

Evaluasi Alat Uji Pegas AUG-WID-R01

Adhita Prasetya^{1*}, Martoni²

Email corresponding author: adhita.prasetya@widyatama.ac.id

Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Widyatama Bandung

Article history: Received: 6 Juli 2024 | Revised: 6 November 2024 | Accepted: 9 November 2024

Abstract. Motorcycles According to their function as a means of light transportation, motorized vehicles must meet safety and comfort design standards for their users. The shock absorber is a component designed to reduce vibrations due to shocks. The aim of this research is (1) calculate the spring coefficient value on the Motorcycle (2) calculates the magnitude of the deviation from the calculation and test results. This research uses the Experimental Design method, namely carrying out tests to obtain data, then processing it using free vibration theory, and calculating k & deviation values using theory. From the results of the research and analysis carried out, characteristics of the influence of vibration can be obtained. Based on the calculation results, the k value for the spring is estimated at ± 18 KN/m and the maximum deviation is ± 12 cm. (2) Based on the test results, the k value for the spring is ± 24.6 KN/m and the maximum deviation is ± 4.0 cm.

Keywords - Shock absorber; Dumper; Spring.

Abstrak. Sepeda Motor Sesuai fungsinya sebagai alat transportasi ringan kendaraan bermotor harus memenuhi standar desain keamanan dan Kenyamanan bagi penggunanya, shock absorber merupakan sebuah komponen yang didesain untuk meredam getaran akibat guncangan. Tujuan dari penelitian ini adalah (1) menghitung nilai koefisien pegas pada sepeda motor (2) menghitung simpangan hasil perhitungan dan pengujian. Dalam penelitian ini menggunakan metode Desain Eksperimen yaitu melakukan pengujian untuk mendapatkan data selanjutnya mengolahnya menggunakan teori getaran bebas, dan menghitung nilai k & simpangan menggunakan teori. Dari hasil penelitian dan analisis yang dilakukan dapat diperoleh karakteristik pengaruh getaran. Berdasarkan hasil perhitungan, nilai k pada pegas diperkirakan sebesar ± 18 KN/m dan simpangan maximum ± 12 cm. (2) Berdasarkan hasil pengujian nilai k pada pegas dihasilkan $\pm 24,6$ KN/m dan simpangan maximum $\pm 4,0$ cm.

Kata Kunci - Shock absorber; Redaman; Pegas.

PENDAHULUAN

Kendaraan bermotor matic saat ini digunakan sebagai alat transportasi ringan. Sesuai fungsinya sebagai alat transportasi maka kendaraan bermotor harus didesain dengan aman dan nyaman bagi pengendaranya, dari berbagai faktor kenyamanan, suspensi merupakan gangguan yang mempengaruhi kenyamanan sepeda motor. Suspensi pada dasarnya merupakan bagian dari rangka kendaraan yang ditambahkan di antara rangka dengan roda, yang berfungsi untuk meredam kejutan-kejutan (beban impuls) yang ditimbulkan oleh kondisi jalan selain itu berfungsi sebagai penahan berat kendaraan (beban statis),[2][15] Jika tidak ada energi yang hilang atau hilang karena gesekan atau hambatan lain selama sistem bergetar, maka sistem dikatakan tidak teredam. Jika terjadi kehilangan energi akibat adanya redaman, maka sistem tersebut disebut teredam. Meskipun analisis sistem lebih sederhana jika redaman diabaikan, pertimbangan redaman menjadi sangat penting jika sistem beroperasi mendekati resonansi [1].

Konstruksi suspensi didesain sedemikian rupa sehingga membuat kendaraan dapat berjalan dengan aman dan nyaman. Pegas pada *Shock absorber* adalah sebuah komponen yang didesain untuk membatasi getaran/impuls dan merupakan bagian penting dalam sistem penyerap getaran pada kendaraan bermotor,[5][6][7] alat ini berfungsi untuk mengurangi efek dari kondisi permukaan jalan yang tidak rata. selain itu pegas pada *Shock absorber* diharapkan dapat menjaga kestabilan sepeda motor saat menikung, sehingga mudah dikendalikan [2].

