

高速列車が明かり 区間沿線へ放射する

空気力学的な原因の低周波音

**(Low-frequency noise aerodynamically radiated
from high speed trains traveling in open sections)**

学位取得年月 (2008年3月)

高 見 創

広島大学大学院 工学研究科

目次

第1章 序論	1
1.1 研究の背景.....	1
1.2 従来の研究.....	3
1.2.1 トンネル区間で発生する低周波音.....	3
1.2.2 明かり区間で発生する低周波音.....	6
1.3 研究の目的と本論文の構成.....	8
第2章 高速列車が構造物を通過する際に生じる圧力波	11
2.1 構造物通過波の実測例.....	11
2.2 構造物通過波の模型実験.....	11
2.2.1 模型実験方法.....	13
2.2.2 模型実験結果.....	19
2.3 構造物通過波の数値解析.....	20
2.3.1 数値解析方法.....	21
2.3.2 解析で用いる係数の推定.....	28
2.3.3 解析と実験の比較.....	33
2.3.4 解析と現地の比較例.....	38
2.4 構造物通過波の特性.....	43
2.5 まとめ.....	48
第3章 高速列車から放射される低周波音波	51
3.1 沿線低周波音の例.....	51
3.2 低周波音波の模型実験.....	54
3.2.1 模型実験方法.....	54
3.2.2 風洞実験の結果.....	61
3.2.3 模型発射実験の結果.....	67
3.3 圧縮性円筒境界層からの音波発生シミュレーション ⁸³⁾⁸⁴⁾	73
3.3.1 計算方法.....	74
3.3.2 計算結果.....	76

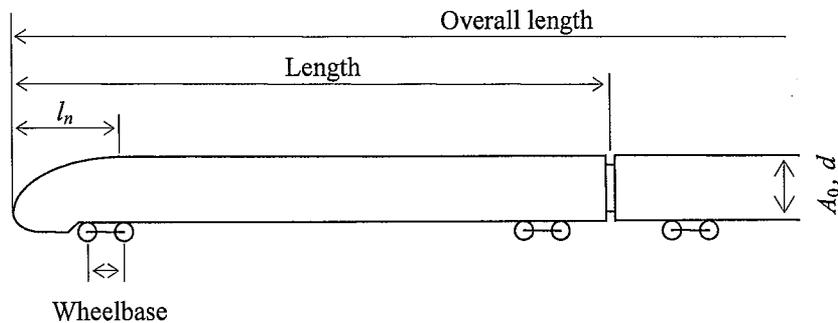
3.3.3	模型実験結果との比較.....	78
3.4	沿線における低周波音の現地測定.....	80
3.4.1	測定方法.....	80
3.4.2	実測結果.....	85
3.4.3	沿線における一般的な低周波音の特性.....	97
3.5	まとめ.....	98
第4章	結論.....	103
4.1	構造物通過波.....	103
4.2	低周波音波.....	104
	謝辞	
	参考文献	
	論文目録	

主要記号

a'	: 開口端補正係数
A	: 構造物断面積
A_0	: 列車断面積
$A_{nose}(y_1)$: 列車先頭部の断面積分布
$A_{tail}(y_1)$: 列車後尾部の断面積分布
c_0	: 音速 (340 m/s, ただし 1 気圧, 15 °C)
d	: 列車の断面積 A_0 と等価な円の直径 ($2\sqrt{A_0/\pi}$)
D	: 構造物の断面積 A と等価な円の直径 ($2\sqrt{A/\pi}$)
f_{cc}, λ_{cc}	: コインシデンス限界周波数および波長
H_{12}	: 境界層の形状係数
l_n	: 列車の先頭部長さ
l_T	: 列車の全長
L	: 構造物の軸方向長さ
L'	: 開口端補正を含む構造物の軸方向長さ
M	: マッハ数
P_a	: 空力音の成分を表す代表値
P_f	: 通過時圧力変動の成分を表す代表値
P_s	: 構造物音の成分を表す代表値
P_w	: 低周波音波の成分を表す代表値
r	: 観測距離
R	: 構造物の断面積 A と等価な円の半径 ($\sqrt{A/\pi}$)
Re	: レイノルズ数
t	: 時間
u, u_x	: 主流方向の流速
U	: 列車の走行速度
U_∞	: 風洞実験における主流速度
$\mathbf{x}(x_1, x_2, x_3)$: 観測点の位置ベクトル

- $y(y_1, y_2, y_3)$: 音源の位置ベクトル
 z_T : 構造物中心軸に対する列車中心軸の偏心量
 α, β, γ : 第2章の構造物通過波の解析に用いる係数
 κ : 比熱比
 Γ : 流速変動の間欠率
 δ : 境界層厚さ
 δ^* : 排除厚さ
 θ : 運動量厚さ
 ν_0 : 動粘性率 ($1.42 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$)
 ρ_0 : 空気密度 (1.2 kg/m^3 , ただし1気圧, 15°C)
 Structure-A ~ D : 現地と相似な断面の構造物模型を表す記号
 Train-1 ~ 6 : 以下に示す列車種別を表す記号

	A_0	d	l_n	Wheelbase	Length	Overall length	Speed
Train-1	11.2 m^2	3.8 m	6.0 m	2.5 m	25 m	16cars - 400m	~ 270 km/h
Train-2	10.2 m^2	3.6 m	15.0 m	2.5 m	25 m	16cars - 400m	~ 300 km/h
Train-3	11.0 m^2	3.7 m	9.2 m	2.5 m	25 m	16cars - 400m	~ 285 km/h
Train-4	11.2 m^2	3.8 m	8.9 m	2.5 m	25 m	10cars - 250m	~ 270 km/h
Train-5	10.3 m^2	3.6 m	6.0 m	2.25 m	20.5 m	6cars - 146m	~ 270 km/h
Train-6	10.8 m^2	3.7 m	16.0 m	2.5 m	25 m	8cars - 200m	~ 400 km/h



第1章 序論

1.1 研究の背景

人の聴覚系には、臨界帯域幅と呼ばれる周波数バンドの一種のフィルタが存在し、音の大きさ等の聴覚に関連する現象の様態が、周波数帯域ごとに変化する。図 1.1 に示すように一般成人が聞き取れる音の周波数範囲は、概ね 20～20,000 Hz とされ、この範囲の音を可聴音 (Audio-frequency sound) と呼ぶ。この可聴音を低い方 (infra) へ超えた音を超低周波音 (Infrasound) と呼び¹⁾、可聴音の範囲を高い方 (ultra) へ超えた音を超音波音 (Ultrasound) と呼ぶ。

このような分類とは別に、環境省は我が国における苦情の実態から、低周波の音を発する主な要因の周波数特性を考慮し、可聴域を含む 1～100 Hz (1/3 オクターブバンド中心周波数で 1～80 Hz) を、「低周波音」と定義している²⁾。低周波音は、可聴域の下限付近および下限以下の周波数からなるため、一般には人の感覚閾値が高い (感じ難い) 領域に属する。しかし、低周波音は家屋などの建具の共振周波数と近いいため副次的なガタつき音を生じる場合や、人体に対して圧迫感や耳鳴りなどの生理的・心理的影響を及ぼす場合があり、環境問題となる例も数多く報告されている。

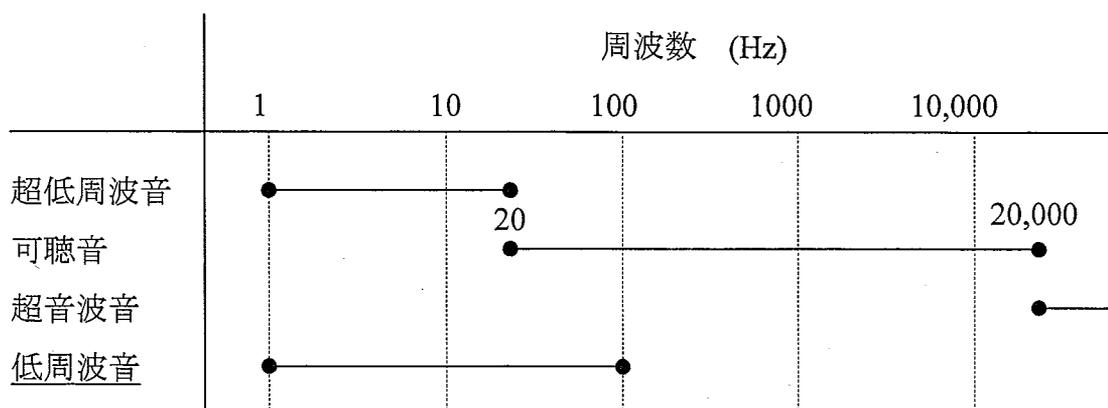


図 1.1 周波数による音の分類

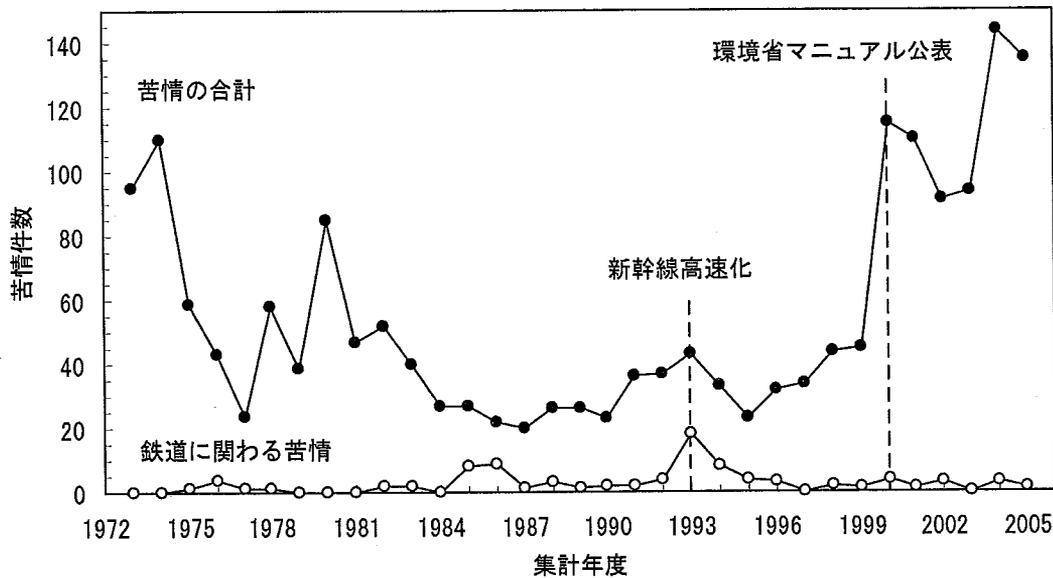


図 1.2 低周波音に係わる苦情件数の推移⁴⁾⁻⁶⁾

低周波音に関する研究は、欧米において 19 世紀末頃から、火山噴火や砲撃音のような非常に高い音圧レベルの衝撃性超低周波音にたいして始まった³⁾。我が国では、1960 年代後半から 1970 年代にかけて、工場や事業場に近接する住人から苦情が発生し始めた。環境省（当時環境庁）が統計をとり始めた 1973 年以降、地方公共団体へ寄せられた低周波音に係わる苦情件数の推移を、図 1.2⁴⁾⁻⁶⁾に示す。

低周波音に係わる苦情の大部分は、工場における大型機械や工事現場の建設機械等が主原因であったため、製造メーカーを中心に低周波音対策が進み、1980 年代から 1990 年代の苦情件数は年間 20 ～ 40 件程度に減少していた。しかし、低周波音に関する明確な環境基準が定められなかったこともあり、その後、低周波音は行政の隙間をつく問題として社会の関心をたびたび集めた。このため、2000 年度には環境省が「低周波音の測定方法に関するマニュアル⁷⁾（以下、環境省マニュアル）」を公表し、全国で低周波音の実態調査が行われた⁸⁾。これら世論の動きは低周波音問題を顕在化させ、近年では自治体へ寄せられる苦情件数が年間 100 件を超えるようになり、低周波音の問題が公害等調整委員会の調停や裁定に委ねられることも多くなってきている。

一方で、鉄道を原因とする低周波音に係わる苦情件数は、平均的には全苦情件数の数%以下に収まっている。しかし、図 1.2 に示すように 1993 年度は鉄道に係る苦情

1.1 研究の背景

件数が急激に増加しており、これは新幹線の高速化（山陽新幹線「のぞみ」270 km/h 運転開始）にともなうものである。したがって、今後、列車のさらなる高速化を適切な対策をとらないまま進めた場合には、沿線で再び環境問題となる可能性が考えられている。

