

ANALISIS NOISE DI CENTER REGISTER AIR CONDITIONER PADA MOBIL X

Yunus Yakub¹⁾ ; Nurul Abyadi Saragih²⁾

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri,
Institut Sains dan Teknologi Nasional - Jakarta

Email : yunus_yakub@yahoo.com dan n.abyadi@gmail.com

Abstract

The human need for transportation in an age of fast-paced today is very necessary to support all activities , whether it is for work or other purposes . Convenience certainly be important for consumers in using the vehicle he used . But on the other hand there on things that reduce the comfort of the driver when using the vehicle , such as noise , especially on cars. To the authors analyze the occurrence of noise on center register AC in the car x to determine the cause of the noise. In this study the methods used are include literatures study, collecting data through vibration analysis, noise measurement, measurement of parts involved and other matters affecting the condition that occurs noise part . Then data analysis, trial activity and testing results of improvements made. Results of the analysis showed that the noise from the vibration that causes part of upper bush and blade contact where there is a gap of 0.6 mm which is becoming part oscillation space while the car vibrate on uneven road. From the measurement results of the dimensions of the parts that cause the noise is still within the standard tolerance but not in nominal value , which, if the dimensions of the part meets the nominal value of the standard gap between the blade and the upper bush is 0.2 mm , but the actual gap that exists is 0.6 mm. Based on this analysis , improvements were made to reduce the gap between the blade and the upper bush by changing the thickness of the upper bush of 0.5 mm . So, the gap (space of oscillations) previously 0.6 mm to 0.1 mm later and buffeting will not happen again when the car passes the uneven road noise in other words noise can be lost

Key Words: *Vibration, Noise, gap, bush, blade upper*

1. PENDAHULUAN

Kebutuhan manusia terhadap alat transportasi semakin meningkat sesuai dengan kebutuhan dan kegiatan manusia yang semakin komplek, terutama alat transportasi darat yang berupa kendaraan bermotor baik roda dua maupun roda empat/mobil. Dalam pemakaiannya, konsumen membutuhkan kenyamanan saat kendaraan tersebut digunakan baik itu handling, appearance, maupun noise di kedaraan tersebut. Di sisi lain pada mobil X saat dilakukan pengujian ditemukan cukup banyak masalah noise di area center cluster yang mana masalah tersebut paling banyak bersumber dari bagian center register. Noise tersebut terdengar pada saat mobil melewati Rope Test (jalan yang dikondisikan seperti jalan yang tidak rata untuk pengujian noise) yang dilakukan oleh inspector dari bagian Quality Control. Dimana noise tersebut berasal dari bagian yang sangat dekat dengan orang yang menyetir yaitu di

area tengah instrument panel atau biasa disebut dash board. Sehingga akan sangat mengganggu kenyamanan apabila masalah noise tersebut tidak segera ditanggulangi.

Dari kasus tersebut maka diperlukan investigasi dan analisis untuk menemukan bagian mana yang menjadi sumber masalah, apakah dari kondisi dimensi part yang tidak bagus, desain yang kurang tepat atau hal lainnya. Sehingga setelah investigasi dan analisis akan ditemukan solusi untuk melakukan perbaikannya seperti apa dan menghilangkan masalah noise yang terjadi.

Dalam analisis ini perlu diketahui dasar-dasar teori mengenai kebisingan (*noise*) yang karenanya menyebabkan terganggunya kenyamanan pengendara saat menggunakan kendaraan, getaran mekanis, suspensi mobil, yang menyerap getaran yang terjadi sehingga guncangan bisa diminimalisir, dan karakter getaran yang dihasilkan dari mobil.

Getaran Mekanis

Getaran adalah gerakan bolak-balik dalam suatu interval waktu tertentu. Getaran berhubungan dengan gerak osilasi benda dan gaya yang berhubungan dengan gerak tersebut. Mesin dan struktur rekayasa (engineering) mengalami getaran sampai derajat tertentu dan rancangannya biasanya memerlukan pertimbangan sifat osilasinya. Ada dua kelompok getaran yang umum yaitu getaran bebas dan getaran paksa.

Getaran Bebas

Getaran bebas terjadi jika sistem berosilasi karena bekerjanya gaya yang ada dalam sistem itu sendiri (inherent). Sistem yang bergetar bebas akan bergerak pada satu atau lebih frekuensi naturalnya, yang merupakan sifat sistem dinamika yang dibentuk oleh distribusi massa dan kekuatannya. Semua sistem yang memiliki massa dan elastisitas dapat mengalami getaran bebas atau getaran yang terjadi tanpa rangsangan luar.

Getaran Paksa

Getaran paksa adalah getaran yang terjadi karena rangsangan gaya luar, jika rangsangan tersebut berosilasi maka sistem dipaksa untuk bergetar pada frekuensi rangsangan. Jika frekuensi rangsangan sama dengan salah satu frekuensi natural sistem, maka akan didapat keadaan resonansi dan osilasi besar yang berbahaya mungkin terjadi. Kerusakan pada struktur besar seperti jembatan, gedung ataupun sayap pesawat terbang, merupakan kejadian menakutkan yang disebabkan oleh resonansi. Jadi perhitungan frekuensi natural merupakan hal yang utama.

