height level of 5 cm, tire pressure 32 Psi, load load 84 kg, and dynamic load 71 kg. According to the vibration contribution formula $F_{table} > F_{Value}$, factor A (mound height) and factor D (dynamic load) are very influential factors, while factor B (tire pressure) and factor C (load load) are factors that have no significant effect significant.

Keywords: Dynamic Load, Optimization, Pneumatic Actuator. Simulation, Suspension Vibration

ABSTRAK

Suspensi merupakan faktor utama yang harus perhitungkan karena sangat mempengaruhi kenyamanan saat berkendara di jalanan. Mekanisme kerja suspensi yang terdiri atas pegas spiral dan shock absorber mendapat beban secara vertical dari berat bodi, pengemudi dan penumpang. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh kerja suspensi dan nilai optimal getaran yang terjadi pada salah satu roda kendaraan terhadap beban dinamis vertical. Metode yang digunakan dalam penelitian ini diawali dengan metode simulasi gerakan aktuator pneumatik yang membebani suspensi menggantikan bobot kendaraan dengan variasi tekanan 1 sampai 4 bar. Selanjutnya metode Taguchi dipakai untuk menentukan kondisi optimum beban dinamis pada sistem suspensi dengan kriteria "Smaller is better" yang diperoleh melalui perhitungan nilai beban dinamis pada sumbu roda kendaraan bobot ringan sebesar 1615.252 N pada tekanan 1 bar; 2323.232 N, tekanan 2 bar, 3030.82 N tekanan 3 bar; dan 3738.213 N tekanan 4 bar, dengan nilai optimum getaran pada suspensi menurun sebesar 49.65 %. Variabel dimensi gundukan, tekanan ban, dan berat muatan, merupakan faktor untuk menentukan kondisi beban dinamis optimum. Hasil nilai optimum diperoleh level tinggi gundukan 5 cm, tekanan ban 32 Psi, beban muatan 84 kg, serta beban dinamis 71 kg. Menurut formula kontribusi getaran $F_{table} > F_{Value}$, maka faktor A (tinggi gundukan) dan faktor D (beban dinamis) merupakan faktor yang sangat berpengaruh, sedangkan faktor B (Tekanan Ban) dan Faktor C (beban muatan) merupakan faktor yang tidak berpengaruh secara signifikan.

Kata kunci: Aktuator Pneumatic, Beban Dinamis, Getaran Suspense, Optimasi, Simulasi.

1. PENDAHULUAN

Sejumlah jenis kendaraan roda empat atau lebih yang melintas di atas permukaan jalan raya setiap saat menghasilkan sejumlah beban dinamis yang fluktuatif. Pembebanan yang fluktuatif ini selain diperoleh dari variasi beban dinamis/ dapat pula disebabkan oleh adanya beban lebih (*overload*, OL) dan beban berulang (*Repetition loads*, RL) (Leo Santoso, 2012). Pembebanan fluktuatif dipengaruhi oleh variabel berat sumbu roda dan berat kendaraan. Kondisi pembebanan berulang RL adalah juga sangat dipengaruhi oleh arus pengulangan lalu lintas, volume rerata arus lalu lintas (Jumlah.kend./jam) yang dihasilkan oleh setiap jenis kendaraan serta lamanya kendaraan melintas. Selain itu, terdapat berat penumpang atau muatan yang menempati ruang pada bodi kendaraan. Besarnya berat penumpang atau muatan tersebut sangat berubah-ubah tergantung dari jumlah penumpang atau muatan yang diangkut. Arah kerja bobot kendaraan bekerja dalam arah vertikal yang mendapat perlawanan langsung dari pegas spiral dan *shock absorber*.

Variasi bobot kendaraan ringan, sedang dan berat yang melintas di atas permukaan jalan menerima beban tersebut. Berdasarkan permasalahan tersebut maka diperlukan suatu kajian terhadap beberapa variabel yang berpengaruh baik yang sifatnya langsung maupun tak langsung. Untuk mengatasi permasalahan tersebut diperlukan suatu metode optimasi yang dapat mengoptimalkan beban dinamis pada suspensi yang berpengaruh langsung terhadap permukaan jalan.

Desain eksperimen Taguchi merupakan metode optimasi yang digunakan untuk mendapatkan nilai optimum dari suatu respon. Nilai optimum dilakukan dengan menggunakan desain eksperimen dan melibatkan beberapa faktor dan level. Metode Taguchi memiliki tiga tahap desain antara lain desain sistem, desain parameter dan desain toleransi (Kabra 2013). Desain sistem merupakan tahap pertama dalam desain dan merupakan tahap konseptual pada pembuatan produk baru atau inovasi. Sementara itu, desain parameter digunakan untuk mengidentifikasi *setting* parameter yang akan memberikan performansi rata-rata pada target dan. Toleransi desain merupakan tahap untuk meningkatkan kualitas dengan menetapkan toleransi pada parameter produk atau proses untuk mengurangi terjadinya variabilitas pada performansi produk.

Sebuah unsur kebaruan yang ditargetkan dalam penelitian ini adalah memanfaatkan naktuator pneumatik pada alat uji/eksperimen sebagai pengganti beban dinamis kendaraan membebani permukaan jalan. Udara bertekanan dari kompresor memberikan gaya tekan kompresi secara bervariasi terhadap pegas dan shock absorber yang terdapat pada sistem suspensi.