1.2 従来の研究

一般に、高速鉄道は様々な音を沿線へ放射している⁹⁾。車輪とレールから発生する転動音、主電動機ファンや駆動装置から発生する機器音、集電装置が架線をこすることによって発生する摺動音、集電装置が離線するときに発生するスパーク音、鋼橋などの固体振動により発生する構造物音、列車の凹凸部により生じる空力音などである。これら可聴音を主とする高速列車の騒音問題に関して、我が国では環境基準¹⁰⁾が定められるとともに、多くの研究者により現象解明や対策が進められている^{例(11)(12)}。

一方、鉄道に係わる低周波音の問題は、山陽新幹線岡山～博多間の開業に向け、訓練運転を開始した1975年に、トンネル坑口から生じる発破音の問題を契機として認識された¹³⁾。その後、新幹線の高速化にともなって研究が進み、様々な鉄道固有の低周波音の問題が認識されるようになった。本節では、鉄道に係わる低周波音のこれまでの研究を、トンネル区間と明かり区間（鉄道線路の敷設区分でトンネル区間以外の高架橋あるいは土路盤区間の総称¹⁴⁾）に分けて概観する。

1.2.1 トンネル区間で発生する低周波音

(a) トンネル微気圧波

列車先頭部がトンネルへ突入すると、トンネル内の圧力が上昇し、圧縮波が形成される。この圧縮波はトンネル内をほぼ音速で伝播し、列車よりも先にトンネルの出口側からパルス状の正の圧力波を外部へ放射する。このパルス状の圧力波は「トンネル出口微気圧波¹⁵⁾」（以降、微気圧波）と呼ばれる。微気圧波が大きくなると、“ドーン”といった衝撃性低周波音として聞こえたり、坑口付近にある家屋の建具をガタつかせたりする場合がある。

微気圧波の現象を図 1.3 に示す。(1) の圧縮波の形成段階における圧縮波形は、縮

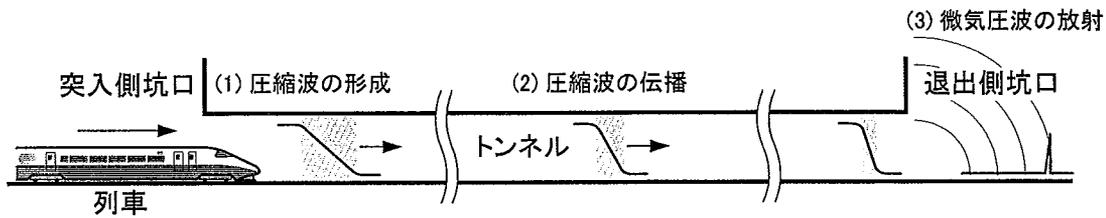


図 1.3 トンネル微気圧波の現象

尺模型による実験から求める方法¹⁵⁾⁻¹⁹⁾、数値流体シミュレーションによって求める方法²⁰⁾⁻²²⁾、空力音響理論に基づき解析的に求める方法²³⁾⁻²⁵⁾がある。形成された圧縮波は、(2)の伝播段階において変形し、碎石を敷いたバラスト軌道のトンネルではバラストが多孔質性材として働き圧縮波は減衰する。一方、コンクリート製のスラブ軌道のトンネルでは、バラスト軌道トンネルに比べて圧縮波の減衰が小さく非線形効果が卓越するため、圧縮波の波面圧力勾配は急峻になる。(2)の圧縮波の変形には空気粘性の影響が支配的であり、現地試験結果に基づく計算式²⁶⁾や数値計算モデル²⁷⁾²⁸⁾が提案されている。その後、反対側坑口に到達した圧縮波は、(3)の放射段階において一部が微気圧波となるが、その大きさはトンネル出口における圧縮波の波面圧力勾配に比例し、放射立体角（トンネル坑口付近の地形の空間的な広がりを表すパラメータ）に反比例する¹⁵⁾²⁹⁾。

これらの研究成果から、様々な微気圧波の低減対策法が提案されている。中でも列車が突入する側の坑口に入口緩衝工¹⁵⁾（トンネルよりひと回り大きい覆い状の構造物で側面に開口部を有する）を設置することと、列車先頭部の延伸・形状の最適化²²⁾を行うことが効果的である。

(b) トンネル突入波・退出波

列車がトンネルへ突入するときには、図 1.4 に示すように、微気圧波だけでなく列車突入側の坑口から直接放射されるパルス状の圧力波もある³⁰⁾。同様に、列車がトンネルから退出するときには、列車退出側の坑口から直接放射される圧力波もある。これらの現象は、トンネル突入波・退出波³¹⁾（以降、突入波・退出波）と呼ばれ、微気圧波と同様に低周波音の性格を有する。

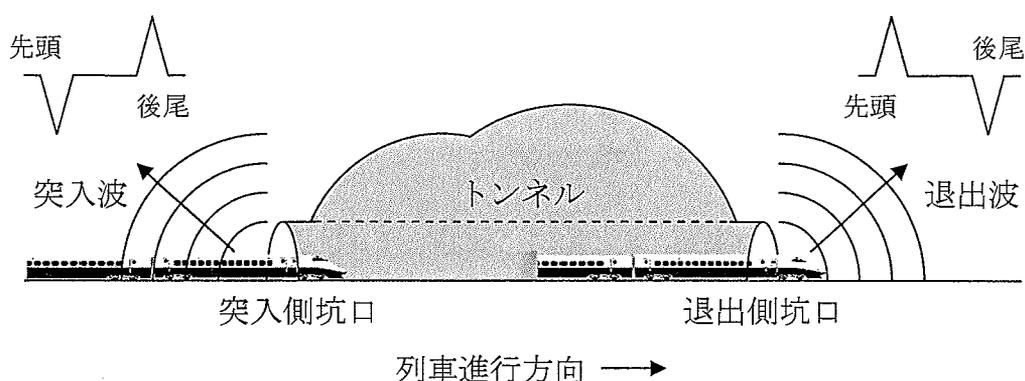


図 1.4 トンネル突入波・退出波

突入波・退出波の大きさは、微気圧波と比べて小さいのが通常である。例えば、トンネル緩衝工のない短いトンネルで、トンネル内の伝播の影響（非線形効果による波面の急峻化）を無視して比較する場合、突入波は微気圧波の約半分の大きさとなる。ただし、トンネル緩衝工などの対策によって微気圧波が十分に低減している場合、あるいはバラスト軌道トンネルでトンネル内の圧縮波が減衰している場合などには、突入波・退出波の影響が微気圧波を上回るケースもある。

突入波・退出波は、微気圧波と同様に縮尺模型による実験から求める方法³²⁾、数値流体シミュレーションと音響アナロジーを組み合わせる方法³³⁾、空力音響理論に基づき解析的に求める方法³⁴⁾が提案されている。

(c) その他（枝坑通過波，トンネル連続波）

トンネル内を走行する列車が枝坑（横坑，斜坑，立坑）と呼ばれる作業・保守用トンネルとの分岐部，あるいは器材坑と呼ばれる断面積変化部を通過すると，トンネル本坑内および枝坑内に圧縮・膨張波が形成され，トンネル本坑の両坑口からパルス状の低周波音が放射される³⁵⁾。この現象は枝坑通過波と呼ばれており，その大きさはトンネル本坑と枝坑・器材坑の断面積比により変化するが，通常は微気圧波と比べて小さい（トンネル内の圧縮波の伝播による減衰を無視する場合）。しかし，リニアモーターカーのような超高速列車が，トンネル内の複数箇所に配置された器材坑を通過する際に生じる枝坑通過波が環境問題となった例もある³⁶⁾³⁷⁾。

また，これまで述べた衝撃性低周波音と異なり，列車がトンネル内を走行中に，ト

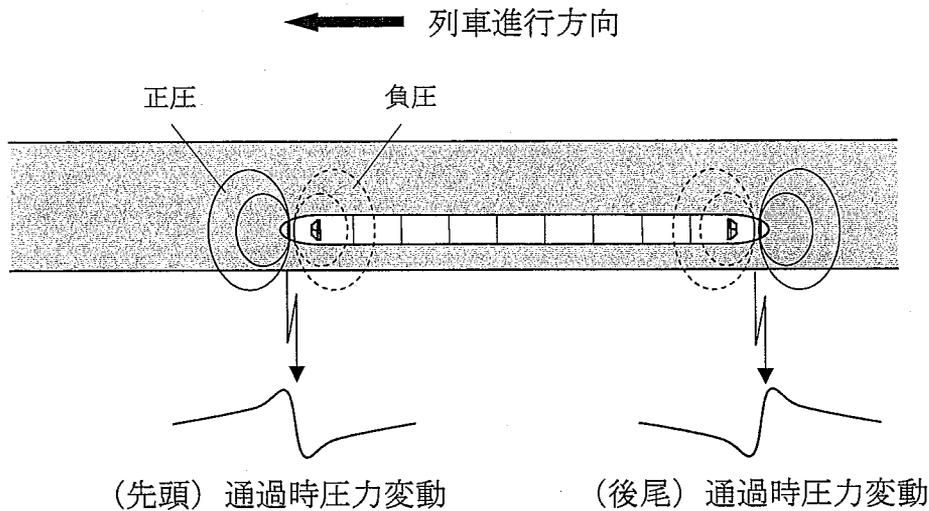


図 1.5 列車通過時圧力変動

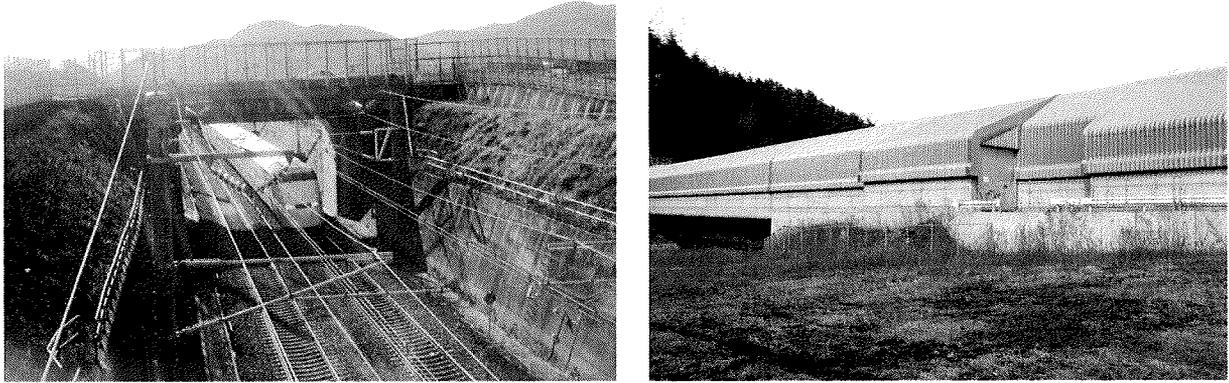
ンネルの両坑口から継続的に発生する低周波音もある³⁸⁾。この現象はトンネル連続波と呼ばれており、原因としてトンネル内を走行する列車周りの非定常流れに起因する圧力変動が推測されている。トンネル連続波は、微気圧波や突入波・退出波などに比べれば一桁程度小さな圧力変動として観測される。しかし、列車がトンネル内を走行中にはトンネル連続波が継続して発生し、坑口付近の家屋の建具振動と共振しやすい（周波数帯域：5 ～ 数十 Hz 程度）特徴がある。

1.2.2 明かり区間で発生する低周波音

(a) 列車通過時圧力変動

列車が高速で走行すると、列車の先頭部・後尾部・パンタカバー（列車の屋根上に設置される集電装置からの騒音を遮蔽するためのカバー）部などの周りには、列車から見ると時間的に変化しない準静的圧力場が形成される。この圧力場は、列車に付随して移動するため、沿線では列車の通過とともに圧力が変動する低周波音として観測される（図 1.5）。この現象は、列車通過時圧力変動³⁹⁾（以下、通過時圧力変動）と呼ばれ、音波のような伝播性の波動現象ではないが（疑似音）、観測点側の建物、人間、計測器に対しては、低周波音と同種の影響を及ぼす。

通過時圧力変動に関しては、3次元境界要素法を用いた解析³⁹⁾や、ポテンシャル理



跨線橋

スノーシェルター

図 1.6 沿線構造物の例

論に基づく流体力学モデル⁴⁰⁾⁴¹⁾が報告されている。また、計算時間や精度の面からより実用的な方法として、列車を一次元分布のわき出しモデルで表した簡易な数値計算法⁴²⁾も提案されている。