Gerak Harmonik

Getaran dari sebuah mesin merupakan resultan dari sejumlah getaran individu komponen yang muncul oleh gerak ataupun gaya pada komponen mekanikal ataupun proses pada mesin ataupun sistem yang saling terkait. Setiap komponen individu yang bergetar ini memiliki gerak periodik. Gerakan akan berulang pada periode waktu tertentu. Interval atau selang waktu τ , dimana getaran

berulang diukur dalam satuan waktu yaitu detik.

Setiap frekuensi komponen mesin dapat dihitung dengan persamaan 1

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

dan frekuensi lingkaran atau kecepatan sudut dapat dihitung dengan persamaan 2

$$\omega = 2\pi \frac{1}{T} \quad (2)$$

dengan substitusi pers 1 terhadap persamaan 2, maka di dapatkan ;

$$\omega = 2\pi f \quad (3)$$

Selain itu, ada yang disebut sebagai frekuensi natural yang dipengaruhi oleh massa dan kekakuan. Untuk sistem getaran 1 derajat kebebasan pegas dan massa frekuensi pribadi dinyatakan sebagai berikut.

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \Rightarrow \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4)$$

$$\pi f = \frac{2\pi}{T} \quad (5)$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (6)$$

Keterangan

ω_n = Frekuensi Pribadi (dalam rad/s)

f = Frekuensi (dalam cps)

π = 3, 14

k = Konstanta Pegas

m = Massa Benda

T = Waktu

Konstanta Pegas

Besarnya defleksi sebanding dengan gaya yang bekerja, sedangkan perbandingan antara gaya yang bekerja dengan defleksi disebut konstanta pegas. Konstanta pegas dapat dicari berdasarkan hukum Hooke.

$$k = F/x \quad (7)$$

$$k = m.a/x \quad (8)$$

Keterangan:

k = konstanta pegas (N/mm)

F = Gaya (N)

x = defleksi (mm)

Penopang Getaran

Untuk jalan yang bergelombang yang dilewati merupakan fungsi sinus $y = Y \sin 2\pi x/L$. Y dan L masing-masing adalah amplitudo dan panjang gelombang jalan. Jika mobil bergerak

dengan kecepatan konstan ke arah u maka, jarak u yang ditempuh mobil setelah t detik adalah $u = v \cdot t$. Gaya eksitasi tersebut dapat dinyatakan sebagai $y = Y \sin \omega t$ dimana $\omega = 2\pi v/L$ dan simpangan massa m adalah x . Diagram bodi bebas (DBB) massa m ketika tersimpang x dari posisi seimbangannya ditunjukkan pada gambar 2.10 (c). Dari kasus seperti gambar diatas untuk mencari perbandingan amplitudo simpangan massa (X) dan simpangan jalan (Y) dapat digunakan persamaan 9.

$$\frac{X}{Y} = \sqrt{\frac{k^2 + (c\omega)^2}{(k - m\omega^2)^2 + (\omega c)^2}} \quad (9)$$

$$\frac{X}{Y} = \sqrt{\frac{k^2}{(k - m\omega^2)^2}} \quad (10)$$

Keterangan :

ω = Frekuensi (dalam rad/s)

c = Konstanta Peredam

k = Konstanta Pegas

m = Massa Benda

Getaran akan teredam ketika $X/Y < 1$ dan redaman makin besar pada harga m yang makin besar. Faktor redaman diperlukan untuk membatasi amplitudo maksimum pada frekuensi resonansi. Besarnya redaman yang terjadi dapat diatur dari harga ω dan ω_n . Redaman makin besar ketika ω/ω_n makin besar, yaitu ketika ω makin besar atau ω_n makin kecil atau keduanya. Besarnya ω ditentukan oleh eksitasinya. Dalam hal ini ω tergantung dari kecepatan mobil (v) dan panjang gelombang permukaan jalan (L). ω makin besar ketika v makin besar dan pengaruh L akan memberi pengaruh yang berlawanan. Sedang ω_n ditentukan oleh karakteristik sistem, ω makin besar jika kekakuan pegas k makin besar atau massa m makin kecil atau keduanya.

Kebisingan Kendaraan

Untuk kendaraan beroda empat atau lebih kebisingan terjadi di kendaraan tersebut yang berasal dari beberapa sumber dan dikategorikan kedalam areanya yaitu *engine noise*, *underbody noise*, *exterior noise*, *interior noise* dan *road noise*.