Berdasarkan uraian diatas, maka penulis akan melakukan penelitian optimasi beban dinamis pada sistem suspensi atau *shock absorber* pada salah satu roda kendaraan bobot ringan menggunakan metode Taguchi yang bertujuan untuk mengetahui pengaruh kerja suspensi pada salah satu bagian roda kendaraan terhadap beban dinamis vertikal, dan untuk menentukan nilai optimal getaran yang terjadi pada salah satu roda kendaraan terhadap beban dinamis vertikal.

2. TINJAUAN PUSTAKA

Gunawan, (2019), melakukan penelitian tentang optimasi peningkatan kenyamanan kendaraan mobil berdasarkan kinerja getaran suspensi pada kendaraan innova 2000 CC dengan menggunakan metode Taguchi. Parameter atau faktor yang digunakan adalah berat sumbu depan dengan level 820, 870, 920, 970 dan 1020 Kg. Listiyono, Nurhadi dan AgusHardjito (2020) melakukan penelitian tentang Optimalisasi Tekanan Shock Absorber Dan Tekanan Pegas Coil Terhadap Getaran Mobil. Penelitian ini menggunakan

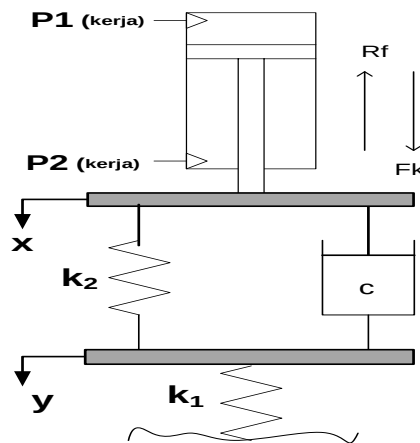
Metode Taguchi dengan faktor dan level adalah Tekanan Absorber dengan level 6, 8 dan 10 bar. Tekanan spring dengan level 20, 25 dan 30 Kg/cm². Berdasarkan hasil nilai optimum diperoleh dengan faktor tekanan absorber dengan nilai 10 bar dan tekanan spring sebesar 24 Kg/cm². Gaya efektif F_{ef} (N) torak silinder pada langkah maju adalah selisih antara gaya teoritis, F_k (N) dan gaya gesek R_f (N) (S. Ka'ka, 2013, dan Munaf, 2016). Jika gaya gesek R_f ditetapkan sebesar $10\% \times F_k$ (N) maka secara keseluruhan mekanisme transfer beban terhadap struktur jalan aspal adalah mengacu pada persamaan kesetimbangan gaya-gaya dinamis yang diperoleh dari Free Body Diagram (FBD) seperti ditunjukkan dalam **Gambar 1**. Gaya dorong efektif torak silinder pneumatik yang dihasilkan oleh tekanan udara P_2 (bar) dinyatakan sebagai; $F_k = \frac{\pi}{4} D^2 P_2$ (N) adalah:

$$F_{p2} = F_{ef} = F_k - R_f = F_k - 0.1F_k = 0.9F_k \quad (1)$$

Dimana gaya dorong, $F_k = 1.1 k_2 y + c \dot{y}$ dan gaya efektif $F_{ef} = F_{p2} = k_2 y + c \dot{y}$

Jika dimensi silinder yang digunakan dalam eksperimen yaitu $D = 100 \text{ mm}$ (0.100 m) maka dengan mensubstitusi nilai $F_k = 785 \times P_2$ pada **Persamaan 1** diperoleh gaya tekan terhadap mekanisme suspensi sebesar:

$$F_{p2} = 0.9 \times 785 P_2 = 707 P_2 = k_2 y + c \dot{y} \text{ (N)} \quad (2)$$



Gambar 1 Mekanisme pembebanan ekperimental system

Jika pegas diberi beban, maka akan mengalami perpendekkan/ lendutan, berdasarkan hukum aksi-reaksi, sehingga beban yang diberikan pada pegas sebanding dengan besarnya lendutan dikali dengan konstanta pegas. Besarnya perpindahan (displacement) rata-rata pada sistem suspensi hasil optimasi $x = 0.009264 \text{ m}$ dengan percepatan vertikal maksimum adalah 15.5707 m/s^2 . Pada kondisi ini diperoleh nilai koefisien kekakuan pegas suspensi $k_s = 41821 \text{ N/m}$, serta koefisien peredam suspensi $c_s = 68574 \text{ N.s/m}$ (Nurcahyanto, 2004). Prototipe suspensi yang diuji oleh (Bangsing, 2004) mempunyai data konstanta pegas $k_s = 10581,292 \text{ N/m}$, koefisien redaman kejut, $c_s = 96,073 \text{ Ns/m}$ dan konstanta elastis ban, $k_e = 98041,246 \text{ N/m}$. Besarnya perpindahan (displacement) rata-rata pada sistem suspensi hasil optimasi telah diungkap sebelumnya oleh Nurcahyanto (2004) yaitu sebesar $x_2 = 0.009264 \text{ m}$ dengan percepatan vertikal maksimum 15.5707 m/s^2 .