(b) 構造物通過波

沿線にある構造物を高速列車が通過する際には、沿線の周囲へ圧力波を放射する場合があります。この現象を構造物通過波と呼ぶ。ここで対象とする構造物とは、例えば図 1.6 に示す跨（こ）線橋やスノーシェルターのように線路を跨いで架かる構造物を指し、トンネルのような長大構造物は除外する。

既往の研究では、数値流体シミュレーションを用いて、円筒状の構造物を高速列車が通過する際に発生する構造物通過波を調べた結果が報告されている⁴³⁾。その報告によれば、列車が構造物を通過すると構造物内で気柱共鳴が起こり、構造物の外部へ周期的な圧力波が放射されると予測している。その後、新幹線が跨線橋を通過する際に生じる構造物通過波の現地測定が行われ、基本的な特性が調べられた⁴⁴⁾。その報告においては、構造物通過波は 10 Hz 以下に主要な成分を持つパルス状の低周波音とされ、数値流体シミュレーションから予測される周期的な圧力波とは異なっていた。また、構造物の寸法が異なる場合や、構造物通過波の指向性などは不明であった。

これらのことから、構造物通過波の発生メカニズムを物理的に説明し、構造物通過波を定量的に予測した例はこれまでになく、今なお未解決の課題として残っている。

(c) 低周波音波

通過時圧力変動や構造物通過波のような単発的な圧力変動と異なり、明かり区間を列車が通過している間、継続して観測される音響学的な波動現象の低周波音を、本論文では「低周波音波」と呼ぶ。

低周波音波の音源には、道路交通では高架橋の床板振動による構造物音と、大型車がジョイント部を通過する際の衝撃音（ジョイント音）による発生機構が数多く報告されている⁴⁵⁾。一方、高速鉄道においては、列車速度や観測点などを変化させて、系統的かつ詳細に低周波音の測定がなされた例は極めて少ない。

このため、低周波音波がどのような音源からなっているか定かではないが、環境省マニュアルに従った測定方法（G特性音圧レベル、1/3オクターブバンド音圧レベル、時定数SLOW）で調査された結果⁴⁶⁾からは、ロングレールが広く採用される高速鉄道では道路交通のジョイント音に相当する衝撃音は生じず、道路交通と類似の構造物音に加え、自動車よりも数倍の速度で走行することから、道路交通にはなかった列車周りの空気の乱れによる空力音が加わると予想されている。特に、列車が高速になるほど、速度依存性の高い空力音は卓越してくると考えられるが、低周波数の空力音の発生メカニズムについては不明であり、これまでに研究された例は著者の知る限りない。

これらのことから、高速列車から放射される低周波音波には不明な点が多く、研究を進めるべき重要な課題となっている。

1.3 研究の目的と本論文の構成

「1.1 研究の背景」で述べたように、近年、低周波音に対する社会の関心は高く、今後さらなる高速化が予定されている新幹線鉄道についても、沿線における低周波音の低減が望まれている。鉄道沿線における低周波音の研究は、「1.2 従来の研究」で述べたように、列車・トンネル系の問題は現象解明が進んでいるものの、明かり区間における低周波音はこれまで環境問題となることが少なかったため、現象面に不明な点が残されている。しかし、トンネル区間と異なり明かり区間沿線には家屋が数多く近接しており、対策を行わないまま列車の高速化を進めれば、沿線で環境問題が顕在化

する恐れがある。このため、本研究は列車高速化時の沿線環境保全のため、明かり区間における低周波音のうち、構造物通過波と低周波音波の現象解明を行い、対策の指針を示すことを目的とする。

本論文の構成は、以下のとおりである。

第2章では、構造物通過波の研究成果について述べる。はじめに、過去に行われた構造物通過波の現地測定結果を示した上で、これに対応させて実施した模型実験の結果から、構造物通過波の特性を述べる。その後、構造物をモデル化した空力音響学的な解析と実測値の比較検討結果から、構造物通過波の発生メカニズムを物理的に説明し、構造物通過波を定量的に予測する手法を提案する。以上を踏まえたうえで、構造物通過波を低減するための対策の指針を示す。

第3章では、構造物通過波のような特定の場所で発生する現象と異なり、高速列車が走行する際は沿線で定常的に観測される低周波音波の研究成果について述べる。本論文では、低周波音波の音源として、主に空気力学的な観点から、列車周りの乱流境界層に着目する。はじめに、単純化した列車模型を用いた風洞実験および高速走行実験により、模型から放射される音波の特性について述べる。その後、これに対応させて実施した圧縮性直接数値シミュレーションの結果と比較・検討を行い、乱流境界層からの音の発生機構について検討する。さらに、高速列車の沿線で系統的かつ詳細に低周波音の測定を行い、音源別の寄与度を明らかにする。以上を踏まえたうえで、低周波音波を低減するための対策の指針を示す。

第4章では、結論と今後の課題を示す。

第2章 高速列車が構造物を通過する際に生じる圧力波

2.1 構造物通過波の実測例

はじめに、過去に実施された構造物通過波の実測例を示し、現象の概要を述べる。図 2.1 に示す測定波形は、高速で走行する新幹線が、明かり区間（掘割）の線路を跨ぐようにして架かる跨線橋を通過する際、沿線で観測される圧力変動波形を表す⁴⁴⁾。ここで、図中の波形には、次に示すような記号を書き加えている。

$Pna \sim Pne$: 先頭部 (Nose) が跨線橋 a~e を通過する際に発生する構造物通過波

$Pta \sim Pte$: 後尾部 (Tail) が跨線橋 a~e を通過する際に発生する構造物通過波

なお、パンタカバー（列車の屋根上に設置される集電装置の覆い。その部分では見かけ上、列車の断面積が拡大する）による構造物通過波も観測されているが、先頭部による構造物通過波などに比べると小さいので、ここでは記入を省略している。

図 2.1 を見ると、列車が跨線橋 a, c, d, e を通過する際に、パルス状の構造物通過波が生じ、それらは列車周りの準静的圧力場により生じる緩やかな通過時圧力変動（1.2.2(a)参照）に重畳して観測されることが認められる。なお、跨線橋 b は長さが他の跨線橋と比べて短いため、構造物通過波の振幅が小さく、観測されていない。また、列車後尾部が各跨線橋を通過する際に生じる構造物通過波は、波形の符号が先頭部と逆になることが認められる。

2.2 構造物通過波の模型実験

現地の実測例から、構造物通過波は列車の先頭部および後尾部のような断面積変化部が構造物へ突入および退出する際に生じることが認められた。このため、本節では構造物通過波を列車・トンネル系の空気力学的な現象により生じるトンネル坑口からの放射波（突入波・退出波・反射波）と類似な現象と考え、列車・トンネル系で

Over-bridge	Length L [m]	Cross-sectional area A [m ²]	Diameter of circle having the same A D [m]	L/D
a	4	77.9	10.0	0.4
b	1	77.9	10.0	0.1
c	4	77.9	10.0	0.4
d	6	77.9	10.0	0.6
e	4	77.9	10.0	0.4

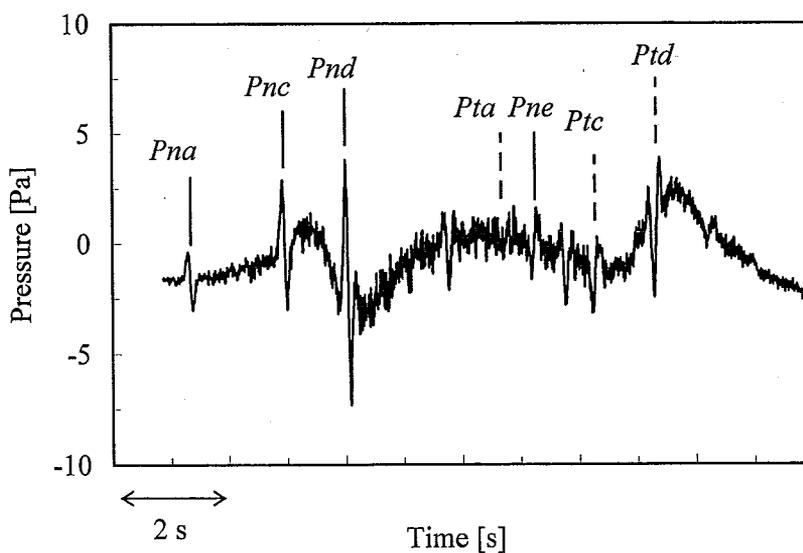
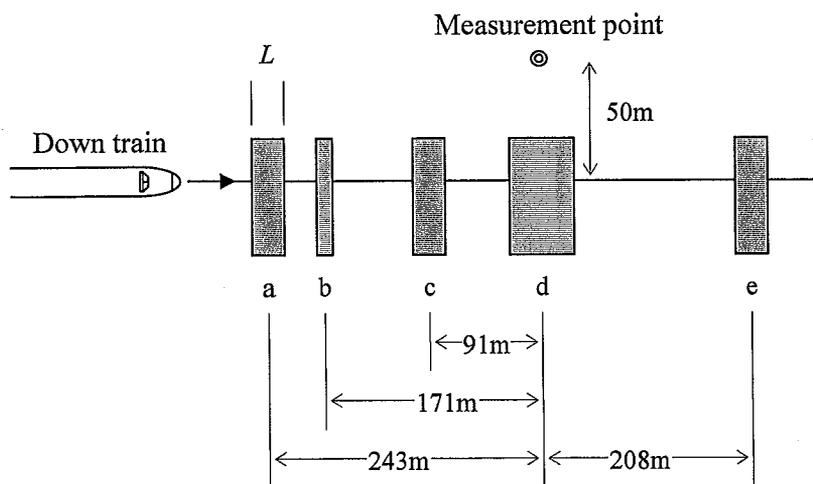


図 2.1 跨線橋を通過する際の構造物通過波の例 (Train-1, 速度 270 km/h) ⁴⁴⁾

用いられる模型実験方法により現象の特性を把握する。

2.2.1 模型実験方法

(a) 模型実験の考え方

構造物通過波を、列車がトンネルへ入退出する際に坑口から放射される圧力波と類似な現象として捉える場合、列車が構造物へ突入・退出する際に構造物内へ形成される圧力波を正確に模擬することが重要となる。列車先頭部が構造物へ突入する際に形成される圧縮波の圧力上昇量 Δp は、音響学的な解析から次式で見積もられる²⁴⁾。

$$\Delta p = \frac{\rho_0 U^2}{1-M^2} \frac{A_0}{A} \left(1 + \frac{A_0}{A} \right) \quad (2.1)$$

ここで、 ρ_0 : 空気密度, U : 列車速度, M : 列車マッハ数, A_0 : 列車断面積, A : 構造物断面積である。式 (2.1) から、圧縮波の形成にはマッハ数の影響が大きく、空気粘性の影響は小さいことが分かる。また、長いトンネルでは、トンネル内を圧縮波が伝播する過程において空気粘性にともない圧縮波は変形するが、本研究で対象とする構造物は最大でも数百 m 程度であり、圧縮波の変形は考慮する必要がない。したがって、模型と実車の走行速度 (マッハ数) を揃えた上で、実車を縮小した模型実験が有効となる。

列車の速度を U (< 500 km/h), マッハ数を M (< 0.4), 構造物の断面積と等価な円の直径を D (数 m) とすれば、列車が構造物内に形成する圧縮波波面の空間的な幅 (波長) は D/M オーダー, 周波数は U/D オーダーとなる⁴⁷⁾。したがって、圧縮波波面は主として低周波成分からなる平面波と見なせる。このため、圧縮波を模擬するにあたっては、車両のワイパーや地上のレール等の微細な構造を、模型で詳細に表現する必要はない。ただし、圧縮波は列車先頭部の構造物内への進行にともなって形成されるので、列車先頭部および地上側構造物の軸方向の形状の変化, すなわち断面積の変化は正確に再現することが必要である。

次に、列車と構造物の幾何形状の三次元性の中で、圧縮波の形成に比較的大きな影響を及ぼす因子として、(1) 列車中心軸と構造物中心軸間の偏心 (新幹線の標準である複線軌道を取り扱う場合), (2) 地面の存在, の二つが考えられる¹⁹⁾。(1) の中心軸間の偏心は、列車模型中心軸と構造物模型中心軸をずらすことにより、再現可能で

