

Deteksi Dini Kerusakan Transmisi dengan Menggunakan Analisis Vibrasi

M. Sabri^{1*}, Redman Wijaya^{2*} dan Harris Kristanto^{3*}

^{1,2,3}Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sumatera Utara, Medan –
20155, Indonesia

*Email : redmanwijaya@yahoo.com

*Email : harris.tangkas@hotmail.co.id

Abstrak

Transmisi merupakan suatu alat khusus yang diperlukan untuk menyesuaikan daya atau torsi (momen/daya) dari motor yang berputar, dan transmisi juga adalah alat pengubah daya dari motor yang berputar menjadi tenaga yang lebih besar. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mendeteksi kegagalan yang terjadi pada transmisi dengan menggunakan analisis vibrasi. Pada penelitian eksperimental sebelumnya mengemukakan bahwa kerusakan satu buah gigi dapat menyebabkan vibrasi yang tinggi pada sistem transmisi. Pada penelitian simulasi sebelumnya bahwa material dan kondisi batas yang digunakan mempengaruhi frekuensi natural dan mode getaran yang terjadi. Metode eksperimental yang digunakan dalam penelitian ini adalah dengan membandingkan vibrasi yang terjadi pada keadaan rusak dan normal. Metode simulasi yang digunakan dalam penelitian ini adalah dengan menggunakan analisis modal berdasarkan FEA. Hasil yang didapat dari eksperimental adalah terjadi kerusakan pada gigi empat yang dapat dilihat pada *velocity* amplitudo yang tinggi pada transmisi keadaan rusak jika dibandingkan dengan transmisi keadaan normal, penyebab terjadinya vibrasi yang tinggi adalah kerusakan pada *bearing*. Hasil yang didapat dari simulasi kemudian dibandingkan hasil eksperimental.

Kata kunci : Transmisi, Vibrasi, *Velocity* amplitudo, FEA, Analisis modal.

Pendahuluan

Gearbox atau transmisi adalah salah satu komponen utama motor yang disebut sebagai sistem pemindah tenaga, transmisi berfungsi untuk memindahkan dan mengubah tenaga dari motor yang berputar, faktor vibrasi dalam suatu proses permesinan merupakan faktor yang sangat diperhitungkan guna menjaga kondisi suatu mesin yang bekerja sehingga tidak mengalami kegagalan. Getaran dalam transmisi yang tinggi dan tidak terkendali dapat menyebabkan terjadinya kegagalan berupa proses *unbalance*, *missalignment*, kegagalan pada bantalan (*oil whirl & oil whip*), kegagalan pada roda gigi (aus, retak, defleksi). Penyebab beratnya getaran adalah resonansi yang disebabkan turunan

frekuensi yang lebih rendah dari rumah transmisi.

Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mendeteksi kerusakan yang terjadi pada transmisi Daihatsu Hilina GTL dengan menggunakan analisis vibrasi. Serta mengetahui fenomena getaran dan mode getaran yang terjadi pada transmisi sehingga dapat menentukan desain maupun material yang tepat.

Studi Literatur

G Diwakar [1] meneliti tentang pendeteksian kegagalan *gear* menggunakan analisa getaran dengan membandingkan

spektrum pada keadaan normal dengan spektrum dimana roda gigi ke 2 dan ke 3 pada transmisi dikurangi sebanyak 2 gigi dengan menggunakan pengelasan gas.

Grzegorz Wojnar [2] meneliti perubahan getaran yang terjadi pada suatu roda gigi dengan cara mengikis gigi pada roda gigi dengan perubahan dari 1mm, 2mm, 3mm, dan 4mm.

Mohamed El Morsy [3] meneliti getaran pada transmisi kendaraan dengan merusak gigi ke 5 pada transmisi dengan cara menggerinda sebesar 4% dari permukaan roda gigi tersebut.

S'ureyya Nejat Dogan [4] mempelajari tentang komponen pada transmisi. Vibrasi dari komponen transmisi menyebabkan bunyi gemerincing dan gemeretak. Akibatnya maka komponen transmisi akan mengalami vibrasi torsional, kebisingan ini tidak diinginkan dalam struktur. Tujuan penelitian ini adalah guna mengetahui karakteristik getaran yang terjadi pada transmisi, sebab penyebab kegagalan transmisi diakibatkan getaran yang tinggi. P. Shawki S dkk. [5] mempelajari getaran transmisi mobil dengan menggunakan metode respon analisis. Mereka melakukan analitisal dan eksperimental analisis dari sistem transmisi mobil. Efisiensi radiasi dihitung dengan menggunakan sifat fisik material.

