

TUGAS AKHIR - SF234801

**KARAKTERISASI KEBISINGAN PADA KERETA K1:
PEMETAAN AKUSTIK, DAN IDENTIFIKASI SUMBER
KEBISINGAN *MECHANICAL VIBRATION* DENGAN
SIMULASI *FINITE ELEMENT ANALYSIS***

SISKA YULINDA CHESARA

NRP 5001211042

Dosen Pembimbing

Dr. Suyatno, M.Si.

NIP 197606202002121004

Program Studi Sarjana

Departemen Fisika

Fakultas Sains dan Analitika Data

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2025



TUGAS AKHIR - SF234801

**KARAKTERISASI KEBISINGAN PADA KERETA K1:
PEMETAAN AKUSTIK, DAN IDENTIFIKASI SUMBER
KEBISINGAN MECHANICAL VIBRATION DENGAN
SIMULASI *FINITE ELEMENT ANALYSIS***

SISKA YULINDA CHESARA

NRP 5001211042

Dosen Pembimbing

Dr. Suyatno, M.Si.

NIP 197606202002121004

Program Studi Sarjana

Departemen Fiska

Fakultas Sains dan Analitika Data

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2025



FINAL PROJECT - SF234801

**NOISE CHARACTERIZATION OF K1 TRAINS:
ACOUSTIC MAPPING, AND IDENTIFICATION OF
MECHANICAL VIBRATION NOISE SOURCE THROUGH
FINITE ELEMENT ANALYSIS SIMULATION**

SISKA YULINDA CHESARA

NRP 5001211042

Advisor

Dr. Suyatno, M.Si.

Bachelor Program

Department of Physics

Faculty of Science and Data Analytics

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2025

LEMBAR PENGESAHAN

KARAKTERISASI KEBISINGAN PADA KERETA K1 : PEMETAAN AKUSTIK, DAN IDENTIFIKASI SUMBER KEBISINGAN *MECHANICAL VIBRATION* DENGAN SIMULASI *FINITE ELEMENT ANALYSIS*

LAPORAN TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Sarjana Sains (S.Si) pada

Program Studi S-1 Fisika

Departemen Fisika

Fakultas Sains dan Analitika Data

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh : **SISKA YULINDA CHESARA**

NRP. 5001211042

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Suyatno, S.Si., M.Si.

Pembimbing

()

2. Dr. Susilo Indrawati, S.Si., M.Si.

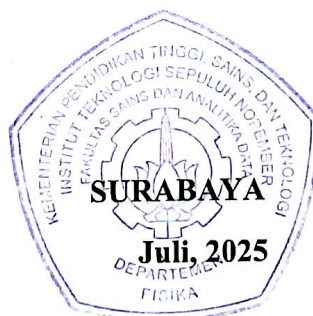
Penguji

()

3. Dr. M. Taufiqi, S.Si., M.Si.

Penguji

()



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Siska Yulinda Chesara / 5001211042
Program studi : Fisika FSAD - ITS
Dosen Pembimbing / NIP : Dr. Suyatno, M.Si. / 197606202002121004

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “ KARAKTERISASI KEBISINGAN PADA KERETA K1 : PEMETAAN AKUSTIK, DAN IDENTIFIKASI SUMBER KEBISINGAN *MECHANICAL VIBRATION* DENGAN SIMULASI *FINITE ELEMENT ANALYSIS* ” adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 30 Juli 2025

Mengetahui,

Dosen Pembimbing

Mahasiswa



Dr. Suyatno, M.Si.
NIP. 197606202002121004



Siska Yulinda Chesara
NRP. 5001211042

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

ABSTRAK

KARAKTERISASI KEBISINGAN PADA KERETA K1 : PEMETAAN AKUSTIK, DAN IDENTIFIKASI SUMBER KEBISINGAN *MECHANICAL VIBRATION* DENGAN SIMULASI *FINITE ELEMENT ANALYSIS*

Nama Mahasiswa / NRP : Siska Yulinda Chesara / 5001211042
Departemen : Fisika FSAD - ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Suyatno, M.Si.

Abstrak

Penelitian ini bertujuan untuk mengkarakterisasi kebisingan dalam ruang penumpang kereta api tipe K1 melalui pendekatan pemetaan akustik dan identifikasi sumber kebisingan mekanik menggunakan simulasi numerik berbasis *Finite Element Analysis* (FEA). Pengukuran tingkat tekanan bunyi (SPL) dilakukan pada kondisi dinamis di area kursi penumpang dan gangway. Hasil pengukuran menunjukkan bahwa titik dengan SPL tertinggi mencapai 83.5 dB(A), terletak di area bagian depan ruang penumpang kereta api K1 New Generation dan area *spot pivot bogie*. Analisis spektral menunjukkan frekuensi dominan pada rentang 250 Hz – 315 Hz, yang mengindikasikan adanya resonansi struktural serta transmisi kebisingan secara struktur-borne dari bogie ke kabin penumpang. Simulasi FEA dilakukan untuk memperoleh frekuensi alami dan bentuk mode struktur bogie, namun belum menunjukkan relevansi signifikan terhadap dominasi resonansi pada frekuensi 315 Hz, disebabkan oleh keterbatasan rentang frekuensi eksitasi simulasi. Validasi dilakukan dengan pengukuran percepatan getaran menggunakan akselerometer, yang menunjukkan nilai puncak mencapai 0.06 m/s² dan berada pada lokasi *spot pivot bogie* dengan nilai SPL tertinggi. Hasil ini memperkuat dugaan bahwa sumber kebisingan dominan berasal dari getaran mekanik yang ditransmisikan secara struktural, atau structure-borne noise. Penelitian ini diharapkan menjadi rujukan dalam perancangan sistem peredam dan peningkatan kenyamanan akustik dalam transportasi rel.

Kata kunci: *Kebisingan Kereta Api, Sound Pressure Level, Structure-borne noise, Getaran Mekanik, dan Finite Element Analysis.*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

ABSTRACT

NOISE CHARACTERIZATION OF K1 TRAINS : ACOUSTIC MAPPING, AND IDENTIFICATION OF MECHANICAL VIBRATION NOISE SOURCES THROUGH FINITE ELEMENT ANALYSIS SIMULATION

Student Name / NRP : Siska Yulinda Chesara / 5001211042
Department : Fisika FSAD – ITS
Advisor : Dr. Suyatno, M.Si.

Abstract

This study aims to characterize the noise within the passenger cabin of the K1-type railway coach through acoustic mapping and the identification of mechanical vibration sources using a numerical approach based on Finite Element Analysis (FEA). Sound Pressure Level (SPL) measurements were conducted under dynamic conditions in both the seating area and gangway. The results revealed that the highest SPL value, reaching 83.5 dB(A), was observed near the inter-car connection and HVAC system. Spectral analysis identified dominant frequency components in the range of 250 Hz to 315 Hz, indicating structural resonance and structure-borne transmission of noise from the bogie to the passenger cabin. Modal analysis using FEA was employed to determine the natural frequencies and mode shapes of the bogie structure. However, the simulation did not exhibit significant correlation with the dominant resonance at 315 Hz, likely due to limitations in the excitation frequency range. Validation through field measurements of vibrational acceleration using an accelerometer showed a peak value of 0.06 m/s², recorded in the same area *spot pivot bogie* where the maximum SPL occurred. This spatial correlation strongly supports the hypothesis that the dominant noise source originates from mechanical vibration transmitted structurally as structure-borne noise. The findings of this research are expected to contribute to the development of noise mitigation strategies and the improvement of acoustic comfort in railway transportation systems.

Keywords: *Railway Noise, Sound Pressure Level, Structure-borne Noise, Mechanical Vibration, and Finite Element Analysis.*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan ke hadirat Allah SWT atas segala rahmat, taufik, dan hidayah-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan penyusunan Tugas Akhir ini dengan judul *“Karakterisasi Kebisingan pada Kereta K1: Pemetaan Akustik, dan Identifikasi Sumber Kebisingan Mechanical Vibration dengan Simulasi Finite Element Analysis”* sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Sains di Departemen Fisika, Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Tugas akhir ini disusun untuk mengkaji secara saintifik karakteristik kebisingan dalam kabin kereta api generasi baru tipe K1 melalui pendekatan pengukuran langsung, pemetaan akustik, serta simulasi numerik berbasis metode elemen hingga. Proses penyusunan laporan ini melibatkan observasi lapangan, pengolahan data akustik dan getaran, serta validasi temuan berdasarkan standar internasional dan literatur yang relevan. Penulis menyadari bahwa penyusunan tugas akhir ini tidak terlepas dari dukungan berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis ingin menyampaikan rasa terima kasih dan penghargaan yang sebesar-besarnya kepada:

1. Orang tua yang sangat penulis cintai, Ibu Nur Syamsiyah. Dukungan dari beliau tak bisa penulis hitung jumlahnya, baik berupa doa, finansial, motivasi, dan selalu memberikan penulis semangat serta ketenangan hati untuk menyelesaikan laporan Tugas Akhir ini. Serta penulisan Tugas Akhir ini penulis persembahkan kepada Almarhum Bapak Siswanto, walaupun beliau tidak ada di samping penulis, namun penulis yakin doa dan restu beliau akan selalu mengiringi setiap perjalanan penulis.
2. Semua kakak – kakak penulis, Mas Suroso, Mas Adi, Mbak Yuni, Mbak Tri dan Mas Dwi yang selalu menjadi sumber semangat, dukungan, dan inspirasi dalam setiap langkah perjalanan ini. Terima kasih atas doa, nasihat, serta kepercayaan yang tak pernah putus, bahkan di saat penulis meragukan diri sendiri. Kehangatan dan perhatian kalian menjadi salah satu kekuatan terbesar yang membuat penulis mampu menyelesaikan tugas akhir ini hingga tuntas. Semoga keberhasilan kecil ini bisa menjadi wujud dari rasa terima kasih penulis yang tak terhingga.
3. Bapak Dr. Suyatno, M.Si. selaku dosen pembimbing penulis. Yang atas bimbingan, arahan, serta motivasi yang diberikan selama proses penelitian dan penulisan berlangsung.
4. Kepada Mas Sakti, dan Mas Ilham sebagai mentor, pembimbing lapangan, dan kakak tingkat yang selalu memberi penulis ilmu baru dan semangat untuk terus maju, terus berkembang, berpikir kritis, serta menganalisis segala sesuatu base on data penelitian yang telah ada.
5. Bapak Prof. Suminar Pratapa, M.S.c., Ph.D. selaku dosen wali penulis yang telah membagi pengalaman, memberi arahan studi, dan motivasi untuk selalu semangat belajar kepada penulis.
6. Bapak Dr. Gatut Yudoyono, M.T. selaku Kepala Departemen Fisika periode 2020 - 2025 dan Bapak Dr. Lila Yuwana, M.Si. selaku Kepala Departemen Fisika periode 2025 - 2030 yang telah memberikan kemudahan sarana kepada penulis selama perkuliahan sampai terselesaikannya Tugas Akhir ini.

7. Teman – teman angkatan Fisika 2021 Gluon yang telah menjadi tempat berbagi suka dan duka selama masa perkuliahan. Kebersamaan, dukungan, dan semangat yang kalian berikan menjadi bagian penting dalam perjalanan akademik ini.
8. Kepada seluruh teman – teman Laboratorium Akustik, Departemen Fisika atas kerja sama, diskusi-diskusi ilmiah yang bermanfaat, serta kebersamaan yang hangat selama proses penelitian ini berlangsung. Terima kasih atas semangat, bantuan teknis, dan waktu yang telah diluangkan, baik di ruang laboratorium maupun di lapangan.
9. Kepada seseorang yang menjadi bagian penting dalam perjalanan ini, yang telah menemani sejak awal langkah perkuliahan hingga hampir di ujung perjuangan ini. Terima kasih atas waktu, semangat, dan kebersamaan yang dibagi. Semoga segala kebaikan selalu menyertai langkahmu ke depan.
10. Seluruh pihak yang namanya tidak dapat penulis sebutkan satu per satu yang telah membantu dalam penyusunan tugas akhir ini.

Surabaya, 30 Juli 2025

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
PERNYATAAN ORISINALITAS.....	iii
ABSTRAK	v
ABSTRACT	vii
KATA PENGANTAR.....	ix
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR GAMBAR.....	xiii
DAFTAR TABEL	xv
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan penelitian.....	2
1.5 Manfaat	3
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 Hasil Penelitian Terdahulu	5
2.2 Dasar Teori.....	7
2.2.1 Kereta Api	7
2.2.2 Kebisingan.....	9
2.2.3 Sumber Kebisingan pada Kereta	9
2.2.4 Komponen – komponen bogie kereta	13
2.2.5 Getaran	16
2.2.6 Sound Pressure Level (SPL)	19
2.2.7 Metode Simulasi Software Finite Element Analysis.....	20
BAB 3 METODOLOGI.....	23
3.1 Lokasi dan kondisi pengukuran.....	23
3.2 Studi Literatur	23
3.3 Peralatan Pengukuran	23
3.4 Bondary Condition	24
3.5 Skema Pengukuran	25
3.6 Pengukuran Kebisingan Pada Ruang Penumpang Kereta Api K1	25

3.7 Pemetaan Distribusi Tingkat Tekanan Bunyi pada Ruang Penumpang Kereta Api K1	26
3.8 Metode Simulasi Finite Element Analysis	27
3.9 Pengukuran Getaran	34
3.10 Urutan pelaksanaan penelitian	35
BAB 4 DATA DAN PEMBAHASAN	37
4.1 Analisis Data Kebisingan.....	37
4.2 Peta kontur persebaran kebisingan di ruang penumpang.....	41
4.3 Simulasi Mechanical Vibration dengan Finite Element Analysis	44
4.4 Pengukuran Getaran	49
BAB 5 KESIMPULAN.....	53
5.1 Kesimpulan	53
5.2 Saran	53
DAFTAR PUSTAKA	55
LAMPIRAN	59
BIODATA PENULIS	65

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Kereta Eksekutif dan <i>Luxury New Generation</i>	8
Gambar 2. 2 Hasil dari prediksi umum menggunakan model TWINS mengenai kontribusi komponen roda, rel, dan sleeper terhadap kebisingan total.....	10
Gambar 2. 3 Menunjukkan hubungan tingkat tekanan bunyi dengan kecepatan kereta di beberapa lokasi	11
Gambar 2. 4 Skema persebaran sumber kebisingan pada kereta api	12
Gambar 2. 5 Komponen mekanik yang terdapat di sistem bogie kereta api.....	13
Gambar 2. 6 Komponen - komponen yang terdapat di sistem bogie kereta api.	14
Gambar 2. 7 Skema penyebaran gaya (<i>force broadcasting</i>) dalam system bogie kereta	15
Gambar 2. 8 Sistem pegas - massa dan diagram benda – bebas	16
Gambar 2. 9 Rekaman gerak harmonik.....	17
Gambar 3. 1 (a) Peralatan pengukuran pada kereta K1, dan (b) Peralatan pengukuran getaran pada kereta K1	24
Gambar 3. 2 Skema pengukuran kebisingan dan getaran pada kereta api new generation K1.	25
Gambar 3. 3 Skema pengukuran kebisingan pada kereta K1	26
Gambar 3. 4 Pemetaan peta kontur persebaran tingkat tekanan bunyi pada ruang penumpang kereta api K1.....	26
Gambar 3. 5 Rancang geometri sistem bogie kereta api K1	27
Gambar 3. 6 <i>Ansys engineering data materials library</i>	29
Gambar 3. 7 Hasil <i>meshing</i> pada geometri bogie kereta K1	29
Gambar 3. 8 <i>Fixed support</i> pada <i>modal ansys</i>	31
Gambar 3. 9 Visualisasi total deformasi pada sistem bogie kereta K1	31
Gambar 3. 10 Hasil data simulasi pada model harmonic response	33
Gambar 3. 11 Pemilihan area sumber gaya pada tahapan simulasi <i>harmonic response</i>	33
Gambar 3. 12 Skema pengukuran getaran pada kereta K1	34
Gambar 3. 13 Diagram alir penelitian	35
Gambar 4. 1 Sumber - sumber kebisingan yang dapat terjadi di kereta api	38
Gambar 4. 2 Grafik nilai SPL (dB(A)) pada area kursi penumpang dan area gangway pada titik pengukuran yang memiliki nilai SPL tertinggi dan terendah	39
Gambar 4. 3 Persebaran distribusi kebisingan (dB(A)) pada frekuensi 315 Hz pada kondisi dinamis	41
Gambar 4. 4 Persebaran distribusi kebisingan (dB(A)) pada <i>All Frequency</i> pada kondisi dinamis	42
Gambar 4. 5 Persebaran distribusi kebisingan (dBA) pada area gangway pada kondisi dinamis	42
Gambar 4. 6 Persebaran distribusi kebisingan (dB(A)) pada <i>All Frequency</i> pada kondisi statis	43
Gambar 4. 7 Persebaran distribusi kebisingan (dB(A)) pada area gangway pada kondisi statis	44
Gambar 4. 8 <i>Degree of Freedom</i> pada struktur kereta api.....	46
Gambar 4. 9 Visualisasi deformasi relatif (a) pada mode 1, (b) mode 2, (c) mode 3, (d) mode 4, (e) mode 5, (f) mode 6	48

Gambar 4. 10 Grafik <i>directional acceleration</i>	48
Gambar 4. 11 Grafik hubungan <i>particle acceleration vs time</i>	52

DAFTAR TABEL

Tabel 3. 1 <i>Mesh quality metrics</i>	40
Tabel 4. 1 Data hasil SPL pada area kursi penumpang pada kondisi dinamis.	46
Tabel 4. 2 Data nilai SPL pada area gangway pada kondisi dinamis.....	49
Tabel 4. 3 Tabel nilai frekuensi alami pada setiap mode.	51
Tabel 4. 4 Data hasil pengukuran getaran di ruang penumpang kereta K1.	55
Tabel 4. 5 Tabel <i>ranges of structural response for various vibration source</i>	57

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 1 PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kereta api merupakan sistem transportasi berbasis rel yang terdiri dari lokomotif atau kendaraan bermotor yang menarik atau mendorong rangkaian gerbong untuk mengangkut penumpang maupun barang. Seiring dengan perkembangan teknologi, inovasi dalam sistem perkeretaapian terus berkembang, seperti implementasi sistem kontrol otomatis untuk meningkatkan keandalan dan keamanan operasional, kemajuan ini tidak hanya difokuskan pada aspek keselamatan dan efisiensi, tetapi juga diarahkan untuk meningkatkan kenyamanan dalam perjalanan kereta api. Kenyamanan berkendara menjadi salah satu standar evaluasi utama dalam sistem perkeretaapian, yang dipengaruhi oleh berbagai faktor, termasuk kebisingan dan getaran yang terjadi selama operasi kereta api. Kebisingan dan getaran memiliki pengaruh signifikan terhadap persepsi penumpang mengenai kualitas kendaraan. Tingkat kebisingan interior merupakan salah satu parameter utama dalam menilai kenyamanan akustik di dalam ruang penumpang kereta api. Menurut (Everest, et al., 2009), salah satu sumber kebisingan tertinggi berasal dari sumber kebisingan *traction noise*. *Traction noise* merupakan kebisingan yang dihasilkan oleh sistem penggerak kendaraan, terutama pada kereta api atau kendaraan berbasis listrik lainnya. Kebisingan ini secara karakteristik dapat diklasifikasikan sebagai kebisingan mekanik, karena berasal dari interaksi dinamis antara komponen mesin seperti motor traksi, sistem bogie, dan sistem transmisi lainnya.

Mekanisme penyebaran kebisingan pada kereta api dapat diklasifikasikan menjadi dua kategori utama, yaitu transmisi udara (*airborne transmission*) dan transmisi struktural (*structure-borne transmission*). *Airborne transmission* terjadi ketika gelombang suara merambat melalui udara dan masuk ke dalam ruang penumpang melalui celah atau sistem ventilasi. Sebaliknya, *structure-borne transmission* terjadi ketika getaran mekanis dari roda dan sistem bogie merambat melalui struktur rangka kereta dan menyebabkan radiasi kebisingan di dalam ruang penumpang. Menurut EC Railway Noise Working Group (2005), mekanisme persebaran kebisingan *airborne transmission* dapat menghasilkan sumber kebisingan *aerodinamis* sedangkan mekanisme persebaran *structure-borne transmission* dapat menghasilkan beberapa sumber kebisingan yang mempengaruhi sumber kebisingan struktural, diantaranya sumber kebisingan *rolling noise*, sumber kebisingan *traction noise* yang dapat menghasilkan sumber kebisingan dominan *mechanical vibration*. Dimana dalam sumber kebisingan dominan *mechanical vibration*, getaran yang diakibatkan oleh *system bogie* berperan sebagai eksitasi mekanis dalam persebaran sumber kebisingan paling dominan.

Salah satu penyebab dominan dari kebisingan interior adalah *struktur-bone noise*, yaitu kebisingan yang ditransmisikan melalui struktur kereta akibat getaran mekanis (*mechanical vibration*). Getaran ini timbul akibat interaksi dinamis antar komponen mekanik selama operasional, kemudian energi getaran ini merambat melalui bogie, rangka kereta, hingga dalam ruang penumpang yang dapat menghasilkan kebisingan yang signifikan. Karena merambat melalui struktur fisik, jenis kebisingan ini sulit diredam dibandingkan sumber kebisingan *airbone noise*, dan membutuhkan perlakuan khusus pada jalur transmisi getaran agar dapat diminimalisasi.

Baku mutu kenyamanan akustik dalam ruang penumpang di kereta api, seperti tertulis pada Peraturan Menteri Perhubungan No. 14 Tahun 2010 dan Peraturan Menteri Perhubungan No. 15 Tahun 2011 yaitu sebesar 85 dB(A). Sementara itu, penelitian yang dilakukan oleh Saputra et al. (2019), membuktikan bahwa sumber kebisingan *mechanical vibration* dapat

memberikan nilai kebisingan yang tinggi pada ruang penumpang kereta api sebesar 88 dB(A) saat kondisi statis, dan selama perjalanan kebisingan meningkat hingga 92.517 dB(A). Sumber kebisingan ini berasal dari nilai getaran yang tinggi yang diakibatkan karena adanya sumber kebisingan *mechanical vibration*, gesekan akibat interaksi roda-rel, gesekan kolektor listrik dengan rel ketiga, insulasi akustik yang tidak optimal pada dinding kabin, serta jenis bantalan rel yang digunakan. Secara umum, semakin tinggi kecepatan kereta, semakin tinggi tingkat kebisingan yang terjadi di dalam kabin kereta api.

Berdasarkan latar belakang tersebut untuk, maka diperlukannya penelitian yang berfokus pada identifikasi serta mitigasi kebisingan akibat getaran mekanis (*mechanical vibration noise*). Pendekatan berbasis simulasi dan analisis eksperimental dapat digunakan untuk memahami karakteristik kebisingan dalam kereta api, khususnya pada tipe K1. Guna menghasilkan rekomendasi desain interior serta material akustik yang lebih efektif dalam mereduksi kebisingan. Dengan demikian, penelitian ini diharapkan dapat berkontribusi terhadap peningkatan kenyamanan penumpang serta mendukung pengembangan sistem transportasi kereta api yang lebih efisien dan ramah lingkungan.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang masalah yang telah dibahas sebelumnya, maka perumusan masalah yang akan diidentifikasi pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana karakteristik distribusi persebaran SPL di dalam ruang penumpang kereta New Generation type kelas 1 (K1) selama kondisi dinamis?
2. Berapa saja frekuensi dominan yang muncul selama kereta berjalan pada kecepatan 90 Km/Jam, dan bagaimana frekuensi tersebut berkontribusi terhadap potensi terjadinya resonansi struktural?
3. Bagaimana korelasi antara peristiwa interaksi roda dan rel dengan eksitasi getaran mekanis yang berasal dari sistem bogie?
4. Bagaimanakah efektivitas pendekatan numerik berbasis metode *Finite Element Analysis* (FEA) dalam mengidentifikasi dan memverifikasi sumber kebisingan dominan, serta bagaimana tingkat kesesuaiannya jika dibandingkan dengan hasil pengukuran lapangan?

1.3 Batasan Masalah

Adapun permasalahan yang dibatasi dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Penelitian ini difokuskan pada kereta New Generation tipe K1 pada kondisi dinamis operasional kereta dengan asumsi kecepatan kereta pada kecepatan 90 km/jam.
2. Cakupan area pengukuran dibatasi pada ruang kursi penumpang dan area *gang way* dalam satu ruang penumpang kereta K1.
3. Analisis difokuskan pada kebisingan yang ditimbulkan oleh mekanisme *mechanical vibration* dan *structure-borne noise*, dan hanya menganalisis di sumber kebisingan paling dominan.
4. Pemodelan pada analisis simulasi FEA ini hanya dilakukan pada sistem bogie sebagai tinjauan sumber *mechanical vibration*.

1.4 Tujuan penelitian

Dari permasalahan dalam penelitian ini, maka penelitian ini memiliki beberapa tujuan sebagai berikut :

1. Untuk menganalisis karakteristik SPL di dalam ruang penumpang kereta *New Generation* type K1 dalam kondisi dinamis melalui pendekatan pemetaan akustik.
2. Untuk mengidentifikasi frekuensi dominan pada area kursi penumpang dan *gang way* yang berkontribusi terhadap peningkatan SPL, serta mengkorelasikan dengan fenomena resonansi struktural
3. Untuk mengidentifikasi sumber kebisingan utama yang ditransmisikan secara struktural (*structure-borne noise*) dari sistem bogie ke area interior ruang penumpang dengan berfokus pada kontribusi sumber kebisingan *mechanical vibration*.
4. Untuk memverifikasi dan analisis terhadap frekuensi kritis resonansi struktur menggunakan pendekatan numerik berbasis FEA dan perbandingan dengan hasil pengukuran lapangan.

1.5 Manfaat

Penelitian ini diharapkan dapat memberikan manfaat baik dalam secara ilmiah maupun teknis dalam skala industri sebagai berikut :

1. Ilmiah
 - a. Memberikan wawasan mengenai karakteristik propagasi kebisingan di dalam ruang penumpang melalui pemetaan akustik.
 - b. Menganalisis secara kuantitatif terkait hubungan kecepatan dan SPL guna memahami pola perubahan nilai parameter akustik selama perjalanan.
 - c. Memperkuat pemahaman mengenai peran *mechanical vibration* dalam menghasilkan kebisingan pada kereta api.
 - d. Mengembangkan model simulasi FEA yang dapat digunakan untuk menganalisis struktur kereta api dan bagaimana getaran merambat dalam struktur kereta api.
2. Industri dan Operasional Regulasi
 - a. Membantu pengembangan sistem peredam suara yang lebih efektif melalui optimasi desain struktural dan pemilihan material akustik yang tepat.
 - b. Memberikan data empiris yang dapat digunakan dalam peningkatan desain interior kereta untuk meningkatkan kenyamanan akustik bagi penumpang
 - c. Menyediakan referensi bagi pengembangan standarisasi kebisingan di transportasi berbasis rel, sesuai dengan regulasi internasional.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Hasil Penelitian Terdahulu

Berbagai penelitiann telah dilakukan untuk menganalisis kebisingan di kereta api, mencakup pemetaan akustik, hubungan kecepatan dengan SPL, serta identifikasi sumber *mechanical vibration*. Pada bagian ini, dibahas beberapa studi terdahulu yang menjadi landasan bagi penelitian ini. Penelitian pertama yakni, penelitian yang dilakukan oleh Xiaodan Lan, Jian Han, Jie Zhang, Xinbiao Xiao, Laixian Peng, dan Yuxuan Zhao yang berjudul *Interior Noise Characteristics, Source Identification and Its Quantification Contribution of 400 Km/h High-Speed Train in Different Operating Environments*, pada penelitian ini menganalisis karakterisasi kebisingan *interior*, identifikasi sumber, serta kuantifikasi kontribusi kebisingan tentang kereta api berkecepatan tinggi (400 km/jam) dalam berbagai kondisi operasi. Studi ini bertujuan untuk memahami hubungan antara kecepatan dan SPL, serta bagaimana distribusi kebisingan terjadi di dalam ruang penumpang kereta api. Metode yang digunakan dalam penelitian ini mencakup pengukuran lapangan menggunakan array mikrofon bola B&K berbasis *beamforming* untuk menganalisis distribusi kebisingan. Pengujian dilakukan pada dua kondisi operasional, yaitu jalur terbuka dan terowongan, guna memahami perbedaan karakteristik kebisingan yang muncul dalam kondisi yang berbeda (Anon., 2024).