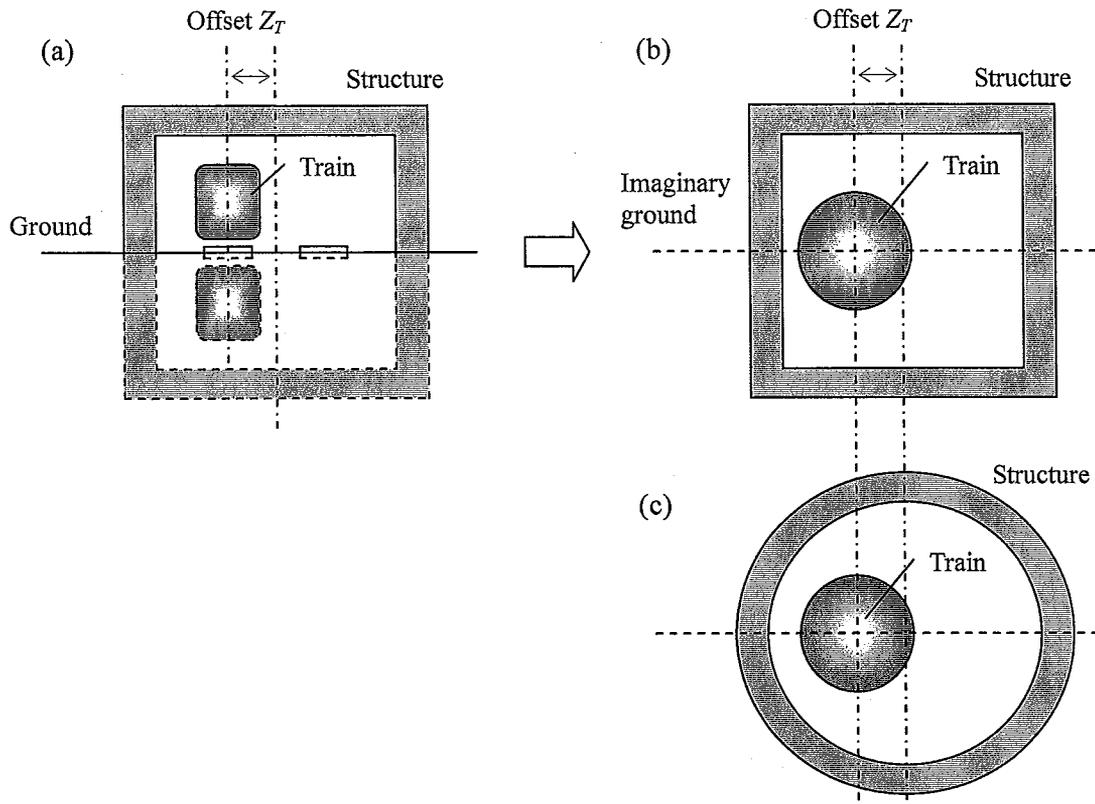


図 2.2 模型実験の概念

ある。(2) の地面の存在に関しては、風洞試験でよく行われているように、鏡像法を用いて表現することができる。通常、鏡像法を用いる場合は、図 2.2(a)のように鏡像模型を仮想地面に対して対称に配置するが、ここでは図 2.2(b)のように、モデルを単純化して、列車の高さ方向の中心を地面上におき、鏡像を含む列車断面と等価な断面積変化をもつ軸対称モデルで表す。

このモデルでは、列車底面と地面の間の強いせん断流れは模擬されないが、列車先頭部が形成する圧縮波への影響は少なく、ここでは無視できると考えられる。また、対象とする新幹線の先頭部は流線形であり、圧縮波の形成に寄与する先頭部付近の流れは剥離していないものと考えれば、列車模型表面と構造物内壁面の薄い境界層、および構造物から外部へ流出する薄いせん断層の領域を除くと、実質的にはポテンシャル流れと見なせる。したがって、流れの上下対称性は成り立っているものと考えられ、鏡像法によるモデルの単純化が可能である。

さらに、式 (2.1) から、圧縮波の形成には列車と構造物の断面積比の影響が大きい

2.2 構造物通過波の模型実験

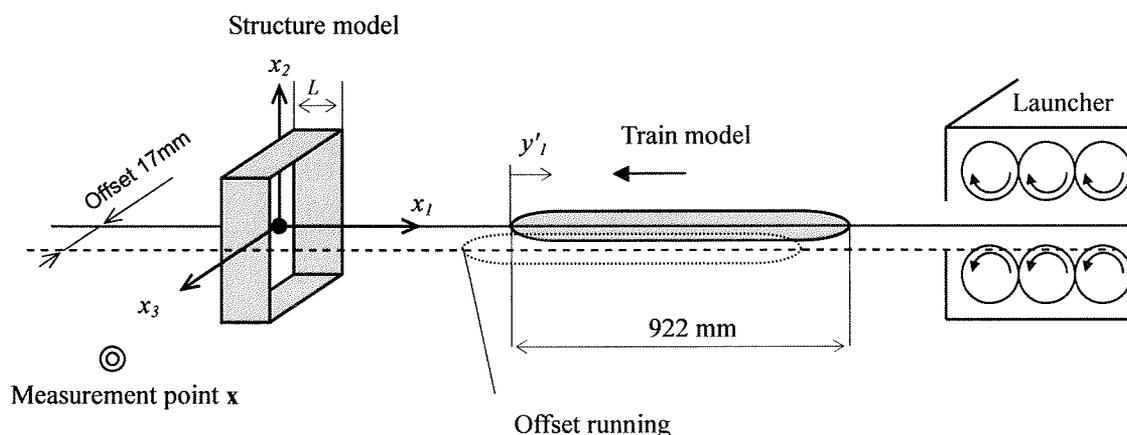
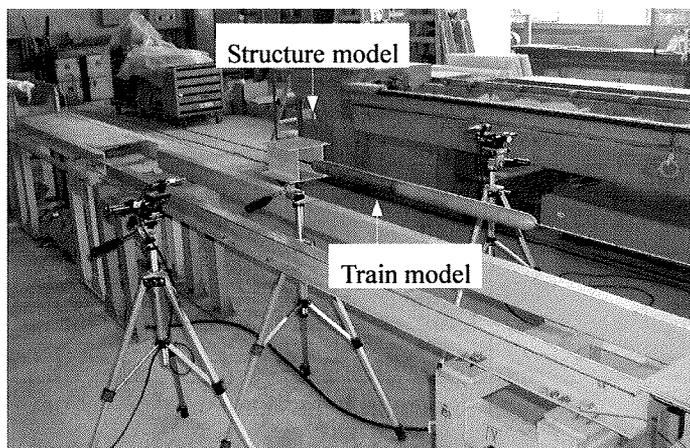


図 2.3 模型発射装置

ことを考慮してモデルの単純化をすすめると、図 2.2(c)のように、構造物についても等価な断面積をもつ軸対称モデルで表すことができる。ただし、この場合列車と構造物の相対位置が変化するため、構造物通過波の現象を十分に模擬できない可能性も考えられる。このため、実験は図 2.2(b)と(c)の両方のモデルについて実施し、それらの妥当性を確認する。

(b) 実験装置の概略

構造物通過波の実験に用いた模型発射装置を図 2.3 に示す。この試験装置は、著者が所属する財団法人鉄道総合技術研究所において、列車・トンネル系の研究に以前より用いられているものである⁴⁸⁾。

表 2.1 列車模型および構造物模型の寸法

Train model	Train length $l_T = 922$ mm		
	Train-1	Nose length $l_n = 47$ mm Diameter $d = 42$ mm	
	Train-2	Nose length $l_n = 118$ mm Diameter $d = 40$ mm	
Structure model	Rectangular	Cross section: 92.9×103.9 mm Cross-sectional area $A = 9,652$ mm ² Equivalent circle diameter : $D = 110.9$ mm	
		Structure-A	Length $L = 23.6$ mm, $L/D = 0.21$
		Structure-B	Length $L = 47.2$ mm, $L/D = 0.43$
		Structure-C	Length $L = 94.5$ mm, $L/D = 0.85$
		Structure-D	Length $L = 189$ mm, $L/D = 1.70$
	Circular pipe	Diameter $D = 100$ mm Cross-sectional area $A = 7,853$ mm ²	
	Pipe-A	Length $L = 100$ mm, $L/D = 1.00$	
	Pipe-B	Length $L = 200$ mm, $L/D = 2.00$	

装置の走行軸方向には直径 5 mm のピアノ線が張り渡され、これに沿って軸対称形状の縮尺列車模型が滑り動くようになっている。模型の射出装置は、野球のピッチングマシンの構造を参考に、対向する 3 対の車輪を 6 基の電動モータにより回転させ、その間に列車模型を挟み通すことで射出する構造である。最高速度は 450 km/h、測定部の長さは 11 m である。また、射出装置のモータ音等による機器騒音が測定波形に混入することを防ぐため、射出装置の側面および上面は防音壁で覆われている。さらに、実験室の床および天井からの反射波を緩和するため、床および天井には簡易な吸音処理がされている。

(c) 模型の概略

模型実験の寸法関係を表 2.1 に示す。模型の縮尺は現地の 1/127、模型の走行速度は現地と同程度とする。したがって、現地と同じ速度条件において発生する圧力波は、振幅が現地と等しく、周波数は現地の 127 倍相当となる。走行軸は構造物模型の中心軸にそろえるケースと、複線走行を模擬し左右に偏心させるケースを行う。

列車模型の先頭部は二種類あり、主要な記号に示した実車の Train-1 と先頭部の断面積分布において相似な軸対称模型と、実車の Train-2（先頭部の長さ l_n が Train-1 の

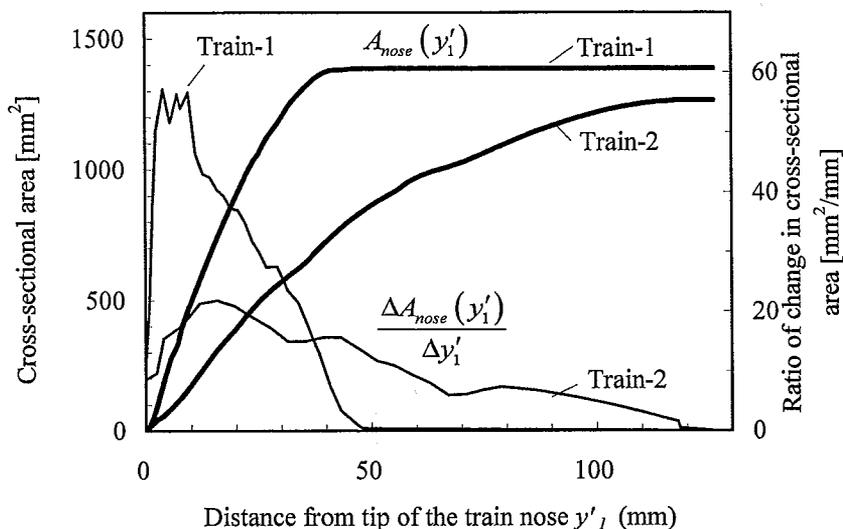


図 2.4 列車模型の先頭部断面積分布および変化率

約 2.5 倍) と先頭部の断面積分布において相似な軸対称模型である。模型先頭部の断面積分布および変化率を図 2.4 に示す。ここで、 $A_{nose}(y'_1)$: 模型の先端から y'_1 の位置における先頭部断面積分布、 $\Delta A_{nose}(y'_1)/\Delta y'_1$: 同じく断面積の変化率である。

構造物模型は四種類を製作し、軸方向長さ L が最も短い Structure-A から、倍ずつの長さで Structure-D までである。ただし、図 2.1 に示した実際の跨線橋 d と縮尺換算で軸方向長さが同一になるものを Structure-B とし、他の跨線橋模型の長さを決定した。なお、縮尺模型は図 2.2(b) に示した鏡像法を用いているため、実際の跨線橋よりも L/D は小さくなる。それら模型の断面は、実際の跨線橋と相似な長方形断面である。また、図 2.2(c) に対応する単純化した構造物模型として、断面が円形で長さが異なる二つの模型 Pipe-A, B も製作した。

(d) 計測方法

列車模型が構造物模型を通過する際に外部へ放射する圧力波の測定には、(株)リオン製の普通騒音計 NL-20 (有効周波数 20 ~ 8,000 Hz) を用いた。なお、2.1 節の現地の実測では超低周波音圧レベル計が用いられているが、模型実験で観測される圧力波の周波数は縮尺に応じた 127 倍となるので、より高周波の測定に適した普通騒音計を用いた。測定は 4 箇所で行い、測定点は適宜移動した。計測データは、A/D 変換