Snežana Ćirić Kostić dkk. [6] melakukan investigasi vibrasi natural dari dinding rumah dan menyimpulkan bahwa dapat menjadi parameter desain. Ashwani Kumar dkk. [7] mempelajari getaran bebas dari casing transmisi truk. Grey cast iron grade FG260 digunakan sebagai material casing. Penulis menyimpulkan bahwa natural frekuensi berkisar (1.002-2.954) Hz hanya untuk casing transmisi dengan sisi koneksi baut sebagai konstrain kondisi batas.

Chowdhary M.A. dkk. [8] mempelajari efek dari getaran berdasarkan koefisien dari gesekan. Getaran yang terjadi menunjukkan gejala yang signifikan pada sifat material stainless steel 304. Penulis mempelajari

analisis umur fatik pada komponen berbeda dengan menggunakan metode elemen hingga. FEA menunjukkan kemampuan untuk mengevaluasi performa struktur. Maka FEA dapat digunakan untuk analisis casing transmisi kendaraan.

Ashwani Kumara dkk. [9] mempelajari permasalahan kondisi batas dari casing transmisi. Bebas dan terikat dan perpindahan nol dijadikan sebagai kondisi batas. Kondisi batas terikat memiliki rentan frekuensi sebesar (708 – 2.570) Hz untuk *gray cast iron*. Kondisi batas terikat digunakan sebagai penelitian untuk analisis dari hubungan sifat material dengan frekuensi natural dan jenis mode untuk keempat material yang berbeda.

Metode Analitik

Perpaduan lahirnya getaran arah beban aksial dan radial pada transmisi disebabkan susunan seri, maka jumlah getaran yang terjadi dapat dilihat pada persamaan 1, 2, dan 3.

Persamaan getaran arah aksial pada persamaan 1 sebagai berikut:

$$\frac{1}{\sum_{n=1}^6 J_n} \sum_{n=1}^6 \ddot{\theta}_n + \frac{1}{\sum_{n=1}^5 k_n} \sum_{n=1}^6 \theta_n = 0 \quad (1)$$

Persamaan getaran arah radial pada persamaan 2 sebagai berikut:

$$\frac{1}{\sum_{n=1}^{10} J_n} \sum_{n=1}^{10} \ddot{\phi}_n + \frac{1}{\sum_{n=1}^5 k_n} \sum_{n=1}^6 \phi_n = 0 \quad (2)$$

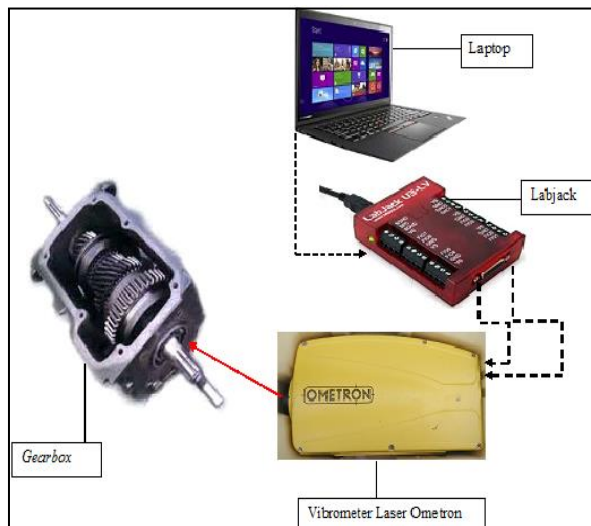
Maka dihasilkan perpaduan getaran beban aksial dan radial pada persamaan 3 sebagai berikut:

$$\left(\frac{1}{\sum_{n=1}^6 J_n} \sum_{n=1}^6 \ddot{\theta}_n + \frac{1}{\sum_{n=1}^{10} J_n} \sum_{n=1}^{10} \ddot{\phi}_n \right) + \left(\frac{1}{\sum_{n=1}^5 k_n} \sum_{n=1}^6 \theta_n + \frac{1}{\sum_{n=1}^5 k_n} \sum_{n=1}^5 \phi_n \right) = 0 \quad (3)$$

Set-up Penelitian

Pengujian dan pengambilan data dilakukan secara eksperimental untuk memperoleh karakteristik getaran pada transmisi Daihatsu Hilina GTL dengan variasi kecepatan. Sinyal getaran yang

terjadi pada transmisi akan dibaca dengan menggunakan alat *vibration photo sensor* (*vibrometer laser*), *labjack* sebagai penghubung *vibrometer* dengan laptop yang akan mengubah sinyal-sinyal tersebut menjadi bentuk data digital, untuk selanjutnya data tersebut disimpan sebagai bahan analisa eksperimental. *Set-up* dari pengujian dapat dilihat pada gambar 1.