Data di analisis menggunakan metode spektral serta fitting polinomial untuk mengidentifikasi tren peningkatan kebisingan seiring dengan bertambahnya kecepatan kereta. Hasil penelitian menunjukkan tingkat kebisingan meningkat secara non-linear terhadap kenaikan kecepatan, yang sejalan dengan karakteristik kebisingan pada sistem perkeretaapian. Setiap kenaikan kecepatan 20 sampai 30 km/jam dapat menyebabkan peningkatan 1 – 2 dB(A) dalam SPL. Pada jalur terbuka, kebisingan didominasi oleh sumber kebisingan *rolling noise* dan kebisingan *mechanical vibration* dari bogie dan roda, dengan rentang frekuensi utama 40 Hz – 2000 Hz. Sementara itu, pada terowongan, efek kebisingan aerodinamis meningkat secara signifikan, terutama pada frekuensi 160 Hz – 1000 Hz dengan sumber suara utama yang berasal dari jendela dan lantai. Analisis menunjukkan bahwa pada kecepatan dibawah 200 km/jam, kebisingan *mechanical vibration* dan interaksi roda – rel lebih berpengaruh terhadap SPL. Namun, pada kecepatan diatas 250 km/jam, kebisingan aerodinamis menjadi faktor dominan, terutama akibat turbulen udara di sekitar badan kereta dan pantograf. Selain itu, penelitian ini mengungkapkan bahwa kontribusi terbesar terhadap kebisingan interior berasal dari area lantai, yang disebabkan oleh kombinasi sumber kebisingan aerodinamis, kebisingan *mechanical vibration*, dan kebisingan *rolling noise*. kebisingan dari dinding samping dan bagian belakang meningkat, yang menunjukkan perlunya penguatan struktur dan penyerapan tambahan untuk mengurangi transmisi kebisingan ke dalam kabin (Anon., 2024).

Kemudian penelitian yang kedua yakni penelitian yang dilakukan oleh Angga Dwi Saputra, Malinda Sabrina, dan F. Andree Y yang berjudul *Evaluation Effect of Noise and Vibrations on Railway Passenger*, pada penelitian ini menganalisis dampak kebisingan dan getaran terhadap kenyamanan penumpang kereta api melalui pengukuran dalam kondisi statis dan dinamis. Pengukuran statis dilakukan untuk mengidentifikasi kebisingan latar belakang, sedangkan pengukuran dinamis dilakukan pada kecepatan 40 – 60 km/jam untuk menganalisis pengaruh kecepatan, dengan nilai maksimum 92.57 dB(A) pada posisi P3, melampaui batas paparan yang diizinkan (88 dB(A), maksimal 2 jam/hari) berdasarkan regulasi kementerian kesehatan No. 70 Tahun 2016. Sumber utama kebisingan berasal dari interaksi roda – rel, *mechanical vibration*,

gesekan kolektor listrik, serta material insulasi suara yang buruk pada kabin (Saputra, et al., 2019).

Selain kebisingan, penelitian ini juga mengevaluasi tingkat getaran lantai menggunakan akselerometer dalam tiga arah utama, yaitu longitudinal, lateral, dan vertikal, dengan rentang frekuensi 0.4 Hz - 30 Hz. Hasil pengukuran dianalisis menggunakan *Sperling's Ride Index* (Wz), yang merupakan metode standar dalam menilai kenyamanan perjalanan berdasarkan respons getaran terhadap tubuh manusia. Evaluasi ini menunjukkan bahwa nilai getaran di dalam kabin masih berada dalam kategori “terasa tetapi tidak mengganggu”, yang berarti intensitas getaran masih dalam batas toleransi kenyamanan penumpang. Kesimpulan dari penelitian ini menegaskan bahwa kecepatan kereta memiliki korelasi langsung terhadap tingkat kebisingan di dalam kabin, dengan sumber utama berasal dari interaksi roda-rel dan struktur bodi kereta. Sementara itu, tingkat getaran masih dalam batas kenyamanan berdasarkan *Sperling's Ride Index*. Implikasi dari studi ini menunjukkan bahwa perbaikan sistem insulasi suara dan optimalisasi desain aerodinamika serta suspensi diperlukan untuk meningkatkan kenyamanan penumpang pada operasi kereta berkecepatan tinggi (Saputra, et al., 2019).

Selanjutnya penelitian yang ketiga yakni penelitian yang dilakukan oleh Xiaozhen Sheng, Shumin Zhang, Xinbiao Xiao, dan Yuan He yang berjudul *Recent Advances on Research Into High-Speed Railway Noise*. Penelitian ini membahas kemajuan terbaru dalam penelitian kebisingan pada kereta api berkecepatan tinggi. Fokus utama penelitian adalah identifikasi, pemodelan, serta pengendalian kebisingan eksternal dan internal yang dihasilkan oleh berbagai sumber selama operasi kereta api berkecepatan tinggi. Studi ini mengkaji karakteristik kebisingan lintas kereta melalui pengukuran lapangan di dua jenis jalur, jembatan viaduk dan tanggul rel. Hasil pengukuran menunjukkan bahwa tingkat kebisingan lebih tinggi di tanggul rel dibandingkan viaduk, dengan peningkatan kebisingan seiring bertambahnya kecepatan kereta. Sumber utama kebisingan mencakup *rolling noise*, *aerodynamic noise*, dan *viaduct bridge noise* (Sheng, et al., 2023).

Pemodelan matematis digunakan untuk mengevaluasi kontribusi sumber kebisingan berdasarkan pengukuran menggunakan *array mikrofon*. Analisis menunjukkan bahwa pada kecepatan di bawah 350 km/h, *rolling noise* masih mendominasi, terutama pada frekuensi di atas 500 Hz. Namun, pada frekuensi rendah (di bawah 100 Hz), kebisingan akibat getaran struktur jembatan lebih signifikan. Selain itu, studi ini membahas pemodelan kebisingan aerodinamis dari pantograf dan *bogie*, yang menjadi sumber utama kebisingan eksternal pada kecepatan tinggi. Pemodelan aerodinamika berbasis *Computational Fluid Dynamics* (CFD) dan eksperimen terowongan angin digunakan untuk memahami pola turbulensi udara yang berkontribusi terhadap kebisingan. Untuk kebisingan interior, studi ini mengevaluasi transmisi getaran melalui sistem suspensi dan *bogie*, serta pemodelan *Statistical Energy Analysis* (SEA) untuk memprediksi perambatan kebisingan di dalam kabin penumpang. Temuan utama menunjukkan bahwa kombinasi kebisingan aerodinamis dan getaran struktural mempengaruhi tingkat kebisingan di dalam kereta, yang berdampak pada kenyamanan penumpang.

Lalu penelitian keempat yakni penelitian yang dilakukan oleh Yoshiharu Soeta, dan Ryota Shimokura yang berjudul *Survey of Interior Noise Characteristic in Various Types of Trains*. Penelitian ini mengevaluasi karakteristik kebisingan interior pada berbagai jenis kereta api, dengan fokus pada sumber kebisingan utama serta perbedaan pola kebisingan berdasarkan interaksi roda-rel, kecepatan, jenis motor traksi, dan perbedaan antara kereta bermotor dan trailer. Studi ini bertujuan untuk memahami faktor-faktor yang memengaruhi SPL di dalam kabin serta bagaimana persepsi kebisingan dipengaruhi oleh karakteristik *spektral* dan *temporal*. Metode penelitian melibatkan pengukuran kebisingan pada 15 jalur kereta berbeda, mencakup

permukaan kereta, kereta bawah tanah, kereta berkecepatan tinggi, monorel, dan sistem transit otomatis dengan ban karet. Data dikumpulkan menggunakan mikrofon *dummy-head*, yang merekam spektrum frekuensi dan tingkat SPL. Selanjutnya, analisis dilakukan menggunakan metode *interaural cross-correlation* (IACC) dan *autocorrelation function* (ACF) untuk mengevaluasi karakteristik persepsi kebisingan yang dirasakan oleh penumpang. Hasil penelitian menunjukkan bahwa interaksi roda-rel menjadi sumber kebisingan dominan di dalam kabin, dengan tiga jenis kebisingan utama yang diidentifikasi. *Rolling noise* dihasilkan oleh gesekan kontinu antara roda dan rel, sedangkan *impact noise* terjadi akibat ketidaksempurnaan rel atau sambungan, yang menghasilkan puncak kebisingan pada frekuensi rendah (< 500 Hz). Selain itu, *curve squeal noise* muncul dengan frekuensi dominan di 125 – 500 Hz, terutama pada kereta bawah tanah akibat efek refleksi suara dalam terowongan.

Analisis lebih lanjut menunjukkan bahwa kecepatan berpengaruh langsung terhadap tingkat kebisingan. Kereta berkecepatan tinggi yang menggunakan motor linier menghasilkan kebisingan 6 – 9 dB lebih tinggi dibandingkan kereta dengan motor induksi tiga fase, karena peningkatan kecepatan menyebabkan dominasi kebisingan aerodinamis. Selain itu, kereta bermotor memiliki tingkat kebisingan 2 dB – 3 dB lebih tinggi dibandingkan kereta trailer, meskipun tidak ditemukan perbedaan signifikan dalam distribusi *spektral*. Sementara itu, kebisingan dalam kereta bawah tanah lebih tinggi pada frekuensi menengah (250 Hz – 500 Hz) dibandingkan dengan kereta permukaan, karena refleksi suara dalam terowongan memperkuat gelombang suara pada rentang frekuensi tersebut. Kesimpulan dari penelitian ini menegaskan bahwa strategi mitigasi kebisingan harus difokuskan pada optimalisasi desain roda-rel, peningkatan insulasi akustik di dalam kabin, serta pengembangan teknologi kontrol kebisingan aktif guna meningkatkan kenyamanan akustik penumpang.

2.2 Dasar Teori

2.2.1 Kereta Api

Kereta api adalah moda transportasi massal yang terdiri dari rangkaian kereta yang ditarik oleh lokomotif. Dalam sekali perjalanan kereta api mempunyai kapasitas angkut sampai 300 kursi penumpang tergantung panjang rangkaian gerbong yang digunakan. Menurut Peraturan Menteri Perhubungan No. 43 Tahun 2011 tentang rencana Induk Perkeretaapian Nasional (RIPNAS) bahwa strategi pengembangan jaringan tersebut harus mampu mengakomodasi kebutuhan layanan kereta api berdasarkan dimensi kewilayahan antara lain, jaringan kereta api antar kota di Pulau Jawa difokuskan untuk mendukung layanan angkutan penumpang dan barang, sedangkan jaringan kereta api antar kota di pulau Sumatra, Kalimantan, Sulawesi dan Papua difokuskan untuk mendukung layanan angkutan barang (Situmorang, 2012).

Berdasarkan undang-undang No. 23 Tahun 2007 Pasal 96, sarana perkeretaapian menurut jenisnya terdiri atas, lokomotif, kereta, gerbong, dan peralatan khusus. Lokomotif adalah sarana perkeretaapian yang memiliki penggerak sendiri yang dapat bergerak dan digunakan untuk menarik atau mendorong kereta, gerbong, atau peralatan khusus, antara lain lokomotif listrik dan lokomotif diesel. Kemudian ada jenis kereta yang harus ditarik atau didorong lokomotif dan kereta yang mempunyai penggerak sendiri. Kereta ini digunakan untuk mengangkut orang, contohnya seperti kereta rel listrik (KRL), kereta rel diesel (KRD), kereta penumpang, kereta makan, kereta bagasi dan kereta pembangkit. Gerbong adalah sarana perkeretaapian yang ditarik dan/atau didorong lokomotif digunakan untuk mengangkut barang, jenis – jenis gerbong antara lain gerbong datar, gerbong tertutup, gerbong terbuka dan gerbong tangki. Dan peralatan khusus adalah sarana perkeretaapian yang tidak digunakan untuk angkutan penumpang atau barang, tetapi untuk keperluan

khusus antara lain lori, gerbong penolong, derek, kereta ukur dan kereta pemeliharaan jalan rel (Kementerian Perhubungan Republik Indonesia, 2007).

Seiring dengan kebijakan pengembangan jaringan perkeretaapian yang sesuai dengan Peraturan Menteri Perhubungan No. 43 Tahun 2011, inovasi dalam moda transportasi kereta api juga terus berkembang untuk meningkatkan kapasitas, kenyamanan, serta efisiensi operasional. Salah satu bentuk inovasi tersebut adalah kereta ekonomi *New Generation* yang dirancang untuk memenuhi kebutuhan layanan transportasi massal dengan standar yang lebih baik dibandingkan kereta ekonomi konvensional. Kereta Ekonomi *New Generation* dirancang dengan struktur mekanik yang lebih modern, efisien, dan tahan lama dibandingkan generasi sebelumnya. Rangka bodi menggunakan material *stainless steel* yang lebih ringan dan tahan korosi, sehingga meningkatkan daya tahan sekaligus mengurangi biaya perawatan. Desain bodi yang lebih aerodinamis juga membantu mengurangi hambatan udara, meningkatkan efisiensi energi, serta mendukung kecepatan operasional yang lebih optimal. Selain itu, struktur kereta dilengkapi dengan teknologi *Crash Energy Management* (CEM) untuk meningkatkan keamanan dalam kondisi tabrakan. Dalam rangkaian kereta *New Generation* terdapat beberapa tipe atau kelas ruang penumpang kereta *New Generation*, yang terdiri dari ruang pengemudi, gerbong makan (KM), gerbong penumpang kelas ekonomi (K3), ruang generator, dan gerbong ruang penumpang *eksekutif* (K1). Gambar 2.1 merupakan gambar gerbong ruang penumpang *eksekutif* (K1), dimana gerbong tipe ini digunakan dalam pengukuran kebisingan dan getaran pada penelitian ini.



Gambar 2. 1 Kereta Eksekutif dan *Luxury New Generation* (Sumber : (www.antaramews.com)).

Kereta jenis ini menggunakan *bogie bolsterless* yang lebih ringan dan stabil, dilengkapi dengan sistem suspensi ganda yang terdiri dari *primary suspension* dan *secondary suspension*. Teknologi ini membantu meredam getaran dan guncangan selama perjalanan, sehingga meningkatkan kenyamanan penumpang. Selain itu, sistem peredam getaran canggih diterapkan untuk mengurangi osilasi akibat pergerakan di rel yang tidak rata. Dari segi sistem penggerak, Kereta Ekonomi *New Generation* telah mengadopsi teknologi traksi modern seperti *inverter* dan motor listrik AC pada model (KRL) maupun (KRD). Sistem pengereman juga lebih canggih dengan penerapan rem *regeneratif* yang dapat mengubah energi kinetik menjadi listrik yang dapat digunakan kembali. Selain itu, kombinasi rem cakram hidrolik dan rem udara (*pneumatik*) meningkatkan efektivitas pengereman serta keselamatan operasional

2.2.2 Kebisingan

Kebisingan didefinisikan sebagai bunyi yang tidak diinginkan dan mengganggu pendengaran atau biasa disebut dengan *noise is unwanted sound*. Namun ada juga yang mendefinisikannya sebagai bunyi yang ada pada saat yang salah, di tempat yang salah, atau *noise is sound at the wrong place, at the wrong time*. Dari definisinya, kebisingan tidak terlalu bergantung pada keras atau lemahnya bunyi. Yang berkaitan langsung dengan kebisingan yaitu terganggu atau tidaknya seseorang dengan bunyi tersebut (Everest, et al., 2009).

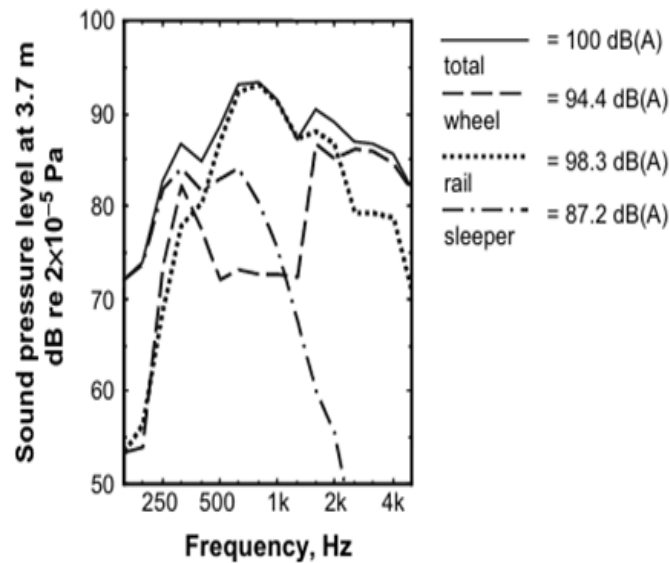
Badan Standardisasi Nasional Indonesia sampai saat ini belum mengeluarkan standar kebisingan secara lengkap. Oleh karenanya, data dari Badan Standarisasi Internasional seringkali digunakan sebagai acuan. Ini berarti bahwa apabila suatu bunyi nilainya melebihi acuan tersebut, maka bunyi itu dapat dikategorikan sebagai kebisingan. Sedangkan menurut SNI 19-1721-1989 menerangkan bahwa nilai ambang batas di tempat kerja sebesar 85 dB(A). Karena pada hakikatnya kebisingan merupakan suatu bunyi yang dapat mengganggu manusia baik di kesehatan pendengaran maupun kenyamanan. Peraturan Menteri Perhubungan No. 15 Tahun 2011, tentang standar spesifikasi teknis kereta yang ditarik lokomotif, mengatur mengenai standar kebisingan maksimum pada ruang penumpang yaitu sebesar 85 dB(A) (Kementerian Perhubungan Republik Indonesia, 2010).

2.2.3 Sumber Kebisingan pada Kereta

Mekanisme penyebaran kebisingan pada kereta api dapat diklasifikasikan menjadi dua kategori utama, yaitu transmisi udara (*airborne transmission*) dan transmisi struktural (*structure-borne transmission*). *Airborne transmission* terjadi ketika gelombang suara merambat melalui udara dan masuk ke dalam ruang penumpang melalui celah atau sistem ventilasi. Sebaliknya, *structure-borne transmission* terjadi ketika getaran mekanis dari roda dan sistem bogie merambat melalui struktur rangka kereta dan menyebabkan radiasi kebisingan di dalam ruang penumpang. Menurut EC Railway Noise Working Group (2005), mekanisme persebaran kebisingan *airborne transmission* dapat menghasilkan sumber kebisingan *aerodinamis* sedangkan mekanisme persebaran *structure-borne transmission* dapat menghasilkan beberapa sumber kebisingan yang mempengaruhi sumber kebisingan struktural, diantaranya sumber kebisingan *rolling noise*, sumber kebisingan *traction noise* yang dapat menghasilkan sumber kebisingan dominan *mechanical vibration*.

2.2.3.1 Sumber Kebisingan Roda Bergulir (*Rolling Noise*)

Kebisingan bergulir atau yang biasa disebut sebagai *rolling noise*, merupakan sumber kebisingan utama kereta api pada kecepatan sedang hingga tinggi, dimana kebisingan akan meningkat sekitar 9 dB terhadap penggandaan kecepatan. Kebisingan ini berasal dari interaksi antara roda dan rel kereta, dimana kekasaran permukaan menimbulkan getaran vertikal yang menjalar melalui sistem roda-rel. Panjang gelombang kekasaran yang dominan menyebabkan kebisingan berkisar antara 5 mm - 500 mm, dengan komponen frekuensi yang lebih tinggi menjadi lebih signifikan seiring dengan peningkatan kecepatan. Ketika getaran yang terjadi ditransmisikan ke struktur roda dan rel, getaran tersebut akan memancarkan kebisingan *broadband*, artinya kebisingan mencakup rentang frekuensi yang luas. Hal ini kemudian yang menjadi masalah utama dalam kebisingan kereta api dan berdampak terhadap kenyamanan penumpang (Thompson, 2009)

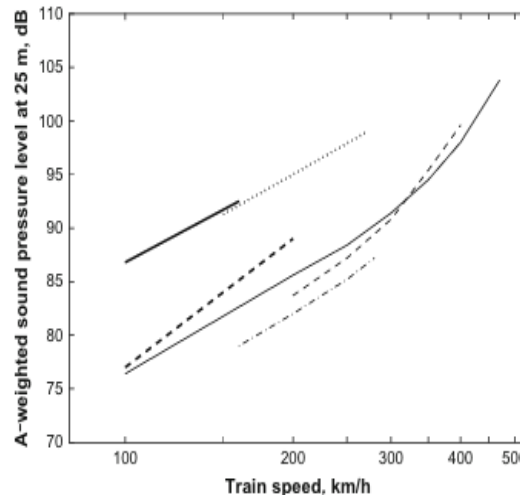


Gambar 2. 2 Hasil dari prediksi umum menggunakan model TWINS mengenai kontribusi komponen roda, rel, dan sleeper terhadap kebisingan total (Sumber: (Thompson, 2009)).

Rolling noise memiliki kontribusi relatif yang bervariasi di berbagai rentang frekuensi. Gambar 2.2 menunjukkan pada frekuensi yang lebih rendah, di antara 70 Hz - 1000 Hz, getaran rel mendominasi radiasi kebisingan. Dalam rentang ini, setiap kekasaran permukaan pada rel berkontribusi secara signifikan terhadap *rolling noise*. Sementara pada frekuensi yang lebih tinggi di atas 1000 Hz, mobilitas rel berkurang, sehingga getaran roda menjadi sumber utama kebisingan. Hal ini disebabkan oleh mode getaran alami roda menjadi lebih efisien *tereksitasi* dan meningkatnya kemampuan roda untuk memancarkan suara. Secara khusus, kekasaran roda dengan panjang gelombang antara 40 mm - 80 mm, yang umumnya ditemukan pada roda yang dilengkapi rem blok, memiliki kesesuaian dengan frekuensi dominan dalam rentang 500 Hz hingga 1000 Hz pada kecepatan operasional. Ini menegaskan bahwa kebisingan roda menjadi semakin dominan ketika kecepatan kereta

2.2.3.2 Sumber Kebisingan Aerodinamis

Kebisingan aerodinamis merupakan fenomena yang terjadi akibat adanya interaksi aliran udara dengan permukaan benda yang bergerak pada kecepatan yang tinggi, dimana menghasilkan pembentukan lapisan batas turbulen di sekitar bodi kereta dan radiasi gelombang tekanan ke lingkungan sekitar. Dalam konteks transportasi rel berkecepatan tinggi, kebisingan ini menjadi faktor dominan dalam spektrum akustik di kereta api saat mencapai kecepatan tertentu, yang melampaui kontribusi kebisingan mekanis seperti dari roda dan rel (Thompson, 2009). Namun pada kebisingan ini didapatkan suatu fakta bahwa seiring dengan meningkatnya kecepatan, maka tingkat kebisingan juga akan mengalami peningkatan. Tingkat tekanan bunyi yang dihasilkan oleh interaksi antara roda dan rel dapat meningkatkan proporsional terhadap $30\log V$, dimana (v) merupakan kecepatan kereta api. Sementara itu, kebisingan aerodinamis yang meningkat dengan laju yang lebih tinggi, umumnya mengikuti tren $60\log V$, sehingga pada kecepatan tertentu dapat dikatakan sebagai kecepatan transisi. Sehingga dengan adanya fenomena ini kebisingan aerodinamis dapat menjadi faktor kebisingan yang dominan.



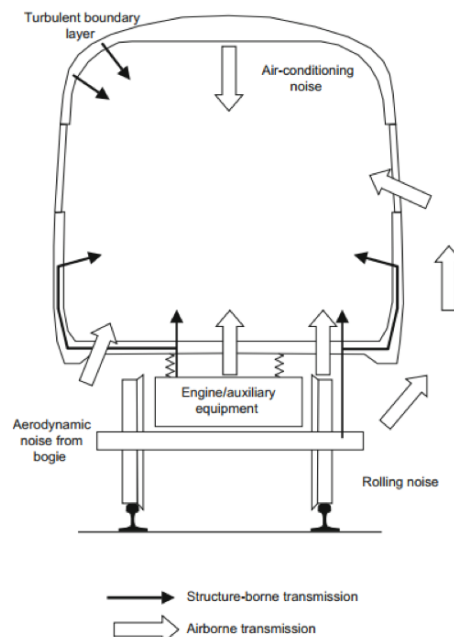
Gambar 2. 3 Menunjukkan hubungan tingkat tekanan bunyi dengan kecepatan kereta di beberapa lokasi (Sumber : (Thompson, 2009)).

Gambar 2.3 menunjukkan hubungan antara tingkat kebisingan dan kecepatan kereta, dengan puncak kebisingan berasal dari mesin motor di bagian depan dan belakang kereta. Pada kecepatan 300 Km/jam, terjadi perubahan kemiringan grafik yang mencerminkan transisi bertahap dalam pola kebisingan. Dalam sistem kereta konvensional, transisi ini terjadi pada kecepatan lebih rendah akibat desain aerodinamis yang kurang efisien, sementara pada kereta berkecepatan tinggi, kebisingan aerodinamis menjadi faktor dominan bagi lingkungan eksterior maupun interior. Kebisingan aerodinamis, yang telah diteliti sejak 1990-an (Thompson, 2009), berasal dari interaksi aliran udara, sehingga propagasi gelombang suara dalam medium akustik menjadi lebih kompleks. Hanya sebagian kecil energi aerodinamis yang dikonversi menjadi energi akustik. Pada permukaan datar, kecepatan aliran udara menurun hingga nol m/s akibat gaya gesek, sementara pada jarak tertentu kecepatan mencapai nilai maksimum yang setara dengan kecepatan relatif bebas terhadap kereta. Di antara kedua kondisi ini, terbentuk lapisan batas yang mengalami transisi dari aliran laminar ke turbulen akibat efek viskositas. Secara teoritis, kebisingan aerodinamis dapat dijelaskan melalui analogi matematis dengan sumber *kuadrapol ekuivalen* dalam medium akustik diam. Efisiensi radiasi sumber *kuadrapol* cenderung rendah, terutama pada frekuensi rendah, akibat terjadinya gelombang destruktif yang mengurangi emisi kebisingan secara signifikan (Thompson, 2009). meningkat, dengan puncak frekuensi bergeser ke rentang yang lebih tinggi. Selain itu, kekasaran roda secara langsung berkorelasi dengan peningkatan emisi kebisingan, yang memperkuat kebutuhan akan modifikasi material dan desain untuk mengurangi efek ini (Thompson, 2009). Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa *rolling noise* dapat didapatkan dari kecepatan kereta. Bahwa dari grafik menggambarkan kecepatan yang berubah dari beberapa tipe kereta dalam waktu yang berbeda yang diplotkan dalam grafik logaritmik, dimana dalam keadaan ini akan menimbulkan kebisingan seiring dengan bertambahnya kecepatan kereta api.

2.2.3.3 Sumber Kebisingan Struktural

Kebisingan *structure-borne* pada kereta api merupakan jenis kebisingan yang dihasilkan oleh sumber kebisingan *mechanical vibration* yang merambat melalui struktur kereta sebelum dipancarkan sebagai gelombang suara. Berbeda dengan *airborne noise* yang langsung merambat melalui udara, *structure-borne noise* muncul akibat eksitasi dinamis pada komponen mekanik kereta, seperti interaksi roda-rel, sistem suspensi, motor traksi, serta struktur bogie. Ketika kereta bergerak, kontak antara roda dan rel

menghasilkan gaya dinamis yang menyebabkan getaran pada bogie, rangka utama (*chassis*), dan elemen struktural lainnya. Getaran ini kemudian merambat melalui material struktural kereta, diubah menjadi energi akustik, dan akhirnya dipancarkan ke dalam kabin penumpang maupun lingkungan eksternal.



Gambar 2. 4 Skema persebaran sumber kebisingan pada kereta api
(Sumber : (www.konsultasi-akustik.com, 2020)).

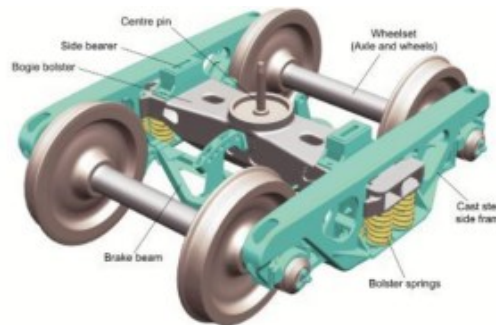
Mekanisme perambatan getaran dalam struktur kereta api terjadi melalui tiga jalur utama. Pertama, perambatan melalui *chassis transmission*, di mana gaya vertikal dan lateral dari interaksi roda-rel ditransmisikan ke bogie dan rangka utama, menyebarkan osilasi ke seluruh struktur baja kereta. Kedua, perambatan melalui sistem suspensi (*suspension coupling*), yang berfungsi meredam getaran tetapi tetap dapat mentransmisikan energi ke kabin. Pada frekuensi tertentu, resonansi dapat terjadi, memperkuat tingkat kebisingan di dalam kabin. Ketiga, perambatan melalui interior kabin, di mana getaran dari rangka kereta dapat disebabkan dari getaran pada panel interior seperti dinding, lantai, dan langit-langit berosilasi dan memancarkan suara ke dalam kabin. Efek ini lebih dominan pada frekuensi menengah hingga rendah (20 – 500 Hz), yang sulit diredam oleh material isolasi akustik konvensional.