Getaran akibat kerja mesin dapat dibatasi oleh pegas pada *Shock absorber* gerak ayun naik turun badan sepeda motor dibatasi oleh komponen tersebut sehingga menjadi nyaman dan mengurangi ayunan akibat beban kejut atau getaran yang berlebihan. [3][5][6][7][14] Dengan demikian, desain yang kurang tepat pada pegas akan berpengaruh langsung pada keamanan pengendara.

Berdasarkan latar belakang diatas muncul beberapa pertanyaan (1) berapa nilai konstanta pegas pada kendaraan vario yang dapat merespon beban kejut. (2) berapa simpangan maksimum yang diperkenankan pada sepeda motor Vario 125.

Adapun tujuan penelitian adalah (1) untuk menganalisa dan mengevaluasi nilai koefisien redaman pada sistem kendaraan bermotor honda Vario 125 (2) Untuk mengetahui besar simpangan yang diakibatkan nilai konstanta pegas hasil perhitungan dan pengujian.

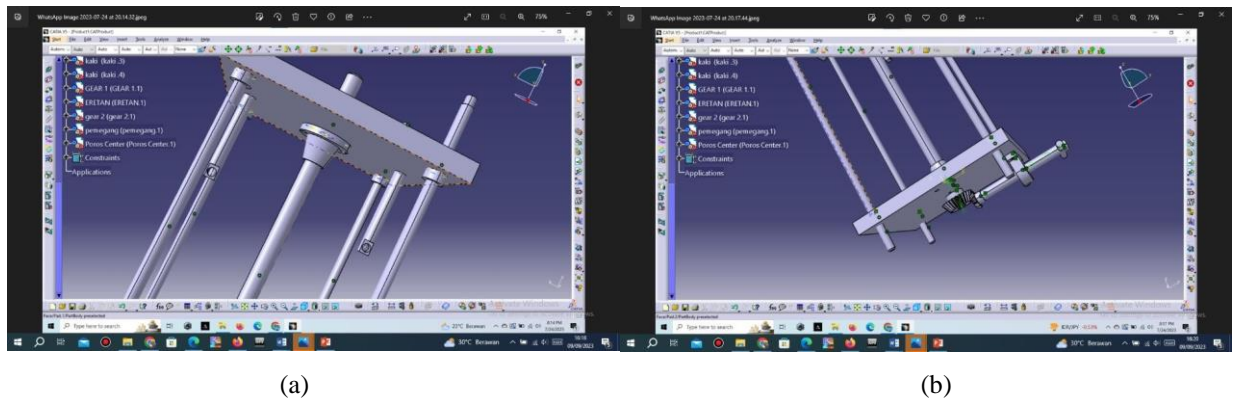
Dalam penelitian ini dibatasi hanya (1) pegas pada bagian belakang yang digunakan (2) pegas diasumsikan mengalami getaran bebas (3) Kekakuan dari pegas yang dipakai tetap konstan (elastifitas pegas diabaikan). (4) posisi Suspensi diasumsikan tegak tanpa sudut kemiringan (5) Penelitian ini menggunakan sistem getaran satu derajat kebebasan / SDOF (*Single Degree of Freedom*) (6) alat pengujian menggunakan AUG-WID-R01

METODE

Pada penelitian ini perhitungan nilai konstanta pegas (k)

Metode penelitian yang dilakukan adalah:

- (1) melakukan studi literatur dan pengumpulan data karakteristik sistem penyerap getaran pada kendaraan bermotor (Honda Vario 125),
- (2) melakukan pengujian honda beat secara statik di laboratorium dan menganalisis simpangan yang dihasilkan. Penelitian dilakukan di laboratorium Universitas Widyatama dengan memakai model pengujian langsung dan membuat model menggunakan alat uji Analisa getaran bebas teredam statis. Peralatan uji pegas dari laboratorium getaran mekanik dan sistem kontrol ditunjukkan pada gambar 1:



Gambar 1. Desain mesin uji pegas AUG-WID-01 (a) bagian atas (b) bagian bawah

Dan proses pengujian menggunakan alat uji tersebut ditunjukkan pada gambar 2

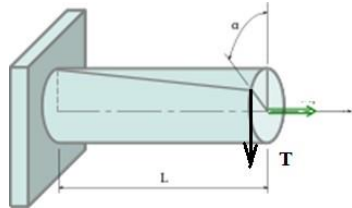


Gambar 2. Proses pengujian pegas

- (3) Melakukan perhitungan nilai konstanta pegas menggunakan teori getaran mekanik

Kekakuan Batang Torsi

Gambar 3 adalah sebuah batang rigid dengan memiliki panjang serta pada ujungnya diberikan torsi.