Gambar 1. *Set-up* penelitian

Langkah-langkah *set-up* peralatan pengujian adalah:

1. Hubungkan *vibrometer* dengan *power supply*.
2. Hubungkan *labjack* dengan *vibrometer* dengan menggunakan *probe analog*.
3. Hubungkan *labjack* ke komputer dengan menggunakan *USB Cable*.
4. Pasang dan operasikan *vibrometer* dengan tegangan 12 volt/1A yang arusnya diatur melalui *power supply*.
5. Arahkan *laser vibrometer* ke arah transmisi kemudian arahkan lasernya pada posisi sumbu aksial dan vertikal.
6. Hidupkan mesin dan digas dengan putaran 600 RPM, 1.000 RPM, 1.500 RPM dan 2.000 RPM. Pengukuran dilakukan pada posisi sumbu aksial dan vertikal dari posisi transmisi.

7. Simpan data hasil pengukuran dalam bentuk file *.csv ke komputer.
8. Olah data yang diperoleh dengan menggunakan Microsoft Excel untuk melihat karakteristik getarannya.

Hasil Eksperimental Vibrasi

Dari eksperimental yang telah dilakukan maka didapatkan hasil berupa *velocity* amplitudo getaran yang terjadi. Berikut adalah data dari hasil eksperimental dapat dilihat pada tabel 1-8.

Pada tabel 1 dapat dilihat hasil eksperimental pada gigi 1 yang telah dilakukan.

Tabel 1. Hasil eksperimental gigi 1

RPM	Velocity amplitudo gigi 1 (mm/s)			
	Aksial rusak	Aksial normal	Vertikal rusak	Vertikal normal
600	4,07	3,71	3,87	3,57
1.000	4,09	3,79	3,88	3,56
1.500	4,12	3,79	3,88	3,65
2.000	4,09	3,78	3,87	3,74

Pada tabel 2 dapat dilihat hasil eksperimental pada gigi 2 yang telah dilakukan.

Tabel 2. Hasil eksperimental gigi 2

RPM	Velocity amplitudo gigi 2 (mm/s)			
	Aksial rusak	Aksial normal	Vertikal rusak	Vertikal Normal
600	4,05	3,71	3,96	3,62
1.000	4,10	3,74	3,92	3,62
1.500	4,12	3,78	3,90	3,66
2.000	4,09	3,77	3,85	3,75

Pada tabel 3 dapat dilihat hasil eksperimental pada gigi 3 yang telah dilakukan.

Tabel 3. Hasil eksperimental gigi 3

RPM	Velocity amplitudo gigi 3 (mm/s)			
	Aksial rusak	Aksial normal	Vertikal rusak	Vertikal normal
1.000	4,08	3,77	3,96	3,63
1.500	4,03	3,78	3,93	3,69
2.000	4,01	3,76	3,90	3,74

Pada tabel 4 dapat dilihat hasil eksperimental pada gigi 4 yang telah dilakukan.

Tabel 4. Hasil eksperimental gigi 4

RPM	Velocity amplitudo gigi 4 (mm/s)			
	Aksial rusak	Aksial normal	Vertikal rusak	Vertikal normal
1.000	4,13	3,75	3,99	3,64
1.500	4,50	3,79	4,22	3,67
2.000	4,64	3,74	4,32	3,72

Pada tabel 5 dapat dilihat hasil eksperimental pada gigi 5 yang telah dilakukan.

Tabel 5. Hasil eksperimental gigi 5

RPM	Velocity amplitudo gigi 5 (mm/s)			
	Aksial rusak	Aksial normal	Vertikal rusak	Vertikal normal
1.000	4,15	3,76	4,01	3,64
1.500	4,13	3,77	3,94	3,72
2.000	4,15	3,76	4,02	3,70

Pada tabel 6 dapat dilihat hasil eksperimental pada gigi netral yang telah dilakukan.

Tabel 6. Hasil eksperimental gigi netral

RPM	Velocity amplitudo gigi netral (mm/s)
-----	---------------------------------------

	Aksial Rusak	Aksial Normal	Vertikal Rusak	Vertikal Normal
600	4,05	3,65	3,86	3,60
1.000	4,15	3,75	3,86	3,57
1.500	4,16	3,78	3,85	3,66
2.000	4,11	3,76	3,80	3,70

Pada tabel 7 dapat dilihat hasil eksperimental pada gigi mundur yang telah dilakukan.

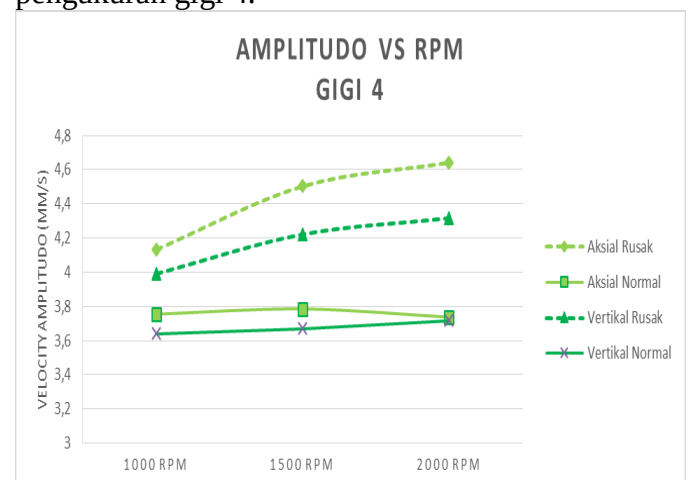
Tabel 7. Hasil eksperimental gigi mundur