Berdasarkan literatur yang tersedia, beberapa referensi utama yang membahas kebisingan *structure-borne* pada kereta api mencakup (Thompson, 2009) dalam *Railway Noise and Vibration*, yang menjelaskan mekanisme kebisingan dalam sistem perkeretaapian dan strategi mitigasinya. (Iwnicki, 2006) dalam *Handbook of Railway Vehicle Dynamics* juga membahas interaksi roda-rel dan dampaknya terhadap kebisingan struktural. (Nelson & Elliott, 1992) dalam *Active Control of Sound* menguraikan strategi kontrol aktif untuk mitigasi kebisingan, termasuk penerapannya dalam sistem transportasi. Selain itu, standar internasional seperti UIC 518 dan ISO 3095:2013 mengatur metodologi uji performa dinamis dan pengukuran kebisingan yang ditimbulkan oleh kendaraan kereta api. Dengan memahami mekanisme perambatan getaran dan sumber utama kebisingan *structure-borne*, strategi mitigasi dapat difokuskan pada optimalisasi desain suspensi, penggunaan material peredam getaran, serta penerapan sistem kontrol aktif untuk mengurangi transmisi energi mekanis ke dalam kabin penumpang. Hal ini

menjadi krusial dalam meningkatkan kenyamanan akustik pada kereta api berkecepatan tinggi serta mengurangi dampak kebisingan terhadap lingkungan sekitar

2.2.3.4 Sumber Kebisingan Getaran Mekanik (*Mechanical Vibration*)

Kebisingan pada kereta api berasal dari berbagai sumber, salah satunya adalah *mechanical vibration* yang timbul akibat interaksi dinamis antar komponen mekanik selama operasional. Kereta *New Generation* merupakan jenis kereta modern dengan teknologi canggih untuk meningkatkan efisiensi, kenyamanan, dan keselamatan. Secara struktural, kereta ini terdiri dari beberapa komponen mekanik utama, seperti wheelset (roda dan poros) yang mentransmisikan beban dinamis, coupler sebagai penghubung gerbong, serta chassis sebagai struktur utama penopang seluruh sistem. Pantograf digunakan untuk mengambil daya dari jaringan listrik atas, sementara sistem ventilasi dan pendingin mengatur suhu di dalam kabin. Kereta ini dikategorikan sebagai *self-propelled rolling stock* jika dilengkapi sistem propulsi mandiri, seperti *Electric Multiple Unit* (EMU) atau *Diesel Multiple Unit* (DMU), atau sebagai *non-self-propelled rolling stock* jika hanya berfungsi sebagai gerbong penumpang yang ditarik lokomotif.



Gambar 2. 5 Komponen mekanik yang terdapat di sistem bogie kereta api
(Sumber : (Nelson & Elliott, 1992)).

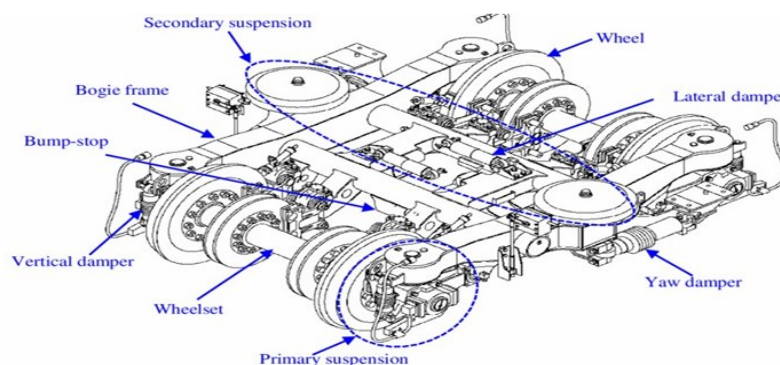
Dari Gambar 2.5, salah satu elemen krusial adalah bogie, yang berfungsi sebagai sub-frame modular menopang bodi kereta serta mengakomodasi sistem suspensi, propulsi, dan rem. Sistem suspensi terdiri dari suspensi primer yang meredam getaran akibat ketidaksempurnaan rel, serta suspensi sekunder untuk mengurangi osilasi besar yang memengaruhi kestabilan lateral dan vertikal. *Traction* motor digunakan pada kereta berpengerak mandiri, dengan sistem pengereman berupa *disc brake system* atau *block brake system*. Untuk meningkatkan stabilitas dan performa, bogie dilengkapi damping system guna mereduksi osilasi berlebih, serta sanding system yang meningkatkan traksi saat akselerasi atau pengereman pada lintasan licin. Desain bogie modern juga mengadopsi *steering mechanism*, yang memungkinkan sudut roda beradaptasi dengan geometri rel guna mengurangi gaya lateral dan meningkatkan efisiensi perjalanan. Secara keseluruhan, mekanisme *mechanical vibration* dalam sistem ini berkontribusi signifikan terhadap kebisingan yang dihasilkan selama operasional kereta, sehingga memerlukan optimalisasi sistem suspensi dan peredam osilasi guna meningkatkan kenyamanan dan keselamatan.

2.2.4 Komponen – komponen bogie kereta

Bogie merupakan salah satu subsistem utama pada kendaraan rel yang memiliki peran krusial dalam mendukung performa dinamis, kenyamanan, serta keselamatan operasional kereta api. Meskipun keberadaannya sering luput dari perhatian pengguna, bogie berfungsi

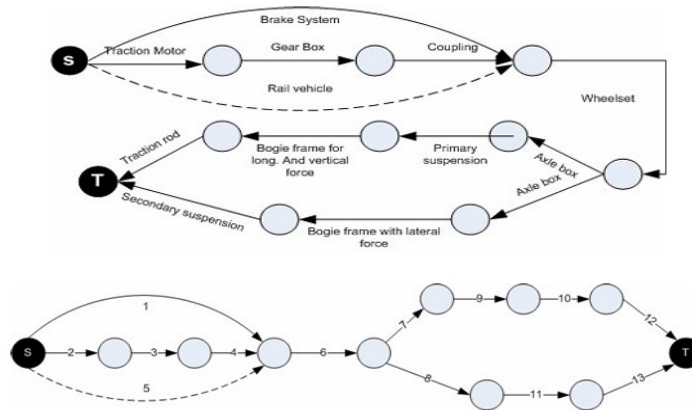
sebagai struktur pendukung utama yang memungkinkan badan kereta berjalan stabil di atas rel, baik pada lintasan lurus maupun melengkung. Fungsi utama dari bogie meliputi: (1) menopang beban statik dan dinamik dari bodi kereta, (2) mereduksi efek ketidakaturan trek melalui sistem suspensi, dan (3) mengurangi dampak gaya sentrifugal saat kereta melaju pada kecepatan tinggi di jalur lengkung, yang secara langsung berkaitan dengan kenyamanan dan kestabilan lintasan (Sharma, et al., 2020).

Secara umum, sistem bogie diklasifikasikan menjadi dua jenis berdasarkan konfigurasi dukungannya terhadap gerbong, yaitu bogie non-artikulasi dan bogie artikulasi. Bogie non-artikulasi menopang satu unit kereta secara *independen*, dengan dua bogie terletak di masing-masing ujung gerbong. Sebaliknya, bogie artikulasi menopang dua gerbong yang saling terhubung dan umumnya diposisikan di antara dua unit kereta, yang secara struktural lebih efisien dan menguntungkan dari aspek kestabilan transversal. Selain itu, klasifikasi juga dapat dilakukan berdasarkan karakteristik sistem suspensinya, yaitu: (1) bogie gantungan ayun, yang menggunakan mekanisme ayunan untuk meredam respons getaran vertikal, dan (2) bogie dengan kekakuan lateral rendah, yang didesain untuk menyerap getaran arah lateral guna menjaga kenyamanan saat kereta melintasi tikungan. Dari sisi penggunaan bantalan, bogie dibagi menjadi bogie dengan bantalan, yang menggunakan sistem bearing untuk mengurangi gesekan dan menopang poros roda, serta bogie tanpa bantalan, yang lebih jarang digunakan karena memiliki karakteristik gesekan lebih tinggi dan memerlukan frekuensi perawatan lebih intensif.



Gambar 2. 6 Komponen - komponen yang terdapat di sistem bogie kereta api.
(Sumber : (Sharma, et al., 2020)).

Secara struktural (**Gambar 2.6**), sistem bogie terdiri atas komponen utama seperti *wheelset*, *bogie frame*, *primary suspension*, *secondary suspension*, *bump stop*, *yaw damper*, *lateral damper*, dan sistem pengereman. Fungsi dari masing-masing komponen ini bersifat integral. Kerangka bogie (*bogie frame*) berperan sebagai struktur utama yang menopang beban dari bodi kereta sekaligus sebagai media transmisi gaya. Roda dan poros (*wheelset*) berfungsi sebagai elemen penghubung antara kereta dan rel, sekaligus menerima langsung beban statik dan dinamik dari struktur atas. Salah satu komponen paling vital dalam sistem bogie adalah suspensi, yang bertugas meredam guncangan dan vibrasi akibat ketidakaturan lintasan. Suspensi terdiri atas dua tingkat: *primary suspension*, umumnya berupa pegas koil, yang diletakkan antara *wheelset* dan *bogie frame*; serta *secondary suspension*, biasanya berupa kantong udara (*air spring*), yang dipasang antara *bogie frame* dan bodi kereta untuk mereduksi getaran kecepatan menengah hingga tinggi (Sharma, et al., 2020). Skema penyebaran gaya (*force broadcasting*) dalam *system bogie* kereta direpresentasikan dalam Gambar 2.7,



Gambar 2. 7 Skema penyebaran gaya (force broadcasting) dalam system bogie kereta (Sumber : (Sharma, et al., 2020)).

Dalam Gambar 2.7, skema persebaran gaya menunjukkan bahwa sistem terdiri atas berbagai komponen mekanis yang bertugas mentransmisikan tiga jenis gaya utama, yaitu gaya vertikal, gaya longitudinal dan gaya lateral. Dalam gambar 3 ditunjukkan bahwa titik awal aliran gaya ditandai dengan simbol ‘S’ yang merepresentasikan sumber gaya yang berasal dari traksi motor dari sini, yang pertama adalah gaya longitudinal. gaya longitudinal (gaya yang mengalir dalam arah memanjang sepanjang arah gerak kereta) diteruskan ke *gear box*, kemudian ke *coupling*. Setelah itu dari *coupling*, gaya diteruskan ke *wheelset* untuk mendorong roda kereta agar bergerak. Selain itu, ada juga jalur dari *wheelset* ke *axle box*, *primary suspension*, dan kemudian ke *bogie frame for longitudinal and vertical force*.

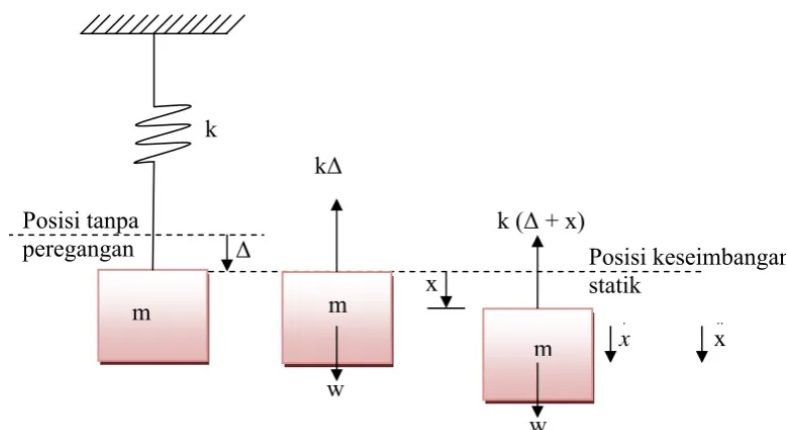
Kemudian gaya yang kedua adalah gaya vertikal. Gaya *vertical* (gaya yang bekerja tegak lurus terhadap rel- yaitu dari atas ke bawah, sebagai akibat dari berat badan kereta dan gaya yang ditransfer melalui suspensi) diteruskan ke bodi kereta (*rail vehicle*) memberikan gaya tekanan ke bawah, gaya diteruskan ke kantong udara (*air spring*) dan pegas koil (*coil spring*) yang merupakan bagian *secondary suspension*. Selanjutnya, gaya diteruskan ke *bogie frame for longitudinal and vertical force*, lalu ke *primary suspension*, kemudian ke *axle box*, dan akhirnya ke *wheelset*. Gaya ini digambarkan dalam bentuk garis pada jalur bawah (dari tengah ke kanan bawah) yang mewakili gaya gravitasi dari badan kereta ke roda. Dan gaya ini sangat penting untuk memahami beban struktural pada bogie dan bagaimana suspensi menyerap getaran dari trek ke bodi kereta (Sharma, et al., 2020). Gaya vertikal ini sangat dominan dalam mendesain sistem suspensi, karena dapat mempengaruhi kenyamanan penumpang dan kestabilan gerbong saat melaju, terutama dalam kondisi muatan penuh atau saat melewati ketidakrataan pada rel.

Dan yang terakhir gaya lateral, gaya lateral (gaya yang bekerja menyamping terhadap arah gerak kereta, biasanya muncul saat kereta melewati tikungan atau ketidakseimbangan pada lintasan). Hal ini dipengaruhi oleh beberapa hal, diantaranya gaya sentrifugal (kereta kecepatan tinggi di tikungan), ketidakrataan rel, dan gangguan mendadak seperti angin samping atau gesekan lateral antara roda dan rel. Gaya ini terjadi ketika *wheelset* menerima gaya lateral saat menikung. Gaya ini diteruskan ke *axle box*, kemudian *bogie frame* yang dirancang untuk menyerap gaya menyamping. Dari sana, gaya diteruskan ke *secondary suspension* dan akhirnya ke titik terminal (T). Gaya lateral ini harus dikelola dengan baik untuk mencegah tergelincirnya kereta saat menikung, mengurangi aus pada roda dan rel,

serta menjaga stabilitas kendaraan. Desain bogie dan suspensinya sangat penting agar mampu mentransfer gaya ini tanpa menyebabkan getaran berlebih atau deformasi pada struktur. Suspensi lateral biasanya lebih fleksibel dalam arah menyamping agar bisa meredam gaya ini secara efektif (Sharma, et al., 2020).

2.2.5 Getaran

Getaran atau disebut juga osilasi merupakan gerak bolak-balik suatu benda terhadap titik keseimbangan (setimbang) akibat adanya gaya pemulih yang bekerja untuk mengembalikan posisi benda ke titik setimbang. Getaran dapat terjadi karena sistem memiliki kelebihan energi potensial atau kinetik pada posisi setimbangnya, dan sistem akan terus berusaha kembali ke kondisi setimbang. Interaksi antara energi potensial dan kinetik yang terus-menerus inilah yang menyebabkan terbentuknya gerakan osilasi. Dalam kenyataannya getaran berhubungan dengan gerak osilasi benda dan gaya yang berhubungan dengan gerak tersebut. Jadi kebanyakan mesin atau struktur rekayasa mengalami getaran sampai derajat tertentu. Pada umumnya ada dua kelompok getaran, yakni getaran bebas dan getaran paksa (William T & Prasetyo, 1986). Getaran bebas terjadi jika sistem berosilasi karena bekerjanya gaya yang ada dalam sistem itu sendiri (*inherent*), dan jika tidak ada gaya eksitasi (gaya luar) yang bekerja. Maka sistem yang bergetar bebas akan bergetar pada satu atau lebih frekuensi alami sistem tersebut, dimana frekuensi alami tersebut merupakan sifat sistem dinamika yang dibentuk oleh distribusi massa dan kekakuannya.



Gambar 2. 8 Sistem pegas - massa dan diagram benda – bebas (Sumber : (William T & Prasetyo, 1986)).

Sistem berosilasi yang paling sederhana terdiri dari massa dan pegas seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.8. Pegas yang menunjang massa dianggap mempunyai massa yang dapat diabaikan dan kekakuan (k) newton per meter simpangan. Sistem yang mempunyai satu derajat kebebasan karena geraknya digambarkan oleh koordinat tunggal (x). Bila digerakkan, osilasi akan terjadi pada *natural frequency* (f_n), yang merupakan milik dari sistem, di dalam penelitian ini sistem yang dimaksud adalah bogie kereta. Setelah itu dihubungkan antara getaran bebas sistem dengan satu derajat kebebasan dengan Hukum Newton kedua, digunakan sebagai dasar pertama untuk meneliti gerak sistem. Seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.8, perubahan bentuk pegas pada posisi kesetimbangan statik adalah (Δ), dan gaya pegas ($k\Delta$) adalah sama dengan gaya gravitasi (w) yang bekerja pada massa bogie dengan satuan Newton. Maka didapatkan persamaan (1) sebagai berikut,

$$k\Delta = w = m \cdot g \quad (1)$$

dengan mengukur simpangan (x) dari posisi kesetimbangan statik, maka gaya – gaya yang bekerja pada massa adalah $k(\Delta + x)$ dan w . Dengan simpangan (x) yang mempunyai arah positif ke bawah, semua besaran – gaya, kecepatan dan percepatan, juga memiliki arah positif dalam arah ke bawah (yang dapat dilihat pada Gambar 2.9).

Kemudian Gaya Newton kedua diterapkan untuk gerak pada massa (m), maka didapatkan persamaan (2) gerak sebagai berikut,

$$m\ddot{x} = \sum F = w - k(\Delta + x) \quad (2)$$

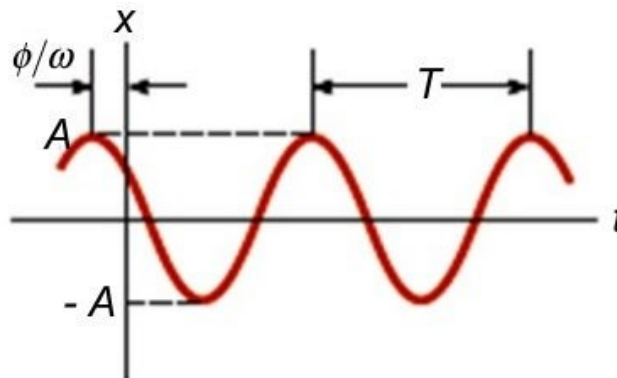
dan karena $k\Delta = w$, maka diperoleh persamaaan (3),

$$m\ddot{x} = -kx \quad (3)$$

atau dapat dituliskan menjadi persamaan (4),

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (4)$$

pemilihan posisi statik sebagai acuan untuk x mengeliminasi w , yaitu gaya yang disebabkan karena adanya gravitasi, dan gaya pegas statik $k\Delta$ dari persamaan gerak, sehingga gaya resultante pada massa bogie adalah gaya pegas, karena simpangannya adalah (x) saja. Apabila ditinjau dari persamaan gerak harmonik, maka dapat dinyatakan sebagai proyeksi suatu titik yang bergerak melingkar pada kecepatan tetap kepada suatu garis lurus, yang dapat dilihat pada gambar gerak harmonik,



Gambar 2. 9 Rekaman gerak harmonik (Sumber : (William T & Prasetyo, 1986)).

besar (w), biasanya diukur dalam radian perdetik dan disebut frekuensi lingkaran. Dengan persamaan (5), (6) frekuensi lingkaran sebagai berikut,

$$\omega_n^2 = \frac{k}{m} \quad (5)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (6)$$

dari persamaan (4) dinyatakan bahwa persamaan tersebut merupakan persamaan gerak harmonik. Dimana pernyataan tersebut dapat dibuktikan dengan substitusi persamaan (4) dengan persamaan (5), sehingga didapatkan persamaan (7) gerak harmonik,

$$m\ddot{x} + kx = 0$$

$$\ddot{x} + \frac{k}{m}x = 0$$

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = 0$$

$$\ddot{x} = -\omega_n^2 x \quad (7)$$

maka dari persamaan (7), dapat disimpulkan bahwa gerak yang terjadi pada peristiwa tersebut merupakan gerak harmonik. Dari persamaan (7), suatu persamaan diferensial linier orde kedua yang homogen, maka memiliki solusi umum pada persamaan (8),

$$x = A \sin \omega_n t + B \cos \omega_n t \quad (8)$$

Dengan A dan B merupakan kedua konstanta yang dihitung dari kondisi awal $x(0)$ dan $\dot{x}(0)$, dari persamaan (8) dapat ditunjukkan menjadi persamaan (9) sebagai berikut,

$$x = \frac{\dot{x}(0)}{\omega_n} \sin \omega_n t + x(0) \cos \omega_n t \quad (9)$$

Maka periode natural getaran dibentuk dari $\omega_n T = 2\pi$, atau dapat dituliskan dalam persamaan (10) sebagai berikut,

$$\omega_n T = 2\pi$$

$$T = 2\pi \omega_n$$

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (10)$$

Terdapat dua parameter utama dalam fenomena getaran, yaitu amplitudo dan frekuensi. Amplitudo (A) adalah simpangan maksimum dari posisi setimbangnya, sedangkan frekuensi (f) menunjukkan jumlah siklus getaran yang terjadi dalam satu satuan waktu (detik). Hubungan antara frekuensi dan periode getaran (T) secara matematis dituliskan pada persamaan (11),

$$f = \frac{1}{T} \quad (11)$$

Untuk sistem massa–pegas sederhana (massa (m), konstanta pegas (k)), dengan mensubstitusikan persamaan frekuensi (11) dengan persamaan periode natural maka didapatkan persamaan *natural frequency* dalam satuan Hz dapat ditentukan dengan persamaan (12) sebagai berikut,

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (12)$$

Dimana f_n merupakan frekuensi alami dengan satuan Hz, (k) merupakan konstanta kekakuan sistem (N/m) dan (m) merupakan massa sistem (kg) (Thomson, 1988). kemudian jenis getaran yang kedua yakni, getaran paksa. Dimana getaran terjadi karena adanya pengaruh dari *external excitation force*. Jika *external excitation force* beresilasi, maka sistem dipaksa untuk bergetar pada frekuensi eksitasi, jika frekuensi eksitasi sama dengan salah satu frekuensi natural sistem, maka akan terjadi suatu peristiwa atau keadaan resonansi, dan osilasi besar yang berbahaya mungkin akan terjadi. Semua sistem yang bergetar akan mengalami redaman sampai derajat tertentu karena adanya energi didisipasi oleh gesekan dan tahanan lain. Jika redaman itu kecil, mak pengaruhnya sangat kecil pada frekuensi natural sistem, dan perhitungan frekuensi natural biasanya dilaksanakan untuk membatasi amplitudo osilasi pada waktu resonansi.

Jumlah koordinat bebas yang dibutuhkan untuk menggambarkan gerak sistem disebut dengan derajat kebebasan sistem. Jadi suatu benda kaku akan mempunyai enam derajat, yaitu tiga komponen posisi dan tiga sudut yang menyatakan orientasinya. Selanjutnya, benda elastik kontinu akan membutuhkan jumlah koordinat yang tak berhingga (tiga untuk tiap titik pada benda) untuk menggambarkan gerakannya, jadi derajat kebebasannya harus tak berhingga. Tetapi, dalam banyak kasus bagian – bagian benda semacam ini dapat dianggap *rigid*, dan sistem secara dinamis dapat dianggap *ekivalen* dengan sistem yang mempunyai derajat kebebasan berhingga. Dalam realitanya, sejumlah besar persoalan getaran dapat diselesaikan dengan menyederhanakan sistem yang bersangkutan menjadi sistem yang mempunyai satu derajat kebebasan.

2.2.6 Sound Pressure Level (SPL)

Tingkat tekanan suara atau *sound pressure level* (SPL) adalah skala logaritmik dari tekanan suara yang diukur relatif terhadap tekanan suara referensinya. SPL sendiri merupakan parameter yang digunakan untuk menentukan kuat lemahnya bunyi. Telah disebutkan bahwa telinga manusia dapat mendengar suara yang berada dalam rentang 20 μPa sampai sekitar 100 Pa , maka jelas terlihat bahwa rentangnya terlalu panjang hingga mencapai 107. Oleh sebab itu untuk mempermudah pemahaman tentang SPL dibuatlah skala logaritmik. Skala ini bernilai logaritmik karena respons telinga terhadap rangsangan tekanan tidaklah linier. Secara matematis dirumuskan seperti pada persamaan (13) sebagai berikut,

$$SPL = 20 \left(\frac{P}{P_{ref}} \right) dB \quad (13)$$

Di mana SPL adalah tingkat tekanan suara, p adalah tekanan suara, dan P_{ref} adalah tekanan suara referensi ($2 \times 10^{-5} Pa$). Berdasarkan perhitungan yang dilakukan menggunakan persamaan di atas didapatkan bahwa telinga manusia dapat mendengar suara yang berada dalam rentang 0 dB – 134 dB. Suara dengan SPL lebih dari 134 dB dapat menyebabkan rasa sakit dan gangguan pendengaran pada telinga manusia (Artianingrum *et al.*, 2023).

Tingkat kebisingan yang dihasilkan oleh kereta api merupakan salah satu aspek penting dalam studi akustik transportasi, khususnya dalam penilaian dampak lingkungan dan kenyamanan penumpang melakukan perjalanan menggunakan kereta api. Salah satu parameter utama dalam pengukuran kebisingan adalah SPL, yang menunjukkan besar tekanan suara dalam satuan desibel (dB). SPL memiliki hubungan erat dengan kecepatan kereta api, yang secara fisik dapat dijelaskan melalui peningkatan energi kinetik dan turbulensi udara seiring dengan bertambahnya kecepatan. Secara umum, kebisingan yang dihasilkan oleh kereta api terdiri dari beberapa komponen utama, yaitu kebisingan akibat *rolling noise*, kebisingan mesin atau sistem penggerak (*propulsion noise*), serta kebisingan aerodinamis. Pada kecepatan rendah hingga menengah, kebisingan yang dominan berasal dari sistem mekanik dan interaksi roda-rel. Namun, pada kecepatan tinggi (> 200 km/jam), kebisingan aerodinamis menjadi kontributor utama, hal ini disebabkan karena adanya meningkatnya aliran turbulen di sekitar *chassis* kereta (Thompson, 2009).

Secara matematis, hubungan antara SPL dan kecepatan kereta dapat dinyatakan dalam bentuk fungsi logaritmik. Salah satu model empiris yang banyak digunakan dalam kebisingan transportasi dapat dijelaskan dalam persamaan (14) berikut ini,

$$L_p = a \cdot \log_{10}(v) + b \quad (14)$$

Dimana L_p adalah SPL dalam satuan desibel (dB), (v) merupakan kecepatan kereta dalam satuan km/jam atau m/s dan a serta b merupakan konstanta regresi yang ditentukan melalui pengolahan data hasil pengukuran lapangan. Model ini mencerminkan bahwa SPL tidak meningkat secara linear terhadap kecepatan, melainkan secara logaritmik, yang berarti peningkatan kecepatan akan menghasilkan peningkatan SPL yang lebih signifikan pada rentang kecepatan tinggi. Dalam beberapa studi menjelaskan bahwa model yang lebih spesifik dapat digunakan untuk menggambarkan peningkatan SPL berdasarkan kecepatan referensi. Salah satunya dapat digunakan persamaan (15) sebagai berikut,

$$L_p = L_0 + 30 \cdot \log_{10}\left(\frac{v}{v_0}\right) \quad (15)$$

Dengan L_0 merupakan SPL pada kecepatan referensi v_0 , koefisien 30 merupakan konstanta empiris yang digunakan untuk menggambarkan SPL terhadap perubahan kecepatan (Environment, 2002). Pendekatan ini sering digunakan dalam studi kebisingan oleh lembaga transportasi di Eropa dan Jepang, terutama dalam pemodelan prediktif dan perencanaan mitigasi kebisingan (Janssens, et al., 2006). Model ini mencerminkan sifat logaritmik dari persepsi suara oleh manusia, hal ini berdasarkan hukum *Weber – Fechner*. Secara fisik, peningkatan kecepatan menyebabkan peningkatan gaya dinamis pada interaksi roda dan rel serta meningkatkan tekanan angin di sekitar kereta, yang kemudian dikonversi menjadi energi suara. Oleh karena itu, peningkatan kecepatan meskipun berskala kecil dapat menghasilkan lonjakan yang signifikan pada tingkat kebisingan total, menjadi kontrol kecepatan sebagai salah satu strategi mitigasi kebisingan.

2.2.7 Metode Simulasi Software Finite Element Analysis

Finite Element Analysis (FEA) merupakan metode numerik yang banyak digunakan dalam rekayasa untuk menganalisis tegangan, deformasi, serta perilaku dinamis suatu sistem. Salah satu implementasi utama FEA adalah analisis getaran mekanik, yang bertujuan untuk memahami respons dinamis suatu struktur atau komponen terhadap berbagai kondisi beban. Getaran berlebihan dalam suatu sistem dapat menyebabkan kelelahan material (*fatigue*), peningkatan kebisingan, serta kegagalan struktural yang dapat berakibat fatal dalam desain teknik (Bathe, 1996). Dalam konteks getaran mekanik, FEA memungkinkan simulasi *natural frequency*, *mode shape*, serta respons dinamis suatu struktur terhadap eksitasi luar. Keunggulan utama dari simulasi FEA dalam analisis getaran terletak pada kemampuan dalam menangani geometri kompleks, material anisotropik, serta berbagai kondisi batas yang sulit diselesaikan dengan metode analitik (Bathe, 1996).

Dalam analisis getaran mekanik, FEA memungkinkan perhitungan *natural frequency*, *mode shape*, serta respons dinamis suatu struktur terhadap eksitasi luar. Model matematis yang digunakan dalam analisis ini didasarkan pada formulasi persamaan diferensial gerak dari suatu sistem dinamis, yang dapat dinyatakan dalam persamaan (16) berikut,

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t) \quad (16)$$

dimana (M) merupakan massa, (C) merupakan redaman, (K) merupakan kekakuan, (x) merupakan vektor perpindahan, $\dot{x}$ dan $\ddot{x}$ masing – masing merupakan vektor kecepatan dan percepatan, $F(t)$ merupakan vektor gaya eksitasi luar sebagai fungsi waktu. Persamaan ini menggambarkan bagaimana suatu struktur merespons eksitasi getaran berdasarkan sifat inersia, redaman, dan kekakuannya. Dalam simulasi FEA, persamaan ini didiskritisasi menjadi sistem persamaan linier yang dapat diselesaikan secara numerik untuk

mendapatkan *natural frequency*, *mode shape*, serta respons dinamis akibat aksitasi luar (Zienkiewics, et al., 2005).