Gambar 3. Batang rigid yang dikenai beban puntir

Batang tersebut mungkin juga memiliki konstanta puntir k yang diberikan oleh Persamaan.

$$\begin{aligned}
 GJ &= \frac{TL}{\theta} \\
 k &= \frac{T}{\theta} \\
 \frac{GJ}{L} &= \frac{T}{\theta}
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Dimana:

θ = sudut puntir (rad),

G = Modulus kekakuan (modulus geser) dari material,

J = Inersia polar,

L = Panjang Batang

T = Torsi

Hubungan kekakuan dengan Elastisitas pada material

Secara teori modulus elastisitas (modulus) material berbeda dengan kekakuan (K) pada komponen yang terbuat dari material tersebut. Modulus adalah properti yang didapat dari bahan penyusunnya, K adalah sifat dari suatu struktur atau komponen dan tergantung pada beberapa dimensi fisik yang menggambarkan komponen [3][4].

Modulus adalah properti intensif dari suatu bahan; kekakuan, dalam kasus ini, adalah sifat benda padat yang bergantung pada material dan bentuk serta kondisi batasnya. untuk elemen dalam keadaan tegang atau kompresi, kekakuan aksial:

$$k = E \frac{A}{L}
 \tag{2}$$

kekakuan torsional pada bagian yang lurus adalah:

$$k = G \frac{J}{L}
 \tag{3}$$

Pegas spiral

Pegas koil heliks (pegas) banyak digunakan pada banyak aplikasi seperti mesin-mesin industri dan sistem suspensi kendaraan. pegas yang diproduksi dari batang melintang melingkar dengan diameter D . Modulus geser batang adalah G . Batang dibentuk menjadi koil dengan jumlah lilitan N dan jari-jari lilitan r . Dalam rancangannya jari-jari pegas jauh lebih besar dari jari-jari material dan bahwa normal untuk bidang satu pegas hampir bertepatan dengan sumbu pegas. Pertimbangkan pegas koil pegas ketika mengalami beban aksial F . Bayangkan memotong batang dengan pisau di lokasi yang tidak ditentukan dalam pegas, memotong pegas menjadi dua bagian akan memperlihatkan gaya geser internal F dan torsi penahan internal F_r , seperti gambar 4 [1].



Gambar 4. Gaya geser pada pegas

Pegas dikenakan gaya F sepanjang sumbu. Bagian potongan pegas mengungkapkan penampang memiliki geser gaya F dan torsi Fr di mana r adalah radius kumparan. Dengan asumsi perilaku elastis, tegangan geser akibat torsi penahan bervariasi secara linier dengan jarak dari pusat batang ke maksimum [3][4].

$$\tau_{max} = \frac{F r D}{2 J} = \frac{16 F r}{\pi D^3} \tag{4}$$

$J = \pi D^4/32$ dimana momen kutub inersia batang. Tegangan geser akibat gaya geser bervariasi secara nonlinier dengan jarak dari sumbu netral. Untuk tegangan geser maksimum karena gaya geser internal jauh lebih kecil daripada tegangan geser maksimum karena torsi penahan, dan efeknya diabaikan. Prinsip mekanisa material dapat digunakan untuk menunjukkan bahwa perubahan total panjang pegas akibat gaya F yang diterapkan [3][4].

$$x = \frac{64 F r^3 N}{G D^4} \tag{5}$$

Membandingkan Persamaan (4) dengan Persamaan (5) maka pegas helik/spiral dapat dimodelkan sebagai pegas linear dengan kekakuan [3][4].

$$k = \frac{G D^4}{64 N r^3} \tag{6}$$

- (4) Membandingkan hasil pengukuran menggunakan alat AUG-WID-R01 dengan hasil perhitungan secara manual.
- (5) Menganalisa perbedaan hasil pengukuran dan perhitungan.
- (6) Kesimpulan dan saran.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Perhitungan nilai kekakuan teoritis

Dalam menganalisa kekakuan pegas, pengetahuan material, menjadi dasar dalam menentukan nilai kekakuan pegas. Sehingga modulus geser dan modulus elastisitas menjadi acuan dalam analisa ini [4]. Material/bahan akan menentukan karakteristik pegas.

