# 法政大学学術機関リポジトリ

### HOSEI UNIVERSITY REPOSITORY

PDF issue: 2025-01-15

## 高速車両の外部気流によって生じる騒音・振 動の車内伝搬に関する実験的研究

YAMANO, Noboru / 山野, 登

(出版者 / Publisher)
法政大学大学院理工学研究科
(雑誌名 / Journal or Publication Title)
法政大学大学院紀要.理工学研究科編
(巻 / Volume)
64
(開始ページ / Start Page)
1
(終了ページ / End Page)
7
(発行年 / Year)
2023-03-24
(URL)
https://doi.org/10.15002/00026312

## 高速車両の外部気流によって生じる騒音・振動の 車内伝搬に関する実験的研究

#### EXPERIMENTAL STUDY ON INTERIOR PROPAGATION OF NOISE AND VIBRATION CAUSED BY EXTERNAL FLOW AROUND HIGH-SPEED VEHICLE

山野登

Noboru YAMANO 指導教員 御法川学

法政大学大学院理工学研究科機械工学専攻修士課程

Among the aerodynamic noises generated by railway vehicles running at high speed, the noise generated by the structure on the roof not only affects the environment along the railroad tracks outside the vehicle, but also propagates inside the vehicle, damaging the comfort of the cabin. Interior noise is a combination of flow-induced aerodynamic noise propagating acoustically and structural excitation caused by pressure fluctuation due to wake vortices around the structure, and these two phenomena have not been investigated quantitatively.

In this study, the effects of aerodynamic noise generated by structures in the airflow on the acoustic environment inside the vehicle are experimentally investigated using a small low noise wind tunnel from the viewpoint of source and propagation characteristics, and practical modeling of those effects is attempted. *Key Words* : *Aerodynamic noise, Vibration, Small low noise wind tunnel, Railway vehicles* 

#### 1. 緒論

近年,人々がより速く遠くへ移動できるように鉄道車 両の高速化が進んでいる.しかし,鉄道車両に備え付け られた機器は車両の外部気流により大きなはく離流れを 生じ,流体騒音を発生する.流体騒音は車両の速度の6 乗に比例して増大し,高い速度依存性をもつ.車外にお いて沿線の環境に影響を及ぼすだけでなく,車内にも伝 搬することで客室の快適性を損なってしまう.[1]

流体騒音には渦音などの流体自体の変動から生じる空 力音成分と、構造物の後流渦などによる圧力変動で構造 加振力が生じて音響伝搬する流体加振成分がある.車外 騒音は、空力音成分が伝搬する現象であり、発生メカニ ズムが明らかにされ予測精度が向上してきた.しかし、 車内騒音は空力音成分と流体加振成分の二つの要素が合 わさった騒音であり、特に走行中の車内などの実験下で これら二つの成分の相互の関係を定量的に調べ、実用上 十分な精度で予測することは難しい.

本研究では、外部気流によって生じた流体騒音が車内 及び車外の音環境に与える影響について、音源特性と伝 搬特性の観点から小型低騒音風洞を用いて、外部気流に 起因した空力騒音の実験的なモデル化を試みた.

#### 2. 実験装置及び方法

#### (1)実験装置

実験には当研究室にて 2015 年に製作された小型低騒音 風洞を使用した.風洞を用いて行う研究では,計測部内 の気流暗騒音が十分に静かである必要がある。低騒音風 洞とは測定部の気流の乱れを極小化して,風洞気流源の 送風機や圧縮機から生じる騒音が計測部に伝搬してこな いように対策したものである.セミゲッチンゲン式で風 洞口は 130mm×130mmの矩形,最大気流速度 u=45m/s で ある.最大気流速度時の気流暗騒音は 65dBA である<sup>2)</sup>. 風洞の寸法を図1 に示す.



Fig. 1 Small low noise wind tunnel [2]

この風洞の計測部内に車両を模したアルミの箱模型を 設置した.音響反射が実現象に対して優位になることを 防ぐため,箱模型内部には吸音材を敷き詰めた.箱模型 のアルミ天板上に障害物を設置,アルミ天板裏からネジ 止めをすることで固定した.障害物の設置位置は風洞口 から130mmの位置に前面が来るように設置した.障害物 は L=40mm, W=80mm, H=40mmの直方体を基準に,幅 と高さを変えたもの,20mmのフィレット処理を施した ものを用意した.障害物ごとの寸法を表 1,図 2 に示す.