Dalam simulasi FEA terdapat beberapa jenis Analisa getaran yang diantaranya, Analisa Getaran Bebas (*Free Vibration Analysis*), pada analisis ini bertujuan untuk menentukan *natural frequency* (f_n) dan *mode shape* ($\emptyset$) suatu struktur tanpa adanya *excitation force*. *Natural frequency* yang terlalu rendah dapat meningkatkan resiko resonansi ketika struktur terkena gaya eksitasi (Chandrupatla & Belegundu, 2011). Kemudian yang kedua yakni analisis getaran paksa yakni menganalisis respons struktur terhadap beban dinamis eksternal seperti gaya periodik, impuls, atau acak. Aplikasi utamanya terdapat pada industri otomotif dan dirgantara untuk mencegah resonansi yang dapat menyebabkan kegagalan struktural (Rao, 2011). Kemudian yang ketiga yakni, analisis spektrum frekuensi yakni digunakan untuk mengevaluasi respon struktur dalam domain frekuensi saat menerima eksitasi sinusoidal. Metode ini banyak digunakan dalam mitigasi kebisingan dan getaran pada kendaraan serta struktur teknik lainnya (Logan, 2011). Dan yang terakhir yakni, analisis modal yang digunakan untuk menentukan mode getaran utama suatu sistem untuk mengidentifikasi *natural frequency* yang dapat menyebabkan resonansi berbahaya dalam struktur teknik (Zienkiewics, et al., 2005).

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 3 METODOLOGI

3.1 Lokasi dan kondisi pengukuran

Pengukuran kebisingan dan getaran dilakukan pada kereta penumpang *New Generation tipe Eksekutif (K1)*, yang berada dalam kondisi operasional (berjalan). Pada pengukuran kebisingan kereta melaju dari Stasiun Madiun dengan tujuan Stasiun Jombang, dengan kecepatan kereta diatas 90 km/jam. Pengukuran dilakukan di beberapa titik strategis di dalam ruang penumpang. Sementara pada pengukuran getaran kereta melaju dari Stasiun Bangil dengan tujuan Stasiun Gubeng, dengan kecepatan kereta diatas 72 km/jam. Pengukuran getaran hanya dilakukan pada *area spot pivot bogie*. Selanjutnya untuk memperoleh SPL dan percepatan getaran (*particle acceleration range*). Instrumen pengukuran yang digunakan meliputi *sound level meter*, mikrofon pengukur, dan akselerometer triaksial, yang telah dikalibrasi sebelumnya. Selama proses pengambilan data, kondisi lingkungan dijaga seminimal mungkin dari gangguan eksternal selain eksitasi alami dari gerak kereta, dan seluruh komponen sistem HVAC atau perangkat audio dinyalakan untuk merepresentasikan kondisi nyata selama perjalanan.. Tata letak sensor dan mikrofon mengikuti standar ISO 3381:2021 mengenai pengukuran akustik dan standar ISO 2954: 1975 mengenai pengukuran getaran di kereta api, guna menjamin konsistensi, *reprodusibilitas*, dan validitas hasil pengukuran.

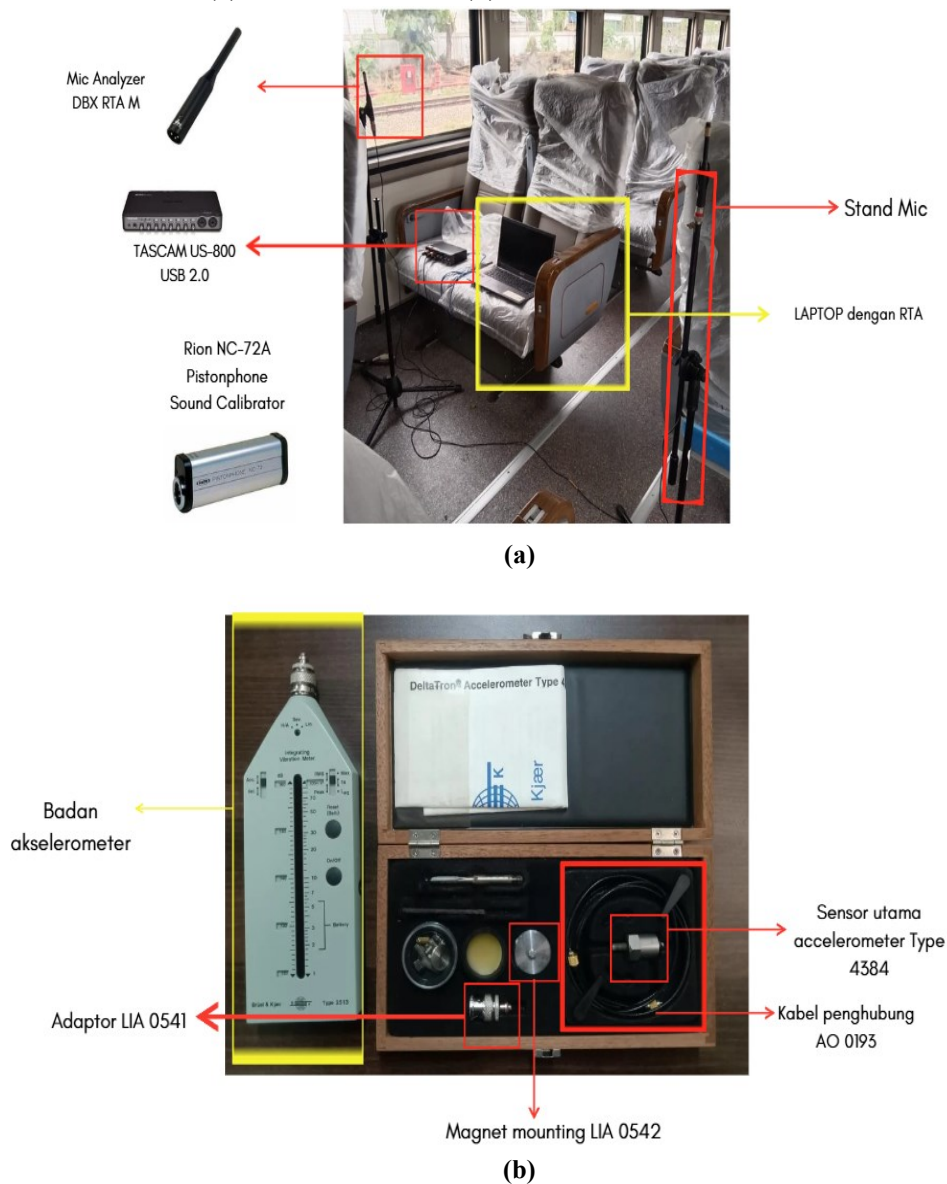
3.2 Studi Literatur

Studi Literatur dilakukan dengan tujuan untuk mendapatkan konsep dasar serta referensi terkait tinjauan pustaka yang berhubungan dengan penelitian, baik dalam simulasi, pengukuran, pengolahan data, hingga faktor – faktor gejala fisis yang mempengaruhi penilaian hasil data yang didapatkan. Literatur yang didapatkan meliputi buku teks, jurnal ilmiah, serta materi yang didapatkan dari internet.

3.3 Peralatan Pengukuran

Dalam penelitian ini, berbagai peralatan digunakan untuk mengukur dan menganalisis tingkat kebisingan di dalam kabin kereta api. Instrumen utama yang digunakan meliputi enam unit *Mic Analyzer DBX RTA-M*, yang berfungsi untuk merekam serta menganalisis persebaran SPL dan spektrum akustik. Untuk memastikan stabilitas dan fleksibilitas dalam penempatan mikrofon, digunakan lima unit stand mic. Untuk keakuratan pengukuran, mikrofon dikalibrasi menggunakan Rion NC-72A Pistonphone *Sound Calibrator*, yang menghasilkan sinyal tekanan suara referensi dengan tingkat presisi tinggi sesuai dengan standar IEC 60942. Selanjutnya, data kebisingan yang dikumpulkan oleh mikrofon dikonversi menggunakan TASCAM US-800 USB 2.0 *Audio Interface*, yang berfungsi sebagai penghubung antara perangkat akuisisi data dan perangkat lunak analisis. *Acceleration* Bruel &Kjaer type 2513 memperkuat sinyal keluaran dari akselerometer yang umumnya beramplitudo sangat rendah, sekaligus menyediakan impedansi yang sesuai serta filtering dasar untuk menjaga integritas sinyal, sinyal listrik yang stabil dan linier terhadap amplitudo getaran yang terukur. Analisis data dilakukan menggunakan beberapa perangkat lunak utama, *Realtime Analyzer* digunakan untuk memproses dan menampilkan sinyal akustik secara real-time. *Golden Surfer 16* diaplikasikan untuk memvisualisasikan distribusi kebisingan dalam ruang penumpang dalam bentuk peta kontur berwarna. *Adobe Audition* digunakan untuk perekaman audio *multi-channel* dengan

output berupa *waveform* rekaman dan spektrum frekuensi. Selain itu, *Finite Element Analysis* (FEA) *Software* digunakan untuk menganalisis struktur kereta api serta propagasi getaran dalam struktur tersebut. Alat – alat yang digunakan dalam pengukuran kebisingan dan getaran dapat dilihat pada Gambar 3.1 (a) dan Gambar 3.1 (b),



Gambar 3. 1 (a) Peralatan pengukuran pada kereta K1, dan **(b)** Peralatan pengukuran getaran pada kereta K1(Sumber : (Dokumen Pribadi, 2025)).

Dengan menggunakan alat – alat tersebut, maka dapat dilakukan pengukuran kebisingan dan getaran pada ruang penumpang kereta K1.

3.4 Bondary Condition

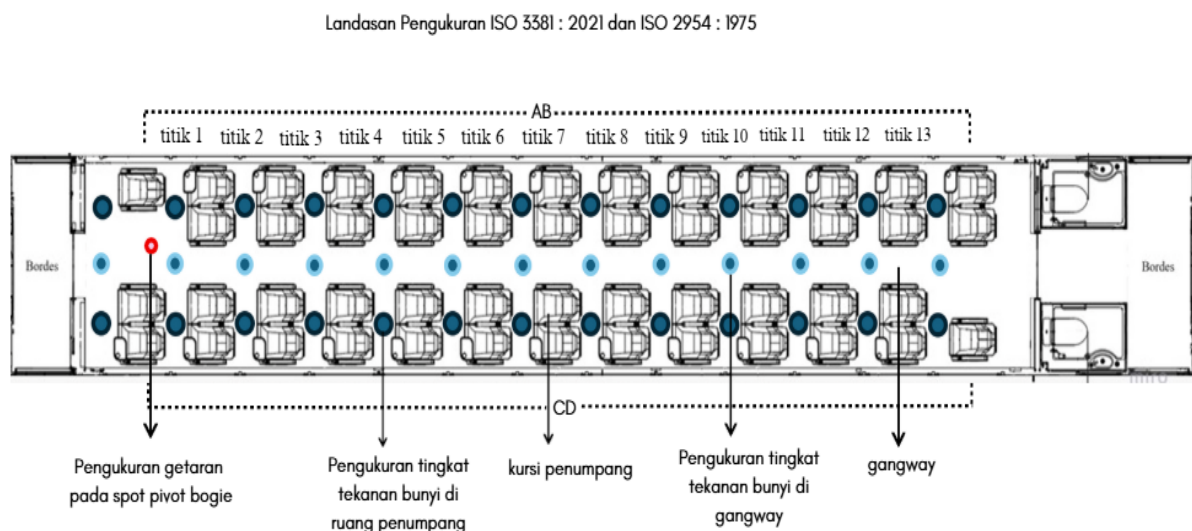
Dalam penelitian ini, pengukuran kebisingan dilakukan dalam dua kondisi yang berbeda, yaitu dinamis dan statis untuk memahami karakteristik kebisingan di dalam ruang penumpang kereta. Pada kondisi dinamis, pengukuran dilakukan pada Jumat 14 Februari 2025 saat *test run* antara pukul 16.00 hingga 19.00 WIB dengan kondisi cuaca cerah. Pengujian dilakukan pada Kereta *New Generation* No K1 0 25 04 Trainset 26, saat beroperasi dengan kecepatan di atas

90 km/jam. Pengukuran ini dilakukan secara berkala pada tiap kursi penumpang dan *gangway*, serta secara kontinu di area *bordes*, di dalam ruang penumpang, dan pada *sidewall* guna memperoleh data akustik yang mencerminkan situasi operasional nyata.

Sementara itu, untuk pengukuran getaran dilaksanakan pada Rabu, 11 Juni 2025 antara pukul 14.58 hingga pukul 14.59 WIB dengan kondisi cuaca cerah. Pengujian dilakukan pada Kereta *New Generation* dengan Nomor K1 0 24 56 saat beroperasi dengan kecepatan di atas 72 km/jam. Dalam kondisi ini, pengukuran dilakukan di *spot pivot bogie*.

3.5 Skema Pengukuran

Skema pengukuran yang digunakan dalam penelitian ini sesuai dengan standar ISO 3381:2021. Dimana skema ini dirancang untuk memperoleh distribusi spasial SPL dengan mempertimbangkan berbagai posisi pengukuran, termasuk area kursi penumpang, dan *gangway*. Sedangkan untuk pengukuran getaran pada *spot pivot bogie* dilakukan sesuai dengan standar ISO 2954: 1975. Skema pengukuran ini dapat dilihat pada Gambar 3.2,



Gambar 3. 2 Skema pengukuran kebisingan dan getaran pada kereta api new generation K1 (Sumber : (Dokumentasi Pribadi, 2025)).

pengukuran kebisingan dan getaran di ruang penumpang kereta K1 dilakukan pada titik – titik pengukuran yang telah ditentukan pada skema pengukuran yang dapat dilihat pada Gambar 3.3.

3.6 Pengukuran Kebisingan Pada Ruang Penumpang Kereta Api K1

Pengukuran ini bertujuan untuk menganalisis distribusi kebisingan, hubungan antara kecepatan dengan SPL, serta menganalisis distribusi getaran mekanis pada struktur kereta api. Pengukuran kebisingan di dalam ruang penumpang kereta api dilakukan menggunakan dua mikrofon yang dipasang pada *stand mic* dengan ketinggian yang berbeda sesuai dengan posisi pengukuran. Mikrofon pertama dipasang pada ketinggian 1,2 meter untuk mengukur tingkat tekanan bunyi pada titik kursi penumpang, sedangkan mikrofon yang kedua ditempatkan pada ketinggian 1,6 meter untuk mengukur tingkat tekanan bunyi pada *gangway*. Mikrofon – mikrofon ini dihubungkan ke *soundcard* TASCAM US 800 USB 2.0, yang selanjutnya dikoneksikan ke laptop untuk proses akuisisi data. Pengukuran dilakukan pada setiap titik dengan durasi pencatatan selama 10 detik, dengan *Software Real Time Analyzer* (RTA) digunakan untuk memperoleh data spektrum kebisingan secara langsung. Data ini kemudian

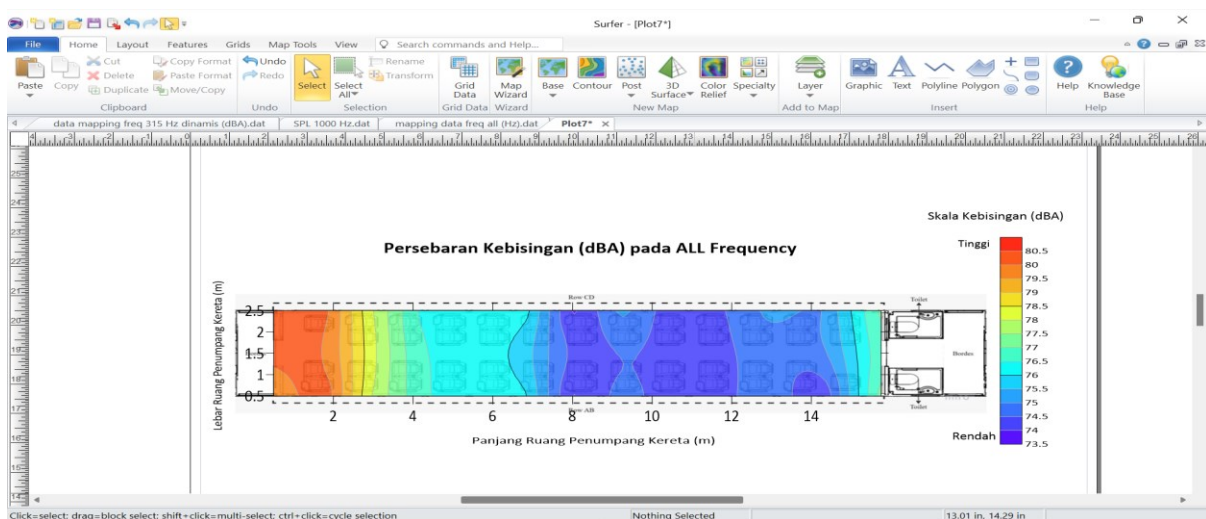
dianalisis untuk mencari dan memahami pola distribusi kebisingan pada berbagai titik di dalam kereta dengan *Software Golden Surfer 16*. Alur pengukuran kebisingan dapat dilihat pada Gambar 3.3,



Gambar 3. 3 Skema pengukuran kebisingan pada kereta K1 (Sumber : (Dokumentasi Pribadi, 2025)).

3.7 Pemetaan Distribusi Tingkat Tekanan Bunyi pada Ruang Penumpang Kereta Api K1

Pemetaan distribusi SPL pada ruang penumpang kereta api K1 dipetakan dengan *software Golden Surfer 16*, untuk menghasilkan visualisasi peta kontur akustik yang lebih akurat dan representatif. Data SPL di akuisisi pada berbagai titik pengukuran yang tersebar di dalam ruang penumpang, termasuk kursi penumpang dan gangway, sesuai dengan standar ISO 3381:2021. Selanjutnya, data yang diperoleh diolah dalam *software Golden Surfer 16* untuk dibentuk peta kontur yang memvisualisasikan distribusi tingkat tekanan bunyi secara spasial. Melalui analisis ini, pola propagasi bunyi serta area dengan tingkat tekanan bunyi tertinggi dapat diidentifikasi, terutama yang berkaitan dengan sumber kebisingan yang paling dominan seperti, getaran mekanis, aerodinamika, dan interaksi struktural. Pemetaan peta kontur persebaran tingkat tekanan bunyi pada ruang penumpang kereta api disajikan pada Gambar 3.4,



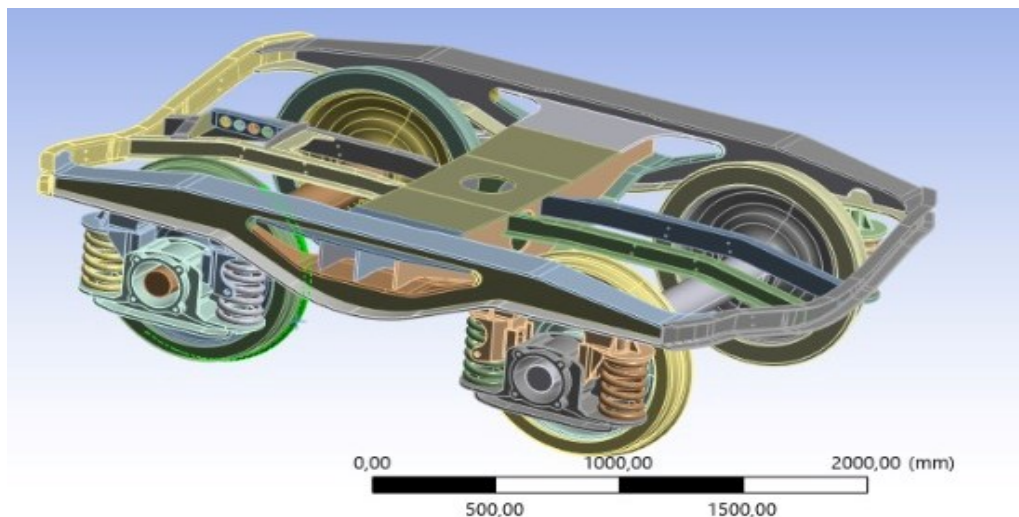
Gambar 3. 4 Pemetaan peta kontur persebaran tingkat tekanan bunyi pada ruang penumpang kereta api K1 (Sumber : (Dokumentasi Pribadi, 2025)).

Dari hasil mapping distribusi SPL pada ruang penumpang kereta K1, maka dapat diidentifikasi daerah dengan nilai kebisingan yang tinggi pada ruang penumpang kereta K1. Dari hasil persebaran peta kontur maka dapat ditentukan dimana area atau daerah yang memiliki nilai SPL tertinggi dengan direpresentasikan dengan warna kontur orange pekat. Hal ini menunjukkan semakin tinggi nilai SPL, maka daerah tersebut memiliki nilai tingkat kebisingan yang tinggi yang dapat mengganggu kenyamanan akustik penumpang kereta api selama melakukan perjalanan menggunakan kereta api.

3.8 Metode Simulasi Finite Element Analysis

3.8.1 Rancangan Desain Model Geometri Ruang Penumpang

Toolbox Analysis Systems merupakan jenis pilihan sistem simulasi. Pada simulasi yang berfokus untuk menganalisis persebaran getaran digunakan analysis system yaitu *Finite Element Analysis*. FEA merupakan teknik numerik untuk memecahkan masalah yang dijelaskan dengan persamaan diferensial parsial atau dapat diformulasikan sebagai minimalisasi fungsional. Sebuah domain yang diminati direpresentasikan sebagai kumpulan *finite element*. Fungsi – fungsi pendekatan dalam *finite element* ditentukan dalam bentuk nilai nodal dari bidang fisik yang dicari. Untuk mendapatkan hasil data simulasi persebaran getaran pada struktur kereta api, dilakukan desain awal. Model geometris keselarasan yang dirancang dalam software solidwork dengan gambar bogie kereta api dibangun sebagai sumber saluran kontinu dalam model kebisingan 3D. Blok padat pada rancangan model geometris gerbong kereta api dimasukkan ke dalam model geometris untuk mewakili semua struktur utama yang menarik berdasarkan dimensi representatif dari masing – masing struktur kereta api.



Gambar 3. 5 Rancang geometri sistem bogie kereta api K1 (Sumber : (PT Industri Kereta Api Indonesia (INKA), 2023)).

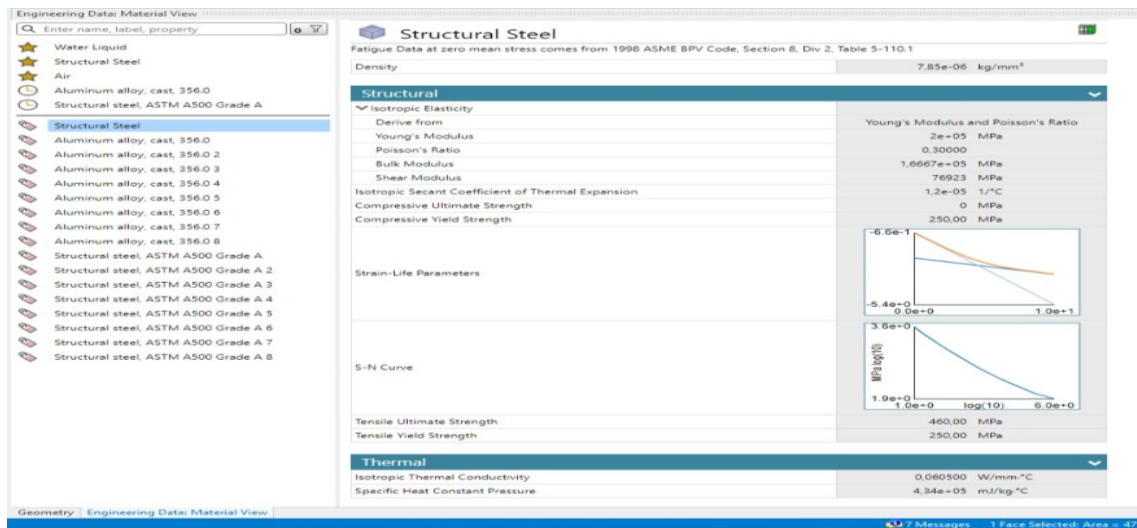
Kontur kebisingan pass by Lmax dihasilkan untuk berbagai sub-bab penyelarasan untuk seluruh struktur. Sebelum didapatkan data simulasi berupa peta kontur persebaran getaran pada struktur kereta api, hal yang harus dilakukan adalah perancangan dan pembuatan desain gerbong atau struktur eksterior kereta api dengan mengacu pada data ASTM_00.0-A18101. Dimensi dari gerbong kereta api dengan ukuran 20920 mm x 2790 mm dengan

ketebalan 3815 mm (PT INKA, 2023). Contoh desain gerbong yang akan dianalisis persebaran getaran yang merambat pada struktur kereta disajikan dalam Gambar 3.5.

3.8.2 Pre-processing (*geometry, material properties, dan meshing*)

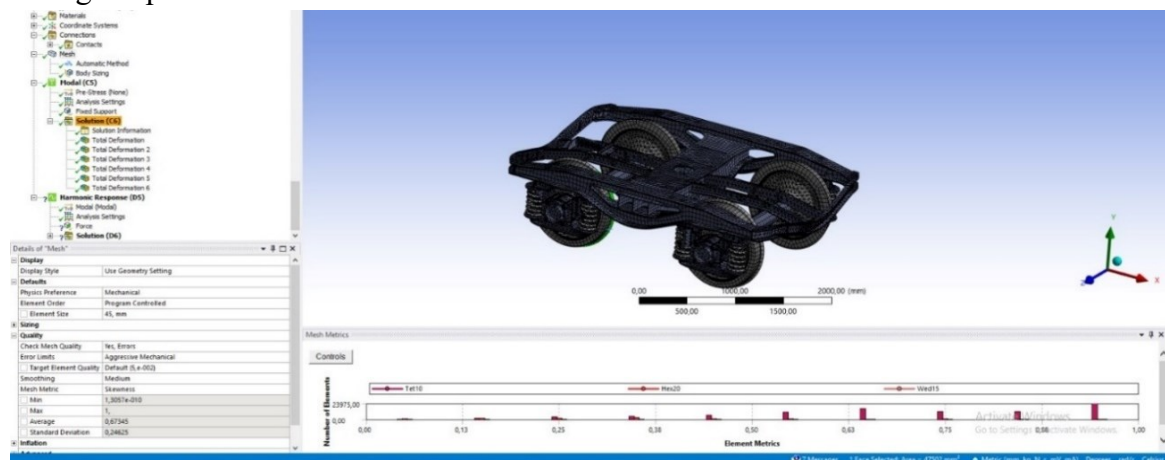
Langkah pertama dalam analisis ini melibatkan *modal analysis*, yang bertujuan untuk menentukan karakteristik dinamis struktur serta memastikan bahwa data yang dikumpulkan dapat diinterpretasikan dengan benar dalam perangkat lunak simulasi. Hasil dari analisis modal ini kemudian digunakan sebagai input dalam *Harmonic Response Analysis* guna mengevaluasi respons getaran pada struktur terhadap beban yang diberikan. Pada analisis *harmonic modal response* menggunakan ANSYS atau software elemen hingga lainnya, tahap *pre-processing* merupakan langkah awal yang sangat penting sebelum melakukan analisis. Pada proses ini mencakup tiga elemen utama, yaitu geometri, properti material, dan meshing. Pada masing – masing elemen ini memiliki peran krusial dalam menentukan akurasi dan efektivitas analisis. Pada geometri dapat dilakukan pembuatan desain model 3D dari struktur kereta yang meliputi gerbong, rangkaian mekanik (*boogie, rem track, gearbox*), dan rangkaian *electric* dari kereta. Pembuatan desain model 3D digunakan *software solidwork* yang dapat dilihat pada Gambar 3.5. Kemudian tahapan selanjutnya yakni menambahkan desain geometri yang didesain pada *solidwork* ke dalam perangkat simulasi ANSYS pada *ANSYS SpaceClaim* pada bagian *geometry*. Tahap ini merupakan representasi digital dari struktur atau komponen yang akan dianalisis. *Geometry* ini memberikan dasar bagi *meshing* dan penerapan *boundary conditions*, serta menentukan batasan bentuk dan ukuran struktur yang akan dianalisis.

Pada tahap selanjutnya, proses pemodelan dimulai dengan menentukan geometri struktur dan menetapkan jenis material yang sesuai dengan material aktual yang digunakan dalam konstruksi kereta api. ANSYS menyediakan pustaka material yang mencakup berbagai jenis bahan, mulai dari *rubber* (karet) hingga *wood* (kayu), seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3.6. Dalam penelitian ini, material utama yang digunakan adalah *stainless steel*, yang telah tersedia dalam pustaka material ANSYS. Namun, jika diperlukan tambahan material khusus untuk elemen penunjang, pengguna dapat menambahkan material baru secara manual melalui modul *Engineering Data*. Proses ini melibatkan penginputan nama material dan penyesuaian parameter properti material, seperti *modulus elastisitas (Young's modulus)*, densitas, koefisien kekakuan, kecepatan suara, viskositas, konduktivitas termal isotropik, kalor jenis pada tekanan konstan (C_p), dan kalor jenis pada volume konstan (C_v). Selain itu, dalam tahap pemodelan, penting untuk memperhatikan penggunaan berbagai fitur dalam ANSYS, termasuk modul *Materials*, yang berisi informasi material yang telah diterapkan pada geometri model. Jika ada material tambahan yang ingin dimasukkan, pengguna dapat melakukan modifikasi melalui modul ini untuk memastikan akurasi simulasi yang optimal.



