

Simulasi dan Eksperimental Perbedaan Kebisingan Pada Transmisi Sebelum Perbaikan dan Setelah Perbaikan Pada Tahap Transmisi 3 dan 4

M.Sabri^{1,*}, Nordick Huywen² dan Willy³

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

Email : Nordick_clause@yahoo.com

will_liez@yahoo.com

Abstrak

Gearbox merupakan mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan tenaga dari motor yang berputar, kemudian disesuaikan dengan roda gigi dilanjutkan menjadi kecepatan gerak putaran bervariasi untuk dapat mengatur maju atau mundurnya mesin. Tujuan dilakukan penelitian ini adalah untuk melihat perbedaan simulasi kebisingan antar transmisi tahap 3,4 sebelum dan sesudah perbaikan yang akan dibandingkan dengan hasil eksperimen. Peneliti terdahulu meneliti bahwa ragam frekuensi dan ukuran elemen berbeda pada *gearbox* akan sangat mempengaruhi kebisingan. Penelitian yang digunakan yaitu objek *gearbox* dan desain CAD *gearbox*. Analisa dilakukan pada *gearbox* pada transmisi tahap 3 dan 4 dengan jarak 0,8m yang dilingkupi nilai batas 1 lingkaran ($-x$, x , dan z), setelah itu dilakukan analisis akustik pada *gearbox* pada gigi 3 dan 4 dengan momen sama untuk melihat perbedaan kebisingan pada *gearbox* tersebut sedangkan pada eksperimen pengukuran dengan sound level meter dilakukan dengan 3 arah yaitu $-x$, x , dan z . Hasil yang didapatkan setelah dilakukan simulasi dan eksperimen pada *gearbox* transmisi tingkat 3 dan 4 adalah membuktikan bahwa *gearbox* transmisi 3,4 sebelum perbaikan mengalami kenaikan kebisingan yang signifikan dibandingkan dengan transmisi setelah perbaikan.

Kata kunci : *Gearbox*, FEM, *Sound Pressure Level*.

Pendahuluan

Pada kala ini kebisingan yang terjadi pada mobil sangat mengganggu. Maka dari itu sistem transmisi diharapkan dilakukan penyesuaian agar dapat mengurangi kebisingan. Kebisingan dan vibrasi ditentukan oleh desain *gearbox* itu sendiri. Metode yang digunakan pada penelitian ini mencakup metode eksperimental dan simulasi untuk memecahkan masalah kebisingan pada transmisi / *gearbox*

Jianxing Zhou, Wenlei Sun dan Qing Tao (2014) melakukan *finite element method* pada *gearbox* dengan frekuensi yang berbeda akan sangat mempengaruhi hasil kebisingan yang didapatkan pada *gearbox*.

Mats Akerblom (2008) meneliti tentang korelasi transmisi error yang akan meningkatkan kebisingan dan vibrasi. Hasil

penelitian menunjukkan bahwa setelah dilakukan optimasi pada transmisi yang mengalami kesalahan atau transmission loss maka tingkat kebisingan dan vibrasi yang dihasilkan pada *gearbox* akan mengalami penurunan vibrasi maupun noise.

Milosav Ogjanovic (2012) meneliti tentang pengaruh dampak roda gigi terhadap rumah *gearbox*. Hasil penelitian menunjukkan bahwa setelah dilakukan simulasi pengaruh *teeth* dampak dan ragam frekuensi *gearbox* akan sangat mempengaruhi kebisingan yang dihasilkan.