RPM	Velocity amplitudo gigi mundur (mm/s)			
	Aksial Rusak	Aksial Normal	Vertikal Rusak	Vertikal Normal
1.000	4,17	3,77	4,01	3,65
1.500	4,17	3,80	3,96	3,68
2.000	4,09	3,79	3,95	3,72

Analisa Hasil Eksperimental

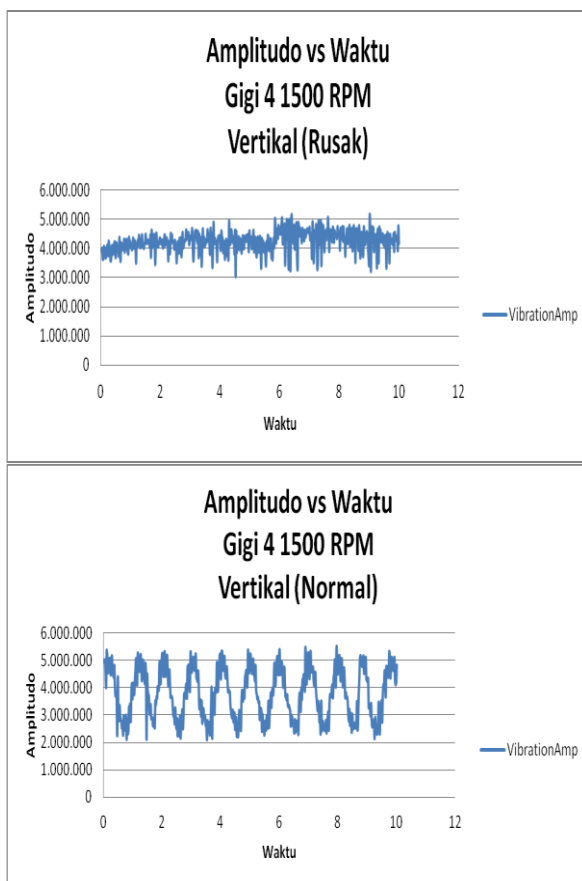
Setelah dilakukan eksperimental maka terlihat jelas bahwa terdapat perbedaan *velocity* amplitudo yang terjadi pada transmisi keadaan rusak dengan keadaan normal. Terjadi peningkatan *velocity* amplitudo yang tinggi pada gigi 4. Dapat dilihat peningkatan *velocity* amplitudo yang paling tinggi pada keadaan transmisi rusak adalah pada gigi 4 pada putaran 1.500 RPM.

Pada gambar 2 dapat dilihat grafik dari hasil pengukuran gigi 4.

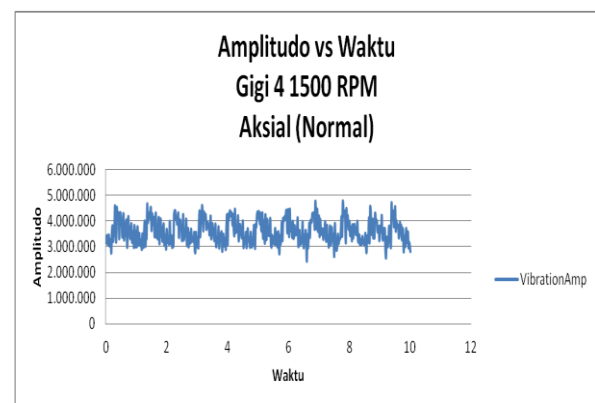
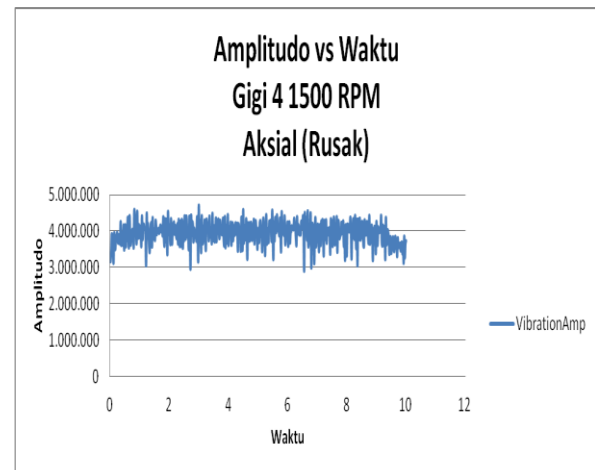


Gambar 2. Grafik pengukuran gigi 4

Terlihat pada keadaan rusak, arah aksial mengalami *velocity* amplitudo yang paling tinggi yaitu mencapai 4,64 mm/s pada putaran 2.000 RPM, sedangkan pada arah vertikal terjadi peningkatan paling tinggi yaitu pada putaran 2.000 RPM dengan *velocity* amplitudo sebesar 4,32 mm/s. Dapat dilihat juga dari sinyal vibrasi yang terjadi pada gigi 4 terjadi perbedaan yang cukup signifikan terlihat pada gambar 3 dan 4.