Pada kondisi ini diperoleh nilai koefisien kekakuan pegas suspensi sebesar $k_s = 41821 \text{ N/m}$, serta koefisien peredam suspensi $c_s = 68574 \text{ N.s/m}$, konstanta pegas $k_s = 10581,292 \text{ N/m}$, koefisien redaman kejut, $c_s = 96,073 \text{ Ns/m}$ dan konstanta elastis ban, $k_e = 98041,246 \text{ N/m}$.

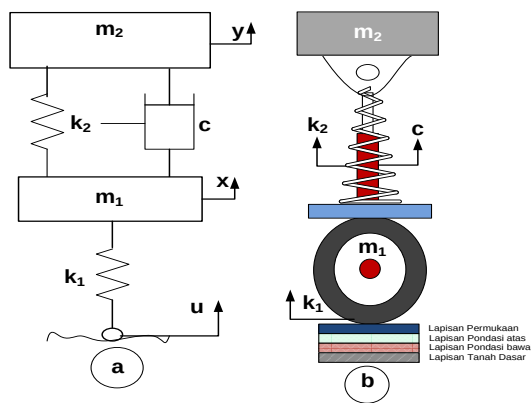
Pegas uji yang digunakan dalam mekanisme sistem suspensi adalah jenis “Helical” yang memiliki spesifikasi/dimensi, diameter dalam coil, $D_i = 12.985$ cm, diameter luar coil, $D_o = 15.815$ cm, diameter kawat pegas, $d = 1.415$ cm, Jumlah coil, $n = 5$ buah, material pegas; Crhome Vanadium, ASTM A231, modulus kekakuan, $G = 7.929 \times 10^{10}$ Pa = 7.929×10^6 N/cm². Jenis pegas uji; *Helical compression spring*, dengan perhitungan nilai konstanta pegas, k_2 adalah masing-masing diformulasikan oleh Edge,(2017), dan Trabelsi (2015) sebagai berikut:

$$k_2 = \frac{Gd^4}{8n_a D^3} \quad (3)$$

Nilai modulus kekakuan G (N/cm²), diameter kawat d (cm), Jumlah coil aktif n_a (buah) dan diameter coil rerata, D (cm) adalah diperoleh dari dimensi dari pegas Helical. Jumlah coil aktif, n_a biasanya lebih kecil dari jumlah keseluruhan coil, n (buah). Area kompresi pegas tersebut berada diantara kompresi minimum pegas sebesar 20% dan kompresi maksimum sebesar 80%. Jika jumlah coil aktif, $n_a = 80\% \times n$, dan diameter coil rerata, $D = D_o - d$ maka besarnya nilai konstanta pegas, k_2 dapat diperoleh dengan menggunakan **Persamaan 3**. Apabila pada **Persamaan 4** ditetapkan besarnya konstanta pegas k_2 (N/mm), simpangan y (m) dan koefisien redaman c (Ns/mm), maka besarnya kecepatan perpindahan pada massa sprung, m_2 adalah:

$$\dot{y} = \frac{707 P_2 - k_2 y}{c} \quad (4)$$

Secara umum sistem suspensi kendaraan menurut (Anggoro Aristianto1, 2012), terdiri atas sebuah pegas dan sebuah peredamkejut yang disusun secara paralel. Fungsi utama system suspensi adalah menyangga berat kendaraan, memberikan kenyamanan pengemudi terhadap kondisi jalan yang dilalui, menjaga traksi roda terhadap permukaan jalan, dan menjaga kesejajaran roda. Mekanisme suspensi pasif dan kondisi struktur pembebanan seperempat kendaraan ditunjukkan pada **Gambar 2** (Rehnberg, 2008, 1997)



Gambar 2 (a) Model Suspensi Pasif (b) Unit Suspensi, Shock Absorber, Sumbu dan Roda pada Struktur Lapisan Jalan

Dengan memperhatikan diagram benda bebas pada **Gambar 3**, diperoleh gaya pada ban:

$$\left. \begin{aligned} F_{t1} &= F_{p2} + F_{r1} \\ F_{t1} &= k_2 y + c \dot{y} + (k_1 \cdot x) \end{aligned} \right\} (N) \quad (5)$$

Apabila **Persamaan 5** disubstitusi ke **Persamaan 6**, diperoleh gaya pada ban sebesar:

$$F_{t1} = F_{r0} = 707 P_2 + (k_1 \cdot x) (N) \quad (6)$$

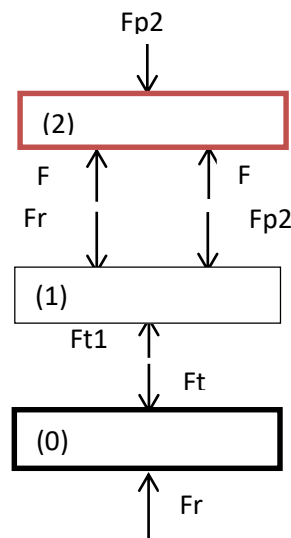
Jika pegas dan *shock absorber* mengalami pembebanan bervariasi dari tekanan $P_2=1$ (bar) sampai dengan tekanan 6 bar, maka akan terjadi proses kompresi pada pegas sejauh x (mm) yang dapat bervariasi pula. Jika ukuran ban/roda yang digunakan berdimensi: 215/60/16 yang berarti, lebar ban $S=215$ mm, tinggi $T=60\% \times S$ (mm) = 129 mm = 0.129 m, Diameter roda, $D_1=16$ "(inches) = 16×25 mm = 400 mm = 0.4 m, tekanan udara dalam ban $P_1=2$ bar = 200000 N/m², serta luas ban adalah:

$$A_1 = \pi[r_o^2 - r_i^2] = 3.14[0.102^2 - 0.020^2] = 0.031412 \text{ m}^2 \quad (7)$$