Model Analitik

Model analitik menggunakan persamaan tekanan/pressure acoustic yaitu sebagai berikut:

$$Lp = 20 \log \frac{Prg}{Pfluid} \dots \dots \dots (1)$$

$$Lp = 20 \log \frac{Pcase}{Patm} \dots \dots \dots (2)$$

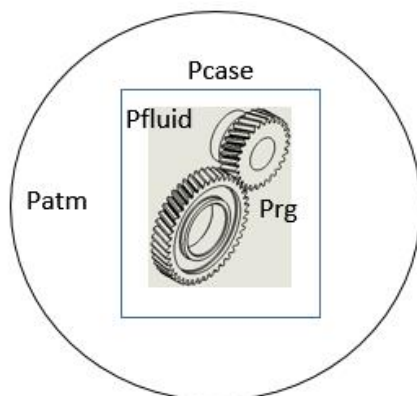
Dimana:

Prg = tekanan suara pada roda gigi (Pa)

Pfluid = tekanan suara pada pelumas atau cairan (Pa)

Pcase = tekanan suara pada housing roda gigi (Pa)

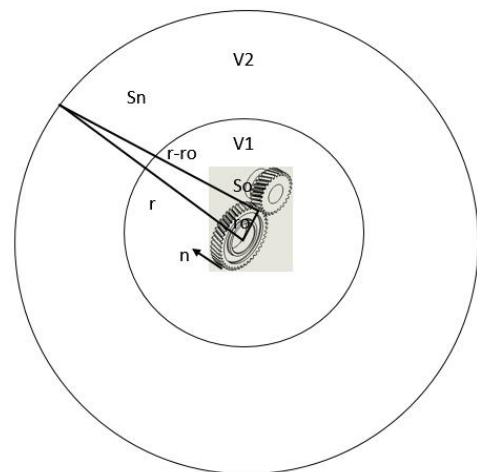
Pam = tekanan atmosfer pada sekitar roda gigi (Pa)



Gambar 1 tekanan akustik pada casing dan roda gigi

Model selanjutnya yang digunakan adalah model persamaan yang menggunakan helmholtz-kirchoff yang telah dikembangkan menjadi persamaan sebagai berikut :

$$c(r)p(r) = \int_{S_0}^{S_n} [p(ro) \left(\frac{1}{R} + jk \right) \frac{e^{-jkR}}{R} \cos \theta + jwpv(ro) \frac{e^{-jkR}}{R}] dS + \int_0^{V2} f(ro)G(r,ro)dV \dots \dots \dots (3)$$



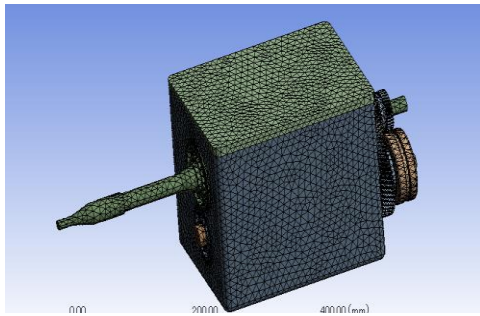
Gambar 2 konsep akustik

Model CAD dan Mesh Transmisi

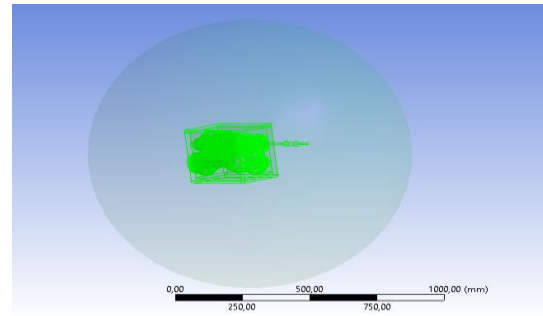
Model CAD pada gearbox ini pertama-tama dilakukan pendesaian dari software dengan menggunakan sistem *mate/joint* pada seluruh komponen menjadi utuh, kemudian dilakukan pemindahan pada software FEA akustik untuk dilakukan analisis secara lanjut.

Sistem FEA akustik atau EXT acoustic digunakan untuk menghitung suara harmonik dari gearbox dengan jarak jarak tertentu.