Gambar 3. Sinyal vibrasi gigi 4 rusak dan normal arah vertikal



Gambar 4. Sinyal vibrasi gigi 4 rusak dan normal arah aksial

Dari sinyal vibrasi yang diperoleh maka dapat dilihat bahwa terjadi keanehan pada sinyal vibrasi yang terjadi pada gigi 4 maka dapat diprediksi bahwa kerusakan terjadi pada gigi 4.

Penyebab terjadinya *velocity* amplitudo yang tinggi dan juga sinyal vibrasi yang tidak sempurna adalah pada *bearing* dengan kode 62012RSCM yang berada pada ujung poros utama yang juga merupakan penggerak utama pada gigi 4. Karena kerusakan pada *bearing* tersebut maka terjadi nilai vibrasi *velocity* amplitudo yang tinggi.

Tabel 8. ISO 2372

<i>Vibration Severity Range Limit (Velocity) ISO 2372</i>	<i>Vibration Severity Range</i>
mm/s	<i>Class II (20-100 HP)</i>
0,28	<i>A (Good)</i>
0,45	
0,71	
1,12	<i>B (Allowable)</i>
1,80	
2,80	<i>C (Tolerable)</i>
4,50	
7,10	<i>D (Not Permissible)</i>
11,20	
18,00	
28,00	
45,00	
71,00	

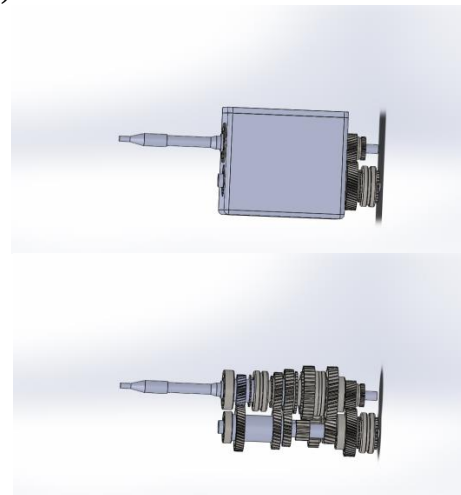
Dari tabel ISO 2372 dapat dilihat bahwa nilai *velocity* amplitudo yang dihasilkan pada keadaan normal yaitu sebesar 3,74 mm/s berada pada rentang C dan masi dapat ditoleransi vibrasinya. Sedangkan nilai *velocity* amplitudo yang dihasilkan pada keadaan rusak yaitu sebesar 4,64 mm/s berada pada rentang D yang tidak diizinkan lagi vibrasi yang terjadi sehingga dapat disimpulkan bahwa terjadi kegagalan pada gigi 4.

Metode Simulasi

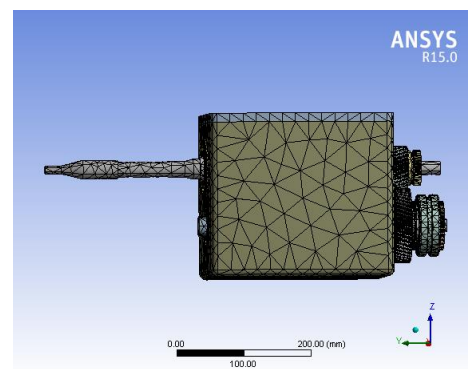
Dalam metode simulasi dilakukan pengujian pada kondisi gigi 4 untuk mengetahui perbedaan ketika dilakukan secara eksperimental dengan simulasi. Hasil yang nanti didapatkan berupa frekuensi natural akan diubah menjadi *velocity* amplitudo dengan menggunakan metode ANOVA (*analysis of variance*). Lalu dilakukan perhitungan persen ralat yang terjadi.

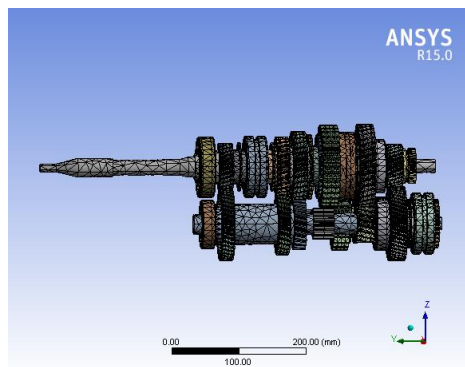
Model CAD dari Sistem Transmisi

Perangkat lunak digunakan dalam proses CAD transmisi. Dapat dilihat pada gambar 5 CAD dari transmisi. Perangkat lunak berbasis FEA digunakan sebagai alat analisis getaran. FEA bekerja dengan konsep node dan elemen. Elemen berhubungan dengan poin – poin yang diketahui sebagai node. Biasanya disebut *meshing*. Semakin bagus hasil *meshing* maka semakin akurat hasil pengukuran, namun mengurangi waktu kalkulasi. Dapat dilihat pada gambar 6 *meshing* dari model transmisi (284.340 elemen dan 499.819 node).