表 2.2 模型実験で観測される圧力波の主な周波数

Model train speed		250 km/h	300 km/h	350 km/h	400 km/h
Pressure variations around nose and tail parts of model train		150 Hz	180 Hz	200 Hz	<u>250</u> Hz
Pressure waves	Structure-A	1000 Hz		<u>1500</u> Hz	
	Structure-B	900 Hz	1100 Hz	1100 Hz	1250 Hz
	Structure-C	1000 Hz		1000 Hz	800 Hz
	Structure-D	800 Hz	700 Hz	700 Hz	<u>600</u> Hz

器を介してサンプリング周波数 25 kHz で PC へ記録した。計測時間は、構造物模型の手前に設置した光電スイッチの信号を計測開始トリガーとして、100 ms 間を記録した。ただし、列車模型が構造物模型へ突入する時間には、わずかなずれがある (0.3 ms 程度)。これは、模型の走行速度の誤差 (± 0.5 km/h 程度) と、模型のわずかな振動により模型先頭部が光電スイッチを横切るタイミングにずれを生じるためである。このため、複数回の実験で得られた圧力変動波形をアンサンブル平均する際には、圧力変動波形に大きな差がないことを確認の上、最も相関が高くなるように時間をずらして正確に位相をそろえた。

得られた圧力変動波形には、主眼とする構造物通過波に加え、模型周りの準静的圧力場の移動にともなう緩やかな変動 (通過時圧力変動) が重畳している。通過時圧力変動と構造物通過波は周波数が大きく異なるため、デジタルフィルタ処理により構造物通過波のみを取り出すことが可能である。表 2.2 に、圧力変動のピーク間隔からおおよその周波数を見積もった結果を示す。

通過時圧力変動は最大でも 250 Hz 程度以下であるのに対し、構造物通過波は最低でも 600 Hz 程度以上である。したがって、この間にカットオフ周波数を設定したハイパスフィルタを設計することで、通過時圧力変動による成分は除外できる。さらに、構造物通過波は最大でも 1500 Hz 程度以下であり、これ以上にカットオフ周波数を設定したローパスフィルタを設計することで、計測ノイズを除去できる。実際には、フィルタ処理による信号の発振やピークの鈍りを考慮して、本論文ではカットオフ周波数 500 - 5000 Hz, 阻止域エッジ周波数 100 - 6000 Hz のバンドパスフィルタをウィンドウ法により設計した有限インパルス応答フィルタを用いた。

2.2 構造物通過波の模型実験

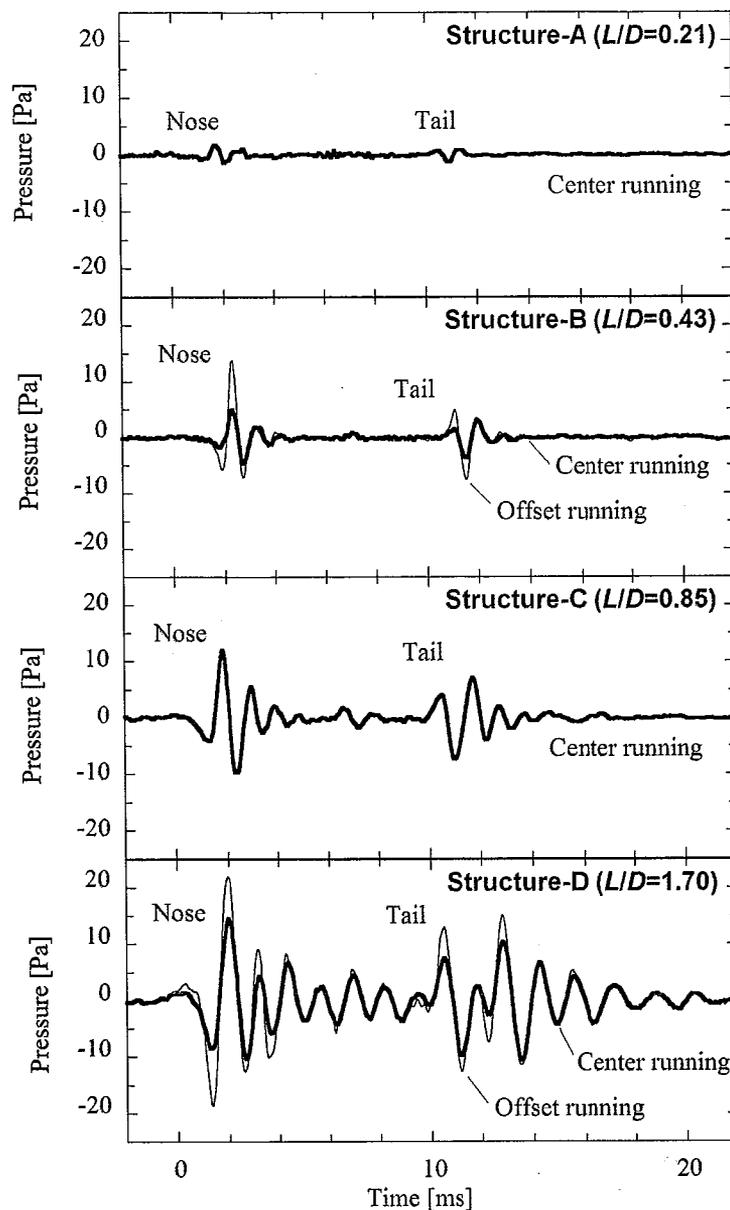


図 2.5 模型実験による構造物通過波
 [Train-1, $U = 350 \text{ km/h}$, $\mathbf{x}(0, 0, 400\text{mm})$]

2.2.2 模型実験結果

代表的な圧力変動波形を図 2.5 に示す。ただし、前述したように通過時圧力変動による変動成分は、フィルタ処理により除外している。観測点は走行軸と直角方向に構造物中心から 400 mm（現地換算約 50 m）離れた位置である。また、偏心走行は列車

が観測点側の構造物内壁へ近づく場合である。

波形を見ると、短い構造物 (Structure-A, B) では、先頭部の突入時に負・正・負…と続くパルス状の圧力波が放射され、後尾部では反転して放射されている。また、先頭部と比較し後尾部では、流れの剥離の影響等から圧力波が若干小さい。このような波形の特徴は、現地の実測結果 (図 2.1) と一致しており、実験の妥当性が確認できる。比較的長い構造物 (Structure-C, D) では、圧力波の振幅および波数がともに増加し、減衰傾向のある振動的な圧力波が認められる。

また、図 2.5 で中心走行と偏心走行を比較すると、偏心走行 (列車が観測点側の構造物内壁へ近づく場合) の方が正負のピークは大きくなる。これには以下の二つの理由が考えられる。ア) 列車と構造物内壁の間隔が狭まることで列車突入時に構造物内に形成される圧縮波が大きくなり、その結果トンネル微気圧波に相当する圧力波が強く放射されるため¹⁹⁾。イ) トンネル突入波・退出波に相当する圧力波が、偏心方向 (x_3 方向) への指向性を持つため³²⁾。ア) については、偏心方向に関わらず列車と構造物内壁の間隔が狭まると観測点の圧力波は大きくなる。イ) については、列車が観測点側の構造物内壁へ近づく側で大きく、離れる側で小さくなるような偏心方向 (x_3 方向) への指向性を持つ。したがって、図 2.5 に示した列車が観測点側の構造物内壁へ近づく場合、正負のピークはともに大きくなると考えられる。

2.3 構造物通過波の数値解析

ここまでに示した実測例および模型実験の結果から、列車の先頭部および後尾部のような断面積変化部が構造物へ突入および退出する際に、空気力学的な現象により生じる圧力波が短時間に重畳して構造物通過波を形成すると考える。すなわち、構造物通過波の現象を図 2.6 のように推定する。

- (1) 列車先頭部が構造物へ突入する際、トンネル突入波と類似な現象により入口側から構造物の外部へ圧力波 $P_{en,nose}$ が放射される。さらに、列車先頭部が構造物内に形成した圧縮波が構造物内を伝播し構造物の両端で開口端反射を繰り返す際に、その一部が圧力波 $P_{mp,nose}$ (以降、反射波) として放射される。
- (2) 列車先頭部が構造物から退出する際、トンネル退出波と類似な現象により出口

2.3 構造物通過波の数値解析

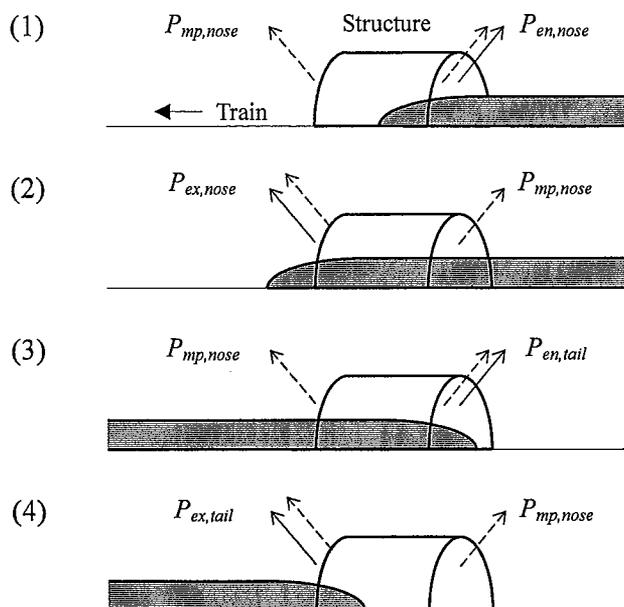


図 2.6 構造物通過波の現象

側から構造物の外部へ圧力波 $P_{ex,nose}$ が放射されるとともに、反射波 $P_{mp,nose}$ が構造物の両端から放射される。

- (3) 列車後尾部が構造物へ突入する際、(1)と同様に、(後尾)突入波相当の圧力波 $P_{en,tail}$ と反射波 $P_{mp,nose}$ が放射される。
- (4) 列車後尾部が構造物から退出する際、(2)と同様に、(後尾)退出波相当の圧力波 $P_{ex,tail}$ と反射波 $P_{mp,nose}$ が放射される。

これらの圧力波を、以下に示す解析モデルを適用して個別に求め、最終的に全ての圧力波を重畳させることで構造物通過波を表し、模型実験の結果と比較する。

2.3.1 数値解析方法

図 2.7 に、構造物通過波の解析モデルを示す。構造物の幾何学形状は図 2.2(c)に対応する円筒とし、単純化したモデルで表す。地面の効果は鏡像で表し、列車の中心高さを構造物中心高さに揃え、列車および構造物の断面積を二倍とする。構造物の入口・出口にフランジがなく、地面の影響を鏡像で表現する場合、構造物の外部空間は無限領域と見なすことができる。観測点は原点を構造物中心 \bullet においた右手系の座標

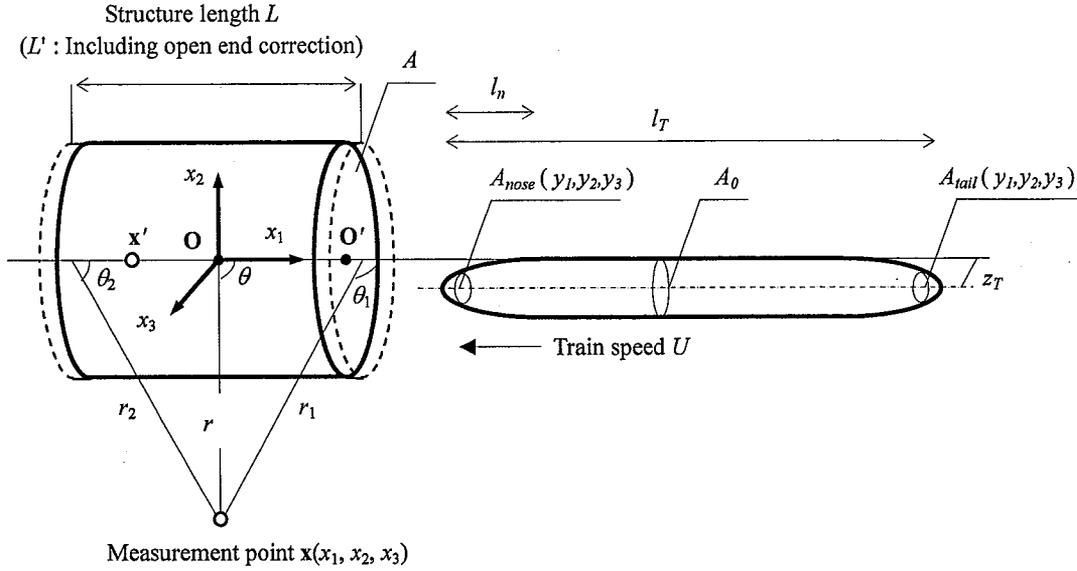


図 2.7 構造物通過波の解析モデル

で表し，構造物の外側で $\mathbf{x}(x_1, x_2, x_3)$ の任意の位置とする。

(a) 構造物内に形成される圧縮波・膨張波

列車が構造物へ突入・退出する際に構造物内に形成される圧縮波・膨張波は，Howeらの音響学的予測手法²⁴⁾により求めることができる。列車先頭部の突入による圧縮波は，進行する列車先頭部の排除効果を表す単極源と，突入時の圧力上昇により先頭部へ作用する抵抗を主因とする二重極源が音源となって発生する。ここで，列車先頭部は細長い形状であることから，列車先頭部の単極源を，列車の中心軸に分布する次式の線音源で表現する。