Besarnya gaya inner ban pada roda yang dapat menahan beban vertikal kendaraan adalah:

$$F_{t1} = P_1 \times A_1 = 20000 \times 0.031412 = 6282.4 \text{ N} \quad (8)$$

Metode Taguchi dikembangkan pada tahun 1980-an oleh Dr. Genichi Taguchi adalah merupakan metodologi baru dalam bidang teknik yang bertujuan untuk memperbaiki kualitas produk dan proses serta dapat menekan biaya dan resources seminimal mungkin. Sasaran metode ini adalah menjadikan produk robust terhadap noise, karena tersebut sebagai robust design.



Gambar 3 Diagram Benda Bebas Gaya pada Roda

Menurut Soejanto (2009), terdapat beberapa keunggulan atau kelebihan dalam metode Taguchi yaitu desain eksperimen lebih efisien karena memungkinkan untuk melaksanakan penelitian yang melibatkan banyak faktor dan jumlah, memungkinkan diperolehnya suatu proses yang menghasilkan produk yang konsisten dan kokoh terhadap faktor yang tidak dapat dikontrol, serta menghasilkan kesimpulan mengenai respon faktor-faktor dan level faktor-faktor kontrol yang menghasilkan nilai optimum. Dalam metode Taguchi menurut Krishnaiah (2012), jenis matriks yang digunakan adalah matriks orthogonal yang bisa disimbolkan dalam **Persamaan 9**, yaitu

$$L_{a(bc)} \quad (9)$$

Yang mana, L adalah rancangan bujur sangkar, a adalah banyaknya eksperimen, b merupakan banyaknya level, dan c adalah banyaknya faktor. Metode Taguchi mengembangkan konsep *S/N Ratio* untuk eksperimen yang melibatkan banyak factor, yang disebut eksperimen faktor ganda. *S/N Ratio* diformulasikan sedemikian rupa agar peneliti selalu dapat memilih nilai level factor terbesar untuk mengoptimalkan karakteristik kualitas dari eksperimen. Tujuan dari *S/N ratio* adalah untuk meminimalkan sensitivitas karakteristik kualitas terhadap faktor gangguan (Soejanto 2009).

Karakteristik kualitas adalah hasil dari proses yang berkaitan dengan kualitas. Pada penelitian ini karakteristik S/N ratio yang digunakan adalah *smaller the better*. S/N Ratio *smaller the better*. (Selvaraj 2018).

$\eta = -10\log_{10}[\text{MSD}]$, sedangkan

$$\text{MSD (Mean Square Deviation)} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \quad (10)$$

Yang mana

η = Jumlah pengulangan eksperimen

Y = nilai sampel (Data pengamatan ke-I (i= 1, 2, 3,.....n)).

Penggunaan ANOVA pada metode Taguchi adalah bermanfaat untuk mengolah data secara statistik untuk menginterpretasikan data-data eksperimen. Sedangkan untuk jenis data hasil pengukuran dapat dianalisis dengan menggunakan *Analysis of Variance for Variable Data*. Interval kepercayaan (CI) merupakan nilai antara maksimum dan nilai minimum dimana nilai rata-rata sebenarnya akan tetap tercakup dengan beberapa persentase kepercayaan tertentu. Berikut ini interval kepercayaan untuk data variabel pada rata-rata yang diprediksi (*predicated mean*) dihitung dengan **Persamaan 9, 10, dan 11** berikut.

$$\mu_{\text{predicted}} = \bar{y} + (\text{faktor terpilih 1} - \bar{y}) + \dots + (\text{faktor terpilih n} - \bar{y}) \quad (9)$$

$$\text{CI}_p = \pm \sqrt{F_{\alpha, v_1, v_2} \times \text{MS}_{\text{pooled}} \times \left[\frac{1}{n_{\text{eff}}} \right]} \quad (10)$$

$$\text{Nef} = \frac{\text{total nuber of eksperiments}}{\text{sum of degree of freedom used in estimate of mean}} \quad (11)$$

Dimana:

F_{α, v_1, v_2} = Nilai F-ratio dari tabel

A = 0.05

v_1 = Derajat kebebasan untuk pembilang yang berhubungan dengan suatu rata-rata.