Gambar 5.CAD Transmisi





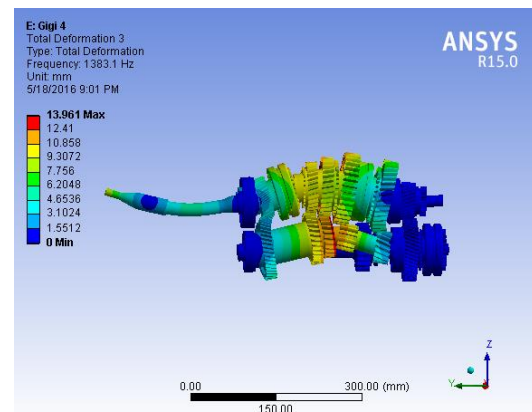
Gambar 6. Hasil mesh

Sifat Material dan Kondisi Batas

Gray cast iron merupakan bahan dengan peredam dipilih sebagai casing transmisi. Sifat material seperti modulus elastisitas, *poisson ratio* dan densitas diperlukan untuk analisis vibrasi. Gray cast iron memiliki modulus elastisitas sebesar $1,1E+11$ Pa ; *poisson ratio* 0,28 dan densitas $7,2 \text{ kg/mm}^3$. Material roda gigi dan poros menggunakan mild steel dengan modulus elastisitas sebesar $2,1E+11$ Pa; *poisson ratio* 0,303 dan densitas 7.850 kg/mm^3 . Material untuk bearing digunakan bearing steel dengan modulus elastisitas sebesar $2,08E+11$ Pa ; *poisson ratio* 0,3 dan densitas $7,85 \text{ g/cm}^3$. Kondisi batas yaitu berupa konstrain tanpa perpindahan diberlakukan dalam casing. Fixed support diberikan dibawah, dikiri dan dikanan. Frictionless support pada bearing sebagai tempat bergantungnya poros.

Hasil Simulasi (Normal)

Pada hasil simulasi diambil delapan mode pertama sebagai tolak ukur suatu bentuk getaran yang terjadi. Dari hasil didapatkan mode yang mengalami getaran berat yaitu mode 3 gigi 4. Dapat dilihat pada gambar 7 hasil getaran berat pada gigi 4 (normal).



Gambar 7. Hasil frekuensi natural dan mode getar pada semua gigi 4 (normal)

Pada tabel 9 menunjukkan frekuensi natural yang terjadi pada gigi 4 (normal).

Tabel 9. Frekuensi natural pada gigi 4 (normal)

Mode	1	2	3	4	5	6	7	8
f_n (Hz)	1156,3	1268	1383,1	1388,2	1394,4	1696,1	1802,5	1804,5

Pada kasus ini, untuk menentukan frekuensi tiap RPM digunakan cara yaitu dengan mengambil nilai tengah dari bagian rendah, sedang dan tinggi pada tiap frekuensi natural yang dihasilkan. Dengan menetapkan variabel terikat yaitu resultan *velocity* amplitudo eksperimental, sedangkan variabel bebas merupakan frekuensi natural. Maka didapatkan formula untuk mendapatkan resultan *velocity* amplitudo simulasi untuk gigi 4 adalah

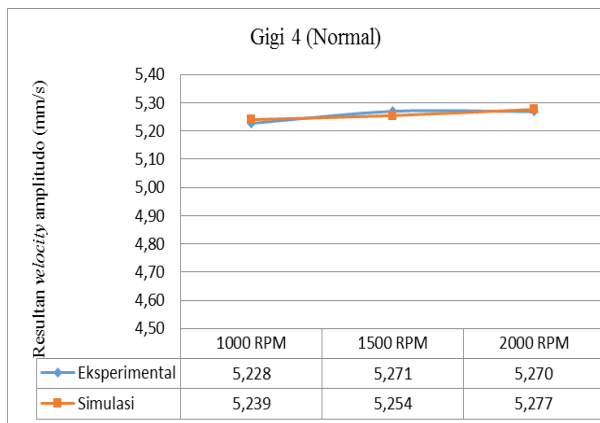
$$Y = 5,114 + 0,0000901X$$

Dimana :

Y = Resultan *velocity* amplitudo (simulasi)

X = Frekuensi natural

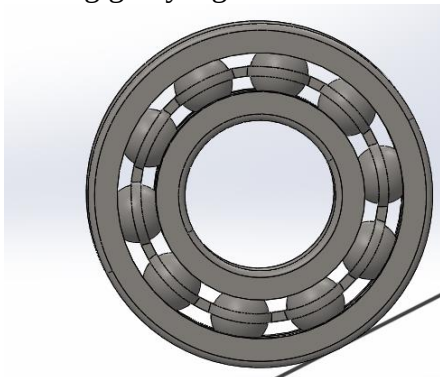
Pada gambar 8 dapat dilihat perbedaan hasil resultan *velocity* amplitudo eksperimental dan simulasi (normal).