Gambar 3. 6 *Ansys engineering data materials library* (Sumber : (Ansys Workbench, 2025)).

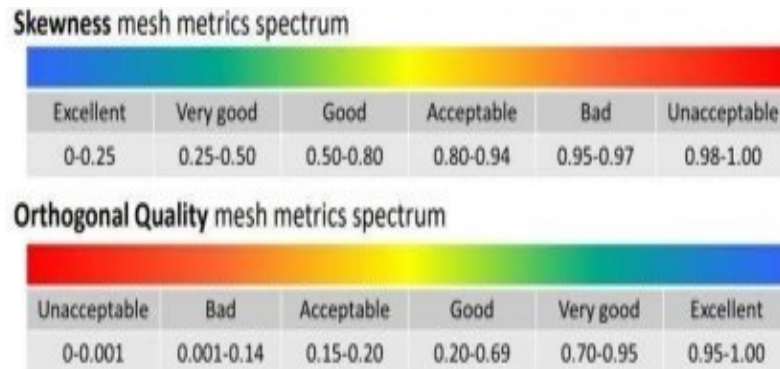
Kemudian, bagian *coordinat systems* berguna untuk analisis akustik dan mekaniknya. Sistem koordinat memastikan bahwa geometri model dan mesh diterapkan dengan benar. Hal ini penting untuk memastikan bahwa posisi dan orientasi dari gerbong kereta penumpang atau struktur yang diuji tepat, yang mempengaruhi hasil perhitungan. Melalui pengaturan *coordinat system* didapatkan distribusi tekanan bunyi dan intensitas bunyi, dapat divisualisasikan. Visualisasi ini membantu dalam memahami bagaimana gelombang suara berinteraksi dengan gerbong kereta penumpang atau struktur pada berbagai frekuensi. Pada bagian ke lima adalah *Connections* atau koneksi. Koneksi digunakan untuk mendefinisikan bagaimana berbagai komponen/tiap struktur dalam model berinteraksi satu sama lain. Misalnya pada bagian – bagian struktur kereta yang mencangkup *chassis* kereta, bagian – bagian mekanik kereta, roda dan rel yang akan terkoneksi akan menentukan bagaimana gelombang bunyi merambat dari bagian ke bagian yang lainnya. Koneksi memastikan bahwa penyebaran gelombang suara melalui berbagai elemen dalam model terjadi. Sebagai contoh, ketika gelombang bunyi bergerak dari medium udara ke material solid, koneksi akan memastikan bahwa kondisi batas akustik dan mekanik sudah diimplementasikan dengan benar. Hal ini penting untuk menghitung jumlah SPL yang dapat menembus di berbagai lapisan dalam mode.



Gambar 3. 7 Hasil meshing pada geometri bogie kereta K1 (Sumber : (*Ansys Workbench*, 2025)).

Pada bagian terakhir di Model adalah Mesh. Software ANSYS merupakan program pemberi solusi numerik FEA berdasarkan simulasi visualnya. Pembagian elemen (*diskrit*) merupakan tahapan pembagian struktur menjadi bagian-bagian kecil. Mesh ini merupakan representasi diskret dari geometri model yang akan dianalisis. Mesh terdiri dari elemen-elemen kecil, *mesh* dan *nodes* yang menghubungkan elemen-elemen tersebut. Fungsi utama dari mesh adalah memecah geometri model kompleks menjadi bagian - bagian yang lebih kecil dan lebih sederhana, yang memungkinkan perhitungan matematis dan fisik dilakukan dengan lebih mudah dan akurat.

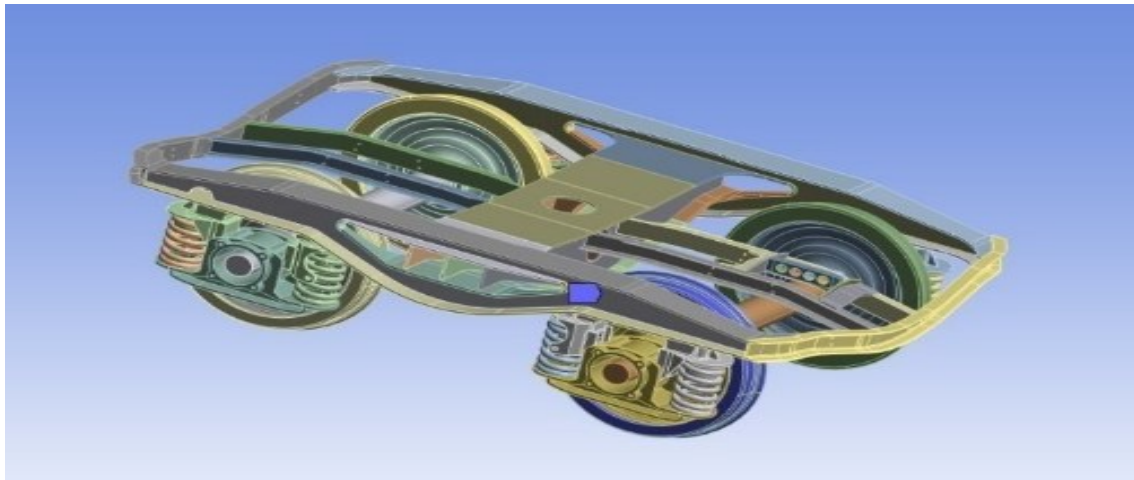
Tabel 3. 1 *Mesh quality metrics.*



Pada simulasi digunakan sizing mesh standar ditunjukkan pada tabel kriteria kualitas mesh. Mesh ini memiliki berbagai macam bentuk, termasuk bentuk-bentuk yang rumit dan tidak beraturan. Adapun tipe meshing yang digunakan dalam simulasi adalah *coarse* dengan bentuk *cut cell*. Meshing dapat dilakukan dengan berbagai macam bentuk mesh, yaitu *automatic*, *tetrahedrons*, *Hex Dominant* dan *Cut Cell*. Hasil mesh dalam tahap ini dapat dilihat pada Gambar 3.7 di atas. Dalam tahap ini dapat dikatakan bahwa mesh memiliki nilai yang baik yakni dengan dibuktikan dengan nilai mesh metic dengan jenis skewness dengan nilai sebesar 0,67345 dimana dalam **Tabel 3.1** kriteria kualitas mesh (*mesh quality metrics*) nilai tersebut termasuk dalam kategori good.

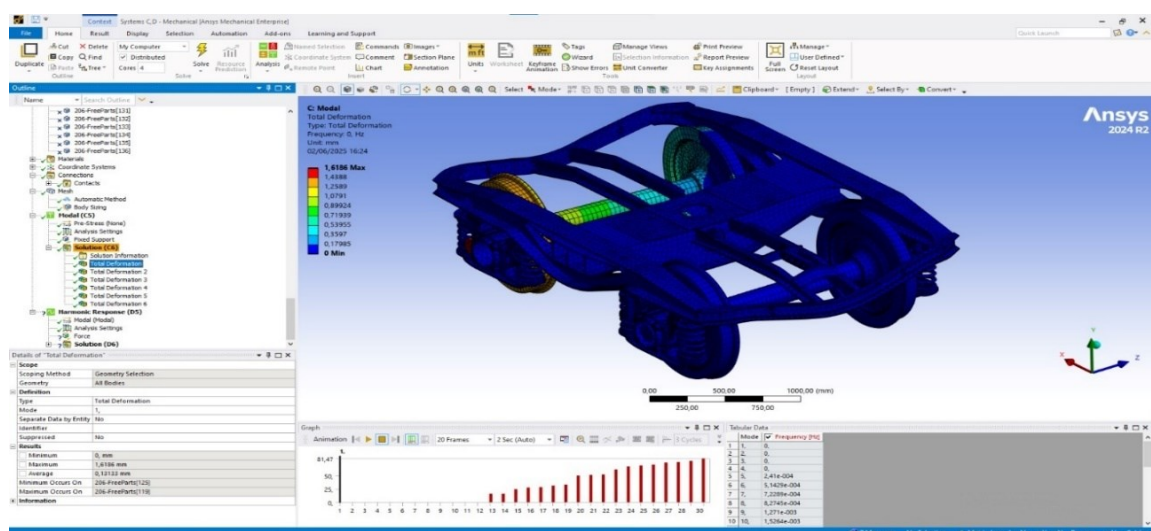
3.8.3 Processing (*Fixed Support*, dan Modal)

Dalam *Finite Element Analysis* merupakan pendekatan numerik yang digunakan untuk memperoleh karakteristik dinamik struktur secara akurat melalui analisis berbasis FEA, penetapan *boundary condition* menjadi salah satu tahapan yang esensial. Salah satu jenis *boundary condition* yang diterapkan pada simulasi ini adalah *fixed support*, yang merepresentasikan tumpuan absolut di mana seluruh *degree of freedom* pada mode yang bersangkutan ditahan sepenuhnya, baik dalam arah translasi (X, Y, Z) maupun rotasi. Gambar 3.8, menunjukkan penerapan *boundary condition* berupa *fixed support* pada model struktur kereta yang disimulasikan dalam *Ansys Workbench*. Kondisi ini diterapkan pada titik sambungan utama antara *chassis* kereta dan sistem bogie untuk mempresentasikan tumpuan yang sepenuhnya menahan pergerakan. Penerapan *fixed support* pada struktur kereta dalam simulasi ini dapat dilihat pada Gambar 3.8,



Gambar 3. 8 Fixed support pada modal ansys (Sumber : (Ansys Workbench, 2025)).

Dalam *Ansys Workbench*, istilah modal merujuk pada simulasi numerik yang disebut dengan *modal analysis*, yaitu suatu metode analisis berbasis FEA, yang digunakan untuk mengidentifikasi karakteristik dinamik alami dari suatu struktur. Dalam konteks ini, analisis digunakan untuk mengetahui respons struktur bogie kereta terhadap eksitasi dinamis, khususnya untuk menentukan *natural frequency* dan *mode shapes* dari struktur tersebut. Analisis ini penting karena struktur akan cenderung mengalami resonansi apabila mendapatkan eksitasi pada frekuensi yang mendekati salah satu *natural frequency* -nya, sehingga berpotensi menimbulkan deformasi berlebih atau meningkatkan transmisi getaran ke bagian lain dari kereta. Dalam pelaksanaannya, modal analysis pada *Ansys* diawali dengan pemodelan struktur bogie secara tiga dimensi, kemudian dilakukan proses *meshing* dan penetapan *boundary condition*, seperti *fixed support* untuk merepresentasikan titik tumpuan. Selanjutnya, dilakukan penentuan jumlah *mode shapes* yang ingin dianalisis, misalnya 6 hingga 30 mode, yang masing – masing menghasilkan satu nilai *natural frequency* dan satu bentuk deformasi mode. Dari proses simulasi ini, maka diperoleh hasil berupa nilai *natural frequency* dalam satuan Hertz (Hz), serta visualisasi bentuk *mode shapes* yang menunjukkan arah dan pola pergerakan relatif dari elemen – elemen struktur



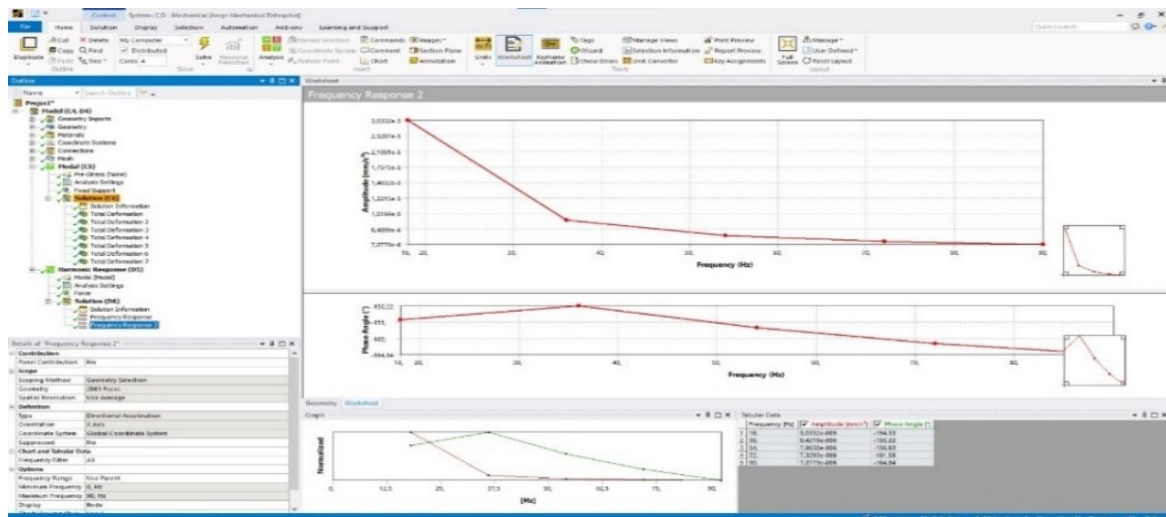
Gambar 3. 9 Visualisasi total deformasi pada sistem bogie kereta K1 (Sumber : (Ansys Workbench, 2025)).

Selain menghasilkan *natural frequency* dan *mode shapes*, *modal analysis* pada *ANSYS Workbench* juga menyediakan keluaran berupa distribusi total deformasi relatif pada setiap *mode shapes*. Deformasi yang dimaksud bukan merupakan respons aktual akibat pembebanan eksternal, melainkan representasi kualitatif terhadap arah dan amplitudo relatif pergerakan elemen-elemen struktur saat sistem berosilasi pada masing-masing frekuensi modenya. Total deformasi ini memvisualisasikan area – area pada struktur yang mengalami fluktuasi dinamis paling signifikan, serta menjelaskan pola propagasi getaran internal secara spasial. Dalam konteks struktur bogie, informasi deformasi relatif ini sangat esensial untuk mengidentifikasi bagian - bagian yang memiliki kerentanan dinamik tinggi, seperti titik-titik sambungan antara bogie dan *chassis* kereta, atau elemen fleksibel yang berpotensi menjadi jalur utama transmisi getaran menuju interior kabin, visualisasi total deformasi ini dapat dilihat pada Gambar 3.9. Dengan demikian, *modal analysis* berfungsi sebagai pondasi awal yang sangat penting dalam evaluasi dinamik struktural, validasi *boundary condition* dalam pemodelan numerik, serta sebagai landasan untuk tahap simulasi lanjutan seperti *harmonic response analysis* dan pemodelan *structure-borne noise*. Pemahaman terhadap pola deformasi ini juga menjadi acuan dalam desain sistem isolasi getaran dan optimasi penempatan elemen redaman pada struktur kereta.

3.8.4 Harmonic Response

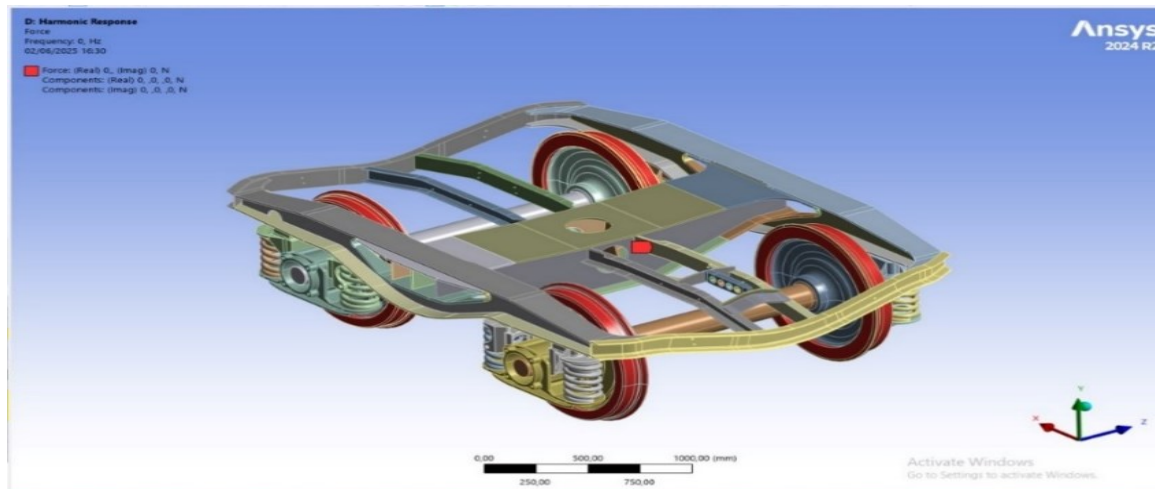
Analisis respons harmonik digunakan untuk menentukan *response steady-state* struktur linear terhadap beban bervariasi secara sinusoidal (*harmonic*) seiring waktu, sehingga memungkinkan untuk verifikasi apakah desain yang telah digunakan berhasil mengatasi resonansi, kelelahan, dan efek berbahaya lainnya dari getaran paksa. Dalam sistem struktural, beban siklik yang berkelanjutan akan menghasilkan respons siklik atau harmonik yang berkelanjutan. Teknik analisis ini hanya menghitung getaran paksa keadaan tetap dari suatu struktur. Getaran transien yang terjadi pada awal rangsangan tidak diperhitungkan dalam analisis harmonik. Dalam analisis ini, semua beban serta respons struktur berosilasi secara sinusoidal pada frekuensi yang sama. Analisis harmonik tipikal akan menghitung respons struktur terhadap beban siklik dalam rentang frekuensi (*sweep sinusoidal*) dan menghasilkan grafik besaran respons (*acceleration*) terhadap frekuensi. Response ‘puncak’ kemudian diidentifikasi dari grafik respons versus frekuensi, dan tegangan kemudian ditinjau pada frekuensi puncak tersebut.

Analisis harmonik digunakan untuk menentukan response kondisi tunak suatu struktur terhadap beban yang bervariasi secara sinusoidal (*harmonic*) terhadap waktu. Para teknikal menggunakan analisis harmonik untuk memverifikasi desain apakah akan terjadi resonansi yang dapat mengakibatkan gerakan yang berlebihan, stres, kebisingan dan getaran. Sifat penting dari analisis harmonik terjadi apabila sistem memiliki input atau eksitasi sinusoidal pada kondisi *steady-state*, outputnya juga merupakan sinusoidal, tetapi dengan amplitudo dan sudut fasa yang bervariasi. Fungsi harmonik terdiri dari tiga variabel utama yakni frekuensi, amplitudo, dan phase angle untuk waktu tertentu (*t*) dengan gaya yang sesuai. Hasil data pada analisis harmonik dapat dilihat pada Gambar 3.10 diatas.



Gambar 3. 10 Hasil data simulasi pada model *harmonic response* (Sumber : (Ansys Workbench, 2025)).

Hasil dari analisis harmonik dapat dianalisis secara numerik yakni frekuensi eksitasi dapat terjadi ketika frekuensi melingkar yang dipaksakan (Ω) merupakan ekspresi sederhana dan biasanya memiliki satuan radian/ detik. Selain parameter frekuensi juga terdapat parameter lain yang dianalisis dalam tahap ini, yakni amplitudo, amplitudo merupakan puncak dari eksitasi frekuensi ketika gerakan harmonik bergetar pada arah positif dan negative. Dan parameter yang terakhir yakni sudut fase, biasanya parameter ini diperlukan ketika beberapa beban hadir untuk mengontrol fase atau waktu relatifnya.



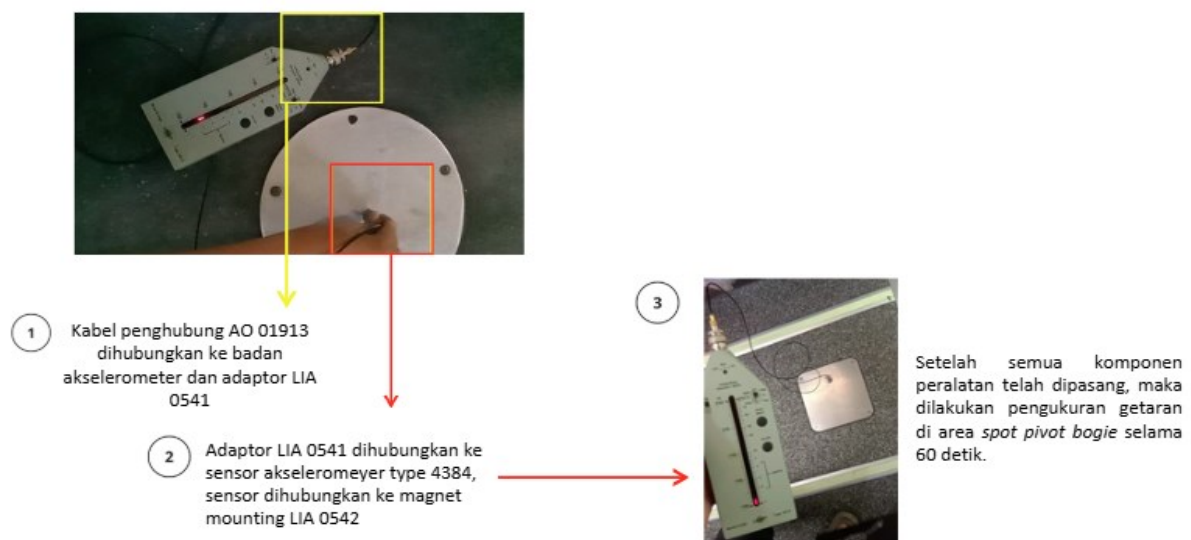
Gambar 3. 11 Pemilihan area sumber gaya pada tahapan simulasi *harmonic response* (Sumber : (Ansys Workbench, 2025)).

Dalam analisis harmonic response pemilihan area gaya merupakan tahapan krusial yang berfungsi untuk menentukan lokasi penerapakan eksitasi dinamis periodik terhadap struktur. Area ini merepresentasikan titik atau bidang dimana gaya harmonik diberikan, secara fisik diasosiasikan dengan sumber getaran nyata, seperti dapat berasal dari motor traksi, sistem transmisi, titik kontak roda-rel, atau komponen mekanik internal lainnya. Pada Gambar 3.11 dapat dilihat di area mana gaya diterapkan, melalui penentuan area gaya yang tepat, analisis *harmonic response* dapat memprediksi bagaimana struktur merespons gaya tersebut dalam rentang frekuensi tertentu, yang mencakup deformasi, percepatan, maupun tegangan dinamis. Hal ini memungkinkan identifikasi potensi terjadinya resonansi

ketika frekuensi eksitasi berimpit atau mendekati nilai frekuensi alami dari struktur geometri yang akan dianalisis. Selain itu, penentuan gaya yang realistis memungkinkan pengamatan yang lebih akurat terhadap arah propagasi energi getaran melalui struktur yang sangat relevan dalam konteks identifikasi sumber kebisingan *structure-borne noise*. Oleh karena itu, akurasi hasil simulasi ini ditentukan oleh pemilihan area gaya yang tepat, karena dapat menentukan tingkat *representativitas* model numerik terhadap kondisi dinamis secara real.

3.9 Pengukuran Getaran

Pengukuran getaran pada area *spot pivot bogie* dilakukan pada ruang penumpang kereta api new generation kelas eksekutif (K1) dengan no kereta api K1 0 24 56 saat beroperasi dengan kecepatan di atas 72 km/jam, dimana pelaksanaan pengukuran mengacu pada standar ISO 2954:1975, yang menetapkan prosedur evaluasi getaran sebagai indikator kondisi dinamis sistem mekanis. Alat yang digunakan dalam pengukuran ini adalah akselerometer Brüel & Kjær Type 2513. Rangkaian sistem pengukuran disusun secara bertahap, dimulai dengan penyambungan kabel penghubung AO 0193 ke badan akselerometer, dilanjutkan dengan pemasangan adaptor LIA 0541 pada ujung kabel. Selanjutnya, adaptor ini dihubungkan ke unit sensor utama *accelerometer* Type 4384, yang kemudian dikombinasikan dengan magnet mounting LIA 0542 untuk memastikan pemasangan yang stabil dan rigid pada permukaan struktur. Setelah seluruh komponen terintegrasi, sensor akselerometer ditempelkan pada bagian *spot pivot bogie*, yakni titik kritis pada sistem suspensi yang menjadi pusat rotasi lateral dan longitudinal. Posisi ini dipilih karena merupakan jalur utama propagasi getaran dari roda ke struktur atas. Kemudian data percepatan getaran yang terdeteksi akan terbaca dan diteruskan melalui rangkaian sensor ke sistem akuisisi data, untuk selanjutnya dianalisis dalam domain waktu dan frekuensi. Rangkaian alat akselerometer dapat dilihat pada Gambar 3.12. Alur pengukuran kebisingan dapat dilihat pada Gambar 3.12,

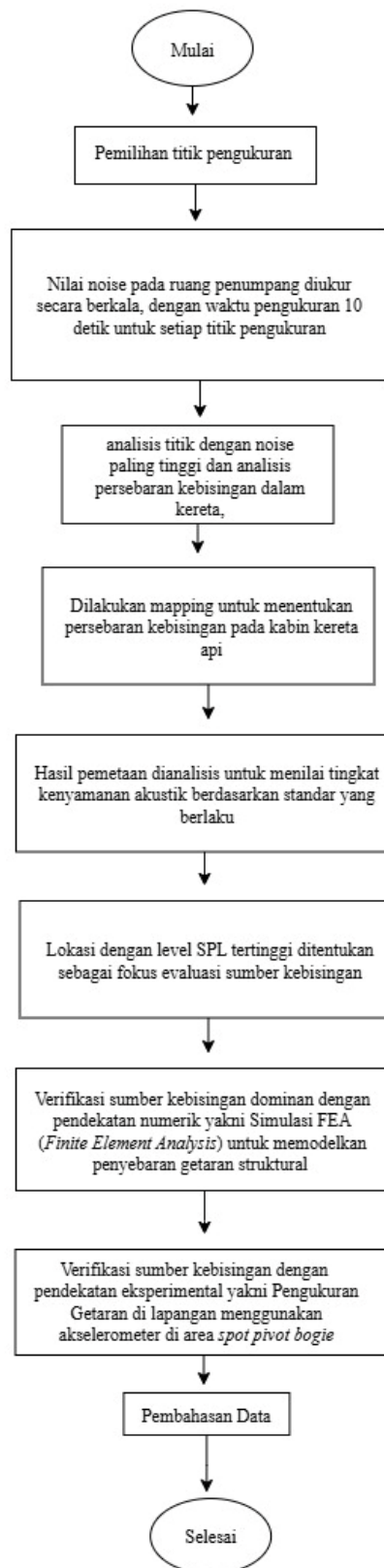


Gambar 3. 12 Skema pengukuran getaran pada kereta K1 (Sumber : (Dokumentasi Pribadi, 2025)).

Dari pengukuran getaran tersebut, maka didapatkan nilai *particle acceleration* yang kemudian dari data ini dapat digunakan untuk menganalisis sumber getaran dominan yang terjadi di dalam ruang penumpang kereta *New Generation tipe K1*.

3.10 Urutan pelaksanaan penelitian

Urutan pelaksanaan penelitian ini ditampilkan dalam bentuk diagram alir yang ditunjukkan pada Gambar 3.13,



Gambar 3. 13 Diagram alir penelitian (Sumber : (Dokumentasi Pribadi, 2025)).

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 4 DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisis Data Kebisingan

Pengukuran tingkat tekanan bunyi dalam kondisi dinamis telah dilakukan di dalam ruang penumpang kereta api new generation K1 dengan spesifikasi no kereta K1 0 25 04 Trainset 26 , yang mencakup dua area utama, yakni area tempat duduk penumpang dan area gangway. Pengukuran ini bertujuan untuk memperoleh data SPL pada masing – masing lokasi pengukuran (yang dapat dilihat pada **Gambar 3.2**) selama kereta beroperasi. Hasil pengukuran SPL pada area tempat duduk penumpang disajikan pada Tabel 4.1 sebagai bahan dari evaluasi karakteristik akustik selama kondisi dinamis,

Tabel 4. 1 Data hasil SPL pada area kursi penumpang pada kondisi dinamis.