Table1. Type of obstacles							
TYPE	L[mm]	L[mm] W[mm] H[mm		R[mm]			
RE_W80	40	80	40	-			
RE_W160	40	160	40	-			
TF_W80	40	80	40	20			
SF_W80	40	80	40	20			
RE_W160	40	40	160	_			
SF_H160	40	40	160	20			



#### (2) 実験方法

a) 障害物によって生じる騒音と振動の特性

気流速度 u=25m/s, 30m/s, 35m/s となるよう設定し, 騒音と振動の測定を行った. 障害物は RE\_W80 を使用し, 基本的な内部の音響伝搬の特性を調査した.

#### b)アルミ箱模型の内部音場の特性

箱内部測定点別に騒音を測定し、内部音場の特性を調 査した.音響透過フィルムを貼った穴あきのアルミ天板 を使用し、アルミ天板による箱模型内部の音場への影響 の測定を試みた.障害物は RE\_W80 を使用し、気流速度 u=30m/s に設定して騒音の測定を行った.

#### c)障害物の前方投影面積による影響

障害物 RE\_W80, RE\_W160, RE\_H160 をそれぞれ設置 し,気流速度 u=30m/s に設定して騒音と振動の測定を行った.

#### d) 障害物の形状による影響

障害物 RE\_W80, TF\_W80, SF\_W80, SF\_H160 をそれ ぞれ設置し,気流速度 u=30m/s に設定して騒音と振動の 測定を行った.

e) 障害物間の空洞による影響

キャビティ構造を再現するため、同形状の障害物を 120mm 空けてもう一つ設置し騒音と振動の測定を行った. 障害物は RE\_W80, TF\_W80, SF\_W80 をそれぞれ設置し, 気流速度 u=30m/s に設定した.

各条件での障害物の配置を図3に示す.



Fig. 3 Arrangement of obstacles [3]

騒音を測定するマイクロフォンは箱内部の天板から 50mm,底面の吸音材から50mm,箱模型の中心の位置に 3つ,箱外部は天板から390mmの位置に1つ設置した.

振動を計測する加速度センサは障害物を 2 つ取り付け た場合の中心に1つ,その前後それぞれ130mmの位置に 2つ,障害物それぞれの真横150mmの位置に 2 つ設置し た.

マイクロフォンと加速度センサは周波数分析器 SA-01 に接続した.解析周波数は0~2000Hz,サンプリング点数 は8192 点,収録時間は10.8秒である.

障害物,マイクロフォンの配置を図 4,天板裏の加速 度センサの位置を図5に示す.



Fig. 4 Measurement points(microphone) 3)



Fig. 5 Measurement points(acceleration sensor) 3)

#### 3. 結果及び考察

a) 障害物によって生じる騒音と振動の影響

気流速度 u=25, 30, 35m/s における箱内部測定点 S01 での騒音の 1/3 オクターブバンドレベルを図 6, 箱外部測 定点 S04 での騒音の 1/3 オクターブバンドレベルを図 7, 障害物付近の V01 での振動の 1/3 オクターブバンドレベ ルを図 8 に示す.

図 6, 7, 8 より,風速が上昇すれば騒音,振動レベル ともに上昇していることが確認できる.図 6 より, 160Hz 付近の騒音レベルが高まっており,ピーク音が存 在していると考えられる.ここで図 8 の 160Hz 付近の振 動レベルを確認すると,同じようなピークが存在を確認 することができる.このことから障害物を通過した気流 がアルミ天板を振動させたものが音源となっていると考 えられる.

また,図7より,箱外部の騒音レベルには特に目立っ たピークや傾向は確認できない.図6からも読み取れる ように160Hz付近以外の騒音レベルが数値差はあるもの の特徴的なピーク等は確認できない.これらのことから 箱内部の騒音のベースは外部から伝搬してきた空力騒音 と,後流渦等によって生じたアルミ天板の振動音の伝搬 であると考えられる.