Pengukuran Kebisingan

Suara atau bunyi memiliki intensitas yang berbeda, contohnya jika kita berteriak suara kita lebih kuat dari pada berbisik, sehingga teriakan itu memiliki energi lebih besar untuk mencapai jarak yang lebih jauh. Unit untuk mengukur intensitas bunyi adalah desibel (dB). Skala desibel merupakan skala yang bersifat logaritmik. Penambahan tingkat desibel berarti kenaikan tingkat kebisingan yang cukup besar. Contoh, jika bunyi bertambah 3 dB, volume suara sebenarnya meningkat 2 kali lipat. Pengukuran kebisingan biasanya menggunakan *Sound Level Meter* (SLM)

Perhitungan Kebisingan

Perhitungan kebisingan dapat dianalisis dengan menganalisis tingkat kekuatan bunyi, yang timbul dari *center register* dihitung dengan persamaan (11)

$$LW = Lp + 20 \log d + 8 \quad (11)$$

Keterangan :

LW = Tingkat kekuatan bunyi (dB)

d = Jarak antara sumber (m)

Lp = Puncak tekanan suara (dB)

Pengecekan (*Inspection*) dan Pengujian (*Test*) Mobil

Untuk menjamin dan memastikan bahwa mobil yang diproduksi sesuai dengan standar perusahaan, maka setiap mobil yang diproduksi akan melalui serangkaian pengecekan dan pengujian. Adapun kategorinya seperti penjelasan berikut.

Pengecekan (*Inspection*)

Pengecekan atau *inspection* dilakukan setelah mobil selesai dirakit di *line assembly* kemudian dimulai proses pengecekan. Adapun yang dicek adalah sebagai berikut.

- Spesifikasi
- *Appearance* (tampilan yang tampak)
- *Fitting* (jarak antar part)
- *Painting* (kondisi cat)
- *Assembly condition* (kondisi terpasang part)

Pengujian (Test)

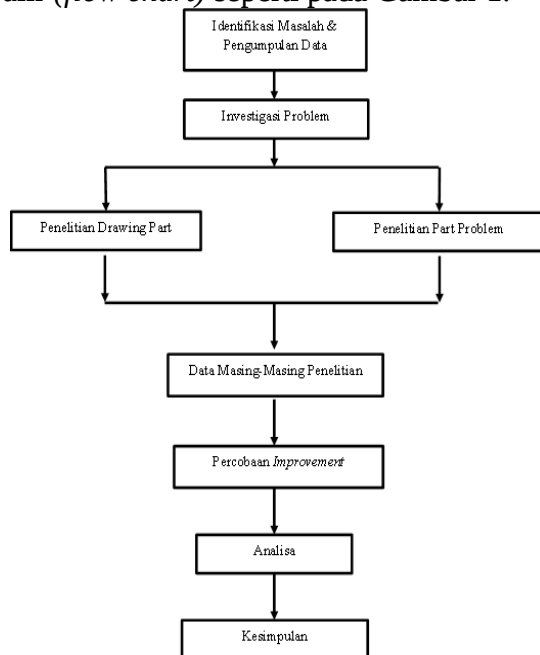
Pengujian dilakukan setelah melalui proses *inspection* kemudian dimulai proses pengujian, yaitu sebagai berikut.

- *Features Function Test* (pengujian fungsi fitur)
- *Drum Test* (pengujian kecepatan)
- *Brake Test* (pengujian rem)
- *Shower/Rain Test* (pengujian kebocoran dari hujan)
- *Rope Test* (pengujian kebisingan)

2. METODOLOGI PENELITIAN

Pada dasarnya semua unit yang diproduksi akan melalui serangkaian pengecekan dan pengujian baik itu *appearance*, *fitting*, *function* dan *noise* serta kelengkapan lain sesuai dengan spesifikasi modelnya yang dilakukan oleh bagian *Quality Control*. Pada saat pengujian *noise* yang dilakukan di *Rope Test* (Pengujian mobil di jalan yang dipasang tali untuk membentuk jalan yang tidak rata) ditemukan *noise* di area tengah *instrument panel*.

Dalam analisis masalah ini ada beberapa tahapan yang dilakukan untuk menemukan sumber masalah dan penanggulangan masalahnya. Tahapan yang dilakukan dapat dijelaskan melalui diagram alir (*flow chart*) seperti pada Gambar 1.



Gambar 1. Diagram alir analisis

Perhitungan Getaran Suspensi

Dalam penelitian ini dilakukan perhitungan empiris terhadap getaran yang terjadi pada kendaraan (mobil) yang dijadikan objek penelitian dengan spesifikasi data kendaraan yang diteliti sebagai berikut.

- Berat kendaraan kosong (m_k) : 1050 kg
- Berat penumpang (m_p) : 70 kg
- Kecepatan kendaraan (v) : 10 km/jam
- Panjang jalan (L) : 10 m
- Konstanta Spring 4 buah : 87 N/mm

Maka,

$$\omega_n = \sqrt{\frac{87 \frac{N}{mm}}{1120 \text{ kg}}}$$

$$\omega_n = \sqrt{0.077}$$

$$\omega_n = 0.28 \text{ rad/s}$$

Kemudian dilakukan perhitungan untuk mengetahui frekuensi yang terjadi dengan metode suspensi seperempat kendaraan, dengan menggunakan persamaan $\omega = 2\pi v/L$. Kemudian dilakukan simulasi untuk mengetahui getaran dengan variasi kecepatan dengan merubah variabel kecepatan seperti terlihat pada Tabel 1

Tabel 1. Variabel kecepatan

No	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Kecepatan (km/j)	10	15	20	25	30	35	40	45	50
ω (rad/s)	1.744	2.617	3.489	4.361	5.233	6.106	6.978	7.85	8.722