Dalam mekanika teknik, dikenal tiga macam tegangan, yaitu tegangan komperional, tegangan tensional dan tegangan geser.[8]. Dalam analisa dan pembahasan ini akan menggunakan konsep hukum hooke yang menjelaskan bahawa benda dikatakan elastis jika besar tegangan yang terjadi berbanding lurus dengan besar tegangan yang diberikan.[4] Eksperimen pegas yang dilakukan memungkinkan untuk menguji validitas hukum Hooke pada pegas. Hukum ini menyatakan bahwa gaya yang diberikan pada pegas sebanding dengan perubahan panjang (x) yang terjadi, asalkan perubahan tersebut tidak melebihi batas elastisitas pegas.[9], sehingga modulus geser (G) dan modulus elastisitas material/bahan (E) diperlukan dalam analisa [16].

Seperti yang dijelaskan pada metode penelitian, dimana dalam analisa dan pembahasan ini menggunakan metode seolah-olah pegas ditarik ke arah yang berlawanan sehingga terjadi torsi pada pegas, akibat torsi menyebabkan terjadi tegangan geser pada pegas, sehingga memerlukan data diameter pegas (Radius pegas(D)) untuk menentukan besar torsi, selain itu dibutuhkan juga Gaya yang bekerja (Gaya rencana (F))[8].

Berdasarkan data tersebut diatas maka data yang dikumpulkan dapat dilihat pada tabel 1.

Tabel 1. Data awal [2]

Data	Nilai	Satuan
Jumlah Lilitan (N)	13	Buah
Radius Pegas (D)	0,008	m
Modulus Geser (G)	8×10^9	N/m ²
Modulus Elastisitas (E)	600×10^6	N/m ²
Jari-jari lilitan (r)	0,056	m
Material (asumsi) Panjang pegas /(injection)	Baja, 0,2% 325 / 330	C mm
Gaya (F rencana)	50	Kg
Grafitasi	9,81	m/s ²

Selain itu data inersial penampang pegas juga diperlukan untuk menghitung berapa besar nilai tegangan geser maksimal yang mampu ditahan oleh pegas [8].

Berdasarkan data-data yang dari tabel 1, dapat dihitung kekakuan teoritis dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

a. Tegangan Geser Maksimum (τ_{max}):

$$\tau_{max} = \frac{F r D}{2 J} = \frac{16 F r}{\pi D^3}$$
$$\tau_{max} = F \frac{16 \cdot 0,028}{3,14 (0,008)^3} = 278.662,42F = 2,78 \times 10^5 F$$

Dengan asumsi tegangan geser karena gaya geser dapat diabaikan, tegangan geser maksimum pada pegas ketika gaya F diterapkan adalah $2,78 \times 10^5 F$

b. Gaya Maksimum (F_{max})

Untuk mencari Gaya Maksimum, data inti yang dibutuhkan adalah Modulus Elastisitas (E_{max}) didapat dari bahan yang digunakan, bahan kawat baja pegas dipilih adalah Baja 55CrSi dengan membandingkan antara E_{max} dengan τ_{max} maka didapatkan Gaya Maksimum yang bekerja pada pegas. [10] [11][16] Sebagai berikut:

$$F_{max} = \frac{E_{max}}{\tau_{max}}$$
$$F_{max} = \frac{600 \times 10^6}{2,78 \times 10^5} = 2158,3 N$$

c. Kekakuan Pegas:

Untuk menghitung kekakuan pegas, diperlukan data Modulus Geser maksimum (G) bahan, dimensi pegas (diameter pegas) dan jumlah lilitan (N), dimana nilai k adalah perbandingan Modulus Geser maksimum dengan Regangan pegas [12][13].