Fig. 6 1/3 Octave band spectra of interior sound pressure level (L<sub>S01</sub>)



Fig. 7 1/3 Octave band spectra of outside sound  $pressure \ level \ (L_{S04})$ 



Fig. 8 1/3 Octave band spectra of top plate vibration acceleration level  $(L_{V01})$ 

#### b)アルミ箱模型の内部音場の特性

気流速度 u=30m/s における箱内部測定点 S01, S02, S03 での騒音の 1/3 オクターブバンドレベルを図 9 に示 す. また,音響透過天板を使用した際の気流速度 u=30m/s における箱内部測定点 S01, S02, S03 での騒音 の 1/3 オクターブバンドレベルを図 10 に示す.

図9より,天板上から50mm 地点のS01と箱模型中心のS02を比較するとS02の騒音レベルが160Hz以降大きく減少していることが確認できる。特に200Hz付近と630Hz付近の減少幅が大きく,これは音響モードの影響であると考えられる。しかし箱吸音材底から50mm 地点のS03では傾向が異なり125Hzから315HzにかけてS02より騒音レベルが大きく,125Hz付近では障害物に一番近いS01よりも8dBほど大きい。傾向の違いから天板上での空力騒音や振動音が伝搬しているのではなく,箱底での振動が音源となり伝搬しているのではないかと考えた。

図 9,10 よりアルミ天板と音響透過天板を比較すると 160Hz以上の騒音レベルが減少しており、特に1000Hz付 近が約 40dB もの差がある.このことから内部音場はア ルミ天板の振動による透過損失を受け、特に 1000Hz 付 近において強い影響を受けていることがわかる.

また、障害物を設置していない状態での、気流速度 30m/s における、騒音を測定することで透過損失を求め た.透過損失とはある面に音が入射時の入射音と透過音 の音圧レベルの差である.今回のアルミ天板での透過損 失を TL[dB]、入射音を Lso4[dB]、透過音を Lso1[dB]とす ると式1で表すことができる.[4]

$$TL = L_{S04} - L_{S01} [dB] \tag{1}$$

ここでのL<sub>1</sub>は箱外部測定点S04での騒音レベル,L<sub>2</sub>は 箱内部測定点S01での騒音レベルである.気流速度 30m/sにおける,オクターブバンドごとの透過損失を表2 に示す.

表2より,400Hz以上では約14dBと大きく損失をして いることが確認できる.この周波数帯では流体騒音の内 部への影響は小さく,振動による影響が他の周波数帯に 比べ大きいと考えられる.逆に160Hz付近では損失が他 の帯域に比べて小さく,流体騒音が内部へ与える影響は 強いと考えられる.

ここでアルミ天板での透過損失から障害物を設置した 場合の振動による騒音レベルを予測する.障害物を設置 している状態だと,透過音には損失を受けた入射音に振 動による騒音が加わることになる.RE\_W80の障害物を 設置し,気流速度 30m/s における騒音レベルを参照する. 振動による騒音レベルを Lsv[dB], S04 での騒音レベル Lso4[dB], S01 での騒音レベル Lso1[dB],として,アルミ 天板での透過損失 TL を用いて関係を式2に表す.[5]

$$TL = L_{S04} - L_{S01} + L_{SV}[dB]$$
(2)

式2を用いて 各オクターブバンドでの振動の騒音レ ベルを求めたものを表3に示す.表3から125Hzと160Hz が外部騒音より内部騒音が大きく,振動による騒音レベ ルも大きい.この周波数帯での音は流体音よりも振動音 の影響が強いと考えられる.特に160Hzでは障害物の有 無で外部騒音にレベル差がなく,内部騒音にて振動音が 主音源となっていると考えられる.

また 400Hz 以降の振動による騒音レベルが小さい.透 過損失 TL を求めた段階では振動音による影響が顕著に 出ると想定していたが,500Hz 以上で騒音レベルが小さ くなっている.特に 1000Hz は負の値を示しており,こ れは振動モードの節であり振動が弱く,音響伝搬してい ないと考えられる.これらのことから 1000Hz 付近では 流体騒音の透過損失影響を受けて,振動音は天板の振動 モードの特性を受けて内部騒音に影響を与えていること がわかる.