Perhitungan Redaman

Bila sistem suspensi hanya terdapat pegas, kendaraan akan cenderung beroskilasi naik turun saat menerima kejutan dari jalan, akibatnya kendaraan tidak nyaman. Untuk itu shock absorber di pasang sebagai peredam oskilasi agar memperoleh kenyamanan berkendara dan kemampuan cengkram ban terhadap jalan. Peredam kejut digunakan juga untuk menyerap atau meredam kelebihan elastisitas pegas yang cenderung berayun-ayun setelah roda-roda menerima tumbukan. Dengan persamaan 12.

$$\frac{X}{Y} = \sqrt{\frac{k^2}{(k - m\omega^2)^2}} \quad (12)$$

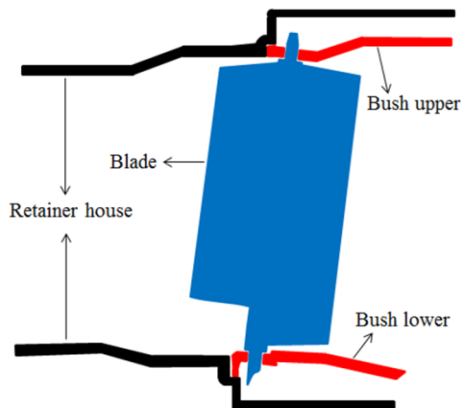
Dimana jika $X/Y < 1$, maka getaran teredam. Dengan variabel berat dilakukan kalkulasi untuk menemukan batas maksimum berat

kendaraan, apakah getaran masih teredam. Untuk itu disimulasikan dengan berat tambahan seperti Tabel 2. Dari perhitungan didapatkan X/Y semua dibawah angka 1

Tabel 2. Berat Tambahan

Berat (kg)	1120	1190	1260	1330	1400	1470	1540	1610	1680
X/Y	0.026	0.025	0.023	0.022	0.021	0.020	0.019	0.018	0.017

Pengukuran Dimensi Part.

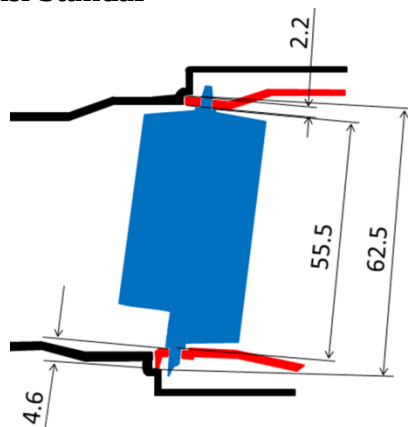


Gambar 2. Dimensi part hasil pengukuran

Kemudian setelah dilakukan pengecekan lebih detail ditemukan titik *noise* berasal dari hentakan antara *bush upper* dan *blade* saat *part* digoyangkan, kemudian dilakukan pengukuran *gap* antara *bush upper* dan *blade* dan pengukuran dimensi *part* tersebut dengan *point-point* yang berpengaruh terhadap *gap*-nya.

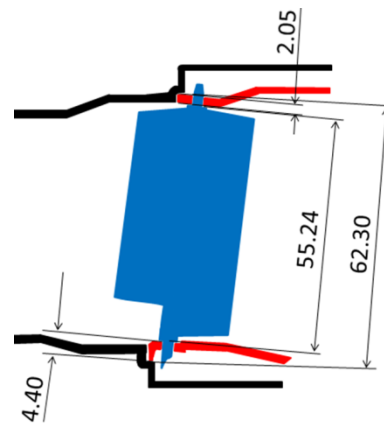
Adapun dimensi yang diukur mengacu pada standar desain yang memiliki toleransi atas dan toleransi bawah. Dalam pengukuran disini didapatkan *part* masih dalam standar.

Dimensi Standar



Gambar 3. Dimensi part standard

Dimensi Aktual

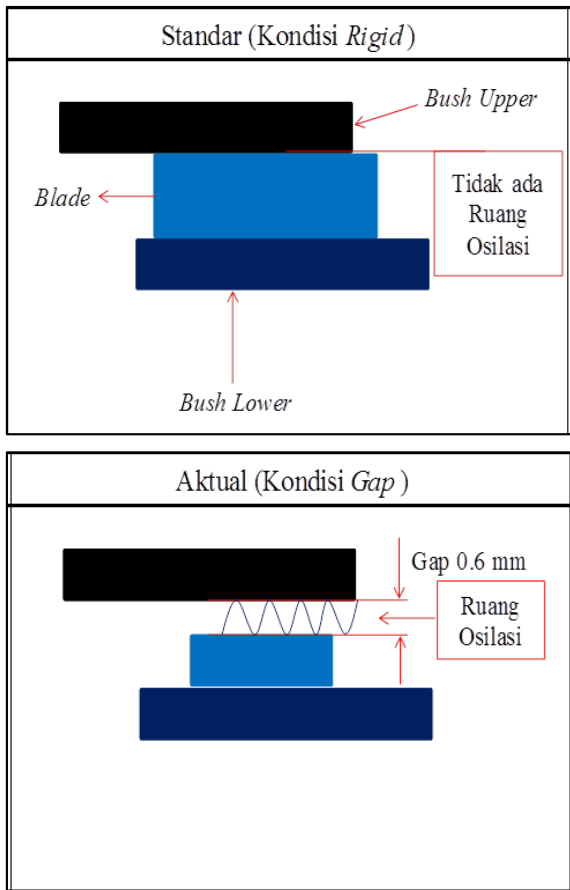


Gambar 4. Dimensi part aktual

Dengan desain diatas maka *part fitting* antara *blade* dan *bush upper - lower* diharapkan hanya menyisakan *gap* 0.2 mm.