Gambar 8. Grafik perbandingan hasil resultan *velocity* amplitudo gigi 4 (normal)

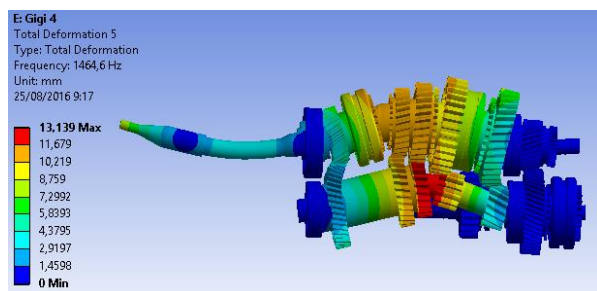
Hasil Simulasi (Rusak)

Dengan cara yang sama dilakukan kembali simulasi dengan keadaan *bearing* rusak. Dapat dilihat pada gambar 9 jenis kerusakan gigi 4 yang dibuat.



Gambar 9. Jenis kerusakan

Pada gambar 10 dapat dilihat jenis getaran berat yang terjadi pada gigi 4 (rusak).



Gambar 10. Hasil frekuensi natural dan mode getar pada gigi 4 (rusak)

Pada tabel 10 menunjukkan frekuensi natural yang terjadi pada gigi 4 (rusak).

Tabel 10. Frekuensi natural pada gigi 4 (rusak)

Mode	1	2	3	4	5	6	7	8
f_n (Hz)	1268	1282,1	1388,2	1409,1	1464,6	1696,1	1896,8	2256,5

Pada kasus ini, untuk menentukan frekuensi tiap RPM digunakan cara yaitu dengan mengambil nilai tengah dari bagian rendah, sedang dan tinggi pada tiap frekuensi natural yang dihasilkan. Dengan menetapkan variabel terikat yaitu resultan *velocity* amplitudo eksperimental, sedangkan variabel bebas merupakan frekuensi natural. Maka didapatkan formula untuk mendapatkan resultan *velocity* amplitudo untuk gigi 4 adalah

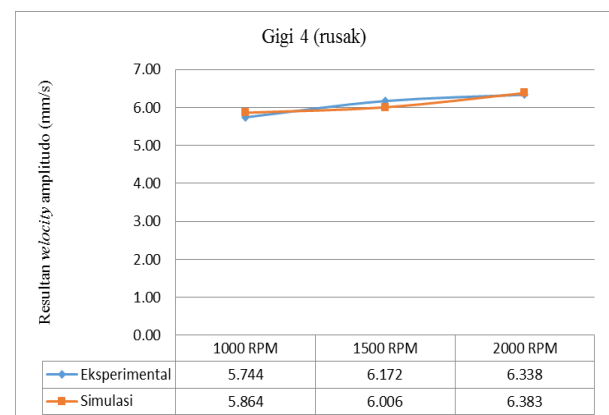
$$Y = 4,768 + 0,000783 X$$

Dimana :

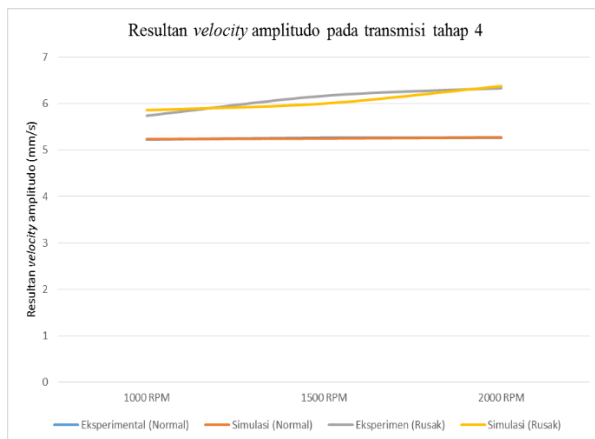
Y = Resultan *velocity* amplitudo (simulasi)

X = Frekuensi natural

Pada gambar 11 dapat dilihat perbedaan hasil resultan *velocity* amplitudo eksperimental dan simulasi (rusak).