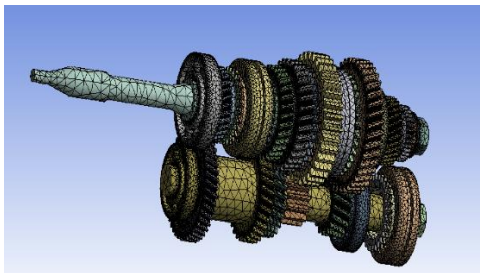
Kemudian dilakukan proses *mesh* untuk mendapatkan satuan elemen dan node pada komponen assembly. Berikut ini adalah assembly yang telah di-*mesh* dengan satuan elemen size 10mm :



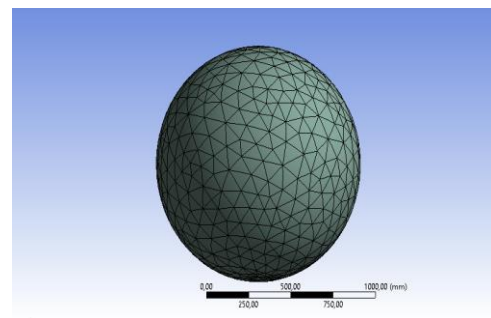
Gambar 3 Desain CAD MESH *Gearbox*



Gambar 5 Boundary *gearbox*



Gambar 4 Mesh Gigi



Gambar 6 Mesh boundary

Boundary Element Method

Boundary element method adalah metode yang digunakan untuk memberikan batasan jarak dari ruang lingkup *gearbox* ke jarak tertentu yang menjadi tolak ukur pengukuran kebisingan yang ada .

Boundary yang digunakan adalah 1 lingkaran, Alasan dilakukan pengukuran 1 lingkaran adalah element size yang digunakan bisa dengan angka yang besar. Sebenarnya pengukuran dilakukan dengan setengah lingkaran dikarenakan batasan komputer yang ada karena beban ukuran elemen yang dilakukan pada setengah lingkaran harus kecil untuk dapat disesuaikan dengan jarak permukaan *gearbox* dengan ruang lingkup setengah lingkaran.

Berikut adalah nilai batas kebisingan dan *mesh boundary* dengan ukuran elemen 100 mm:

Metode Eksperimental

Penelitian dilakukan menggunakan metode setengah lingkaran dengan pengukuran kebisingan arah -x, x, dan z pada jarak 0,8 m dengan menggunakan alat Sound Level Meter. Penelitian ini dimulai dengan perancangan posisi objek penelitian, pemasangan alat kebisingan, hasil, dan penyimpulan data. Parameter yang diukur adalah besarnya nilai kebisingan pada transmisi tahap 3 dan 4. Pada penelitian ini membandingkan hasil pengujian dari kebisingan dari eksperimental transmisi sebelum dan sesudah perbaikan dengan hasil simulasi untuk dapat dilakukan simpulan lebih lanjut. Berikut adalah gambar dari pengukuran dengan berbagai sumbu:



Gambar 7 Pengukuran dengan sumbu x



Gambar 8 Pengukuran dengan sumbu x

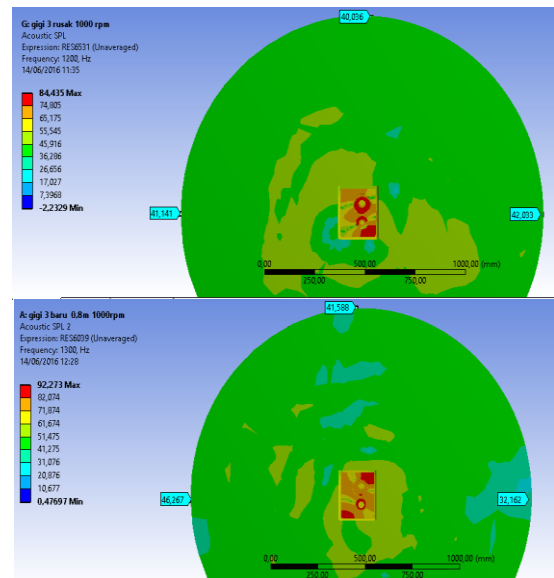


Gambar 9 Pengukuran dengan sumbu z

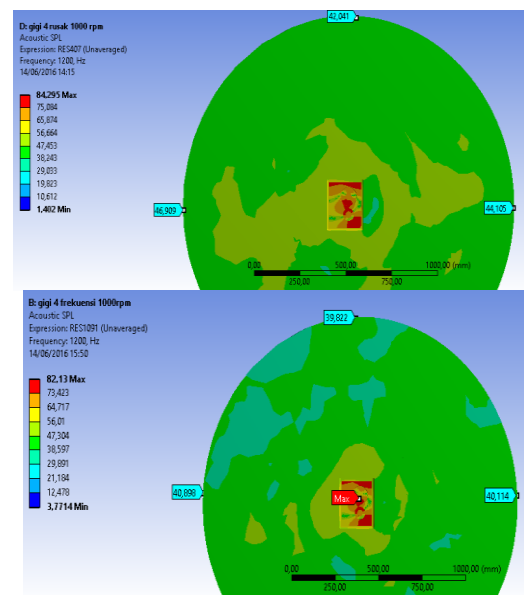
Hasil Komputasi

Dengan menggunakan EXT akustik harmonik pada *gearbox* dilakukan pengisian data data yang ada untuk

menghasilkan data data perbandingan . Berikut ini adalah gambar hasil analisis akustik gigi 3 dan 4:



Gambar 10 Analisis Simulasi pada transmisi tahap 3



Gambar 11 Analisis Simulasi pada transmisi tahap 4

Tabel 1 Tabel simulasi transmisi tahap 3
sebelum perbaikan

Frekuensi	Transmisi tahap 3 sebelum perbaikan		
	-x(dB)	X(dB)	Z(dB)
1200Hz	41,141	42,003	40,036
1300Hz	36,113	30,113	41,428
1400Hz	46,93	45,331	38,329
1500Hz	44,687	47,345	38,15
1600Hz	45,234	40,402	47,906
1700Hz	44,565	47,176	45,082
maks	45,234	47,345	47,906

Tabel 2 Tabel simulasi transmisi tahap 3
setelah perbaikan

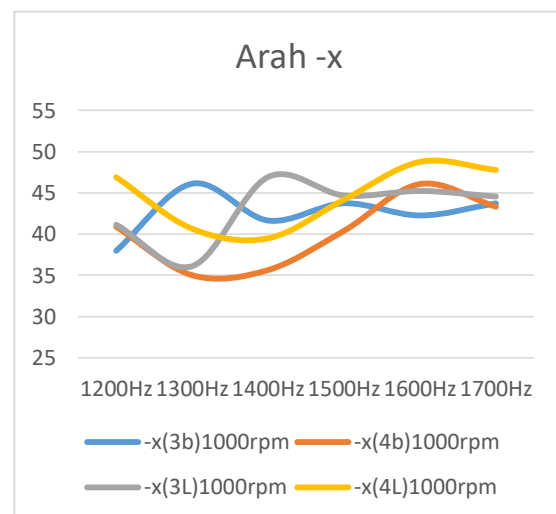
Frekuensi	Transmisi tahap 3 setelah perbaikan		
	-x(dB)	X(dB)	Z(dB)
1200Hz	37,984	40,107	40,149
1300Hz	46,12	32,162	41,588
1400Hz	41,652	42,405	36,072
1500Hz	43,742	42,836	41,043
1600Hz	42,263	38,106	45,188
1700Hz	43,735	45,223	46,792
maks	46,12	45,223	46,792