Perhitungan Getaran Center Register

Getaran pada kendaraan biasa disebabkan oleh kondisi jalan yang kurang baik, misalnya tidak rata atau berlubang. Sehingga menyebabkan getaran pada kendaraan, yang besarnya tergantung pada seberapa jelek keadaan jalan tersebut. Untuk mengatasi getaran tadi, biasanya dilakukan dengan memasang suspensi pada kendaraan. Sebenarnya sebelum getaran yang terjadi sampai pada sistem suspensi kendaraan, getaran yang terjadi sudah diredam oleh ban yang terbuat dari karet dan berisi udara. Namun redaman yang terjadi pada roda kendaraan tidak cukup untuk meminimalisir getaran yang terjadi sehingga digunakanlah suspensi. Suspensi terdiri dari pegas untuk meredam getaran dan shock absorber untuk meredam osilasi yang terjadi. Namun ada kondisi dimana suspensi meneruskan getaran ke badan mobil sehingga menyebabkan jika ada bagian pada mobil yang tidak *rigid* akan mengalami guncangan juga seperti, dimana pada bagian center register yang harusnya *rigid* namun karena perbedaan dimensi standar dan aktual maka terjadi *gap* yang menyebabkan osilasi tersendiri ketika mobil menerima getaran.



Gambar 5 a ; b, Kondisi rigid dan aktual

Selanjutnya dilakukan kalkulasi getaran yang terjadi, sehingga diperlukan data dari *part* yang terlibat, dimana spesifikasi datanya sebagai berikut.

Berat *part* (m) : 60 gr = 0.06 kg

Defleksi : 0.6 mm (ruang osilasi)

Selanjutnya untuk mencari frekuensi pribadi diperlukan konstanta pegas (pegas dianggap ada karena adanya defleksi dan gaya). Untuk mencari konstanta digunakan persamaan berikut :

$$k = F/x$$

$$k = m.a / x$$

$$k = 0.06 \text{ kg} \cdot 9.8 \text{ m/s}^2 / 0.6 \text{ mm}$$

$$k = 0.98 \text{ N/mm}$$

Selanjutnya dicari frekuensi pribadinya.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{0.98}{0.06}}$$

$$= 4.04 \text{ rad/s}$$

Tabel 3. Pengukuran Noise

No. Sample	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Noise (dB)	54.60	55.10	56.10	55.23	56.50	55.23	55.26	54.50	56.20	55.23

Pengukuran Push Load

Sesuai dengan spesifikasi yang dirancang, *center register AC* juga memiliki standar *push-pull load* (beban tarik dan dorong) *knob* sebagai pengarah arah angin dari *center register* terdiri dari vertikal dan horisontal. Untuk pengukuran ini dilakukan hanya di arah horisontal karena yang berpengaruh terhadap perbaikan ini adalah arah horisontal-nya dan hanya *push load* saja. Maka dilakukan pengukuran untuk mengetahui besarnya sebelum dilakukan perbaikan. Dalam analisis ini diambil 10 data untuk diukur dengan menggunakan *push-pull gauge*. Load sendiri dipengaruhi oleh gesekan antar *part*-nya.

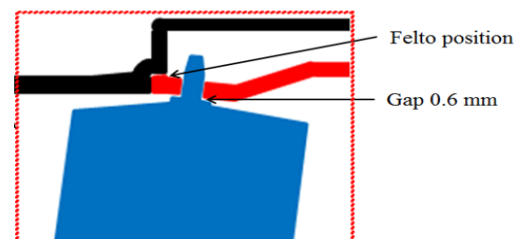
Tabel 4. Pengukuran load

No. Sample	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Push-Load (N)	2.7	2.8	2.86	2.55	2.82	2.73	2.73	2.73	2.73	2.85

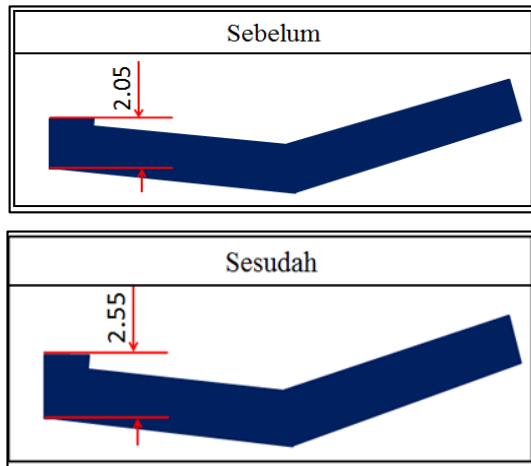
Percobaan Perbaikan

Dilakukan dengan menambah *felto* 0.5 mm pada *bush upper* dengan target agar *gap* yang ada antara *blade* dan *bush* dieliminasi. Adapun langkah-langkahnya yaitu:

- Memotong *felto* sesuai ukuran yang diinginkan.
- Menempel *felto* ke *bush upper* (perekat sudah ada di *felto*)
- Memasang semua *part* menjadi kesatuan *center cluster*
- Melakukan uji coba *part improvement* di *rope test* dengan kecepatan 10 km/jam

Gambar 6. Posisi felto diantara *bush upper* dan *retainer*

Percobaan tersebut diharapkan dengan kecilnya *gap* yang ada maka hentakan antar *part* menjadi lebih kecil atau menghilang sama sekali dan *noise* juga tidak terjadi saat dilakukan *rope test*. Dan untuk selanjutnya dimensi *bush upper* akan ditambah 0.5 mm seperti ilustrasi terlihat pada Gambar 7a dan b.

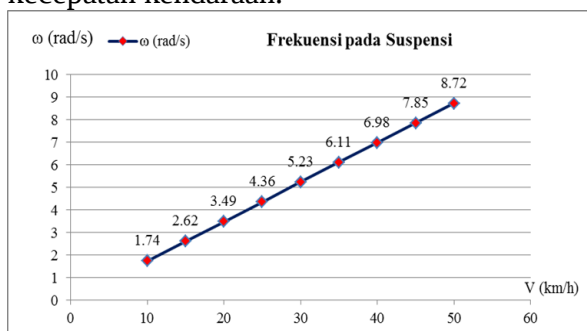


Gambar 7a; b. *Rope test*.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

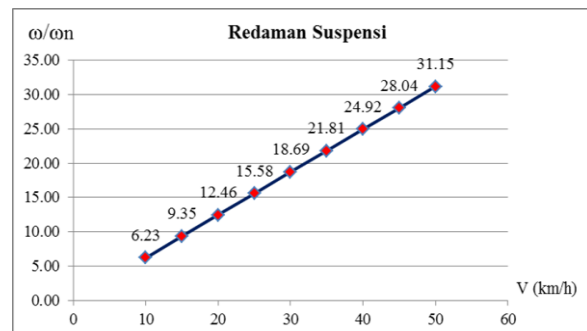
Analisa Getaran di Suspensi

Dalam analisa ini, diasumsikan kendaraan melewati jalan bergelombang dengan fungsi sinus $y = Y \sin 2\pi x/L$. Y dan L masing-masing adalah amplitudo dan panjang gelombang jalan. Jika mobil bergerak dengan kecepatan konstan ke arah u maka, jarak u yang ditempuh mobil setelah t detik adalah $u = v \cdot t$, dimana v adalah kecepatan mobil. Dengan demikian fungsi y dapat dinyatakan : $y = Y \sin 2\pi vt/L$. Gaya eksitasi tersebut dapat dinyatakan sebagai $y = Y \sin \omega t$ dimana $\omega = 2\pi v/L$ dan simpangan massa m adalah x . Sehingga didapat frekuensi sudut berdasarkan kecepatan kendaraan.



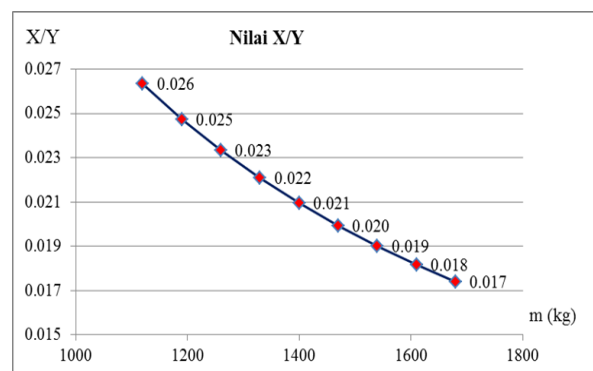
Gambar 8. Frekwensi Pada Suspensi

Selanjutnya untuk melihat apakah besarnya redaman bisa dibuktikan dengan pernyataan jika redaman makin besar ketika ω/ω_n makin besar. Maka ditunjukkan pada grafik berikut.



Gambar 9. Redaman Suspensi

Dari grafik diatas bisa dilihat bahwa redaman pada sistem suspensi cukup besar dan meningkat seiring kecepatan mobil.. Dengan data getaran diatas perlu diketahui apakah frekuensi teredam atau tidak dengan melihat nilai X/Y dimana dinyatakan getaran akan teredam ketika $X/Y < 1$. Maka nilai X/Y bisa dilihat pada grafik berikut dengan variabel massa kendaraan yang disimulasikan sampai dengan berat maksimum yang diijinkan.