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(U \frac{\partial A_{nose}}{\partial y_1} (y_1 + Ut) \delta(y_2) \delta(y_3 - z_T) \right) \quad (2.2)$$

ここで， $A_{nose}(y_1 + Ut)$ ：列車の先端から $y_1 + Ut$ の位置における先頭部断面積， δ ：Dirac のデルタ関数， z_T ：構造物中心軸に対する列車中心軸の偏心量である。なお，本モデルでは鏡像法を用いるため，列車（および構造物）の断面積は二倍としている。

式 (2.2) と先頭部に作用する抵抗を主因とする二重極源を組み合わせれば，構造物

内に形成される圧縮波 $p_{en,nose}(\mathbf{x}',t')$ に関して、以下の基礎方程式が得られる。

$$\left(\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t'^2} - \nabla'^2 \right) p_{en,nose}(\mathbf{x}',t') = \frac{\rho_0 U}{1-M^2} \left(1 + \frac{A_0}{A} \right) \frac{\partial}{\partial t'} \left(\frac{\partial A_{nose}}{\partial y_1} (y_1 + Ut') \delta(y_2) \delta(y_3 - z_T) \right) \quad (2.3)$$

ここで、観測点 \mathbf{x}' は原点を構造物入口 \mathbf{O}' においた右手系の座標で表した構造物内方の \mathbf{x}' ($|x'_1| \gg R, |x'_2| \leq R, |x'_3| \leq R$), t' : 列車先端が原点 \mathbf{O}' を通過する時刻を 0 とする時間, R : 構造物の半径である。式 (2.3) は、構造物入口の幾何学的形状に適合したグリーン関数を用いて解くことができる。さらに、コンパクト近似⁴⁹⁾が成り立つ場合、単純化されたグリーン関数を用いて、式 (2.3) は次式で表すことができる。

$$p_{en,nose}(\mathbf{x}',t') = \frac{\rho_0 U^2}{A(1-M^2)} \left(1 + \frac{A_0}{A} \right) \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\partial A_{nose}}{\partial y_1} (y_1 + U[t']) \frac{\partial \varphi_{en}}{\partial y_1} (y_1, 0, z_T) dy_1 \quad (2.4)$$

$$[t'] = t' + \frac{x'_1 - (L' - L)/2}{c_0} \quad (2.5)$$

ここで、 $[t']$: 遅延時間, $\varphi_{en}(y_1, 0, z_T)$: 構造物入口の幾何学形状から求まる速度ポテンシャル (ここでは構造物をフランジの無い薄肉円筒と仮定した解析解), L' : 開口端補正長さ (2.3.2 参照) を含む構造物の軸方向長さ, c_0 : 音速である。ただし、本解析では以下の条件を前提としている。

- (1) 形成される圧縮波の波面の空間幅が、構造物断面のスケールよりも数倍以上大きいこと。すなわち、構造物断面が音響学的にコンパクトであること。
- (2) 圧縮波の先頭波面が構造物出口側の開口端反射により入口側へ戻った時点で、圧縮波の形成が完了していること。

条件 (1) については、圧縮波の空間幅 (波長) を D/M のオーダー⁴⁷⁾とすれば、以下の関係が必要である。

$$\frac{D}{M} \gg R \quad \text{すなわち} \quad M \ll 2 \quad (2.6)$$

したがって、マッハ数 0.4 以下の鉄道では一般に満たされる。

条件 (2) については、圧縮波の先頭波面が構造物を往復する時間と圧縮波の形成にかかる時間 Δt との間に、以下の関係が必要である。

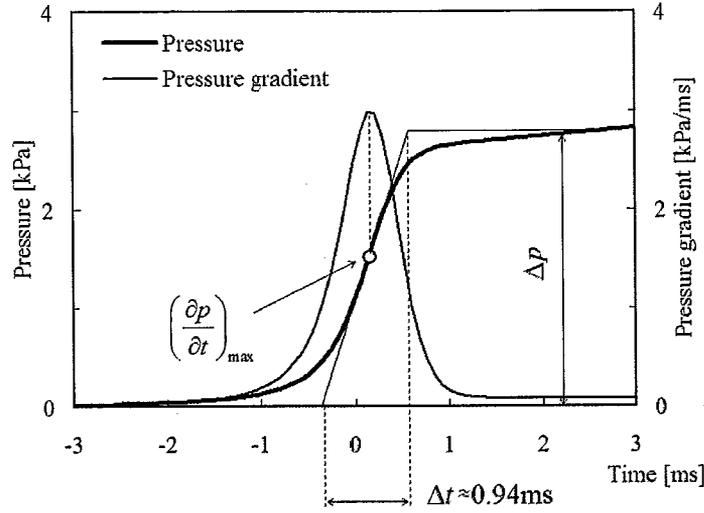


図 2.8 圧縮波の特性的な時間幅
[Train-1, $U = 350$ km/h, Pipe-B, center running]

$$\frac{2L}{c_0} > \Delta t, \quad \text{すなわち} \quad \frac{L}{D} > \frac{c_0 \Delta t}{2D} \quad (2.7)$$

ここで、 Δt : 圧縮波の特性的な時間幅は、図 2.8 に示す圧縮波の最大圧力 Δp と圧力勾配最大値を用いて、次式で定義される⁵⁰⁾。

$$\Delta t = \Delta p / \left(\frac{\partial p}{\partial t} \right)_{\max} \quad (2.8)$$

次に、列車先頭部の退出により構造物内に形成される圧縮波 $p_{ex,nose}(\mathbf{x}'', t'')$ は、時間および観測点の原点を構造物の出口側に置き換え、式 (2.4) の速度ポテンシャルを構造物出口の幾何学形状から求まる速度ポテンシャル $\varphi_{ex}(y_1, 0, z_T)$ へ変更した次式で求めることができる。一般に、構造物の入口と出口の幾何学形状は同一であるので、 $\varphi_{ex}(y_1, 0, z_T)$ は $\varphi_{en}(y_1, 0, z_T)$ を y_1 軸方向に反転させたものと等価である。

$$p_{ex,nose}(\mathbf{x}'', t'') = \alpha \frac{\rho_0 U^2}{A(1-M^2)} \left(1 + \frac{A_0}{A} \right) \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\partial A_{nose}}{\partial y_1}(y_1 + U[t'']) \frac{\partial \varphi_{ex}}{\partial y_1}(y_1, 0, z_T) dy_1 \quad (2.9)$$

$$[t''] = t'' - \frac{x_1'' + (L' - L)/2}{c_0} \quad (2.10)$$

2.3 構造物通過波の数値解析

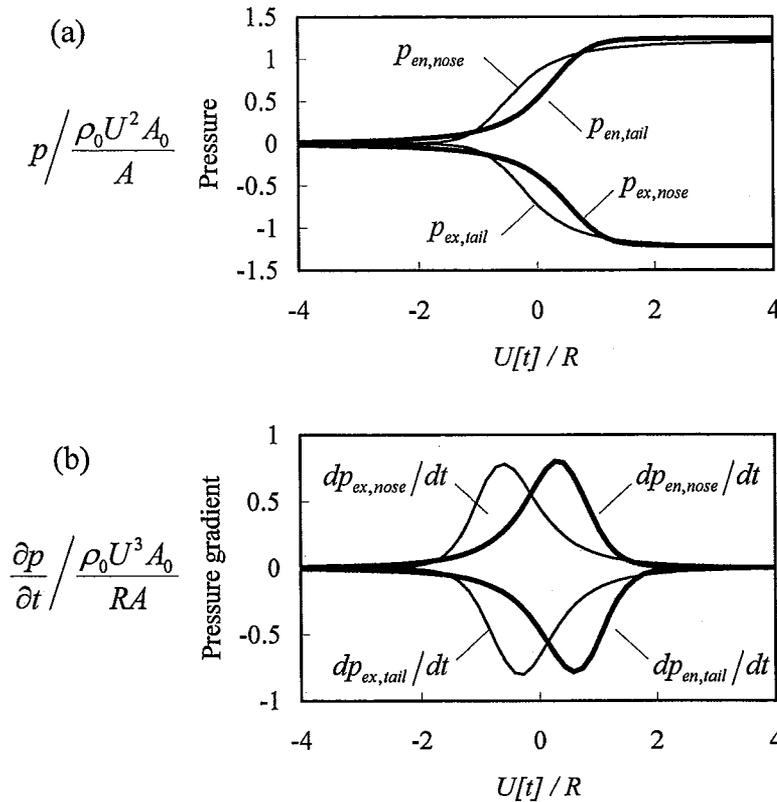


図 2.9 構造物内に形成される圧縮波・膨張波
 [Train-1, $U = 350$ km/h, offset running, $\alpha = 1.0$, $\beta = 1.0$]

ここで、 α : 退出圧縮波の補正係数 (2.3.2 参照) である。

同様の考え方で、列車後尾部の構造物通過にともない形成される膨張波を、それぞれ以下の式で表す。

$$p_{en,tail}(\mathbf{x}', t') = \beta \frac{\rho_0 U^2}{A(1-M^2)} \left(1 + \frac{A_0}{A}\right) \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\partial A_{tail}}{\partial y_1}(y_1 + U[t']) \frac{\partial \varphi_{en}}{\partial y_1}(y_1, 0, z_T) dy_1 \quad (2.11)$$

$$p_{ex,tail}(\mathbf{x}'', t'') = \alpha \beta \frac{\rho_0 U^2}{A(1-M^2)} \left(1 + \frac{A_0}{A}\right) \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\partial A_{tail}}{\partial y_1}(y_1 + U[t'']) \frac{\partial \varphi_{ex}}{\partial y_1}(y_1, 0, z_T) dy_1 \quad (2.12)$$

ここで、 $A_{tail}(y_1 + U[t])$: 列車の先端から $y_1 + U[t]$ の位置における後尾部断面積、 β : 後尾膨張波の補正係数 (2.3.2 参照) である。

以上に基づく、圧縮波・膨張波の圧力波形および圧力勾配波形の計算結果を、図 2.9 に示す。

(b) 構造物内から外部へ放射される圧力波

列車先頭部が構造物へ突入する際、最初に構造物の外部へ放射される圧力波 $P_{en,nose}$ を、トンネル突入波の音響解析の結果⁵¹⁾を参考に、次式で表す。

$$P_{en,nose}(\mathbf{x}, t) = -\frac{A}{4\pi c_0} \frac{1}{r_1} (1 - \cos \theta_1) \times \frac{\partial p_{en,nose}}{\partial t} \left([t'] + \frac{L'}{2U} - \frac{r_1}{c_0} \right) \quad (2.13)$$

ここで、 r_1 : 構造物入口から観測点までの距離（開口端補正を含む）、 θ_1 : x_1 軸の正の方向と構造物入口から観測点に向かう方向がなす角度である。なお、トンネル突入波に相当する圧力波は偏心方向 (x_3 方向) への指向性を持つと考えられるが³²⁾、式(2.13)には偏心の効果が含まれていない。偏心の効果は、進行する列車先頭部の排除効果を表す単極源と、突入時の圧力上昇により構造物の内側面から先頭部へ作用する二重極源が音源となって発生する。しかし、このような偏心の効果を考慮しようとするれば、列車・構造物の三次元的な形状を含めて検討する必要がある、解析が困難となる。このため、本論文では定性的な評価に主眼をおき、突入波に関する偏心の効果を考慮していない。

次に、列車先頭部が構造物から退出する際、最初に構造物の外部へ放射される圧力波 $P_{ex,nose}$ を、式(2.13)に準じて、次式で表す。

$$P_{ex,nose}(\mathbf{x}, t) = -\frac{A}{4\pi c_0} \frac{1}{r_2} (1 + \cos \theta_2) \times \frac{\partial p_{ex,nose}}{\partial t} \left([t''] - \frac{L'}{2U} - \frac{r_2}{c_0} \right) \quad (2.14)$$