Gambar 11. Grafik perbandingan antara hasil eksperimental dan simulasi (rusak)



Gambar 12. Gabungan grafik *velocity* amplitudo rusak dan normal antara eksperimen dan simulasi

Pada gambar 12 dapat dilihat perbedaan antara simulasi dengan eksperimental tidak terlalu signifikan pada percobaan normal. Terlihat bahwa pada eksperimental dan simulasi dapat digunakan untuk mengidentifikasi kerusakan pada transmisi tahap 4. Pada percobaan yang rusak dapat terlihat adanya rentan yang berbeda dikarenakan terdapat faktor – faktor yang berpengaruh dalam perumusan. Selanjutnya dilakukan simulasi pada *casing* untuk melihat vibrasi yang dihasilkan sistem masih berada dalam batas aman atau tidak. Dapat dilihat pada tabel 11 hasil simulasi pada *casing*.

Tabel 11. Hasil simulasi pada *casing*

Mode	1	2	3	4	5	6	7	8
f_n (Hz)	1259.3	1379.2	1674.4	2582.9	2668.6	2700	2803.2	2959.9

Pada simulasi dapat dilihat frekuensi natural yang dihasilkan pada kondisi tahap 4 normal sebesar (1.156,3- 1.804,5) Hz dan pada kondisi tahap 4 rusak sebesar (1.268 – 2256,5) Hz. Pada *casing* frekuensi natural sebesar (1.259,3 – 2959,9) Hz. Maka dapat dilihat bahwa frekuensi natural sistem lebih rendah dibandingkan frekuensi fondasi sehingga getaran masih dalam batas aman dan tidak beresonansi ke arah luar transmisi.

Kesimpulan

Dari eksperimental yang dilakukan maka didapatkan bahwa terjadi kerusakan pada gigi 4 yang disebabkan oleh *bearing* dengan kode 62012RSCM. Terlihat pada keadaan rusak, arah aksial mengalami *velocity* amplitudo yang paling tinggi yaitu mencapai 4,64 mm/s pada putaran 2.000 RPM, sedangkan pada arah vertikal terjadi peningkatan paling tinggi yaitu pada putaran 2.000 RPM dengan *velocity* amplitudo sebesar 4,32 mm/s. Terlihat pada keadaan normal, arah aksial mencapai *velocity* amplitudo 3,74 mm/s pada putaran 2.000 RPM, sedangkan pada arah vertikal mencapai *velocity* amplitudo sebesar 3,72 mm/s. Setelah dilakukan simulasi, hasil yang didapatkan mendekati keadaan pada saat eksperimental, sehingga simulasi yang dilakukan cukup tepat untuk membandingkan hasil yang didapatkan. Dan setelah dilakukan simulasi terbukti bahwa kerusakan *bearing* yang terjadi dapat mengakibatkan getaran yang tinggi pada transmisi.

Referensi

- [1] G Diwakar, Dr. M R S Satyanarayana, P. Ravi Kumar : Detection of Gear Fault using Vibration Analysis. International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering (2012).
- [2] Grzegorz Wojnar, Boguslaw Lazarz, Henryk Madej : Diagnostics of Power Transmissions System with T ooth Gear. Silesian University of Technology, Faculty of Transport Journal (2008).
- [3] Mohamed El Morsy, Gabriela Achtenova : Vehicle gearbox Fault Diagnosis Based on Spectrum Analysis. International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic, and Manufacturing Engineering Vol:8, No:9 (2014).
- [4] S`ureyya Nejat DOĞAN : Loose part vibration in vehicle transmissions -

- Gear rattle. Tr. J. of Engineering and Environmental Science vol. 23, pp.439-454 (1999).
- [5] Shawki S. Abouel-Seoud, Eid S. Mohamed, Ahmed A. Abdel-Hamid and Ahmed S. Abdallah : Analytical Technique for Predicting Passenger Car Gearbox Structure Noise Using Vibration Response Analysis. British Journal of Applied Science & Technology vol. 34, pp. 860-883, (2013).
- [6] Snežana Ćirić Kostić, Milosav Ognjanović. The Noise Structure of Gear Transmission Units and the Role of Gearbox Walls. FME Transactions vol. 35, pp. 105-112 (2007).
- [7] Ashwani Kumar, Himanshu Jaiswal, Avichal Pandey, Pravin P Patil : Free Vibration Analysis of Truck Transmission Housing based on FEA. Procedia Materials Science Vol 6, pp 1588-1592 (2014).
- [8] Chowdhury M. A., and Helali, M. M.: The Effect of Amplitude of Vibration on the Coefficient of Friction. Tribology International vol 41, pp 307-314 (2008).
- [9] Ashwani Kumar, Himanshu Jaiswal, Avichal Pandey, Pravin P Patil: Dynamic Vibration Characteristics Analysis of Truck Transmission Gearbox Casing With Fixed Constraint of Vehicle Frame Based on FEA. Procedia Materials Science Vol 97, pp 1.107-1.115 (2014).