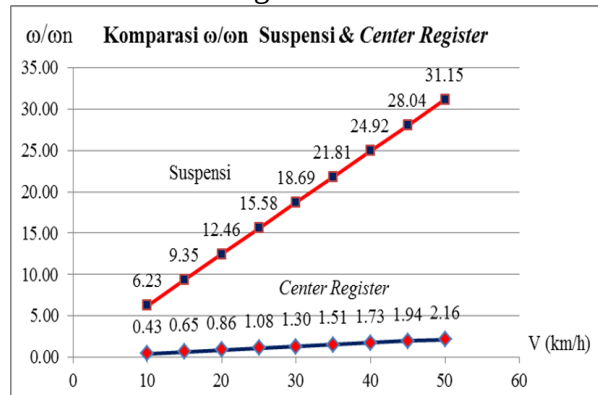


Gambar 10. Nilai XY

Dari data-data diatas bisa dinyatakan bahwa dengan melewati gelombang dengan persamaan sinus $y = Y \sin 2\pi x/L$. Bahwa getaran yang diterima bisa diredam dengan suspensi yang dipasangkan dengan catatan kondisi antar bagian *rigid* atau kondisi *fitting* sempurna. Dengan kata lain jika ada bagian yang kondisi *fitting* tidak *rigid* masih memungkinkan terjadi getaran karena frekuensi pribadinya lebih besar daripada frekuensi rangsangan.

Analisa Getaran di Center Register

Untuk melihat apakah redaman ada atau tidak bisa ditunjukkan dengan grafis perbandingan ω/ω_n suspensi dan *center register*. Dengan variabel perubahan pada kecepatan kendaraan. Sehingga terlihat seperti dibawah ini. Dimana jika ω/ω_n kecil berarti redaman kecil dan getaran akan timbul.



Gambar 11. Komparasi ω/ω_n suspensi dan center register

Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa redaman center register sangat kecil jika dibandingkan dengan redaman suspensi. Untuk itu dilakukan perbaikan agar getaran di sistem *center register* dihilangkan dengan menghilangkan ruang osilasi, sehingga tidak ada getaran di *center register*.

Analisa Dimensi

Jika diperhitungkan kondisi *fitting*-nya, maka kondisinya adalah sebagai berikut:

Target Desain Gap

$$\begin{aligned} \text{Fit blade} \times \text{pitch bush} &= \text{pitch bush} - \text{pitch blade} \\ &= 55.7 \text{ mm} - 55.5 \text{ mm} \\ &= 0.2 \text{ mm} \end{aligned}$$

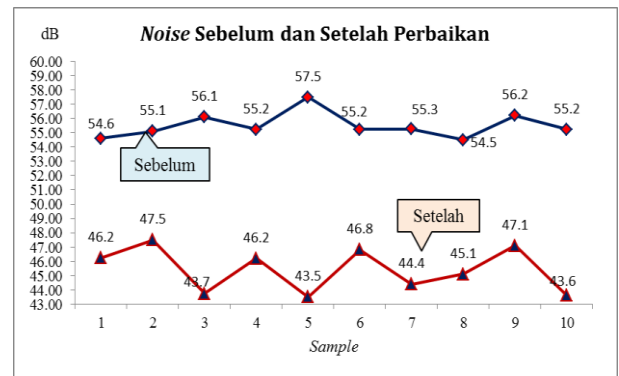
Aktual Gap

$$\begin{aligned} \text{Fit blade} \times \text{pitch bush} &= \text{pitch bush} - \text{pitch blade} \\ &= 55.85 \text{ mm} - 55.24 \text{ mm} \\ &= 0.61 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dengan kondisi gap aktual 0.61 mm, maka over 0.41 mm dari desain.

Analisa Noise

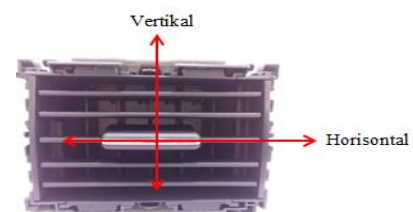
Setelah dilakukan perbaikan dengan memodifikasi *thickness bush upper* kemudian dilakukan lagi pengukuran *noise* dengan hasil sebagai berikut.



Gambar 12. Noise Sebelum Dan Setelah Perbaikan

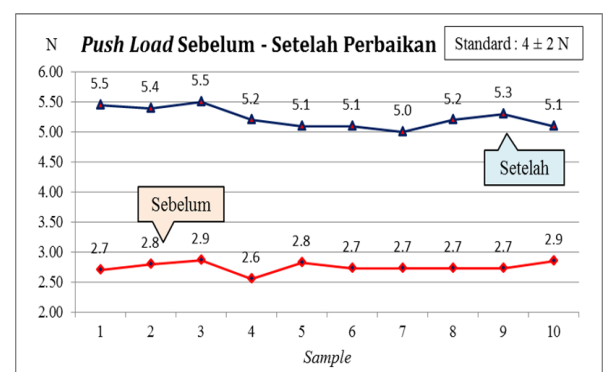
Analisa Push Load

Load atau beban yang terjadi pada komponen yang dianalisis disini ialah diakibatkan oleh gesekan yang terjadi antar *part*. Untuk *part center register* ini sendiri dirancang dengan nilai 4 N dengan toleransi ± 2 N (max 6 N, min 2 N). Beban tersebut ada pada dua arah yaitu vertikal dan horisontal sesuai dengan pengatur arah anginnya. Dalam analisa ini hanya difokuskan pada arah horisontal beban *push*-nya saja.