Tabel 3 Tabel transmisi tahap 4 sebelum
Perbaikan

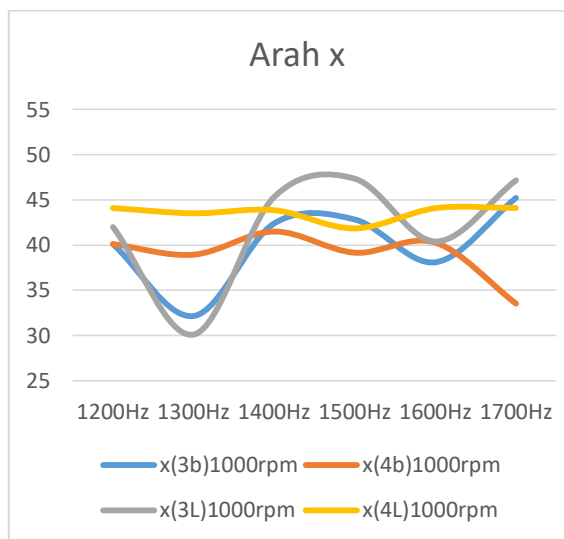
Frekuensi	Transmisi tahap 4 sebelum perbaikan		
	-x(dB)	X(dB)	Z(dB)
1200Hz	46,909	44,105	42,041
1300Hz	40,651	43,522	43,101
1400Hz	39,491	43,863	40,293
1500Hz	44,183	41,853	43,206
1600Hz	48,766	44,087	44,184
1700Hz	47,786	44,105	47,444
maks	48,766	44,105	47,444

Tabel 4 Tabel transmisi tahap 4 setelah
perbaikan

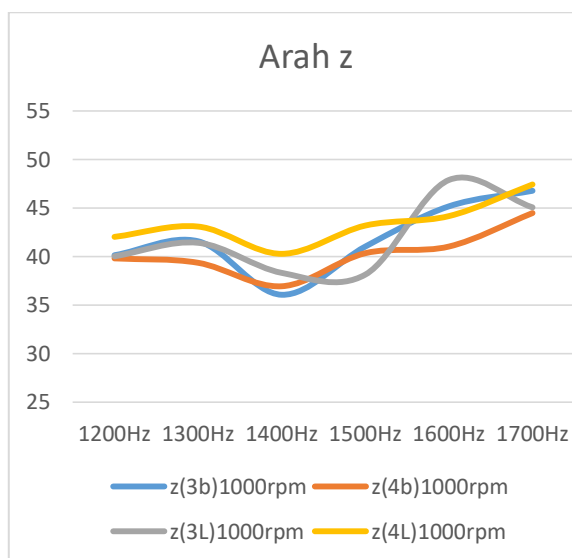
Frekuensi	Transmisi tahap 4 setelah perbaikan		
	-x(dB)	X(dB)	Z(dB)
1200Hz	40,898	40,114	39,822
1300Hz	35,014	38,946	39,368
1400Hz	35,644	41,501	36,949
1500Hz	40,406	39,165	40,358
1600Hz	46,075	40,275	41,042
1700Hz	43,33	33,53	44,497
maks	46,075	41,501	44,497



Gambar 12 Grafik perbandingan
transmisi arah -x (b=sesudah perbaikan,
L=sebelum
perbaikan)



Gambar 13 Grafik perbandingan transmisi arah x (b=sesudah perbaikan, L=sebelum perbaikan)



Gambar 14 Grafik perbandingan transmisi arah z (b=sesudah perbaikan, L=sebelum perbaikan)

Dilihat dari grafik diatas membuktikan bahwa setelah dilakukan perbaikan/penggantian pada *bearing* pada *gearbox* akan sangat efektif untuk mengurangi kebisingan yang terjadi pada *gearbox* pada arah x, -x, maupun -z pada

simulasi. Dan selanjutnya dilakukan perbandingan pada eksperimental pada tabel dibawah.

Tabel 5 Tabel eksperimen dan Simulasi transmisi tahap 3 dan tahap 4

Lanjutan tabel 5

	-x(dB)	X(dB)	Z(dB)
transmisi simulasi 3 sebelum perbaikan	46,93	47,345	47,906
tranmsisi eksperimen 3 sebelum perbaikan	55,9	50,3	39,2
transmisi simulasi 3 setelah perbaikan	46,12	45,223	46,792
tranmsisi eksperimen 3 setelah perbaikan	49,7	50,22	38,2
transmisi simulasi 4 sebelum perbaikan	48,776	44,105	47,444
tranmsisi eksperimen 4 sebelum perbaikan	57,5	54	42,16
transmisi simulasi 4 setelah perbaikan	46,075	41,501	44,497
tranmsisi eksperimen 4 setelah perbaikan	49,73	50,22	39,2