Titik Pengukuran	SPL All Freq (dB(A))	
	Row AB (L)	Row CD (R)
Titik 1	79.5	80.8
Titik 2	80.4	80.2
Titik 3	77.9	78.0
Titik 4	76.9	76.3
Titik 5	76.2	76.0
Titik 6	76.2	76.3
Titik 7	74.0	73.9
Titik 8	74.7	75.2
Titik 9	74.2	74.2
Titik 10	74.3	74.4
Titik 11	74.9	75.2
Titik 12	74.0	75.0
Titik 13	77.2	77.1

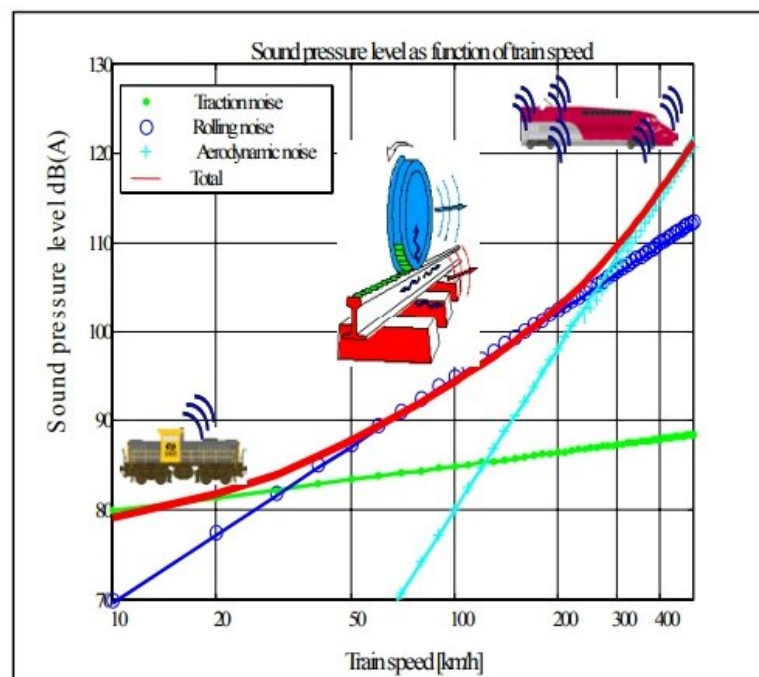
Dari Tabel 4.1 didapatkan nilai *noise* yang paling tinggi dan rendah di kondisi dinamis pada area ruang penumpang. Untuk *noise* yang paling tinggi terjadi pada titik 1 CD dengan besar SPL sebesar 80.8 dB(A) dan *noise* yang paling rendah terjadi pada titik 12 AB yakni hanya sebesar 74.0 dB(A). Sementara itu, untuk melengkapi data evaluasi akustik di ruang penumpang kereta K1, juga dilakukan pengukuran SPL pada area gangway. Data SPL yang diperoleh dari hasil pengukuran pada area gangway disajikan pada Tabel 4.2 berikut ini,

Tabel 4. 2 Data nilai SPL pada area gangway pada kondisi dinamis.

Titik Pengukuran	SPL All Freq (dB(A))
Titik 1	82.0

Titik 2	83.5
Titik 3	81.3
Titik 4	80.0
Titik 5	79.8
Titik 6	77.2
Titik 7	76.7
Titik 8	77.5
Titik 9	78.3
Titik 10	78.5
Titik 11	79.1
Titik 12	79.2
Titik 13	80.0

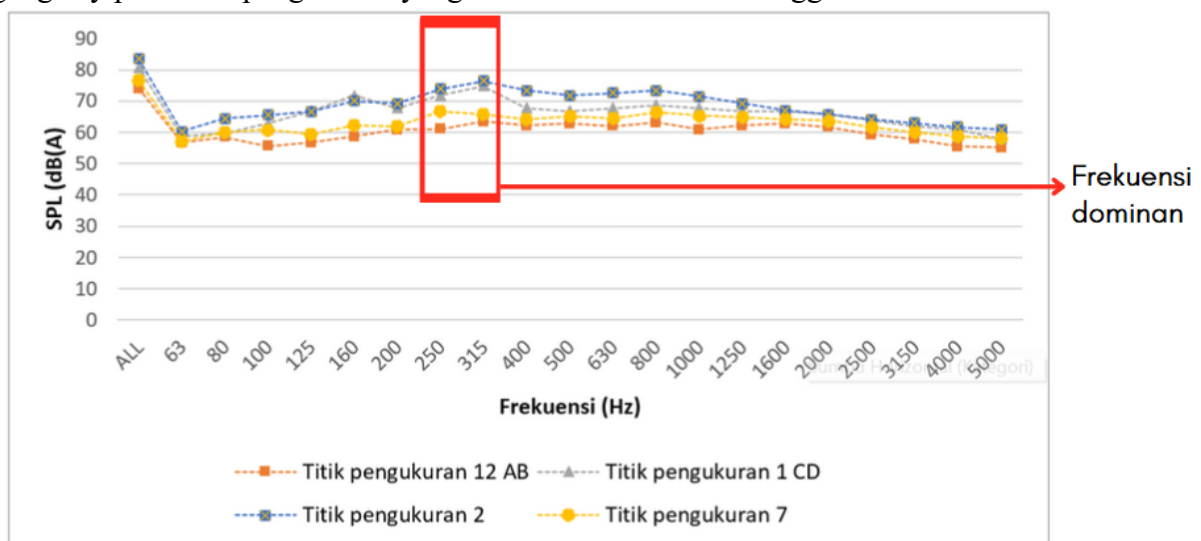
Dari data hasil pengukuran pada Tabel 4.2, nilai SPL tertinggi terdeteksi pada titik pengukuran 2 dengan nilai SPL sebesar 83.5 dB(A), sedangkan nilai SPL terendah terdeteksi pada titik pengukuran 7 dengan nilai SPL sebesar 76.7 dB(A). Perbedaan ini menunjukkan adanya variasi distribusi energi akustik di dalam ruang penumpang yang dapat disebabkan oleh perbedaan jarak terhadap sumber kebisingan atau karakteristik propagasi suara dalam ruang tertutup. Oleh karena itu, data ini akan dianalisis lebih lanjut untuk mengidentifikasi potensi lokasi sumber kebisingan dominan pada masing – masing titik pengukuran, serta mengevaluasi pola penyebaran kebisingan. Berdasarkan Gambar 4.1 terlihat bahwa sumber kebisingan dominan berasal dari *traction noise*.



Gambar 4. 1 Sumber - sumber kebisingan yang dapat terjadi di kereta api (Sumber : (EC Railway Noise Working Group, 2005)).

Berdasarkan Gambar 4.1 grafik sumber – sumber kebisingan yang dapat terjadi di kereta api, pada rentang SPL antara 80 dB(A) hingga 88 dB(A), diketahui bahwa sumber kebisingan yang paling dominan berasal dari sumber kebisingan *traction noise*. *Traction noise* merupakan kebisingan yang dihasilkan oleh sistem penggerak kendaraan, terutama pada kereta api atau kendaraan berbasis listrik lainnya. Kebisingan ini secara karakteristik dapat diklasifikasikan sebagai kebisingan mekanik, karena berasal dari interaksi dinamis antar komponen mesin seperti motor traksi, sistem bogie, dan sistem transmisi lainnya. Dominasi sumber kebisingan *traction noise* dalam rentang SPL tersebut tervalidasi hasil pengukuran tingkat tekanan bunyi di dalam ruang penumpang dan area *gangway*, yang menunjukkan rentang nilai SPL antara 80.8 dB(A) hingga 83.5 dB(A). Nilai ini sejalan dengan pola elevasi kebisingan mekanik akibat operasi sistem penggerak yang telah dijelaskan pada Gambar 4.1. Dengan demikian, berdasarkan hasil pengamatan dan analisis SPL, kebisingan yang teridentifikasi dalam kondisi tersebut secara teknik dapat dikategorikan sebagai kebisingan mekanik.

Berdasarkan data pengukuran yang dijelaskan dalam Tabel 4.1 dan Tabel 4.2 di atas, maka data tersebut dianalisis lebih lanjut untuk mengetahui data nilai SPL tertinggi dan terendah, yang kemudian divisualisasikan dalam bentuk grafik. Pada kondisi dinamis di area kursi penumpang, titik 1 CD menunjukkan nilai SPL tertinggi, sementara titik 12 AB menunjukkan SPL terendah. Untuk melihat hasil pengukuran yang representatif, data – data tersebut kemudian di visualisasikan ke dalam sebuah grafik nilai SPL dominan pada spektrum frekuensi pada Gambar 4.2 grafik nilai SPL dB(A) pada area kursi penumpang dan area gangway pada titik pengukuran yang memiliki nilai SPL tertinggi dan terendah.



Gambar 4. 2 Grafik nilai SPL (dB(A)) pada area kursi penumpang dan area gangway pada titik pengukuran yang memiliki nilai SPL tertinggi dan terendah (Sumber : (Dokumen Pribadi, 2025)).

Berdasarkan Gambar 4.2 diatas menunjukkan distribusi nilai SPL dalam satuan *decibel A-weighted* (dB(A)) pada area kursi penumpang di titik pengukuran 1 CD, 12 AB, serta pada area gangway titik pengukuran 2, dan titik pengukuran 7 saat kondisi dinamis (kereta dalam keadaan berjalan). Data yang diperoleh berdasarkan pengukuran pada rentang frekuensi satu-oktaf mulai dari 63 Hz hingga 5000 Hz. Dari grafik pengukuran nilai tingkat tekanan bunyi yang telah didapatkan pada titik 1 CD di ruang penumpang, bahwa pada frekuensi 315 Hz menunjukkan nilai SPL tertinggi, yaitu sekitar 74.8 dB(A), yang dapat mengindikasikan adanya dominasi energi akustik pada frekuensi menengah.

Pada Gambar 4.2 juga teramati data nilai SPL pada area ruang penumpang titik 12 AB, bahwa nilai SPL tertinggi berada pada frekuensi 315 Hz yang sama dengan frekuensi dominan pada titik 1 CD, dengan nilai mendekati 63.5 dB(A), sebagaimana ditunjukkan oleh puncak pada grafik yang ditandai lingkaran biru. Selanjutnya, pada pengukuran dinamis di area *gangway*, titik 2 menunjukkan sebagai titik dengan SPL tertinggi, sementara titik 7 menunjukkan sebagai titik dengan SPL terendah. Pada Gambar 4.2 memperlihatkan grafik nilai SPL dalam satuan dB(A) pada area *gangway* kereta api di titik 2 dan titik 7 selama kondisi dinamis. Kedua titik ini menunjukkan karakteristik kebisingan yang memiliki pola yang serupa, di mana puncak SPL tertinggi berada di frekuensi 250 Hz dan 315 Hz. Pada titik 2, nilai SPL maksimum mencapai sekitar 83.5 dB(A), sedangkan pada titik 7 nilai SPL maksimum nya sedikit rendah yaitu sekitar 76.7 dB(A). Frekuensi dominan pada semua titik pengukuran ini mengindikasikan adanya potensi resonansi struktural atau transmisi *struktur-bone noise* yang cukup signifikan di area ruang penumpang dan *gangway*. Nilai SPL yang tinggi di frekuensi menengah (250 Hz hingga 315 Hz) dapat berasal dari elemen struktural seperti pelat sambungan, *suspensi gangway*, atau *vibrasi* dari sistem traksi yang ditransmisikan ke bagian tengah kereta. Hipotesa ini dapat diverifikasi dengan baik, merujuk pada Tabel 4.3 bahwa berdasarkan analisa spektral frekuensi dominan dapat berasal dari motor traksi.

Tabel 4.3 Sumber kebisingan di kereta api berdasarkan rentang frekuensi dominan
(Sumber : (de Ferrocarriles S. A, 2018)).

Sumber Kebisingan	Rentang Frekuensi Dominan	Keterangan Umum
Kontak roda–rel	31.5 – 125 Hz	Getaran akibat ketidaksempurnaan rel & roda, <i>flat spot</i> , <i>corrugation</i>
Motor traksi (inverter, gearbox)	125 – 500 Hz	Suara elektromekanik, harmonik motor, <i>gearbox</i> , <i>bogie</i>
HVAC & auxiliary systems	> 500 Hz	Kipas pendingin, blower, pompa, <i>auxiliary inverter</i>
Aerodinamis (kecepatan tinggi)	> 1000 Hz	Turbulensi udara pada bodi & <i>undercarriage</i>
Resonansi struktural	Tergantung desain (~50 – 200 Hz)	Terjadi jika frekuensi eksitasi mendekati frekuensi natural rangka/kabin

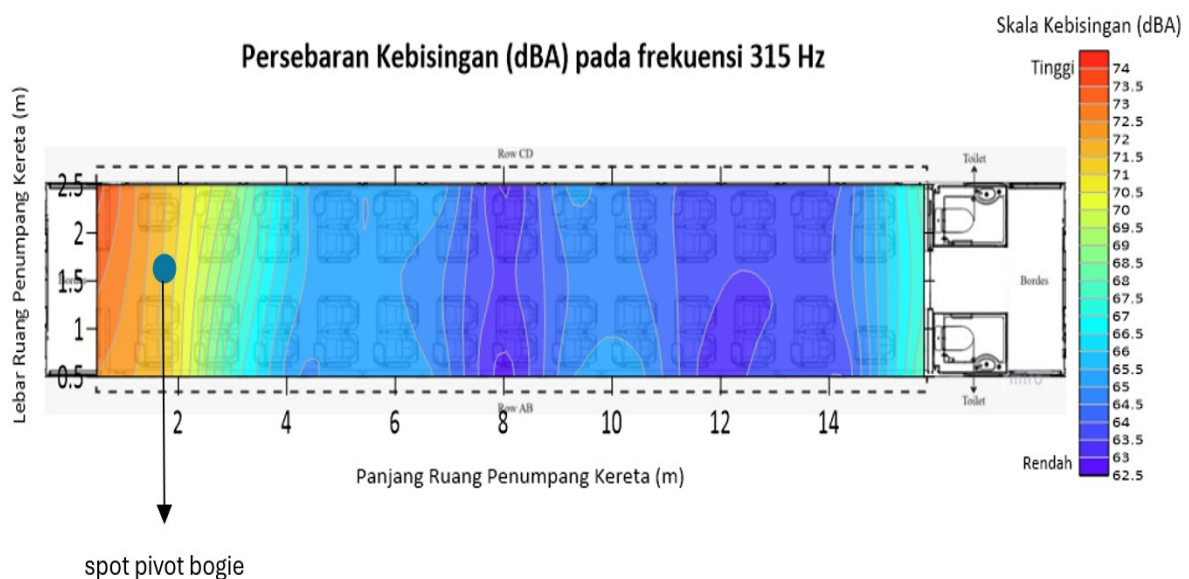
Dengan demikian, berdasarkan **Tabel 4.3** pola frekuensi dominan yang terdeteksi pada frekuensi 250 Hz hingga 315 Hz di area ruang penumpang dan *gangway*, dapat disimpulkan bahwa sumber utama kebisingan berasal dari kebisingan motor traksi (mekanik) yang ditransmisikan melalui struktur kereta (*structure-borne noise*). Khususnya pada frekuensi 315 Hz yang sangat mungkin berkaitan dengan resonansi struktural dari elemen suspensi atau batang traksi yang mengalami eksitasi akibat operasi sistem penggerak kereta. Penelitian yang telah dilakukan oleh (Zhao & Zhai, 2013) menyatakan bahwa struktur-bone noise dapat berasal dari motor traksi dan suspensi kereta yang cenderung memiliki puncak respons di frekuensi antara 250 Hz hingga 500 Hz, hal ini menegaskan bahwa frekuensi 315 Hz merupakan salah satu mode resonansi dominan yang dapat menimbulkan tonal noise di ruang penumpang.

Nilai – nilai tingkat tekanan bunyi tersebut perlu dikaji dalam konteks standar ambang batas kebisingan. Secara umum, nilai ambang batas (NAB) kebisingan sering kali mengacu pada batas referensi tertentu, dan jika suatu bunyi melebihi batas acuan tersebut, maka bunyi tersebut dapat dikategorikan sebagai kebisingan. Berdasarkan Peraturan Menteri Perhubungan

Republik Indonesia No. 15 Tahun 2011, standar spesifikasi teknis kereta api yang ditarik lokomotif menetapkan bahwa tingkat kebisingan maksimum di ruang penumpang tidak boleh melebihi 85 dB(A). Jika dibandingkan dengan hasil pengukuran lapangan, maka sebagian besar nilai SPL yang diperoleh masih berada di bawah batas regulatif 85 dB(A), namun cukup mendekati ambang tersebut. Misalnya, titik 2 di *gangway* dengan SPL 83.5 dB(A), dan titik 1 CD di ruang kursi depan 80.8 dB(A), keduanya berada dalam zona peringatan yang mengindikasikan bahwa kenyamanan akustik mulai terganggu, meskipun belum melampaui ambang regulatif. Dalam konteks perjalanan panjang atau paparan jangka panjang, kondisi ini tetap dapat berpotensi menurunkan kenyamanan penumpang dan menyebabkan gangguan psikologis atau stres akustik. Sehingga untuk mengetahui dari mana dan dimana sumber kebisingan dominan di ruang penumpang kereta K1, maka dilakukan analisis persebaran kebisingan di ruang penumpang menggunakan peta kontur distribusi persebaran SPL di ruang penumpang kereta K1 *New Generation*.

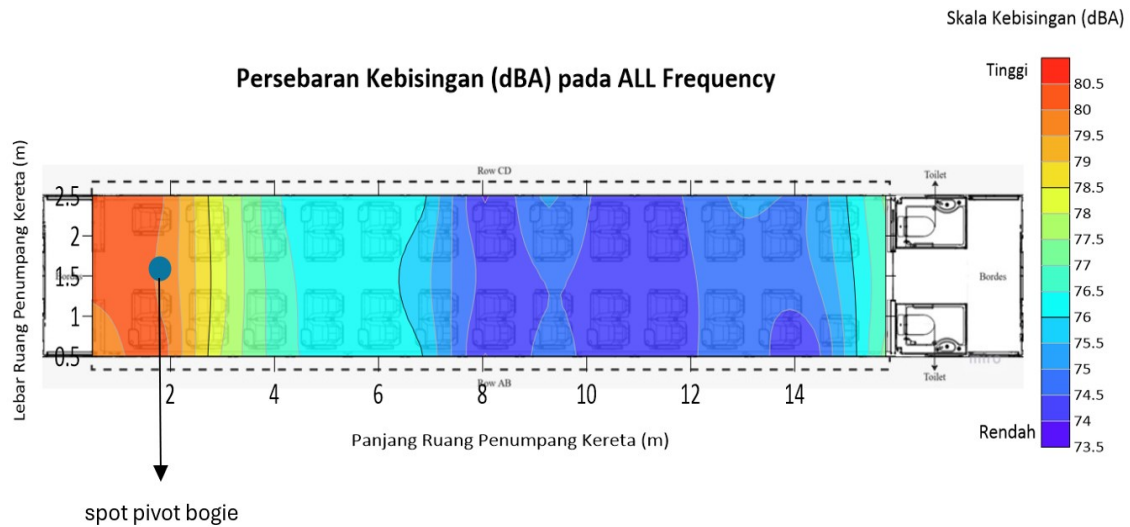
4.2 Peta kontur persebaran kebisingan di ruang penumpang

Data puncak frekuensi pada area kursi penumpang kemudian dianalisis lebih lanjut menggunakan perangkat *software* surfer untuk memvisualisasikan persebaran tingkat tekanan bunyi pada ruang penumpang K1 dan gangway yang dapat dilihat pada Gambar 4.3,



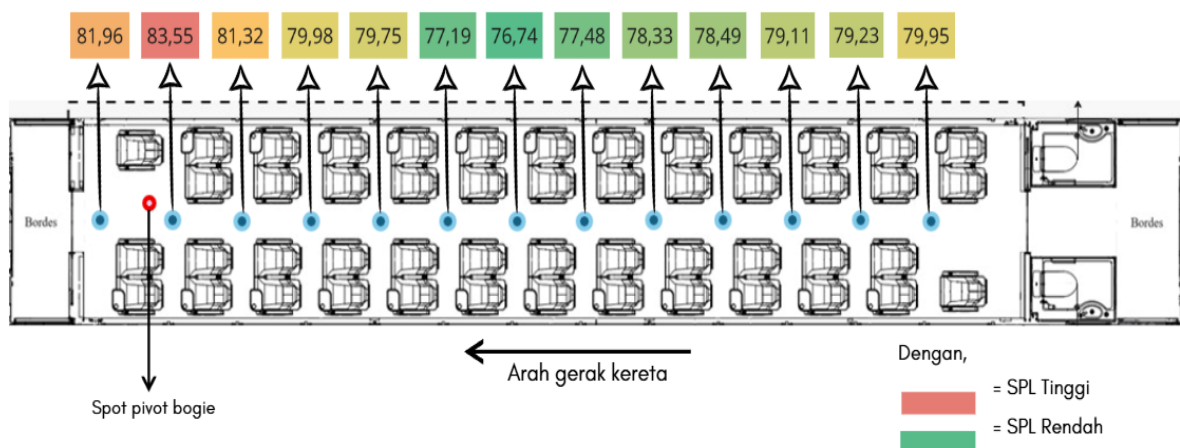
Gambar 4. 3 Persebaran distribusi kebisingan (dB(A)) pada frekuensi 315 Hz pada kondisi dinamis (Sumber : (Dokumen Pribadi, 2025)).

Peta persebaran kebisingan pada Gambar 4.3 menggambarkan distribusi SPL terukur pada frekuensi 315 Hz, yang merupakan frekuensi dominan berdasarkan hasil pengukuran spektral sebelumnya. Dari hasil data pengukuran dan grafik yang telah diamati didapatkan bahwa level kebisingan tertinggi terletak di area ujung gerbong sebelah kiri, tepatnya pada area depan kereta yakni kursi barisan depan yang dimana itu dekat dengan area sambungan antar gerbong, pintu, area *spot pivot bogie*, dan sistem HVAC. Nilai SPL pada wilayah ini mencapai lebih dari 73 dB(A), yang mengindikasikan akumulasi energi akustik yang signifikan akibat transmisi getaran struktural melalui sumber getaran mekanik, sistem HVAC, dan sumber kebisingan aerodinamis. Fenomena ini menunjukkan kemungkinan adanya fenomena resonansi lokal atau *coupling structure* pada frekuensi tersebut.



Gambar 4. 4 Persebaran distribusi kebisingan (dB(A)) pada *All Frequency* pada kondisi dinamis (Sumber : (Dokumen Pribadi, 2025)).

Sementara itu, pada Gambar 4.4 menunjukkan persebaran SPL untuk *all frequency*, dimana pola distribusinya memperlihatkan kecenderungan serupa, dengan intensitas tertinggi tetap terkonsentrasi di area dekat dengan area sambungan antar gerbong, pintu, *area spot pivot bogie*, dan sistem HVAC. Namun, pada domain *all frequency*, nilai SPL maksimum meningkat hingga lebih dari 80 dB(A). Hal ini menegaskan bahwa *contributor* utama terhadap persepsi kebisingan total tidak hanya berasal dari satu frekuensi dominan, tetapi merupakan hasil superposisi dari berbagai frekuensi yang ditransmisikan secara simultan melalui jalur *airborne* maupun *structure-borne path*.

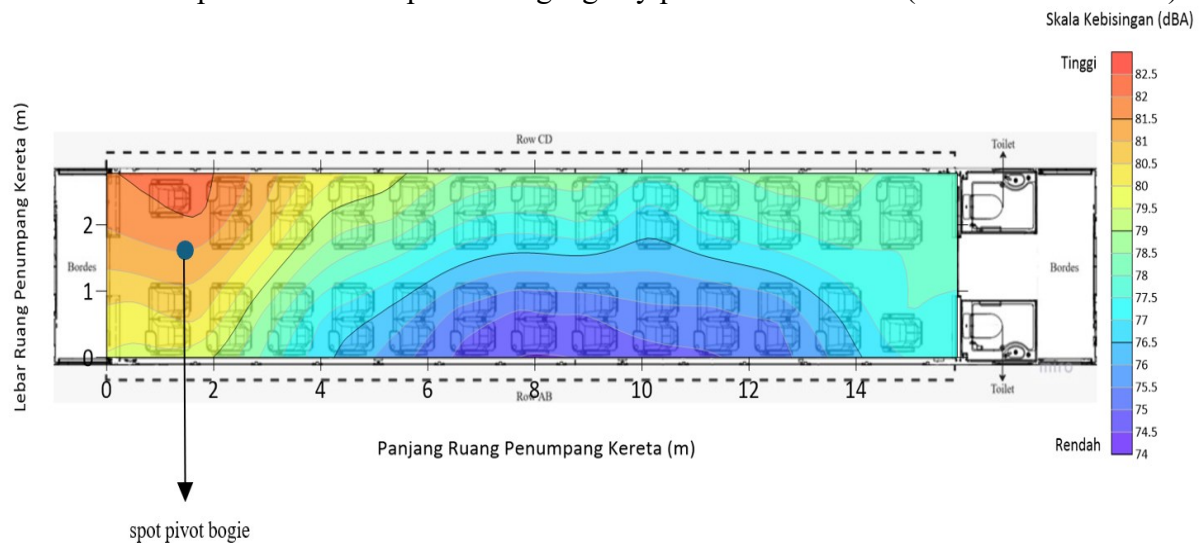


Gambar 4. 5 Persebaran distribusi kebisingan (dBA) pada area gang way pada kondisi dinamis (Sumber : (Dokumentasi Pribadi, 2025)).

Kemudian pada Gambar 4.5 menyajikan peta kontur distribusi SPL di sepanjang jalur *gangway* pada kondisi dinamis. Terlihat bahwa nilai SPL tertinggi mencapai 83.55 dB(A) pada segmen awal gerbong, yang secara spasial berkorespondensi dengan area sambungan antar gerbong dan *gangway* utama. Pola ini berkorelasi dengan analisis Gambar 4.3 dan Gambar 4.5, yang menunjukkan bahwa intensitas kebisingan tertinggi juga berkonsentrasi di area tersebut, baik pada frekuensi dominan 315 Hz maupun pada akumulasi semua frekuensi (*All Frequency*). Distribusi SPL menunjukkan penurunan nilai SPL bertahap menuju arah belakang kereta, dimana nilai kebisingan menurun hingga 76 dB(A) di area tengah dan relatif stabil hingga akhir

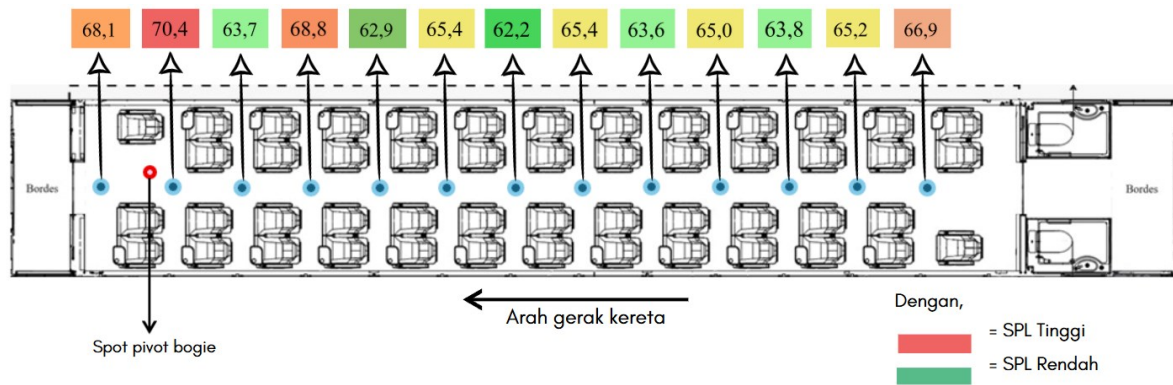
gangway dengan kisaran besar nilai SPL 78 dB(A) hingga 80 dB(A). Variasi ini mengindikasikan bahwa sumber kebisingan dominan berada di area depan kereta, yang kemungkinan besar berasal dari komponen mekanikal dinamis seperti sambungan antar gerbong, sistem HVAC, atau bahkan berasal dari penetrasi getaran struktural dari bogie depan. Pola distribusi longitudinal ini mendukung Kesimpulan bahwa gangway berperan sebagai jalur transmisi utama untuk propagasi kebisingan struktur (*structure-borne noise*), yang diperkuat pada frekuensi menengah seperti 315 Hz. Selain itu, peningkatan SPL di frekuensi spesifik tersebut menunjukkan adanya fenomena resonansi lokal akibat eksitasi getaran struktur oleh sumber dinamis kereta.

Hal ini apabila dibandingkan dengan data statis maka didapatkan data mapping pada Gambar 4.6 untuk distribusi persebaran SPL pada (*All Frequency*) pada kondisi statis. Dan Gambar 4.7 untuk distribusi persebaran SPL pada area gangway pada kondisi statis (kondisi kereta diam).



Gambar 4. 6 Persebaran distribusi kebisingan (dB(A)) pada *All Frequency* pada kondisi statis (Sumber : (Dokumen Pribadi, 2025)).

Gambar 4.6 menunjukkan bahwa daerah dengan tingkat SPL yang tertinggi masih di area bagian depan dengan arah gerak kereta yang ditunjukkan pada Gambar 4.7. Pada area dengan SPL yang tertinggi berada pada daerah dekat dengan area spot pivot bogie dan pada area titik 1 pengukuran kursi penumpang sebesar 82.5 dB(A) yang direpresentasikan dengan warna daerah orange pekat, kemudian semakin mendekati area spot pivot bogie warna orange memudar dengan nilai SPL sebesar 82 dB(A). Semakin mendekati area spot pivot bogie nilai SPL menurun hingga 81.5 dB(A) yang direpresentasikan dengan warna orange yang mulai memudar. Hal ini menunjukkan bahwa kebisingan struktural yang diakibatkan adanya resonansi getaran lokal yang terjadi di daerah dekat jendela. Resonansi ini dapat terjadi apabila frekuensi alami yang dimiliki oleh *chassis* bertemu dengan frekuensi eksitasi yang berasal dari interaksi *wheelset* dengan bogie kereta. Data persebaran distribusi SPL ini selaras dengan hasil pemetaan distribusi persebaran SPL pada area gang way, dapat dilihat pada Gambar 4.7.



Gambar 4. 7 Persebaran distribusi kebisingan (dB(A)) pada area gang way pada kondisi statis (Sumber : (Dokumentasi Pribadi, 2025)).