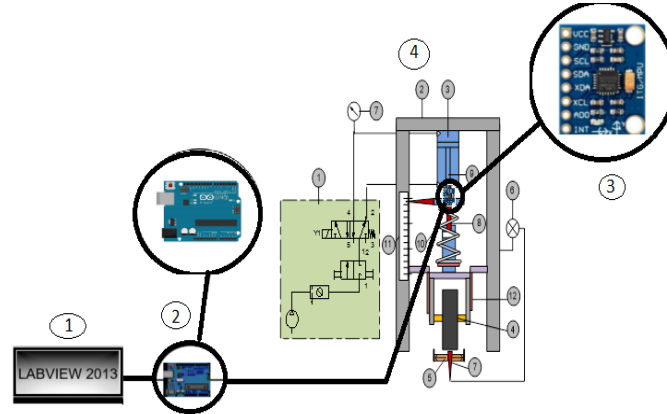
v_2 = Derajat kebebasan untuk penyebut yang berhubungan dengan variasi *pooled*

3. METODE PENELITIAN

Metode Taguchi ini merupakan metode optimasi yang digunakan untuk mendapatkan nilai optimum dan pengaruh dari suatu respon. Metode ini dapat pula digunakan sebagai sebuah strategi atau cara untuk membangun proses produksi dalam desain eksperimen. Selain itu, maka metode ini merupakan metodologi baru dalam bidang teknik yang bertujuan untuk memperbaiki kualitas produk dan proses serta dapat menekan biaya dan resources seminimal mungkin. Pelaksanaan kegiatan penelitian berlangsung selama enam bulan dan berlokasi di Laboratorium Mekatronika dan Sistem Otomasi Program studi Teknik Mekatronika Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Negeri Ujung Pandang. Desain eksperimen penelitian menggunakan silinder pneumatik sebagai pemicu getaran pada sistem suspensi yang gerakannya dikontrol menggunakan katup 5/2 solenoid tunggal.

Komponen utama penelitian yang ditunjukkan dalam skema penelitian pada **Gambar 4** oleh Hardinsi Festo A. (2021) terdiri atas Software Lab view, Arduino Uno, Accelerometer MPU6050, dan Alat Uji Suspensi. Proses pengambilan data dilakukan dengan menggunakan laptop pada software labview (1) yang terhubung pada mikrokontroler arduino uno (2) Getaran yang terjadi pada suspensi, dilakukan dengan menggunakan accelerometer MPU6050 (3) yang dihubungkan pada bagian Shockabsorber di alat uji suspensi (4).

Pengolahan data dilakukan dengan desain eksperimen taguchi sebagai instrument utamanya dilanjutkan sampai eksperimen konfirmasi untuk menentukan faktor yang berpengaruh signifikan serta menentukan *setting* level optimal. Analisis dan interpretasi hasil. Analisa ini bertujuan untuk mengetahui faktor dan level mana yang paling signifikan mempengaruhi eksperimen dan berapa besar tingkat signifikannya



Gambar 4 Skema Penelitian

Adapun interpretasi hasil digunakan untuk menentukan seberapa besar persentase kontribusi setiap faktor. Menghitung ANOVA dilakukan untuk menganalisa hasil eksperimen taguchi yaitu perhitungan jumlah kuadrat total, jumlah kuadrat terhadap rata-rata, jumlah kuadrat setiap faktor dan jumlah kuadrat *error*.

4. HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil perhitungan beban Dinamis pada Roda Kendaraan Bobot Ringan dapat dilihat untuk variasi tekanan $P = 1$ bar sampai 4 bar dapat diperlihatkan ddalam **Tabel 1** berikut:

Tabel 1 Hasil perhitungan Beban Dinamis pada Roda Kendaraan dengan variasi tekanan, 1 sampai 4 bar.

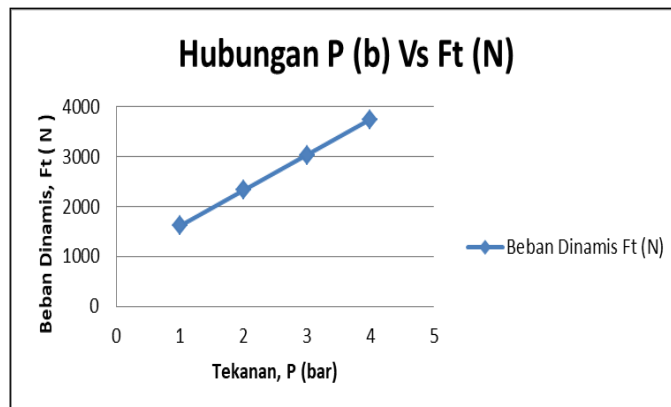
Tekanan, p (bar)	Konstanta elastis, k (N/m)	Perpindahan x(m)	707P	k . X	Beban Dinamis Ft (N)
1	98041	0.009264	707	908.25182	1615.252
2	98041	0.009274	1414	909.23223	2323.232
3	98041	0.00928	2121	909.82048	3030.82
4	98041	0.009284	2828	910.21264	3738.213

Grafik Hubungan antara Tekanan P(bar) dan Beban Dinamis, Ft (N) serta Hubungan antara tekanan dan Gaya elastis ban pada roda dapat ditunjukkan dalam **Gambar 5**.