Fig. 9 1/3 Octave band spectra of interior sound pressure level (aluminum top plate)



Fig. 10 1/3 Octave band spectra of interior sound pressure level (acoustic transmission top plate)

	Table.2	Transmission	loss	of top	plate
--	---------	--------------	------	--------	-------

Frequency[Hz]	Ls04[dB]	Ls01[dB]	TL[dB]
80	53.0	44.3	8.7
100	46.3	40.8	5.5
125	44.7	33.9	10.8
160	44.4	40.8	3.5
200	45.3	36.8	8.6
250	43.9	32.3	11.5
315	44.7	32.7	12.0
400	45.3	31.4	14.0
500	45.7	31.6	14.1
630	42.6	28.4	14.2
800	42.8	28.9	14.0
1000	40.7	26.7	14.0

Table.3 Calculated sound pressure level due to top plate

Frequency[Hz]	$L_{S04}[dB]$	$L_{S01}[dB]$	L <sub>sv</sub> [dB]
80	53.2	45.9	1.4
100	44.9	41.6	2.3
125	42.4	43.4	11.7
160	44.3	49.2	8.4
200	47.6	45.4	6.4
250	46.6	43.1	8.0
315	47.5	47.5 44.4	
400	49.3	43.8	8.5
500	48.5	42.4	8.0
630	49.4	39.2	4.0
800	50.8	38.9	2.0
1000	52.6	37.0	-1.6

c)障害物の前方投影面積による影響

障害物 RE\_W80 と RE\_W160 を設置し,気流速度 u=30m/s における S01 での騒音の 1/3 オクターブバンドレ ベルを図 11 に示す.

また 160Hz での振動レベルを抽出したものを表 4 に示す.

図11から,騒音レベルの傾向は基本的に同じであり、 160Hz 付近にピークが存在している.しかし,大きなレ ベル差は確認できない.表4に注目すると, RE\_W160で は障害物付近の V01 の値が RE\_W80 より約 4dB 小さく, 音源となっているとは考えにくい.そこで障害物真横の V04 に注目すると他の測定点より振動レベルが大きく, V04 でのアルミ天板の振動が音源となっていると考えら れる.障害物を通過する気流の方向はあまり変化がなく, 天板の振動の要因となっている後流渦の位置が変化した だけなので,内部に伝搬する騒音もあまり変化が起こら ないと考えた.

また RE\_H160 の障害物を用意して, RE\_W160 との騒 音レベルと振動レベルの比較を試みた.気流速度 u=30m/s における,箱内部測定点 S01 での騒音レベルの 1/3 オクターブバンドレベルを図 12 に,障害物付近の測 定点 V01 での振動レベルの 1/3 オクターブバンドレベル を図 13 に示す.

風洞口の幅は 130mm であり, RE\_W160, RE\_H160 は 両方ともそれよりも大きい. RE\_W160 は騒音の傾向が RE\_W80 と同じであったが, RE\_W160 の騒音の傾向は異 なる.特に違いがみられるのは RE\_W160 のピークの 160Hz付近の騒音レベルである. RE\_W160 では 160Hz付 近の騒音レベルが減少しており,図13より振動レベルで も同様の傾向が確認できる.流れの分離方向が幅の大き い障害物と異なり,生じる振動が変化していると考えら れる.また障害物の高さが天板から十分離れているため, 上面側での気流の乱れが天板の振動に影響していないと 考えられる.

Table.4 Top plate vibration acceleration level (160Hz)

TYPE	L <sub>V01</sub> (dB)	L <sub>V02</sub> (dB)	L <sub>V03</sub> (dB)	L <sub>V04</sub> (dB)	L <sub>V05</sub> (dB)
RE_W80	96.9	91.8	94.3	94.2	92.5
RE_W160	92.6	88.1	94.3	97.7	92.9







Fig. 12 1/3 Octave band spectra of interior sound pressure level (L<sub>S01</sub>)



Fig. 13 1/3 Octave band spectra of top plate vibration acceleration level (Lv01)

#### d) 障害物の形状による影響

障害物 RE\_W80, TF\_W80, SF\_W80 を設置し,気流速 度 u=30m/s における,箱内部測定点 S01 での騒音の 1/3 オ クターブバンドレベルを図 14 に示す.また,160Hz での 振動レベルを抽出したものを表 5 に示す.

図14より,TF\_W80における160Hz付近の騒音レベル が減少している.表5からも分かるように160Hz付近の 振動レベルが他の障害物と比ベ小さくなっている. TF\_W80は上面にフィレット処理を施したものであり, 障害物の角を通過する気流の乱れが抑えられている. SF\_W80は側面にフィレット処理を施したものであるが, 内部騒音に大きな影響を与えていないことが確認できる. 上面側の障害物の角による気流の乱れの影響は大きく,

またピークである 160Hz 付近の騒音レベルへの影響も 強い. SF\_W80 の上面は角の部分もあり,その箇所での 気流の乱れによる振動によって生じる騒音の方が優位に なっていると考えられる.