Gambar 4.7 memvalidasi dan memverifikasi bahwa sumber kebisingan dominan berasal pada daerah *spot pivot bogie* dengan representasikan persebaran peta kontur yang berwarna merah pekat (merepresentasikan nilai SPL tertinggi) berada pada titik pengukuran 2 pada area gang way dengan nilai SPL sebesar 70.4 dB(A), semakin mendekati bordes warna peta kontur sedikit memudar, mula nya berwarna merah pekat menjadi sedikit ke orenan dengan nilai SPL yang cenderung turun namun masih dapat dikategorikan sebagai nilai SPL yang cukup tinggi dengan nilai sebesar 68.1 dB(A). Pola distribusi ini mengindikasikan bahwa *gangway* berfungsi sebagai jalur propagasi utama *structure-borne noise*, dengan peningkatan SPL sebagai indikator adanya resonansi getaran pada *chassis* kereta akibat eksitasi getaran dari komponen dinamis seperti *bogie* dan interaksi roda - rel. Temuan ini memperkuat peran struktur sebagai media transmisi kebisingan mekanik yang dominan pada frekuensi menengah.

Oleh karena itu, sebelum dilakukan upaya mitigasi kebisingan di area tersebut, diperlukan terlebih dahulu identifikasi sumber kebisingan dominan secara akurat. Langkah ini bertujuan untuk meningkatkan efektivitas dan ketepatan strategi penanganan akustik, khususnya pada area dengan intensitas *noise* yang tinggi seperti *gangway* dan *spot pivot bogie*. Dalam penelitian ini, proses identifikasi dilakukan melalui dua pendekatan utama, yaitu pendekatan numerik berbasis simulasi dan pendekatan eksperimental melalui pengukuran langsung di lapangan. Kombinasi kedua metode ini diharapkan mampu memberikan pemahaman *komprehensif* mengenai karakteristik dan jalur perambatan kebisingan dominan yang terjadi selama kondisi dinamis kereta beroperasi.

4.3 Simulasi Mechanical Vibration dengan Finite Element Analysis

Untuk menganalisis sumber kebisingan dalam ruang penumpang kelas K1, dilakukan pendekatan numerik berbasis *Finite Element Analysis* (FEA) dengan fokus pada modal analysis. Pada analisis ini dapat mengidentifikasi frekuensi alami dan bentuk mode (*mode shapes*) dari struktur *bogie*, sebagai element yang menerima eksitasi dinamika langsung dari interaksi roda dengan rel. Hasil modal analysis menunjukkan frekuensi alami yang ditunjukkan pada Tabel 4.4 dibawah ini,

Tabel 4. 4 Tabel nilai frekuensi alami pada setiap mode.

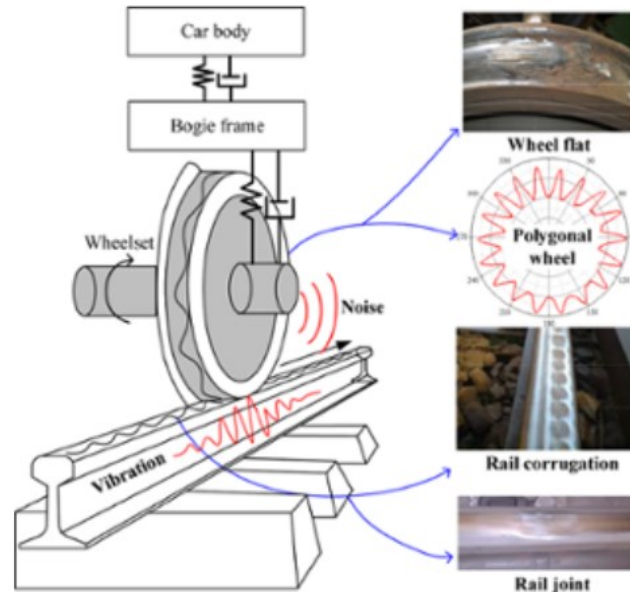
Mode	Frekuensi Alami (Hz)
1	0
2	0
3	0
4	0

5	0.00024
6	0.00051
7	0.00072
8	0.00083
9	0.0013
10	0.0015
11	0.0018
12	0.0021
13	15.724
14	15.754
15	24.388
16	27.126
17	27.688
18	30.828
19	33.078
20	49.371
21	50.583
22	51.149
23	61.197
24	66.767
25	68.62
26	69.95
27	74.015
28	74.949
29	76.433
30	81.47

Tabel 4.4 menunjukkan hasil analisis modal terhadap struktur bogie kereta K1 yang dilakukan menggunakan pendekatan *Finite Element Analysis* (FEA). Tujuan dari analisis ini adalah untuk mengidentifikasi frekuensi alami (*natural frequencies*) dan bentuk mode getar (*mode shapes*) yang menjadi sumber eksitasi getaran dinamis akibat interaksi roda dan rel dengan sistem bogie. Frekuensi alami adalah karakteristik internal dari struktur yang menunjukkan kecenderungan sistem untuk beresonansi ketika dieksitasi oleh gaya luar (*external excitation*) dengan frekuensi tertentu. Hasil simulasi memperlihatkan bahwa mode 1 hingga 4 menunjukkan frekuensi natural 0 Hz, yang umumnya mengindikasikan mode translasi atau rotasi kaku (*rigid body modes*) tanpa deformasi elastis. Fenomena ini secara fisik terjadi ketika struktur tidak tertahan atau terkekang sepenuhnya dalam satu atau lebih arah tertentu, sehingga memungkinkan seluruh massa bergerak sebagai satu kesatuan tanpa adanya gaya pemulih (*restorative force*) dan *force broadcasting* yang bekerja pada sistem bogie untuk mengembalikan ke posisi setimbang (*equilibrium*). Dalam konteks struktur kereta api, misalnya mode – mode dengan frekuensi natural bernilai nol dapat diasosiasikan dengan gerakan longitudinal, vertikal, atau lateral (persebaran gaya yang terjadi di sistem bogie) bebas dari sistem bogie dan *carbody* kereta api yang masih memiliki kebebasan gerak relatif terhadap suspensinya. Selain itu, pada keadaan mula - mula, mode alami pertama hingga ke empat dapat dikatakan sebagai keadaan awal atau biasa disebut dengan *initial condition*. Dimana pada keadaan ini, bogie tidak memiliki gaya eksternal (*external excitation*) yang membuatnya bergerak. Hal ini berkorelasi dengan teori gerak harmonik yang menerangkan bahwa getaran merupakan fenomena hubungan antara gerak osilasi dengan gaya yang mengakibatkan danya suatu gerak dinamis,

maka dari teori ini didapatkan bahwa apabila tidak ada gaya eksternal yang mempengaruhi sistem bogie maka gerak osilasi yang ada di sistem bogie akan bernilai nol, sehingga getaran sistem (frekuensi natural) akan bernilai nol.

Jadi satu – satunya sumber getaran atau gerakanya berasal dari kecepatan awal yang diberikan pada keadaan *initial condition*. Hal ini dapat terjadi karena pada system bogie terdapat fenomena benda jemet, dalam fenomena tersebut pada strukturnya di antara *wheelset* dengan bogie terdapat suspensi sekunder, dan di antara bogie dengan *chassis* terdapat suspensi primer. Pada kedua suspensi tersebut terjadi fenomena Hukum Hooke, sistematis ini dapat dilihat pada Gambar 4.8,



Gambar 4. 8 *Degree of Freedom* pada struktur kereta api

untuk setiap suspensi dalam sistem ini terjadi fenomena Hukum Hooke, Sistem yang terjadi pada Gambar 4.8 kemudian dapat di deferensiasikan menjadi fenomena Hukum Hooke dalam sistem pada **Gambar 2.8**. Dengan pendekatan Hukum Newton II, maka didapatkan (w) yang bekerja pada massa sistem suspensi primer, dituliskan pada persamaan (17),

$$k\Delta = w = m \cdot g \quad (17)$$

Pada sistem suspensi sekunder didapatkan gaya yang bekerja pada sistem, dituliskan pada persamaan (18),

$$F = k(\Delta + x) \quad (18)$$

Dari kedua fenomena yang terjadi pada kedua sistem suspensi tersebut, maka didapatkan gaya total yang bekerja pada sistem benda jemet dan dalam kajian dinamika struktur, sistem satu derajat kebebasan (*One Degree of Freedom*) pada umumnya dideskripsikan melalui persamaan gerak diferensial yang telah dijelaskan pada persamaan (19),

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= \sum F \\ m\ddot{x} &= w - k(\Delta + x) \\ &= w - k\Delta - kx \end{aligned} \quad (19)$$

Karena $k\Delta = w$, maka didapatkan

$$m\ddot{x} = k\Delta - k\Delta - kx$$

$$m\ddot{x} = -kx$$

Dideferensiasikan menjadi

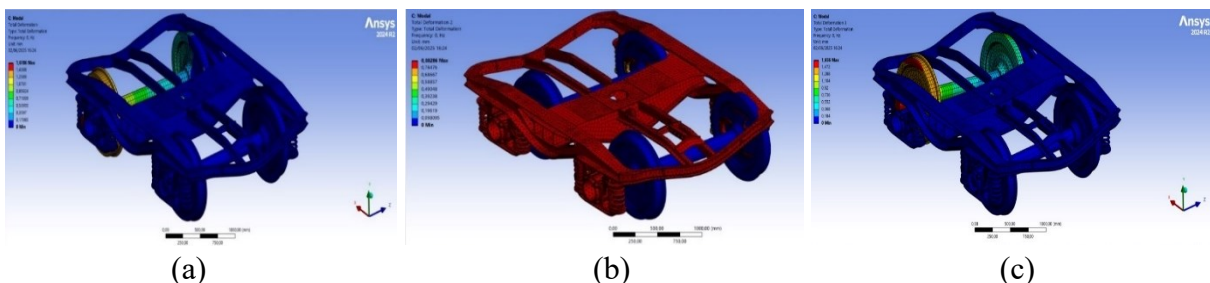
$$m\ddot{x} + kx = 0$$

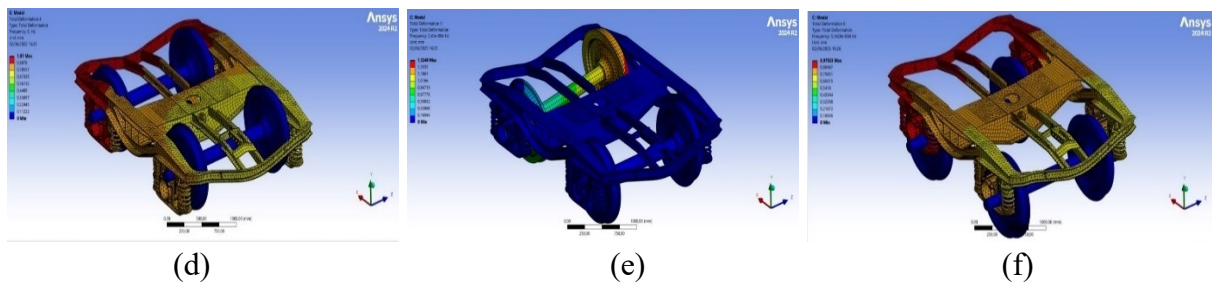
$$\ddot{x} = -\frac{k}{m}x$$

Maka ketika kondisi initial pada sistem bogie, yang dimana pada keadaan ini sistem bogie masih dianggap rigid (mempresentasikan kemampuan struktur untuk berosilasi secara bebas akibat adanya gaya pemulih) maka simpangan (x) yang terjadi pada kedua sistem suspensi tersebut masih bernilai nol. Sehingga apabila disubstitusikan ke dalam persamaan (12), didapatkan nilai frekuensi alami pada sistem bogie nol. Hal ini terjadi karena struktur sistem bogie bergerak secara translasi atau berotasi tanpa adanya deformasi elastis (*rigid body motion*), dan tidak memunculkan getaran natural, sehingga nilai getaran natural akan bernilai nol. Dengan demikian, frekuensi natural sistem bogie secara teoritis bernilai nol, hal ini berkorelasi dengan pernyataan bahwa dalam keadaan awal (*initial condition*) bogie tidak memiliki *external excitation* (gaya eksitasi eksternal) yang membuatnya bergerak.

Setelah itu, mode – mode selanjutnya menunjukkan peningkatan bertahap pada frekuensi natural, sehingga pada simulasi didapatkan data frekuensi alami dari 0.00024 Hz hingga mencapai 81.47 Hz pada mode ke-30. Nilai – nilai ini mencerminkan respons dinamis struktur terhadap getaran mekanik, dimana mode dengan frekuensi mendekati nilai frekuensi eksitasi (misalnya frekuensi getaran eksitasi yang berasal dari interaksi roda-rel, atau gangguan struktural lainnya) yang berpotensi menimbulkan resonansi dan amplifikasi getaran.

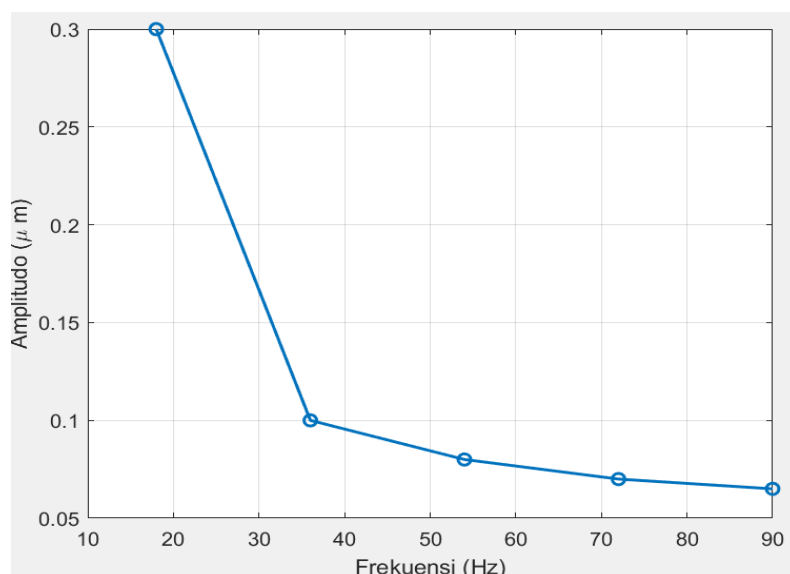
Khususnya, pada rentang frekuensi antara 15 Hz hingga 80 Hz menunjukkan kemungkinan besar tumpang tindih dengan frekuensi dominan yang dapat mempengaruhi sumber hadirnya kebisingan struktural. Hal ini sesuai dengan hasil pengukuran kebisingan di lapangan yang didapatkan pada frekuensi 315 Hz memperlihatkan bahwa pada frekuensi tersebut terjadi fenomena resonansi pada mode – mode tersebut yang akan dapat menyumbangkan propagasi suara melalui struktur bogie dan lantai kereta menuju ruang penumpang. Distribusi deformasi relatif pada setiap mode getar, yang divisualisasikan dalam gambar berikut untuk setiap modenya,





Gambar 4. 9 Visualisasi deformasi relatif (a) pada mode 1, (b) mode 2, (c) mode 3, (d) mode 4, (e) mode 5, (f) mode 6 (Sumber : (Ansys Workbench, 2025)).

Gambar 4.9 (a)–(e) memperlihatkan lima *rigid body modes* dari struktur bogie, yang ditandai dengan frekuensi alami 0 Hz dan menunjukkan respons translasi maupun rotasi tanpa deformasi elastis. Mode pertama (a) menggambarkan translasi longitudinal akibat kebebasan gerak arah struktur bogie. Mode kedua (b) memperlihatkan translasi vertikal yang merepresentasikan respons terhadap beban statik maupun dinamik dari lintasan tidak rata, dan berkorelasi dengan fungsi suspensi sekunder. Mode ketiga (c) memperlihatkan gerakan lateral akibat gaya sentrifugal saat menikung. Mode keempat (d) dan kelima (e) menggambarkan rotasi *yaw* dan *wheel*, masing-masing menunjukkan pentingnya *yaw-damper* dan kestabilan lateral terhadap asimetri eksitasi. Gambar 4.9 (f) merupakan mode elastis pertama dengan frekuensi alami non-nol (0,00051 Hz), menandakan transisi dari rigid body behavior menuju respons dinamis struktural aktual. Mode ini menunjukkan fleksi longitudinal yang mulai memfasilitasi transmisi energi getaran ke bodi kereta. Berdasarkan hasil simulasi hingga mode ke-30 (frekuensi alami mencapai 81.47 Hz), terlihat progresi dari deformasi global menjadi deformasi lokal, termasuk vibrasi rangka lateral dan komponen suspensi. Mode dengan frekuensi 30 – 80 Hz dianggap krusial karena berpotensi berinteraksi dengan frekuensi eksitasi dari rel atau medan tidak rata. Terlebih, meskipun frekuensi 315 Hz (yang muncul dominan dalam puncak SPL) tidak teridentifikasi sebagai mode natural utama, fenomena mode coupling atau *intermodulasi* dapat memunculkan respon harmonik pada frekuensi lebih tinggi, menyebabkan *structure-borne noise* pada area sensitif seperti gangway. Informasi ini menjadi acuan dalam tahap lanjutan berupa harmonic response analysis. Pada tahap simulasi *harmonic response* dihasilkan data directional acceleration pada setiap bagian struktur bogie. Grafik directional acceleration pada Gambar 4.10,



Gambar 4. 10 Grafik directional acceleration (Sumber : (Ansys Workbench, 2025)).

Analisis *respons harmonic* pada *system bogie* bertujuan untuk mengidentifikasi frekuensi eksitasi yang berpotensi memicu resonansi dinamis, yaitu Ketika frekuensi beban harmonic mendekati atau sama dengan frekuensi alami struktur. Dalam kondisi ini, struktur akan merespons secara signifikan, yang ditandai dengan munculnya amplitudo getaran maksimum, baik dalam bentuk deformasi maupun percepatan. Munculnya amplitudo tinggi pada frekuensi tertentu mengindikasikan adanya transfer energi yang kuat, yang apabila terjadi pada komponen struktural kereta sangat berpotensi menghasilkan sumber kebisingan *structure-borne noise*. Hal ini menjadi lebih valid apabila frekuensi resonansi yang terdeteksi dari simulasi berkorelasi langsung dengan data pengukuran SPL lapangan, seperti yang terjadi pada frekuensi 250 Hz hingga 315 Hz. Korelasi ini menjadi bukti kuat bahwa kebisingan yang terdeteksi berasal dari getaran mekanik internal struktur yang ditransmisikan melalui struktur kereta menuju ruang penumpang. Hasil simulasi harmonic response pada grafik directional acceleration menunjukkan bahwa nilai amplitudo dominan berada pada range 0.1 μm hingga 0.3 μm pada frekuensi 18 Hz hingga 90 Hz. Berdasarkan data **Gambar 4.10** yang dikorelasikan dengan **Tabel 4.6**, diketahui bahwa rentang amplitudo hasil simulasi menunjukkan nilai yang sangat kecil dan belum menunjukkan kesesuaian terhadap kriteria yang ditetapkan oleh standar ISO 4866 : 2010. Dalam standart tersebut, rentang amplitudo untuk sumber getaran yang berasal dari eksitasi getaran mekanik berada pada nilai kisaran 1 μm hingga 100 μm . Oleh karena itu, untuk mendapatkan hasil simulasi yang representatif terhadap kondisi kebisingan aktual, diperlukan perluasan rentang frekuensi eksitasi hingga minimal 500 Hz atau bahkan mencapai 1000 Hz. Selain itu, perlu difokuskan pada frekuensi kritis seperti 250 Hz, 315 Hz, dan 500 Hz. Dengan demikian, untuk memverifikasi asumsi bahwa sumber kebisingan dominan berasal dari getaran mekanik (*mechanical vibration*) di area depan ruang penumpang, maka dilakukan pengukuran getaran secara langsung pada *area spot pivot bogie*. Lokasi pengukuran ini dipilih berdasarkan potensi sebagai jalur utama transmisi getaran dari struktur bogie ke struktur kereta. Adapun skema dan posisi pengukuran ditunjukkan secara rinci pada **Gambar 3.3**, yang merepresentasikan konfigurasi titik – titik akuisisi data sesuai arah propagasi structure-borne noise yang diduga signifikan.

4.4 Pengukuran Getaran

Pengukuran getaran dilakukan pada area kursi penumpang kereta K1 dengan tujuan untuk mengetahui karakteristik percepatan getaran yang terjadi selama operasional. Data pecepatan diukur menggunakan alar ukur akselerometer yang diletakkan pada *spot pivot bogie* pada ruang penumpang kereta api new generation kelas eksekutif (K1) dengan no kereta api K1 0 24 56 saat beroperasi dengan kecepatan di atas 72 km/jam. Pengukuran dilakukan pada *interval* waktu 1 detik selama 60 detik, dan hasilnya dicatat dalam satuan percepatan (m/s^2). Data ini kemudian dapat dilihat pada Tabel 4.5 data pengukuran getaran di bawah ini,

Tabel 4. 5 Data hasil pengukuran getaran di ruang penumpang kereta K1.

Detik	<i>Particle acceleration range</i> (m/s^2)
1	0.03
2	0.04
3	0.035
4	0.03
5	0.045
6	0.035

7	0.035
8	0.03
9	0.04
10	0.045
11	0.06
12	0.05
13	0.045
14	0.04
15	0.04
16	0.03
17	0.035
18	0.028
19	0.026
20	0.02
21	0.02
22	0.035
23	0.03
24	0.026
25	0.026
26	0.026
27	0.03
28	0.028
29	0.03
30	0.035
31	0.03
32	0.035
33	0.028
34	0.035
35	0.03
36	0.035
37	0.03
38	0.03
39	0.035
40	0.035
41	0.03
42	0.035
43	0.035
44	0.028
45	0.028
46	0.026
47	0.028
48	0.02
49	0.02

50	0.02
51	0.02
52	0.028
53	0.022
54	0.04
55	0.035
56	0.026
57	0.022
58	0.02
59	0.02
60	0.02

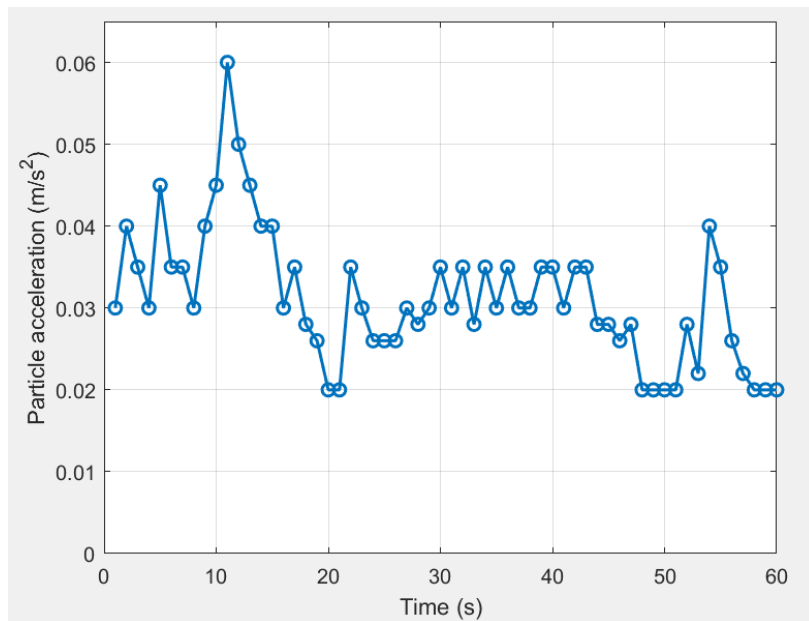
Pengukuran ini dilakukan dengan tujuan utama untuk mengidentifikasi kontribusi getaran mekanik (*mechanical vibration*) sebagai potensi sumber kebisingan struktural (*structure-borne noise*) yang terdeteksi di ruang penumpang bagian depan yang dapat dilihat pada hasil mapping peta kontur distribusi kebisingan pada ruang penumpang kereta api pada Gambar 4.3 hingga Gambar 4.5. selanjutnya berdasarkan hasil pengukuran getaran yang diperoleh pada Tabel 4.5, diketahui bahwa rentang percepatan getaran (*particle acceleration range*) yang tercatat berada antara 0.02 m/s^2 hingga 0.06 m/s^2 , dengan nilai maksimum terjadi pada detik ke -11. Hasil data ini mencerminkan fluktuasi getaran dinamis dari sistem suspensi dan komponen bogie akibat interaksi roda dengan rel maupun eksitasi internal selama operasional.

Kemudian hasil pengukuran ini dibandingkan terhadap standarisasi ISO 4866 : 2010 tentang *Mechanical vibration and shock – vibration of fixed structures – Guidelines for the measurement of vibration and evaluation of their effects on structures*, yang dapat dilihat pada Tabel 4.6. Dari tabel tersebut didapatkan bahwa nilai *particle acceleration range* tersebut secara kuantitatif berada dalam rentang 0.02 m/s^2 hingga 1 m/s^2 yang diklasifikasikan sebagai karakteristik getaran bersumber dari *machinery inside*, khususnya dalam sistem perkeretaapian. Hal ini mengindikasikan bahwa eksitasi getaran yang terukur pada sistem bogie valid sebagai bentuk getaran mekanik yang berpotensi menghasilkan kebisingan struktural. Dengan kata lain, data ini dapat menjawab asumsi sumber kebisingan dominan yang terjadi pada area depan ruang penumpang K1 kereta api new generation.

Tabel 4. 6 Tabel ranges of structural response for various vibration source.

Vibration source	Frequency range ^a Hz	Amplitude range μm	Particle velocity range mm/s	Particle acceleration range m/s^2	Time characteristic
Traffic road, rail, ground-borne	1 to 100	1 to 200	0,2 to 50	0,02 to 1	C ^b /T ^c
Blasting vibration ground-borne	1 to 300	100 to 2 500	0,2 to 100	0,02 to 50	T
Air over pressure	1 to 40	1 to 30	0,2 to 3	0,02 to 0,5	T
Pile driving ground-borne	1 to 100	10 to 50	0,2 to 100	0,02 to 2	T
Machinery outside ground-borne	1 to 100	10 to 1 000	0,2 to 100	0,02 to 1	C/T
Machinery inside	1 to 300	1 to 100	0,2 to 30	0,02 to 1	C/T
Human activities inside	0,1 to 30	5 to 500	0,2 to 20	0,02 to 0,2	T
Earthquakes	0,1 to 30	10 to 10^5	0,2 to 400	0,02 to 20	T
Wind	0,1 to 10	10 to 10^5	—	—	T
Acoustic (inside)	5 to 500	—	—	—	C/T

Kemudian dari data Tabel 4.5 didapatkan hubungan antara *particle acceleration range* dengan waktu yang direpresentasikan dalam grafik dibawah ini,



Gambar 4. 11 Grafik hubungan *particle acceleration vs time* (Sumber : (Dokumen Pribadi, 2025)).

Grafik *particle acceleration* terhadap waktu ini memperlihatkan respons dinamis struktural yang bersifat transien teredam, ditandai puncak akselerasi yang signifikan pada rentang waktu sekitar 10 hingga 12 detik dengan amplitudo mencapai 0.06 m/s^2 . Fenomena ini dapat dikaitkan dengan kemungkinan terjadinya peristiwa resonansi, yaitu ketika frekuensi eksitasi dari gangguan roda-rel atau ketidakraturan lintasan mendekati salah satu frekuensi alami sistem *bogie*, sehingga terjadi peristiwa resonansi yang terjadi pada sekitar *area spot pivot bogie*. Namun, setelah fase puncak, amplitudo akselerasi menunjukkan kecenderungan menurun dan bergerak menuju kondisi *quasi steady-state*. Hal ini menegaskan peran penting sistem suspensi pada *bogie*, baik suspensi primer (antara roda dan bogie) maupun suspensi sekunder (antara *bogie* dan *carbody*), yang dirancang untuk menyerap energi getaran, meminimalisasi transfer resonansi ke struktur atas. Dengan demikian, grafik ini tidak hanya menggambarkan dinamika akselerasi partikel akibat eksitasi, tetapi juga menunjukkan efektivitas mekanisme redaman oleh sistem suspensi dalam mengontrol amplitudo getaran pasca terjadinya eksitasi mendekati kondisi resonansi. *Particle acceleration* disini menjelaskan percepatan getaran translasi lokal, percepatan titik perpartikel pada permukaan struktur yang padat (*area spot pivot bogie*).

Verifikasi sumber kebisingan mechanical vibration pada ruang penumpang K1 kereta api *New Generation* juga divalidasi dengan hasil data persebaran distribusi tingkat tekanan bunyi (SPL) pada area kursi penumpang dan gangway (**Gambar 4.3 hingga Gambar 4.7**) yang menunjukkan bahwa area dengan tingkat tekanan bunyi (SPL) yang tertinggi berada pada area depan kereta (area sekitar *spot pivot bogie*). Sehingga dengan data – data yang telah diperoleh, mulai dari data persebaran distribusi tingkat tekanan bunyi hingga data pengukuran getaran di lapangan, dapat memverifikasi dan membuktikan bahwa sumber kebisingan yang paling dominan berasal dari sumber kebisingan *mechanical vibration*.