ここで、 r_2 : 構造物出口から観測点までの距離（開口端補正を含む）、 θ_2 : x_1 軸の正の方向と構造物出口から観測点に向かう方向がなす角度である。なお、退出波に関しても、突入波と同様に偏心の効果は考慮していない。

次に、列車先頭部の突入時および退出時に構造物内に形成された圧縮波が、構造物内を伝播し構造物の両端で開口端反射を繰り返す際に、ある一定の割合で減衰しながら、その一部を放射する反射波 $P_{mp,nose}$ を考える。この現象は、トンネル微気圧波（ただし、トンネル内の伝播にともなう圧縮波の変形は無視できる）が繰り返されたものと考えられるので、微気圧波の音響解析の結果¹⁵⁾を参考に、次式で表す。

$$\begin{aligned}
P_{mp,nose}(\mathbf{x},t) = & \sum_{i=1}^{\infty} \left\{ (-\gamma)^{i-1} \frac{A}{2\pi c_0} \right. \\
& \times \left[\frac{1}{r^*(i+1)} \cdot \frac{\partial p_{en,nose}}{\partial t} \left([t'] + \frac{L'}{2U} - \frac{r^*}{c_0} - i \frac{L'}{c_0} \right) \right. \\
& \left. \left. + \frac{1}{r^*(i)} \cdot \frac{\partial p_{ex,nose}}{\partial t} \left([t''] - \frac{L'}{2U} - \frac{r^*}{c_0} - i \frac{L'}{c_0} \right) \right] \right\} \\
r^*(i) = & \begin{cases} r_1, & i = \text{odd} \\ r_2, & i = \text{even} \end{cases}
\end{aligned} \tag{2.15}$$

ここで、 γ : 開口端反射にともなう減衰係数 (2.3.2 参照)、 i : 反射回数である。また、中括弧内の第 1 項は列車先頭部の突入にともなう反射波を表し、中括弧内の第 2 項は列車先頭部の退出にともなう反射波を表す。なお、反射波を放射する構造物内の圧縮波・膨張波をここでは平面波と仮定しているが、この仮定は理論解析⁵²⁾や CFD 結果²²⁾から、構造物の長さ L が構造物断面直径 D の 1.5 倍程度以上 ($L/D > 1.5$) の場合に成り立つ。

同様の考え方で、列車後尾部の構造物通過にともない放射される圧力波を、それぞれ以下の式で表す。

$$P_{en,tail}(\mathbf{x},t) = -\frac{A}{4\pi c_0} \frac{1}{r_1} (1 - \cos \theta_1) \times \frac{\partial p_{en,tail}}{\partial t} \left([t'] + \frac{L'}{2U} - \frac{r_1}{c_0} - \frac{l_T - l_n}{U} \right) \tag{2.16}$$

$$P_{ex,tail}(\mathbf{x},t) = -\frac{A}{4\pi c_0} \frac{1}{r_2} (1 + \cos \theta_2) \times \frac{\partial p_{ex,tail}}{\partial t} \left([t''] - \frac{L'}{2U} - \frac{r_2}{c_0} - \frac{l_T - l_n}{U} \right) \tag{2.17}$$

$$\begin{aligned}
P_{mp,tail}(\mathbf{x},t) = & \sum_{i=1}^{\infty} \left\{ (-\gamma)^{i-1} \frac{A}{2\pi c_0} \right. \\
& \times \left[\frac{1}{r^*(i+1)} \cdot \frac{\partial p_{en,tail}}{\partial t} \left([t'] + \frac{L'}{2U} - \frac{r^*}{c_0} - i \frac{L'}{c_0} - \frac{l_T - l_n}{U} \right) \right. \\
& \left. \left. + \frac{1}{r^*(i)} \cdot \frac{\partial p_{ex,tail}}{\partial t} \left([t''] - \frac{L'}{2U} - \frac{r^*}{c_0} - i \frac{L'}{c_0} - \frac{l_T - l_n}{U} \right) \right] \right\} \\
r^*(i) = & \begin{cases} r_1, & i = \text{odd} \\ r_2, & i = \text{even} \end{cases}
\end{aligned} \tag{2.18}$$

表 2.3 解析で用いる係数

a'	Open-end correction	$0 \leq a' \leq 0.61$
α	Exit correction	$0 \leq \alpha \leq 1$ $\alpha = 0$: Exit wave = 0 $\alpha = 1$: Exit wave = Entry wave
β	Tail correction	$0 \leq \beta \leq 1$ $\beta = 0$: Tail with separation flow $\beta = 1$: Tail with non-separation flow
γ	Attenuation coefficient	$0 \leq \gamma \leq 1$ $\gamma = 0$: Less reflection $\gamma = 1$: Total internal reflection

ここで、 l_T : 列車の編成長さ、 l_n : 列車の先頭部長さである。

式 (2.13) ~ (2.18) により求まる圧力波を重ね合わせ、観測点 \mathbf{x} 、時刻 t における構造物通過波を次式で表す。

$$P(\mathbf{x}, t) = P_{en,nose}(\mathbf{x}, t) + P_{ex,nose}(\mathbf{x}, t) + P_{mp,nose}(\mathbf{x}, t) + P_{en,tail}(\mathbf{x}, t) + P_{ex,tail}(\mathbf{x}, t) + P_{mp,tail}(\mathbf{x}, t) \quad (2.19)$$

2.3.2 解析で用いる係数の推定

解析モデルには表 2.3 の係数が含まれる。

開口端補正係数 a' は、構造物内の気柱共鳴を考えた時の、構造物の外部空間に存在する媒質を見込んだ構造物長さの補正⁵³⁾であり、次式で定義される。

$$L' = L + 2a'R \quad (2.20)$$

ただし、 L' : 構造物の補正長さ、 L : 構造物の幾何学的長さである。半無限長の円管における開口端補正係数は、フランジのない開口端が自由空間にある場合 $a' = 0.61$ ⁵⁴⁾ である。ただし、今回対象とする構造物のように軸方向にかなり短く、断面形状が四角で、さらに構造物を通過中の列車によりリング状の断面となることを考慮すれば、開口端補正係数はこれとは異なった値で考える必要がある。

退出の補正係数 α は、列車が構造物へ突入して列車周りの流れが遷移状態のまま、

列車が構造物から退出する場合に、解析で求める構造物内の圧縮波 $p_{ex,nose}$ および膨張波 $p_{ex,tail}$ を補正する係数である。トンネルのようにある程度長く、列車周りの圧力分布がほぼ定常と見なせる場合、係数 α は 1 に近づく。

後尾の補正係数 β は、列車後尾で流れのはく離がある場合、構造物内の膨張波 $p_{en,tail}$ 、 $p_{ex,tail}$ を補正する係数である。この値は空気力学的な列車の後尾形状によって異なり、後尾部が十分に長く、流れのはく離がない場合、係数 β は 1 に近づく。

開口端反射の減衰係数 γ は、反射にともなう圧縮波および膨張波の減衰を表す。この係数は、開口部の形状や圧力波に含まれる周波数成分、さらには構造物を通過中の列車による影響を受けて変化する。

本論文では、表 2.3 の係数のうち、 a' 、 γ については以下に示す予備実験から各条件の値を求め、 α 、 β については模型実験の結果から値を推定した。

(a) 開口端補正 a'

まっすぐな一様断面の円管における気柱の縦振動固有振動数 f は次式で示される。

$$f = \frac{\kappa c_0}{2\pi L'} \quad (2.21)$$

ただし、 κ は境界条件および振動モードによって定まる無次元の係数で、両端が開いた管では $\kappa = \pi$ となる。式 (2.20) (2.21) から、構造物の長さ L および半径 R が既知であるならば、固有振動数 f を調べれば、開口端補正係数 a' が求まる。

$$a' = \frac{c_0 - 2fL}{4fR} \quad (2.22)$$

固有振動数 f を調べるには、系の伝達関数を求めることが有効である。これには、入力信号としてインパルス音を入力する方法以外に、S/N 比を確保する観点から、エネルギーの大きい M 系列信号 (Maximum Length Sequence)⁵⁵⁾、TSP 信号 (Time Stretched Pulse)⁵⁶⁾、掃引正弦波などを用いた方法がある。ここでは、簡便な掃引正弦波法を用いて系の伝達関数を求めた。

使用した測定器および模型の仕様を表 2.4 に、実験方法の概略を図 2.10 に示す。スピーカと模型との距離は、モデル直径の 2 倍程度とした。入力音圧計測用の Mic1 および出力音圧計測用の Mic2 は、それぞれスピーカの出口および模型の出口と

表 2.4 構造物模型の伝達関数の測定に用いた測定器・模型

Facilities	Anechoic room at RTRI	
Function generator	FUNCTION SYNTHESIZER 1920 Frequency range 0.1 mHz ~ 1.2 MHz (0.1 mHz \pm 5ppm)	
Speaker	BOSE 111AD (BOSE) Frequency range 65 ~ 17 kHz	
Sound level meter	NL-32 (RION) Frequency range 20 ~ 20 kHz	
Circular model	$D = 68 \text{ mm}$ $A = 3,632 \text{ mm}^2$	$L/D = 0.4, 0.6, 1.6, 3.7, 14.7$
Rectangular model	$D = 0.111 \text{ m} (92.9 \times 103.9 \text{ mm})$ $A = 9,652 \text{ mm}^2$	$L/D = 1.7, 2.3, 4.0$

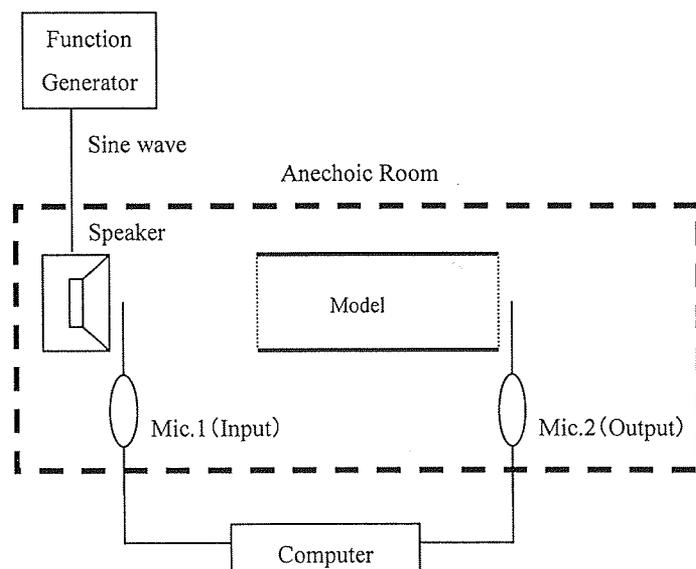
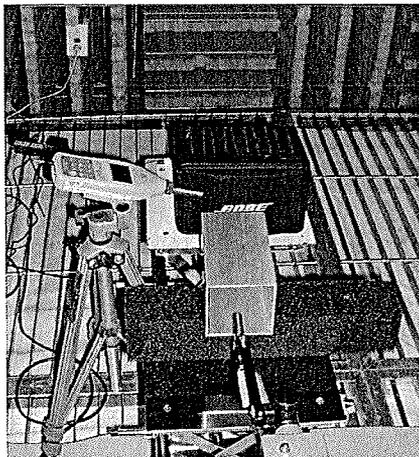