ここで障害物 RE\_H160, SF\_H160 を設置し,気流速度 u=30m/s における,箱内部測定点 S01 での騒音の 1/3 オク ターブバンドレベルを図 15,障害物付近の V01 での振動 のオクターブバンドレベルを図 16 に示す.

図15,16より全体的に騒音レベル,振動レベルが減少 していることが確認できる.側面での気流の乱れが主な 振動の要因となっていると考えられるが,フィレット処 理を施したものは気流の流れが滑らかになったのか天板 の振動がかなり抑えられていると考えた.

Table.5 Top plate vibration acceleration level (160Hz)

TYPE	L <sub>V01</sub> (dB)	L <sub>V02</sub> (dB)	L <sub>V03</sub> (dB)	L <sub>V04</sub> (dB)	$L_{V05}(dB)$
RE_W80	96.9	91.8	94.3	94.2	92.5
TF_W80	92.7	89.2	91.2	90.2	90.2
SF_W80	96.8	96.2	94.5	94.3	90.6







Fig. 15 1/3 Octave band spectra of interior sound pressure  $level \ (L_{S01})$ 



Fig. 16 1/3 Octave band spectra of top plate vibration acceleration level  $(L_{V01})$ 

#### e)障害物間の空洞による影響

RE\_W80, TF\_W80, SF\_W80を設置し,気流速度 u=30m/sにおける,箱内部測定点 S01 での騒音の 1/3 オ クターブバンドレベルを図 19,箱外部測定点 S04 での騒 音の 1/3 オクターブバンドレベルを図 17,障害物付近の 測定点 S01 での振動のオクターブバンドレベルを図 18 に示す.

図17より,これまでの騒音の傾向と異なり800Hz付近 にピークが存在していることが確認できる.図18を確認 しても同じ傾向が確認でき,800Hz付近の振動が内部へ 伝搬していると考えられる.これまで比較していた 160Hz付近の騒音レベルは特に差がないことや,V01は キャビティ構造の中心に位置していることから振動の発 生メカニズムがこれまでと大きく異なると考えた.手前 の障害物の上面にて乱れた気流と,後方の障害物の上面 にて乱れた気流両方の影響を受けより強く振動している と考えられる.



Fig. 17 1/3 Octave band spectra of interior sound pressure level  $(L_{S01})$ 



Fig. 18 1/3 Octave band spectra of top plate vibration acceleration level  $(L_{V01})$ 

#### 4. 結論

- 高速車両の外部気流から生じる車内の流体騒音の伝 搬モデルを構築するため、箱型模型と小型低騒音風 洞を用いて内部に伝搬する騒音と振動を計測し、周 波数分析によりその伝搬特性を確認することができた。
- 車外の障害物による気流の乱れによる加振力が天板 を振動させることにより、天板の音響透過損失を減 少させる.
- 3) 障害物の情報を通過する流れがはく離して天板を加 振する.障害物の側方を通過する流れのはく離の影 響は副次的である.
- 4) 今後は天板上の音源分布に繋がる速度変動分布,天板の振動モードと内部音場を調査し,詳細な伝搬モデルを構築することが求められる.

**謝辞**:本研究は日本車輌製造株式会社様にご協力頂き実 験致しました.ご協力頂いた日本車輌製造株式会社様に 感謝を申し上げます.

#### 参考文献

- 北川敏樹, "鉄道騒音における最近の話題・音源側", 機械音響学会誌, 2017
- Yuta Kato and Gaku Minorikawa, "Study on design and prototyping of small low noise wind tunnel", inter-noise 2015(san Francisco, California, USA),2015
- Noboru Yamano and Gaku Minorikawa and Kosuke Hotta and Yuki Yamauchi "Study on Sound and Vibration Propagation Caused by External Flow Affecting Interior Noise of Railway Vehicles", inter-noise 2022(Glasgow, Scottish),2022
- 4) 鈴木昭次,西村正治,雉本信哉,御法川学,機械音響工学,コロナ社,2004
- 5) 加藤裕太 "小型低騒音風洞における設計試作に関 する研究",法政大学大学院理工学研究科・機械工 学専攻修士論文,2016