BAB 5 KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisis data pengukuran di lapangan, simulasi numerik berbasis *Finite Element Analysis* (FEA), serta kajian terhadap fenomena getaran mekanik dan kebisingan struktural pada kereta K1 selama kondisi dinamis, maka dapat disimpulkan beberapa hal sebagai berikut :

1. Distribusi SPL di ruang penumpang kereta K1 menunjukkan intensitas tertinggi pada area depan (sekitar *spot pivot bogie*) dengan nilai mencapai 83.5 dBA, yang mengindikasikan dominasi sumber kebisingan *structure-borne noise*.
2. Frekuensi dominan selama kereta berjalan pada 90 km/jam berada pada rentang 250 Hz hingga 315 Hz, dimana puncak frekuensi dominan berada pada 315 Hz, yang berpotensi memicu resonansi struktural melalui *mode coupling*.
3. Interaksi roda dan rel menghasilkan eksitasi getaran mekanik pada bogie, dimana dibuktikan dengan data hasil pengukuran getaran. Nilai dari *particle acceleration range* bernilai $0.02 \text{ m/s}^2 - 0.06 \text{ m/s}^2$, yang ditransmisikan melalui suspensi ke struktur kereta. Dari data ini mengindikasikan bahwa eksitasi getaran yang terukur pada sistem bogie valid sebagai bentuk getaran mekanik yang berpotensi menghasilkan kebisingan struktural.
4. FEA efektif memetakan mode getar dan memprediksi potensi resonansi, namun tidak dapat secara langsung menentukan sumber dominan kebisingan, dan sumber kebisingan dominan yang berasal dari sumber kebisingan *mechanical vibration* berhasil diverifikasi dengan hasil data pengukuran getaran di lapangan.

5.2 Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, terdapat beberapa saran dapat digunakan untuk pengembangan penelitian lebih lanjut dan aplikasi praktis dalam menentukan sumber kebisingan dominan pada kereta api dengan jenis kereta api yang lainnya.

1. Kombinasi antara hasil pengukuran getaran lapangan dan simulasi numerik perlu dioptimalkan dalam bentuk *model updating* atau *validation*, agar hasil simulasi dapat mencerminkan respons dinamis aktual struktur kereta. Hal ini juga akan meningkatkan akurasi dalam memprediksi jalur transmisi kebisingan struktural (*structure-borne path*).
2. Penggunaan akselerometer dengan sensitivitas lebih tinggi dan multi-arah (*triaxial*) pada titik-titik kritis seperti sambungan bogie dan lantai kabin akan memberikan data *particle acceleration range* yang lebih lengkap untuk menganalisis vektor propagasi getaran secara lebih detail.
3. Disarankan untuk melakukan studi lanjutan terhadap performa sistem suspensi dan komponen peredam getaran (*damping system*) pada bogie kereta, guna menilai efektivitasnya dalam mengurangi propagasi *mechanical vibration* menuju ruang penumpang.
4. Hasil studi ini dapat dijadikan dasar untuk merancang strategi mitigasi kebisingan berbasis desain, seperti penambahan *damping pads*, isolasi struktural, atau *acoustic decoupling* pada area sambungan yang menjadi titik kritis transmisi kebisingan.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

- Anon., Lan, Xiaodan; Han, Jian; Zhang, Jie; Xiao, Xinbiao; Peng, Laixian; Zhao, Yuxuan. 2024. *Interior Noise Characteristics, Source Identification and Its Quantification Contribution of 400 Km/h high-speed train in Different Operating Environments*, Issue Journal Applied Acoustics 288, pp. 1 - 12.
- Artianingrum, I.S. *et al.* (2023) ‘Analisis Kebisingan dan Karakteristik Akustik Pengaruh AC Pada Kabin Penumpang Kereta Stainless Steel’, *JMPM (Jurnal Material dan Proses Manufaktur)*, 7(2), pp. 186–198.
- ASHRAE, 2017. *ANSI/ASHRAE Standard : Thermal Environmental Conditions of Human Occupancy*. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- Bathe, K. J., 1996. *Finite Element Procedures*. 7th edition penyunt. Englewood Cliffs, New Jersey, Amerika Serikat: Prentice-Hall.
- Chandrupatla, T. R. & Belegundu, A. D., 2011. *Introduction to Finite Elements in Engineering*. Upper Saddle River, New Jersey, Amerika Serikat.: Pearson Education.
- EC Railway Noise Working Group, 2005. *Railway Noise in Europe : A 2005 report on the state of the art*. Europe: European Commission.
- Everest, F. A., Pohlmann, K. C. & dan Schroeder, A. R., 2009. *Master Handbook of Acoustics*. 5th ed penyunt. New York, US: McGraw-Hill.
- de Ferrocarriles S. A, C. y. A., 2018. *Railway Noise and Vibration Handbook*. Beasain: Empresa CAF.
- Indonesia, K. P. R., 2007. *Undang - undang No. 23 Tahun 2007 tentang Perkeretaapian*. Jakarta: Kementerian Perhubungan.
- Indonesia, K. P. R., 2010. *Peraturan Menteri Perhubungan Nomoer 41 Tahun 2010 tentang Standar Spesifikasi Teknis Kereta yang Ditarik Lokomotif*. Jakarta: Kementerian Perhubungan.
- Ismail, A. R., 2019. Lecture 3: Solution of the vibration equation [Lecture notes]. EME 304 – Mechanical Vibrations.. *Applied Acoustics, Journal of Sound and Vibration, atau Mechanical Systems and Signal Processing.*, 44(Dept. of Mechanical Engineering, Universitas Teknologi Malaysia.), p. 1.
- Iwnicki, S., Spiryagin, M., Cole, C. & McSweeney, T., 2020. *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. Second Edition penyunt. United State: CRC Press Taylor & Francis Group.
- Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B. & Sanders, J. V., 2000. *Fundamentals of Acoustics*. 4th edition penyunt. New York: John Wiley & Sons.
- Logan, D. L., 2011. *A First Course in The Finite Element Method*. Boston, Massachusetts, Amerika Serikat: Cengage Learning .
- Meirovitch, L., 2010. *Fundamental of Vibrations*. New York : McGraw-Hill.

Nelson, J. & Wilson, G. P., 2004. *Transit Noise and Vibration Impact Assessment Manual*. Federal Transit Administration (FTA). US: Departemen of Transportation.

Nelson, P. A. & Elliott, S. J., 1992. *Active Control of Sound*. London, Inggris: Academic Press.

Ngai, C. T. & T. D. J., 2002. The influence of track support stiffness and track geometry on wheel/rail rolling noise.. *Journal of Sound and Vibration*, Issue <https://doi.org/10.1006/jsvi.2001.3875>, pp. 246(5), 761–788.

PT INKA, 2023. *Dokumen ASM_00.0-A18101 : General Arrangement of Kereta Penumpang Kelas Eksekutif (K1) New Generation*. Madiun, Indonesia: PT Industri Kereta Api Indonesia (INKA).

Prof. Carmen Muller-Karger, P., 2020. Mechanical Vibrations Harmonically Excited Systems. *Textbook: Singiresu S. Rao. Mechanical Vibration, Pearson sixth edition.*, Issue Pearson Education., pp. 1 - 57.

PT INKA, 2023. *Dokumen ASM_00.0-A18101 : General Arrangement of Kereta Penumpang Kelas Eksekutif (K1) New Generation*. Madiun, Indonesia: PT Industri Kereta Api Indonesia (INKA).

Railways, I. U. o., 2017. *Railway Induced Vibration State of The Art Report: Acoustics in railway engineering – Measurement of noise inside passenger rolling stock (UIC Code 779-11)*.. Paris, France: UIC.

Rao, S. S., 2000. *Mechanical Vibrations*. Second Edition penyunt. California: Addison-Wesley Publishing Company.

Rao, S. S., 2011. *Mechanical Vibrations*. 5th edition penyunt. Upper Saddle River, New Jersey, Amerika Serikat: Pearson Education.

Remington & P.J, 1987. Wheel/Rail Noise-Part II : Wheel/Rail Interaction. *Journal of Sound and Vibration*, pp. 339 - 425.

Saputra, A. D., Sabrina, M. & Y, A., 2019. Evaluation Effect of Noise and Vibrations on Railway Passenger. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*, pp. 1 - 7.

Sharma Vartika dan Mishra Rajesh. 2020. Reliability Evaluation of High Speed Train Bogie System Based on Stochastic Network Flow Model. *I. J Mathematical Sciences and Computing*. Uttur Pradesh, India, pp. 29 - 36.

Sheng, X., Zhang, S., Xiao, X. & He, Y., 2023. Recent Advances on Research Into High-speed Railway Noise. *Intelligent Transportation Infrastructure*, Issue Oxford, pp. 1 - 20.

Singh, S. & Singh, R., 2014. Discussion of Railway Noise and its Abatements. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, Issue ISSN: 2278-0181, pp. 1 - 5.

Standardization., I. O. f., 2010. *ISO 4866:2010 – Mechanical vibration and shock — Vibration of fixed structures — Guidelines for the measurement of vibrations and evaluation of*

their effects on structures.. Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization (ISO).

Standardization, I. O. f., 2019. *ISO 3381:2019 – Railway applications — Acoustics — Measurement of noise inside rail vehicles..* Geneva: ISO.

Thompson, D., 2009. *Railway Noise and Vibration : Mechanisms, Modelling, and Means of Control.* Amsterdam, The Netherlands: Elsevier Ltd.

Thomson, W. T. & D. M. D., 1988. *Theory of vibration with applications (5th ed.).* (5th ed.) penyunt. Upper Saddle River: NJ: Prentice Hall.

Wang, Y., Xue, J., Zhang, X. & Chen, L., 2020. Finite Element Analysis and Evaluation of Bogie Frame for Passenger Locomotive based on Reliability. *International Performability*, Issue College of Mechanical Engineering, Inner Mongolia University of Technology, Hohhot, 010051, China, pp. 1 - 10.

Workbench, A., 2025. Ansys Workbench Modal Analysis, Chapter 4. *Mechanical Application R1.*

Workbench, A., 2025. handbook of Ansys Workbench Mechanical Application 2025 R1, Chapter 5 : Analysis Types Harmonic Response Analysis. *Mechanical Application* , Issue Ansys Workbench R1 2025.

Wu, T. X. & T. D. J., 2004. A hybrid model for the noise generation due to railway wheel flats. *Journal of Sound and Vibration*, Issue <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2003.09.056>, p. 957–973..

Zhao, D. & Zhai, W., 2013. he influence of track irregularity on the vibration and noise of railway vehicle–track systems.. *Vehicle System Dynamic*, 97–116.(<https://doi.org/10.1080/00423114.2012.723732>), p. 97–116..

Zienkiewics, O. C., Taylor, R. L. & Zhu, J. Z., 2005. *The Finite Element Method : Its Basis and Fundamentals.* Oxford, Inggris: Elsevier.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LAMPIRAN

Freq (Hz)	Nilai SPL (dBA) pada Titik Pengukuran												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
ALL	64.7	65.1	63.4	61.9	61.2	60.3	59.8	59.9	60.3	60.3	60.5	61.5	62.5
63	35.8	37.3	41.9	35.5	34.0	40.1	32.6	35.1	38.8	33.7	36.0	43.0	34.1
80	35.8	33.9	33.1	31.0	31.6	30.0	31.0	30.1	30.8	30.2	31.9	32.4	33.2
100	43.2	43.6	39.5	39.9	37.0	36.1	35.3	33.2	38.7	36.6	36.9	38.8	41.4
125	45.4	41.4	40.7	39.4	35.9	34.5	35.1	34.6	36.2	36.1	37.1	38.3	41.5
160	46.0	41.3	41.4	42.3	39.0	40.4	39.2	40.0	40.7	39.4	38.5	40.4	42.5
200	43.2	45.4	45.0	42.7	41.8	41.3	40.2	41.6	41.9	42.8	42.9	41.6	43.2
250	52.0	50.5	47.4	48.3	45.9	43.5	42.3	42.9	43.7	44.7	45.5	45.6	48.1
315	54.1	52.0	48.2	48.7	46.3	46.2	45.4	45.9	47.7	48.2	45.2	48.2	49.3
400	49.7	49.6	47.7	45.4	45.6	44.5	42.4	43.0	42.2	44.1	44.9	45.3	45.7
500	50.2	53.1	51.4	48.4	47.1	45.9	45.6	46.0	48.1	49.0	49.7	50.5	50.9
630	53.4	53.1	51.8	50.0	48.7	46.9	47.4	47.3	48.2	47.5	48.0	48.5	51.9
800	55.4	56.2	52.9	52.1	52.6	49.7	49.4	50.9	51.3	50.6	52.1	51.4	53.3
1000	54.3	56.3	54.6	52.1	52.8	51.8	50.1	51.2	50.5	50.0	51.3	52.3	54.0
1250	54.9	55.6	53.6	52.7	52.6	51.9	51.4	50.1	51.3	50.7	51.0	51.3	52.4
1600	53.9	55.1	53.7	51.9	50.4	50.3	50.5	50.1	49.1	50.7	49.9	51.0	52.1
2000	53.5	53.2	52.3	51.6	50.3	49.5	49.8	49.6	49.4	49.9	49.2	50.6	50.3
2500	52.4	52.1	51.1	49.8	49.3	48.8	49.0	48.2	48.8	48.7	47.9	49.1	49.5
3150	50.9	51.3	49.8	48.6	47.5	47.3	47.0	47.1	46.9	46.7	47.2	48.3	48.3
4000	49.3	49.2	48.2	47.2	46.1	45.2	44.7	44.8	45.1	44.9	45.0	46.3	46.2
5000	49.3	49.5	48.3	47.0	45.9	45.1	44.8	44.7	44.8	44.9	44.8	46.3	46.4

Lampiran 1 Data nilai SPL (dB(A)) pada baris AB area kursi penumpang kondisi dinamis

Freq (Hz)	Nilai SPL (dBA) pada Titik Pengukuran												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
ALL	66.3	66.6	65.5	64.0	63.7	62.8	62.5	62.8	61.8	62.5	62.8	63.0	62.5
63	36.7	33.9	40.9	39.9	40.8	41.7	33.9	37.9	39.1	38.3	42.1	34.3	34.9
80	38.1	36.0	34.0	31.9	33.7	35.3	32.4	32.9	32.8	32.3	32.9	33.1	30.7
100	45.0	43.8	39.2	38.9	40.6	38.8	36.7	38.0	38.0	36.0	37.0	42.7	34.5
125	44.7	44.2	42.4	41.2	39.8	38.0	38.3	36.7	37.6	38.5	39.6	39.1	37.7
160	46.9	41.6	41.7	41.7	41.4	41.8	41.3	41.9	41.5	41.0	40.9	41.6	40.6
200	45.7	47.6	46.4	43.3	43.5	43.6	43.1	44.2	42.5	44.1	43.7	44.1	41.6
250	54.2	51.7	49.1	49.6	48.0	46.6	44.5	45.6	46.7	46.4	48.0	47.4	48.0
315	56.1	53.4	51.1	49.4	48.5	48.2	48.5	49.4	49.4	49.5	47.7	50.0	50.0
400	50.4	52.1	49.0	47.6	47.3	45.8	45.4	46.6	45.9	46.3	46.4	47.0	47.1
500	54.6	53.9	54.7	52.3	49.1	48.2	49.1	49.7	49.0	51.3	50.1	51.7	51.7
630	55.0	55.6	54.6	52.4	52.2	50.8	50.0	50.2	48.9	49.2	50.6	50.8	51.1
800	56.4	56.9	56.2	54.3	55.8	52.9	53.0	53.7	51.9	53.4	56.2	53.7	54.4
1000	55.9	57.3	55.2	53.9	53.4	53.3	53.7	54.0	52.4	53.5	53.3	54.1	54.2
1250	55.4	56.9	55.5	54.5	55.1	53.8	53.2	53.2	52.5	53.6	52.9	53.2	52.0
1600	55.2	56.4	55.5	54.0	53.3	53.3	53.0	52.3	52.2	52.1	51.4	53.3	52.1
2000	54.5	55.7	54.6	53.5	52.7	52.2	52.1	52.0	50.7	51.3	50.6	51.7	49.6
2500	53.9	53.4	52.9	51.8	51.2	51.0	51.3	51.6	50.6	50.2	49.8	50.3	49.3
3150	53.0	53.2	52.0	50.9	50.1	49.8	49.6	50.1	48.3	48.8	48.4	49.4	47.5
4000	50.7	51.5	50.4	49.1	48.1	47.7	47.0	47.6	46.4	46.6	46.3	47.4	46.3
5000	51.1	51.3	50.9	49.1	48.6	47.6	47.1	47.3	46.4	47.0	46.5	48.0	46.4

Lampiran 2 Data nilai SPL (dB(A)) pada baris CD area kursi penumpang kondisi statis.

Freq (Hz)	Nilai SPL (dBA) pada Titik Pengukuran												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
ALL	68.1	70.4	63.7	68.8	62.9	65.4	62.2	65.4	63.6	65.0	63.8	65.2	66.9
63	45.4	37.7	34.2	41.8	39.5	39.6	36.9	44.1	36.2	38.9	40.8	36.4	38.0
80	47.7	42.3	35.1	40.9	33.1	35.7	34.7	44.9	35.5	36.1	38.8	35.9	40.7
100	49.6	47.6	41.2	44.4	36.9	41.7	41.1	47.3	43.8	41.1	40.5	38.6	41.6
125	52.3	49.5	39.5	45.0	39.3	41.7	38.1	46.9	41.9	42.5	41.6	41.3	44.9
160	54.9	51.5	44.1	51.2	45.6	46.3	43.9	50.1	47.8	49.6	46.5	46.7	51.7
200	54.7	53.3	42.2	50.3	46.5	46.8	46.2	48.9	45.8	48.3	46.3	47.0	49.1
250	55.8	59.2	51.1	57.2	49.7	53.8	48.2	51.4	51.5	52.0	52.9	54.1	55.8
315	56.6	59.8	51.2	57.7	50.3	53.4	49.2	51.5	52.5	52.9	53.2	52.5	52.7
400	53.9	55.1	49.8	53.1	45.3	49.8	46.6	49.4	48.3	48.4	46.9	50.1	52.4
500	54.4	61.3	49.9	55.4	51.3	52.5	48.6	52.2	52.8	53.0	48.8	52.1	55.5
630	56.2	61.5	52.4	57.5	52.1	53.6	51.1	54.1	51.0	53.0	50.6	53.8	48.2
800	59.3	60.7	55.5	61.8	52.9	55.0	52.8	54.3	54.8	55.7	55.6	57.9	58.1
1000	57.2	60.0	54.3	59.5	52.4	55.4	52.2	54.7	54.6	55.2	54.5	55.5	58.9
1250	57.0	59.6	54.0	59.2	53.3	55.8	52.3	55.4	54.0	55.7	54.3	54.9	56.0
1600	54.9	58.1	52.5	56.5	52.8	54.9	52.6	54.9	51.3	55.0	52.3	53.7	54.7
2000	54.0	57.4	51.9	55.5	51.9	54.1	51.3	54.6	50.7	52.8	50.7	52.6	53.1
2500	53.4	56.3	50.9	54.4	50.1	53.5	49.6	52.8	50.5	52.1	50.4	52.2	52.7
3150	52.3	54.6	49.6	53.3	49.1	52.0	48.6	51.4	48.7	50.8	49.5	50.2	51.5
4000	50.5	53.0	48.1	51.8	47.3	50.0	46.6	49.5	46.5	48.5	47.8	48.2	49.9
5000	50.8	53.3	48.5	52.0	47.4	50.0	46.6	49.6	46.2	48.7	47.4	48.3	50.4

Lampiran 3 Data nilai SPL (dB(A)) pada gangway kondisi statis.

Freq (Hz)	Nilai SPL (dBA) pada Titik Pengukuran												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
ALL	79,8	80,4	77,9	76,6	76,8	76,2	73,9	74,7	74,8	74,3	74,9	74,0	77,2
63	59,8	57,4	57,0	56,7	59,8	60,9	57,4	61,0	57,8	58,9	58,0	56,8	55,4
80	61,8	60,3	59,1	60,5	62,8	63,8	59,8	63,7	60,8	61,1	60,2	58,5	55,5
100	60,8	60,5	59,0	58,5	59,8	61,5	58,7	62,4	56,8	58,3	58,0	55,6	56,9
125	62,8	62,2	59,4	59,4	60,8	60,2	56,7	56,8	55,8	58,2	57,4	56,7	58,9
160	64,8	62,7	62,0	60,7	60,8	61,8	58,6	59,4	60,8	61,2	59,9	58,6	60,9
200	66,8	63,2	63,3	63,5	62,8	62,0	58,4	60,7	60,8	59,9	61,3	60,8	63,0
250	70,8	66,7	63,5	64,7	63,8	64,3	61,5	61,8	62,8	61,7	62,1	61,0	63,7
315	72,8	71,4	67,3	66,3	65,8	65,0	62,6	65,0	65,8	63,2	63,7	63,5	68,0
400	69,8	69,8	65,3	65,1	64,8	63,8	60,0	61,3	64,8	60,1	62,5	62,2	67,7
500	66,7	69,3	68,0	64,7	64,8	61,5	61,0	60,4	63,8	62,8	63,6	62,8	66,0
630	68,8	69,5	66,4	64,9	66,8	64,0	61,4	60,4	61,8	61,3	62,5	62,0	64,8
800	68,8	70,7	66,9	65,9	66,8	65,2	63,4	62,9	62,8	63,0	64,5	63,2	67,0
1000	68,8	70,1	68,3	65,5	65,8	64,4	62,8	62,5	63,8	63,6	63,8	60,8	65,5
1250	66,8	68,0	67,3	65,0	66,8	64,3	63,7	63,2	63,8	62,8	63,0	62,2	64,5
1600	64,8	67,4	65,9	63,3	63,8	63,5	62,2	62,9	62,8	62,0	62,2	62,8	64,2
2000	64,8	66,1	66,1	63,3	62,8	62,7	61,5	61,1	61,8	61,5	61,2	61,7	62,9
2500	62,8	63,8	62,4	61,7	61,8	60,1	59,5	59,9	59,8	60,2	59,6	59,3	61,3
3150	60,8	62,9	60,3	59,4	58,8	58,4	57,5	57,4	57,8	57,6	57,8	57,8	59,7
4000	58,8	60,8	59,4	57,8	56,8	56,2	55,2	55,5	56,8	55,8	56,0	55,4	58,5
5000	56,8	59,6	58,1	56,8	55,8	54,6	54,1	54,4	55,8	54,5	54,8	55,1	57,1

Lampiran 4 Data nilai SPL (dB(A)) pada baris AB area kursi penumpang kondisi dinamis.

Freq (Hz)	Nilai SPL (dBA) pada Titik Pengukuran												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
ALL	80,8	80,2	78,0	76,3	76,8	76,3	73,9	75,2	74,8	74,4	75,2	75,0	77,1
63	58,8	55,8	53,5	55,9	56,8	60	55,1	60,0	59,8	59,8	59,6	59,1	58,3
80	59,8	58,8	55,5	58,4	59,8	61,4	56,4	60,8	62,8	61,5	61,8	59,5	58,4
100	62,8	58,7	57,9	57,0	60,8	60,8	59,6	61,5	57,8	58,8	59,1	57,1	58,1
125	66,8	59,8	58,8	59,5	59,8	59,8	57,7	57,0	55,8	57,8	57,8	58,2	59,0
160	71,8	62,6	60,6	60,9	58,8	63,7	60,6	64,6	59,8	62,3	62,0	60,0	61,5
200	67,8	63,6	62,0	62,0	60,8	62,2	58,5	66,5	60,8	60,8	61,3	60,8	61,5
250	71,8	66,9	64,6	63,2	63,8	62,1	59,9	61,2	62,8	61,9	62,2	63,1	65,4
315	74,8	71,5	69,3	65,4	65,8	65,5	62,8	65,2	64,8	63,7	63,9	64,0	67,8
400	67,8	70,4	65,8	64,1	65,8	63,9	61,3	60,7	63,8	60,5	62,2	60,9	66,7
500	66,8	68,7	68,1	64,8	63,8	63,4	60,2	60,4	62,8	62,7	63,5	63,1	65,3
630	67,8	69,1	66,3	65,6	65,8	65,1	60,7	60,8	62,8	61,1	62,6	62,5	64,6
800	68,8	70,5	67,5	66,1	67,8	64,9	62,3	62,2	62,8	62,6	64,2	63,7	66,2
1000	67,8	69,5	67,4	66,5	66,8	66,3	64,6	63,9	62,8	62,3	63,2	63,9	66,2
1250	66,8	68,1	67,5	64,9	65,8	65,0	63,2	63,1	62,8	62,6	63,7	63,7	64,1
1600	66,8	67,3	65,4	63,6	65,8	63,5	62,3	61,7	61,8	62,0	62,2	63,7	64,2
2000	65,8	66,3	65,9	63,6	63,8	63,6	62,5	61,5	61,8	61,7	61,5	61,9	62,9
2500	63,8	64,8	63,1	61,6	61,8	61,1	60,2	59,3	60,8	60,3	59,9	60,8	61,5
3150	61,8	62,6	60,3	59,2	59,8	58,5	57,7	57,8	58,8	58,3	58,4	59,2	60,1
4000	60,8	61,0	59,5	57,3	56,8	56,4	55,8	55,4	56,8	56,2	56,9	57,6	58,2
5000	57,8	59,2	57,9	55,9	55,8	54,7	54,3	54,6	56,8	55,5	55,7	57,3	58,2

Lampiran 5 Data nilai SPL (dB(A)) pada baris CD area kursi penumpang kondisi dinamis.

Freq (Hz)	Nilai SPL (dBA) pada Titik Pengukuran												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
ALL	82.0	83.5	81.3	80.0	79.7	77.2	76.7	77.5	78.3	78.5	79.1	79.2	79.9
63	54.3	60.2	56.1	61.4	62.5	57.1	57.1	55.7	55.8	58.7	58.0	60.0	53.8
80	58.7	64.5	60.0	66.6	65.6	61.1	59.9	58.8	58.9	62.3	61.3	61.7	57.3
100	60.1	65.5	59.7	64.4	65.3	61.7	60.8	59.2	59.1	59.8	61.7	62.5	55.9
125	62.7	66.6	60.0	61.3	61.9	59.6	59.3	58.3	60.9	60.6	62.1	64.6	61.3
160	69.3	70.0	64.2	64.2	65.4	62.9	62.2	63.4	65.3	64.1	65.3	68.5	70.4
200	66.8	69.2	62.0	65.4	65.2	62.6	61.8	63.7	64.4	65.0	64.9	66.2	62.4
250	69.3	73.9	69.1	70.4	68.5	65.1	66.8	66.9	69.4	66.3	66.9	69.5	68.2
315	75.0	76.4	74.5	73.7	73.9	66.6	65.8	69.8	70.7	70.0	72.1	69.2	68.3
400	71.7	73.4	72.2	70.3	68.8	64.5	64.3	66.9	67.3	68.2	68.8	65.6	67.4
500	69.8	71.7	70.4	66.3	67.1	65.5	65.0	65.6	66.3	67.2	67.9	67.8	68.3
630	70.0	72.6	70.7	67.2	66.0	65.6	64.4	65.3	66.0	67.6	66.4	67.7	68.8
800	70.9	73.4	70.8	67.2	66.8	65.6	66.3	67.0	66.7	67.3	67.4	67.4	68.5
1000	70.3	71.4	69.9	66.1	66.9	66.9	65.3	66.1	66.9	65.4	65.8	67.0	69.5
1250	68.7	69.3	67.1	65.0	66.0	66.4	64.7	64.2	65.6	65.8	65.0	66.7	68.3
1600	67.8	66.9	65.7	64.3	64.4	64.3	64.2	64.0	64.0	64.4	63.6	65.5	67.3
2000	65.8	65.7	65.5	64.3	64.2	64.2	63.7	62.8	62.3	62.4	62.7	64.9	66.4
2500	65.9	64.1	64.0	61.8	61.6	62.0	61.5	60.8	61.0	61.0	61.2	62.8	64.8
3150	64.5	63.0	62.3	59.4	60.1	59.8	60.0	58.2	59.5	59.2	60.1	61.7	64.4
4000	63.0	61.7	61.6	58.2	58.3	58.4	58.8	56.8	58.0	57.6	58.2	60.8	62.1
5000	63.5	60.9	61.1	57.0	57.2	57.2	58.1	55.6	56.9	57.3	57.7	59.3	62.0

Lampiran 6 Data nilai SPL (dB(A)) pada gangway kondisi dinamis.

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Lamongan, 5 Juli 2003, merupakan anak keempat dari 4 bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di TK Kartini I Lamongan, SDN Kepatihan Lamongan, SMPN 4 Lamongan dan SMAN 1 Lamongan. Setelah lulus dari SMAN tahun 2021, Penulis mengikuti SNMPTN dan diterima di Departemen Fisika FSAD - ITS pada tahun 2021 dan terdaftar dengan NRP 5001211042.

Di Departemen Fisika sempat aktif di beberapa kegiatan mahasiswa, yakni menjadi Badan Pengurus Harian pada Himpunan Mahasiswa Fisika, dan aktif mengikuti beberapa event dan menjadi panitia event yang diselenggarakan oleh Himasika maupun Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Selain itu selama menjadi mahasiswa penulis juga merupakan Asisten Laboratorium Fisika Dasar I, Asisten Laboratorium Madya dan Asisten Laboratorium Akustik dan Fisika Bangunan.