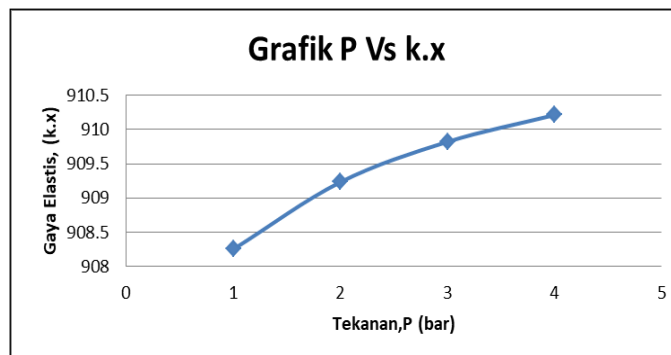
Pada **Gambar 5(a)** menunjukkan bahwa semakin besar Tekanan yang di berikan maka semakin besar pula beban dinamis yang terjadi pada roda kendaraan. Hal itu disebabkan karena tekanan berbanding langsung dengan beban dinamis yang di timbulkan. Selanjutnya pada **Gambar 5(b)** menunjukkan bahwa semakin Tinggi tekanan yang di berikan semakin memberikan pengaruh secara signifikan terhadap gaya elastisitas ban pada roda yang dihasilkan.

Hasil Perhitungan respon rata-rata getaran *acceleration RMS Suspensi* pada **Tabel 2** dan pada **Gambar 6** diperoleh satu level dari masing-masing faktor yang memiliki nilai

terendah yaitu faktor A pada level 1, faktor B pada level 3, faktor C pada level 2 dan faktor D pada level 1

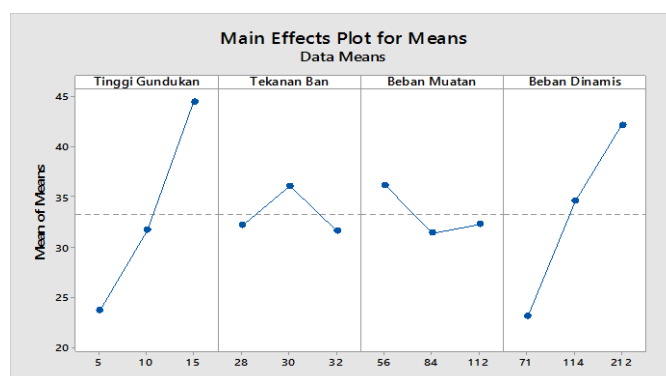


(a)



(b)

Gambar 5 (a) Hubungan antara Tekanan dan Beban Dinamis (B) Hubungan Antara Tekanan dan Gaya Elastisitas Ban.



Gambar 6 Main Effects Plot of Means pada nilai Getaran Acceleration RMS Suspensi.

Nilai S/N rasio dihitung berdasarkan jenis karakteristik kualitas dari setiap respon. Respon getaran pada alat uji suspensi yang digunakan adalah karakteristik semakin kecil semakin baik atau *Smaller the better*.

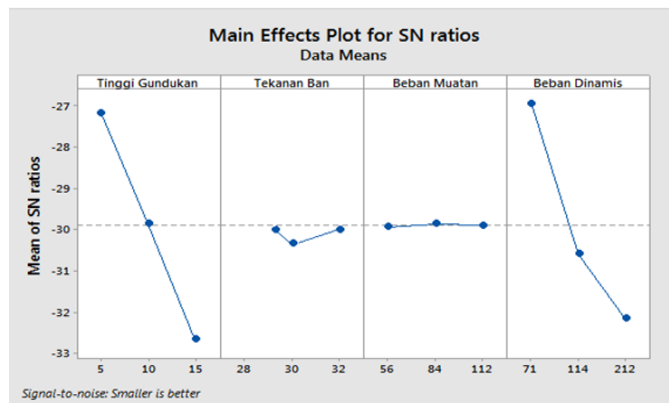
Hasil perhitungan nilai S/N Ratio getaran pada alat uji suspensi pada kombinasi kedua dan kesembilan dapat dilihat pada **Tabel 2**.

Tabel 2 Hasil Perhitungan S/N Ratio Getaran Acceleration RMS Suspensi.

Level	Tinggi Gundukan	Tekanan Ban	Beban Muatan	Beban Dinamis
1	-27.16	-30.33	-29.94	-26.94
2	-29.86	-30.36	-29.85	-30.60
3	-32.67	-30.00	-29.90	-32.15
Delta	5.50	1.03	0.09	5.22
Rank	1	3	4	2

Hasil Perhitungan nilai signal to Noise ratio getaran pada **Tabel 2** dan pada **Gambar 7** diperoleh satu level dari masing-masing faktor yang memiliki nilai terendah yaitu faktor A pada level 1 dengan faktor B pada level 3, dengan faktor C pada level 2 dengan faktor D pada level 1. Hasil Peringkat untuk SNR Getaran suspensi adalah , Faktor A (Tinggi Gundukan) memiliki peringkat pertama, dengan Faktor D (Beban Dinamis) memiliki peringkat kedua, dengan Faktor C (Tekanan Ban) memiliki peringkat ketiga, dengan Faktor C (Beban Muatan) memiliki peringkat ke empat.