$$k = \frac{G D^4}{64 N r^3}$$

Dimana nilai k adalah:

$$k = \frac{80 \times 10^9 \left(\frac{N}{m^2}\right) 0,008^4 (m^4)}{64 \times 13 \times 0,028^3 (m^3)} = 17.941,2 N/m$$

d. Perkiraan Pertambahan Panjang

Dengan menggunakan rumus gaya pegas, maka didapatkan persamaan pertambahan panjang pegas sebagai berikut:

$$\Delta x = \frac{F_{max}}{k}$$

Dimana besaran F_{max} dan k didapatkan dari perhitungan sebelumnya. Selanjutnya didapatkan nilai pertambahan panjang sebagai berikut:

$$\Delta x = \frac{2158,3}{17.941,2} = 0,120 m = 12 cm$$

Analisa berdasarkan hasil pengujian

Hasil perhitungan teoritik sebelumnya akan dibandingkan dengan hasil pengujian menggunakan alat uji pegas AUG-WID-01, dimana hasil pengujian peralatan tersebut menghasilkan data pertambahan panjang dengan pembebanan yang berbeda-beda. Pembebanan dilakukan mulai dari 1 kg sampai dengan 100 kg, menghasilkan perpindahan (Δx) maksimal 0,04 m atau sekitar 4 cm, seperti pada Tabel 2.

Tabel 2. Hasil pengujian alat uji spring pada suspensi sepeda motor vario 125

	X (m)	Δx (m)	Hasil Pengukuran (kg)	Gaya Normal (N)
X_0	0,26	Δx_0	0	0
X_1	0,255	Δx_1	0,005	9,8
X_2	0,245	Δx_2	0,015	14,3
X_3	0,225	Δx_3	0,035	92,8
X_4	0,22	Δx_4	0,04	984,9

Berdasarkan hasil perhitungan, menggunakan data hasil pengujian di dapatkan data sebagai berikut:

$$F = k x$$

Untuk mencari nilai k berdasarkan hasil pengukuran, dengan menggunakan rumus dasar dapat di dapatkan hasil seperti pada Tabel 3:

$$k = \frac{F}{x}$$

Tabel 3. Hasil pengolahan data pengujian menggunakan alat uji spring

	Δx (m)	Hasil Pengukuran (kg)	Gaya Normal (N)	K (N/m)
Δx_0	0	0	0	0
Δx_1	0,005	1	9,8	2
Δx_2	0,015	1,46	14,3	954,8
Δx_3	0,035	92,8	910,4	26.010
Δx_4	0,04	100,4	984,9	24.623,1

Berdasarkan hasil pengukuran, nilai konstanta pegas bagian belakang honda vario 150 dengan menggunakan AUG-WID-R01, yaitu maximal 24,6 KN/m, pada beban 92,8 kg atau gaya 910,3 N dan pertambahan Panjang maximal pegas sekitar 4 cm atau 0,04 m.

Perbandingan antara hasil pengukuran dan perhitungan:

Tabel 4. Hasil pengolahan data pengujian menggunakan alat uji spring

parameter	hasil pehitungan	hasil pengujian
Δx (cm)	12	4,0
k (KN/m)	18	24,6

Dari hasil perbandingan didapatkan selisih antara hasil pengujian dan perhitungan, hal ini disebabkan keterbatasan dalam Analisa perhitungan, (asumsi) terutama bahan/material dari pegas yang belum sesuai dengan data spesifikasi teknis. Selain itu kemampuan alat uji pegas, perlu di tambah sehingga mampu menguji hingga batas maximum simpangan sekitar 12 cm.

KESIMPULAN

Dari hasil penelitian didapatkan:

- (1) hasil perhitungan, nilai k pada pegas diperkirakan sebesar ± 18 KN/m dan simpangan maximum ± 12 cm.
- (2) hasil pengujian nilai k pada pegas dihasilkan $\pm 24,6$ KN/m dan simpangan maximum $\pm 4,0$ cm. beban yang mampu di tahan sekitar ± 100 kg.

Terjadi perbedaan hasil pengujian dengan perkiraan hasil perhitungan, hal ini mungkin disebabkan oleh asumsi material yang kurang tepat atau asumsi lain yang perlu di kaji ulang. Selain itu, alat uji yang digunakan masih bersifat sementara, dengan kemampuan yang terbatas, disarankan untuk di modifikasi lebih lanjut, sehingga kemampuannya dapat ditingkatkan tidak hanya regangan sepanjang 4 cm, mungkin bisa di tingkatkan hingga 10 cm dan pembebanan di tingkatkan.