Gambar 12. *part center register*

Dengan perbaikan yang dilakukan dan dicek beban secara *sensory* oleh *inspector*, beban yang dirasakan meningkat saat mengoperasikan *knob register*-nya, namun tidak terlalu besar dan setelah diukur menggunakan *push pull gauge* masih dalam standar. Adapun hasilnya sebagai berikut.



Gambar 13. Push Load Sebelum dan Setelah

Dari grafik diatas bisa dilihat perbedaan yang jelas beban pengoperasian *knob center register* sebelum dan sesudah perbaikan dan dari hasil analisis kenaikan beban rata-ratanya adalah 2.5 N, namun dengan kenaikan tersebut masih dalam standar dimana standar maksimum adalah 6 N dan aktual beban maksimum adalah 5.6 N.

4. SIMPULAN

Berdasarkan pengujian dan analisa yang sudah dilakukan, dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

- Dari analisis dengan perhitungan teoritis, getaran badan mobil yang dipengaruhi oleh kondisi jalan bisa diredam dengan sistem suspensinya. Dimana nilai X/Y dengan variabel berat sampai dengan maksimum 1680 kg, $X/Y < 1$ (Getaran teredam). Besarnya getaran pribadi (ω_n) dari sistem suspensi adalah 0.28 rad/s dan ω_n pada *center register* adalah 4.04 rad/s
- Di bagian *center register* secara *fitting* ada kondisi yang kurang sempurna. Dimana ada *gap* antara *blade* dan *bush upper* sebesar 0.6 mm (ruang osilasi), sehingga saat terjadi rangsangan dari luar, *part* akan mengalami defleksi dan menyentuh bagian lain atau terjadi hentakan antara *blade* dan *bush upper* sehingga mengeluarkan suara (*noise*)
- Secara teknis, dimensi semua bagian dari *center cluster* setelah diukur masih berada dalam standar toleransi, namun ada yang di batas bawah dan batas atas. Dimana secara desain *gap* yang ada antara *blade* dan *bush upper* seharusnya 0.2 mm, namun aktualnya adalah 0.6 mm
- Setelah dilakukan percobaan perbaikan dengan menambahkan *thickness bush upper* sebesar 0.5 mm (menghilangkan ruang osilasi) dan dilakukan pengujian *noise* di *rope test* hasilnya *noise* dari *center cluster* hilang dan diputuskan untuk menambah *thickness blade upper* dengan memodifikasi *mold*-nya.
- Setelah perbaikan dilakukan didapatkan data perubahan *noise* dengan rata-rata penurunan sebesar 10.3 dB (sebelum perbaikan 55.7 dB, setelah perbaikan 45.4

dB) dan beban pengoperasian *knob center register* meningkat rata-rata 2.5 N (sebelum perbaikan 2.7 N, setelah perbaikan 5.25 N). Namun masih dalam standarnya yaitu maksimum 6 N.

DAFTAR PUSTAKA

- TMSM. 2014. *Essential Automotive Knowledge*. Nagoya : Toyota Motor Corporation.
- Sastrowinoto, Suyatno. 1985. *Penanggulangan Dampak Pencemaran Udara Dan Bising Dari Sarana Transportasi*. Jakarta : Pustaka Bin.
- Herman. 2014. *Penuntun Praktikum Fisika Dasar*. Makassar. Laboratorium Fisika Dasar Universitas Negeri Makassar.
- Tungga, B.K. 2011. *Dasar-Dasar Getaran Mekanis*. Penerbit Andi : Yogyakarta.
- Dewanto, Joni. 1999. *Kajian Teoritik Sistem Peredam Getaran Satu Derajat Kebebasan*. Jurnal Teknik Mesin Universitas Kristen Petra. Surabaya Vol. 1, (Online), (<http://puslit.petra.ac.id/journals/mechanical/>). diakses 16 april 2016).
- Andi Rachmat Guntur. 2014, *Analisis Tingkat Kekuatan Bunyi Klakson Kendaraan Ringan*. Jurnal Teknik Sipil Universitas Hasanuddin. Makassar, (Online), (repository.unhas.ac.id/bitstream/handle.). Diakses 15 april 2016).
- Sapriesty Nainy. 2015. *Getaran Harmonik Sedehana*, (Online), (nainysari.lecture.ub.ac.id/files/2015/03). diakses april 2016)
- Dowac. 2016. *Friction Coefficient*. (Online), (<http://dowac.custhelp.com/app/design-friction>), diakses agustus 2016).
- Ganjar Maulana. 2016. *Cara Menulis Daftar Pustaka Bari Berbagai Sumber*, (Online), (http://bacaterus.com/cara-menulis-daftar-pustaka/#disqus_thread). diakses agustus 2016).
- Asap Mobil. 2016. *Mengenal Jenis-Jenis Sistem Suspensi Pada Mobil*, (Online), (<http://www.asapmobil.com/mengenal-jenis-jenis-sistem-suspensi-pada-mobil/>), diakses agustus 2016)