Pada **Tabel 3**, diperoleh perhitungan ANOVA untuk nilai S/N ratio getaran suspensi setiap faktor diperoleh faktor A dengan nilai F hitung sebesar 19.94, faktor B dengan nilai F hitung sebesar 0.30, faktor C dengan nilai F hitung = 0.0 dan faktor D dengan nilai F hitung = 15.31.



Gambar 7 Main Effects Plot of S/N Ratio pada Nilai Getaran Acceleration RMS Suspensi.

Faktor yang berpengaruh dan signifikan pada nilai getaran suspensi berdasarkan tingkat kontribusi dan hasil F hitung $\geq$ F table, yaitu faktor A dan faktor D sedangkan faktor B dan Faktor C merupakan faktor yang tidak berpengaruh atau tidak signifikan.

Interval keyakinan nilai S/N ratio getaran, prediksi yang menghasilkan respon optimum dengan tingkat keyakinan 95% adalah -24.28 ± 1.80 atau $(-26.08 < \mu_{\text{prediksi}} < -22.48)$. Berdasarkan hasil perhitungan prediksi kondisi optimum dengan nilai rata-rata getaran suspensi diperoleh nilai μ_{prediksi} sebesar 10.01, hal tersebut masih berada dalam penerimaan interval kepercayaan yaitu $(3.36 < \mu_{\text{prediksi}} < 16.66)$. Sedangkan hasil perhitungan untuk nilai S/N ratio getaran suspensi diperoleh nilai μ_{prediksi} sebesar -24.28

hal tersebut masih berada dalam penerimaan interval kepercayaan yaitu $(-26.08 < \mu_{\text{prediksi}} < -22.48)$.

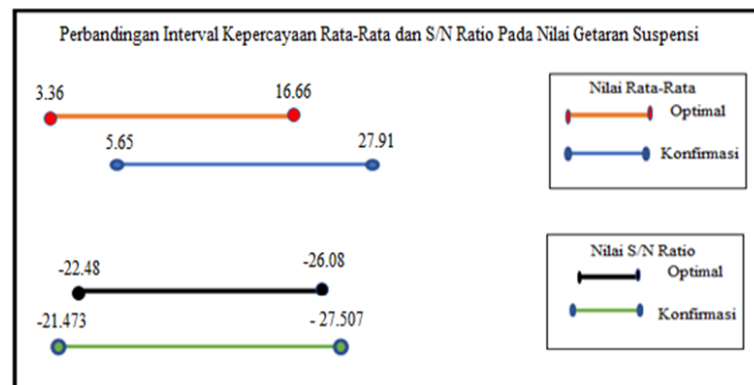
Berdasarkan hasil perhitungan μ_{prediksi} dan interval kepercayaan nilai getaran suspensi masih berada dalam batas rentang yang optimal.

Tabel 3 Analysis of Variance (Anova) S/N Ratio Getaran Suspensi

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Regression	4	81.0277	20.2569	8.89	0.029
Tinggi Gundukan	1	45.4527	45.4527	19.94	0.011
Tekanan Ban	1	0.6761	0.6761	0.30	0.615
Beban Muatan	1	0.0024	0.0024	0.00	0.976
Beban Dinamis	1	34.8965	34.8965	15.31	0.017
Error	4	9.1168	2.2792		
Total	8	90.145			

Interval keyakinan nilai S/N ratio getaran, prediksi yang menghasilkan respon optimum dengan tingkat keyakinan 95% adalah -24.28 ± 1.80 atau $(-26.08 < \mu_{\text{prediksi}} < -22.48)$. Berdasarkan hasil perhitungan prediksi kondisi optimum dengan nilai rata-rata getaran suspensi diperoleh nilai μ_{prediksi} sebesar 10.01, hal tersebut masih berada dalam penerimaan interval kepercayaan yaitu $(3.36 < \mu_{\text{prediksi}} < 16.66)$. Sedangkan hasil perhitungan untuk nilai S/N ratio getaran suspensi diperoleh nilai μ_{prediksi} sebesar -24.28 hal tersebut masih berada dalam penerimaan interval kepercayaan yaitu $(-26.08 < \mu_{\text{prediksi}} < -22.48)$.

Berdasarkan hasil perhitungan μ_{prediksi} dan interval kepercayaan nilai getaran suspensi masih berada dalam batas rentang yang optimal



Gambar 8 Perbandingan Nilai Selang Kepercayaan untuk Rata-Rata dan S/N Ratio Getaran Suspensi.

Perbandingan Interval kepercayaan nilai eksperimen konfirmasi dan prediksi berdasarkan nilai rata-rata dan S/N ratio terhadap nilai optimal dan getaran suspensi. Jika prediksi optimum dan eksperimen konfirmasi cukup dekat satu sama lain maka dapat disimpulkan bahwa rancangan telah memenuhi persyaratan dalam eksperimen Taguchi (Festo Andre, 2020). Sedangkan tujuan penggunaan selang kepercayaan adalah untuk membuat perkiraan dari level-level faktor dan prediksi rata-rata proses pada kondisi optimal.

Perbandingan interval kepercayaan kondisi optimal dan eksperimen konfirmasi dapat dilihat pada **Gambar 8**.