UCAPAN TERIMA KASIH

Terima kasih kepada kami ucapkan Kepada Bapak Martoni, ST, MT dimana kami dapat melakukan evaluasi penelitian Penelitian dengan judul "Pembuatan alat uji Pegas" dan staff laboratorium teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Widyatama, dan dukungan donor dari Fakultas Teknik Universitas Widyatama melalui Program Hibah Penelitian **OLOPOY 2023**.

REFERENSI

- [1] Singiresu S. Rao. (2011). Mechanical Vibration. Pearson Hall. ISBN 978-0-13-212819-3 (978-0-13-212819-3 : alk. paper) 1. V.
- [2] Abdul Hadi. (2015). Estimasi Getaran Mekanik pada teleskopik *Shock absorber* pada motor Yamaha Jupiter MX 125. Laporan Penelitian mandiri. Universitas Pattimura Ambon
- [3] R. Keith Mobley (20). Vibration Fundamentals, Newness ISBN 0-7506-7150-5.
- [4] Richo Fenda Refiantoro dan Kurniawanti, Penentuan Konstanta Pegas dalam Hukum Hooke pada Rangkaian Tunggal, Seri dan Paralel, Journal of Industrial Engineering Universitas PGRI Yogyakarta, Volume 1 No. 2, Juni 2022 p-ISSN 2809-7809
- [5] Jadhav, A. R., Pol, G. J., & Desai, A. A. 2015. Design and Manufacturing of Hydraulic Spring Stiffness Testing Machine. 4395 (October 2014), 184–190
- [6] Martias, H. D. 2018. Perancangan Dan Pembuatan Alat Uji Defleksi Pegas Spiral. 1, 1–7
- [7] Naik, S., & Kumbhalkar, S. B. J. S. S. 2018. Design & Analysis of Helical Spring Testing Machine : A Review. 6(01), 1059–1060.
- [8] Toto Rusdianto, Anak Agung Putu Susastriawan, Getaran Mekanis, AKPRIND PRESS, halaman 56-59.
- [9] Arief Budiman dkk, Analisis Pengaruh konstanta Pegas Akibat Pertambahan Panjang Pegas, Jurnal Ilmu Fisika dan Terapannya, Volume 10 Edisi 01, April, 2023, Halaman 12–30.
- [10] Yuhani Jaya, Djoko Santoso, Perencanaan Pegas Pada Shock Absorber Roda Belakang Jenis Sedan Kapasitas 1500 cc, Jurnal Mekanikal Teknik Mesin S-1 FTUP Volume 10 No.1 Januari 2014
- [11] Rahmadianto, F., & A.P, G. (2020). Analisa pengaruh variasi displacement shock absorber kendaraan bermotor terhadap respon getaran. Paper. Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Nasional. Malang
- [12] Suhandoko. (2014). Analisis getaran pada sistem suspensi kendaraan roda dua (yamaha jupiter Z 2004) menggunakan simulasi software matl ab 6.5. Tentua., B. G. (2011). Analisa respon dinamik sepeda motor terhadap posisi sudut suspensi. 8, 859–866.
- [13] Wabang, K., Warsito, A., & Louk, A. C. (2020). Simulasi peredaman getaran pada pegas katup (valve spring) sistem hidrolik dengan metode pid memanfaatkan simulink matlab.
- [14] Wakid, M. (2011), Jurnal Fisika: Sistem suspensi kendaraan ringan, Fisika Sains Dan Aplikasinya, 5(1), 1–10. Mentari Pustaka.
- [15] Umi Nurofi'atin, agus Maman Abadi (2018), Analisis Model Sistem Suspensi Sepeda Motor Dengan Metode Runge-Kutta Orde Empat, Jurnal Ilmu-ilmu MIPA, 10.20885/eksakta.vol18.iss2.art3, ISSN: 1411-1047
- [16] Martande, S, Jangale, Y.N, Motgi, N.S, (2013), Design and analysis of shock absorber. International journal of application or inovation in engineering & management (IJAIEM), 2013, 02, 195-199.

Halaman ini sengaja dikosongkan
(This page is intentionally left blank)