Terlihat pada tabel 5 diatas bahwa kebisingan yang terjadi pada eksperimen dan simulasi terdapat perbedaan yang cukup besar. Ini dikarenakan kebisingan

yang terjadi pada simulasi adalah *single noise* sedangkan pada eksperimen adalah *total noise*. Maksud dari *total noise* adalah kebisingan dari mesin, transmisi, ban, knapot dan sebagainya, sedangkan *single noise* adalah transmisi.

Tabel 6 Ralat transmisi tahap 3

Transmisi tahap 3 sebelum perbaikan			Transmisi tahap 3 setelah perbaikan		
-x	x	z	-x	x	z
19%	6,24%	18%	7,70%	11%	18,30%

Tabel 7 Ralat transmisi tahap 4

Transmisi tahap 4 sebelum perbaikan			Transmisi tahap 4 setelah perbaikan		
-x	x	z	-x	x	z
17,80%	22%	11%	7,90%	21%	21%

Faktor Faktor yang menyebabkan persen ralat pada *Gearbox* adalah sebagai berikut:

1. Eksperimen
 - Pengukuran mobil dilakukan dengan posisi diatas selokan dengan ban kanan menyentuh tanah.
 - Kebisingan lingkungan tidak stabil.
 - Suara kebisingan yang didapatkan melalui Sound Level Meter adalah suara dari mesin, knalpot, ban, kopling dan *gearbox*.
2. Simulasi
 - Batasan komputer tidak memungkinkan untuk melakukan simulasi secara lengkap.
 - Mesh pada komponen CAD *gearbox* kurang presisi atau dengan ukuran yang lebih kecil.
 - Parameter yang kurang lengkap.

Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi kebisingan pada *gearbox* didapatkan bahwa kebisingan

tertinggi yang terjadi pada *gearbox* tahap 3 sebelum perbaikan pada arah -x, x, z adalah 45,234dB; 47,345 dB; dan 47,906 dB. Selanjutnya pada transmisi tahap 3 setelah perbaikan pada arah -x, x dan z adalah 46,12 dB; 45,223 dB; dan 46,792 dB. Sementara pada transmisi tahap 4 sebelum perbaikan pada arah -x, x ,z adalah 48,766 dB; 44,105 dB; dan 47,444 dB. Dan pada transmisi tahap 4 setelah perbaikan pada arah -x, x dan z adalah 46,075 dB; 41,501 dB; dan 44,497 dB. Dan setelah dilakukan perbandingan hasil data dengan eksperimen terlihat bahwa kebisingan yang terjadi pada eksperimen dan simulasi berbanding lurus, meskipun terdapat rentang yang jauh yang dikarenakan pada objek pengukuran pada simulasi adalah *single noise* dan objek pengukuran pada eksperimen adalah *total noise*.

Referensi

- [1] O. Milosav, Gear Unit Housing Effect On The Noise Generation Caused By Gear Teeth Impact, Faculty of Mechanical Engineering, University of Belgrade, Serbia, 2012.
- [2] Å. Mats, Correlation With Transmission Error and Influence of Bearing Preload, Department of Machine Design Royal Institute of Technology SE-100 44 Stockholm, Sweeden, 2008.
- [3] Jian xing Zhou, Wen lei Sun, and Qing Tao, *Gearbox* Low-Noise Design Method Based on Panel Acoustic Contribution, School of Mechanical Engineering Xinjiang University, Urumqi830047, China, 2014.
- [4] A.Bies & C.H.Hansen, Engineering Noise Control, Department of Mechanical Engineering, University of Adelaide, London, 1988.
- [5] Conrad J & Hemond Jr, Engineering Acoustic & Noise Control, Mechanical of Engineering, University of Hartford West Hartford, Connecticut, 1983.