Pada kondisi optimal dengan parameter tinggi gundukan sebesar 5 cm, tekanan ban sebesar 30 psi, beban muatan sebesar 84 kg dan beban dinamis dengan nilai sebesar 71 kg merupakan hasil nilai optimal pada eksperimen konfirmasi Taguchi. Hal tersebut menunjukkan bahwa nilai getaran suspensi pada alat uji mengalami penurunan 49.65 %.

5. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil penelitian yang telah dilakukan, dapat ditarik kesimpulan bahwa

1. Berdasarkan hasil perhitungan beban dinamis pada sumbu roda kendaraan bobot ringan dalam variasi tekanan (P), dimana tekanan yang digunakan yaitu 1 sampai 4 bar. untuk Tekanan 1 bar diperoleh nilai beban dinamis sebesar 1615.252 N, untuk tekanan 2 bar diperoleh nilai beban dinamis sebesar 2323,232 N, untuk Tekanan 3 bar diperoleh nilai beban dinamis sebesar 3030.82 N dan untuk Tekanan 4 bar diperoleh nilai beban dinamis sebesar 3738.213 N
2. Pada kondisi nilai optimal mengalami penurunan getaran suspensi sebesar 49.65%. Hasil kondisi nilai optimum yaitu tinggi Gundukan 5 cm, tekanan ban 32 Psi, beban muatan 84 Kg dan beban dinamis 71 kg. Faktor yang berpengaruh dan signifikan pada nilai getaran suspensi berdasarkan tingkat kontribusi dan hasil F hitung $\geq F$ tabel yaitu faktor A dan faktor D merupakan faktor yang sangat berpengaruh atau signifikan sedangkan faktor B dan Faktor C merupakan faktor yang tidak berpengaruh atau tidak signifikan.

6. DAFTAR PUSTAKA

- Anggoro Aristanto¹, S., S.T, M.T2, DARJAT, S.T, M.T2. 2012. Aplikasi Fuzzy Logic Control Pada Sistem Suspensi Semi-Aktif Model Kendaraan Seperempat. Universitas Diponegoro.
- Bangsing, N. 2004. Pengujian Prototip Suspensi Aktif Tegar (Robust) Model Seperempat Kendaraan. PROC. ITB sains & Tek., Vol. 36 A, 1., 83-95
- Brembeck, M. F.-D. J. 2016. LPV Control of Full-Vehicle Vertikal Dynamics using Semi-Active Dampers. Science Direct, 49-11, 8.
- Edge, E. 2017. Helical Compression Spring Design Equation and Calculator. Became An Engineers Edge Contributor.
- Gunawan. 2019 Optimasi Kinerja Suspensi Untuk Meningkatkan Kenyamanan Dengan Variasi Tekanan Ban Dan Berat Pada Kendaraan Innova 2000 Cc. Jurnal Keselamatan Transportasi Jalan.vol. 2338-4247.
- Hardinsi, Festo Andre, Oyong Novareza, Ahmad As'ad Sonief 2021, Optimization of Variable Helix Angle Parameter in CNC Milling Of Chatter And Surface Roughness Using Taguchi Method, Journal Of Engineering And Management In Industrial System, Vol 9, No 35-44
- Krishnaiah, K., and P. SHAHABUDEEN. 2012. Applied Design of Experiments and Taguchi Methods. <https://books.google.com/books?id=hju9JYVhfV8C&pgis=1>.
- Leo Santoso, A. A. R. 2012. Analisis Dampak Beban Overloading Kendaraan pada Struktur Rigid Pavement Terhadap Umur Rencana Perkerasan. Teknik Sipil, 19, 8
- Listiyono, Dkk, 2020. Optimalisasi Tekanan Shock Absorber Dan Tekanan Pegas Coil Terhadap Getaran Mobil. Jurnal Energi Dan Teknologi Manufaktur. Vol. 03, No. 01, 05 – 10
- Munaf F. Badr · L. Asst. Prof.,Jaliel,E.A.K. 2016. Position Control of the Pneumatic Actuator Employing ON/OFF Solenoids Valve. International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME-IJENS, Vol.17 No.02, 9.

- Nurcahyanto, E. 2004. Penggunaan Algoritma Genetik Untuk Perancangan Sistem Suspensi Optimal Pada Model Kendaraan Seperempat. 10.
- Ogata, K. 1997. Modern Control Engineering. In: DWORKIN, A. (ed.) 3 ed. ed. New Jersey: Tom Robbins.
- Rehnberg, A. 2008. Vehicle dynamic analysis of wheel loaders with suspended axles. TRITA-AVE, 15.
- Selvaraj, D. Philip. 2018. "Optimization of Surface Roughness of Duplex Stainless Steel in Dry Turning Operation Using Taguchi Technique." Materials Physics and Mechanics 40(1): 63–70.
- Simon Ka'Ka, M. M. 2013. A method to Compute the Dimension of An Air Distribution Channel of A Pneumatic Cylinder. IGCESH Conference. Johor Bahru, Malaysia.
- Soejanto, I. 2009. Desain Eksperimen dengan Metode Taguchi. Yogyakarta: Graha Ilmu.
- Trabelsi, P.H.A.Y., Louati, J., and Haddar, M., 2015. Interval computation and constraint propagation for the optimal.