図 2.10 構造物模型の伝達関数の測定概略図

2.3 構造物通過波の数値解析

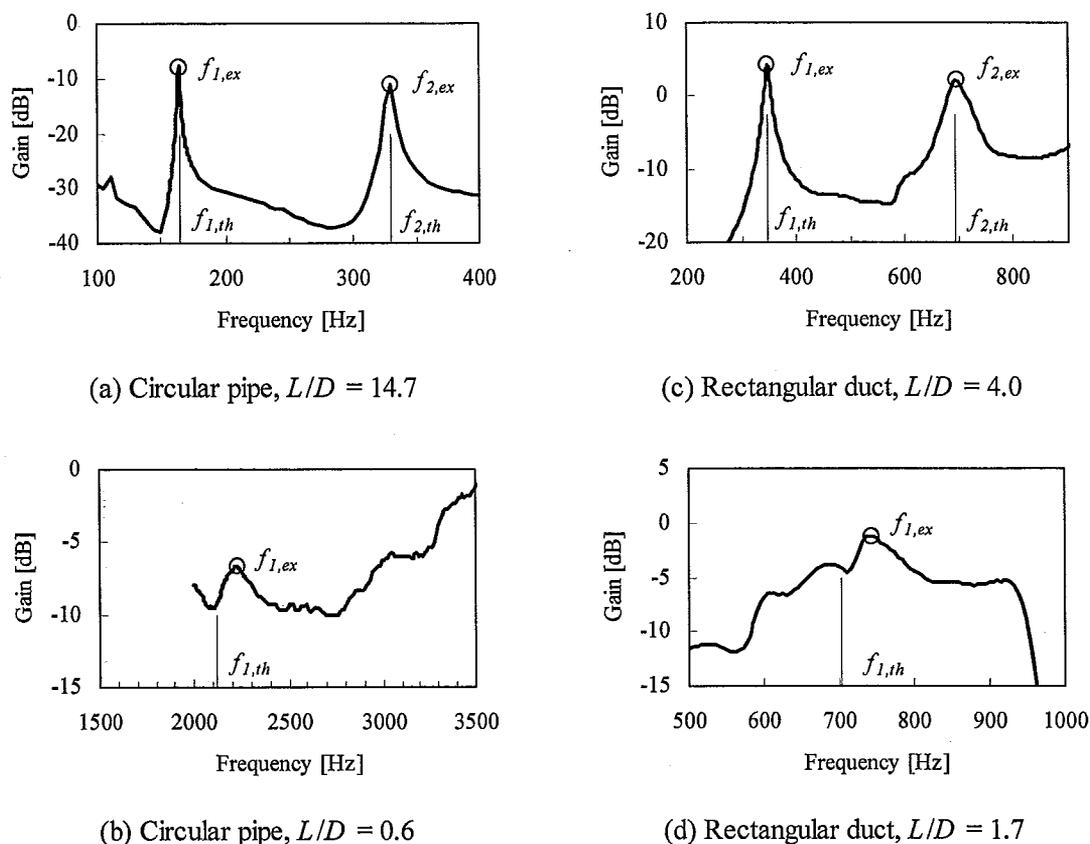


図 2.11 模型の伝達関数

10 mm 程度離れた。Mic2 を模型の出口から模型直径の 2 倍程度離れた方が良いとの報告⁵⁷⁾もあるが、今回は S/N 比確保の観点から近接させた方が良い結果を得た。また、伝達関数における位相情報は不要で固有振動数のみが分かればよいので、各周波数における音圧レベルのみを記録し、入出力における振幅のゲインを算出した。

実験から求めた伝達関数の例を図 2.11 に示す。断面直径で無次元化した軸方向長さが十分に長い場合は、一次および二次の気柱共鳴 ($f_{1,ex}$, $f_{2,ex}$) が明確に観察され、その固有振動数は理論値 ($f_{1,th}$, $f_{2,th}$) とほぼ等しいことが認められる。軸方向長さが短くなるにつれ、二次の固有振動数 $f_{2,ex}$ は観察されにくくなり、さらに短くなると実験値 $f_{1,ex}$ と理論値 $f_{1,th}$ が異なってくる。なお、極端に短い模型 ($L/D=0.4$) では、共鳴が小さく、固有振動数を特定することができなかった。

得られた伝達関数から一次の固有振動数 $f_{1,ex}$ を見積もり、式 (2.22) から開口端補正係数 a' を求めた結果を図 2.12 に示す。円管では $L/D \leq 1$ 程度の場合、角管では $L/D \leq 2.5$ 程度の場合に、開口端補正係数 a' が理論値 0.61 よりも小さくなる傾向が認

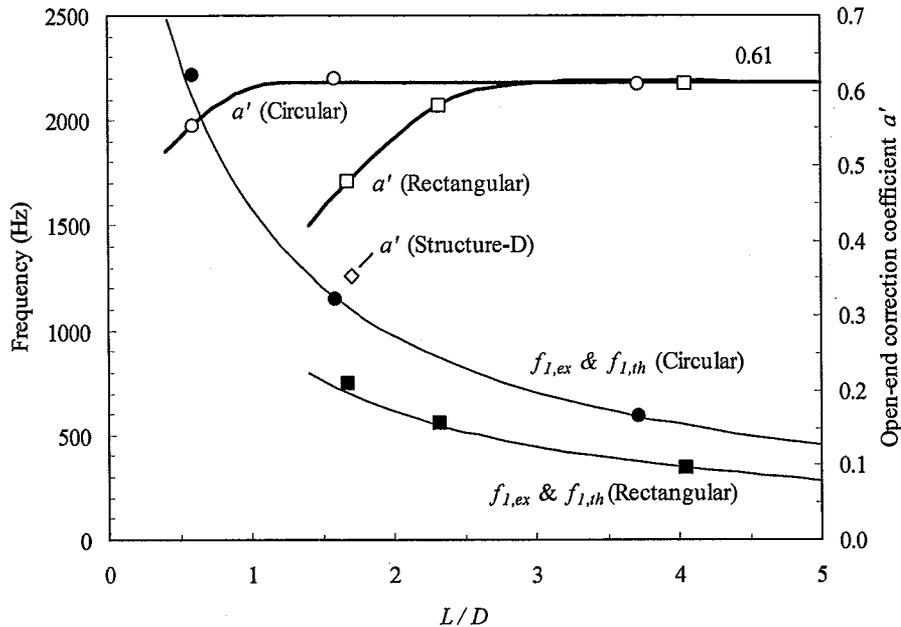


図 2.12 開口端補正係数の推定

められた。また、 L/D がほぼ等しい角管と構造物模型 Structure-D ($L/D=1.7$) を比較しても、その開口端補正係数 a' は異なっていた。

これらの結果から、構造物の軸方向長さが断面直径の数倍程度以下の場合には、開口端補正係数は理論値よりも小さくなる傾向があり、その割合は開口部の断面形状（板厚、フランジの有無などを含む）により変化すると考えられる。また、実際には通過中の列車と圧力波が干渉する影響も加わる。以上を考慮し、模型実験における開口端補正係数は $a' = 0.22$ とした。

(b) 開口端反射の減衰係数 γ

模型開口端における反射の減衰係数 γ は、系にインパルス音を入力し、その減衰率を調べることで求められる。ここでは、列車模型が構造物模型へ突入した際に構造物内に形成される圧縮波を入力インパルス音と見なし、図 2.13(a) に示すような圧力波の減衰傾向から、 γ を次式で定義する。

$$\left| \frac{p_{peak,i}}{p_0} \right| = \gamma^i \quad (2.23)$$

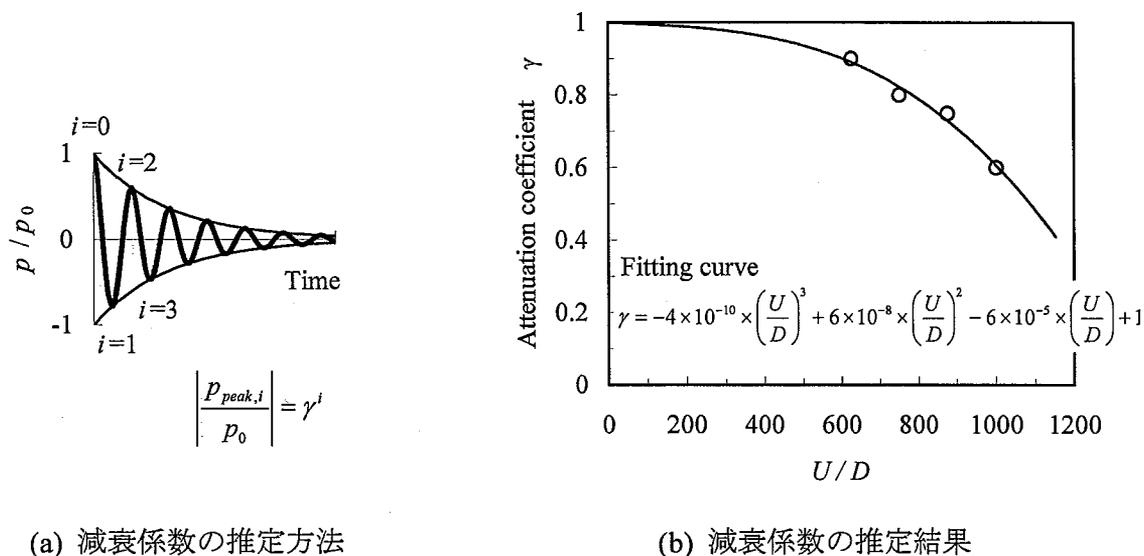


図 2.13 開口端反射の減衰係数の推定

ここで、 $p_{peak,i}$: i 番目の圧力波ピーク値、 i : 反射回数である。

γ は、開口部の形状と、圧力波に含まれる周波数 f により変化し、 $f \rightarrow 0$ (定常圧力) のとき $\gamma \rightarrow 1$ である。ここでは、開口部の形状を構造物模型 Structure-A ~ D の角断面に固定する。断面を固定した場合、圧力波の周波数 f は突入させる模型の速度 U に比例する ($f \propto U/D$)。突入させる模型の速度 U をパラメータとして、実験により推定した γ を、図 2.13(b) に示す。

2.3.3 解析と実験の比較

(a) 円断面の構造物模型との比較

表 2.1 に示した円断面の模型 Pipe-A, B を列車が通過する際の構造物通過波の解析結果と、実験結果の比較を図 2.14 に示す。ただし、ここでは列車の先頭部が構造物へ突入・退出する現象に注目し、列車長を半無限長 ($L_T \rightarrow +\infty$) とする。

図 2.14(a) に示す Pipe-A ($L/D=1$) では、解析の誤差が大きい。この理由として、Pipe-A の軸方向長さが、2.3.1(a) に示した式 (2.7) を満たさないためと考えられる。圧縮波の特性的な時間幅 Δt を、図 2.8 より 0.94 ms 程度と見積もれば、 $L/D > 1.6$ が解析の適用条件となる。

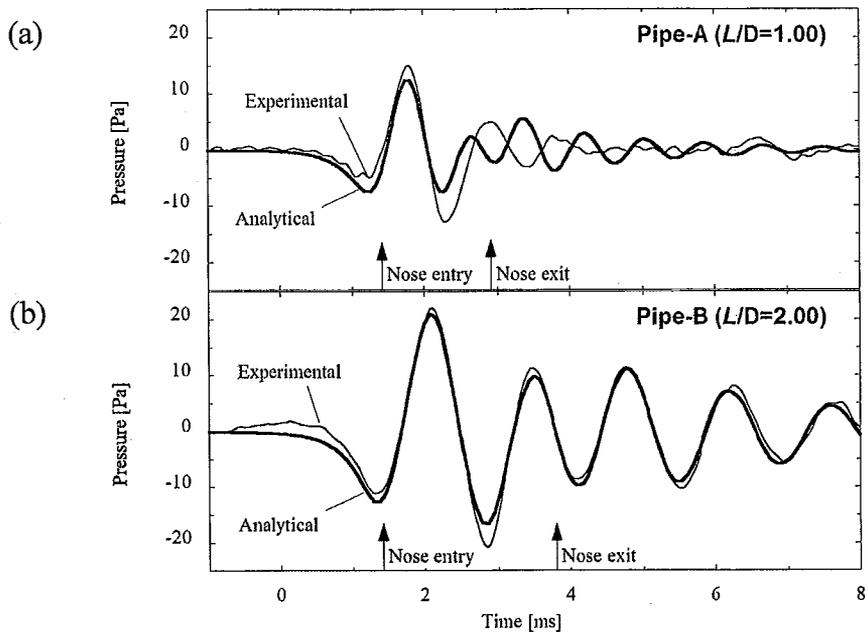


図 2.14 円断面の構造物通過波の解析と実験の比較

[Train-1, $U = 350$ km/h, center running, $x(0, 0, 400\text{mm})$, $\alpha = 0.5$, $\gamma = 0.75$, $a' = 0.22$]

図 2.14(b)に示す Pipe-B の軸方向長さ ($L/D=2$) は、解析の適用条件を満たしており、解析結果と実験結果は良く一致することが認められる。また、円断面の模型 Pipe-B の実験結果と、現地の跨線橋と相似な断面形状の模型 Structure-D の実験結果 (図 2.5) を比較すると、構造物の軸方向長さ (L/D) が同一ではないため直接の比較はできないが、定性的には構造物模型の断面形状による構造物通過波の差は認められない。したがって、構造物通過波の現象を調べるにあたっては、図 2.2(c)で示したようなモデルの単純化を行い、構造物を等価な断面積を持つ円断面へ置き換えても問題はないと考えられる。

(b) 現地と相似な断面形状の構造物模型との比較

このため、現地と相似な構造物模型 (Structure-A ~ D) のうち、解析の適用条件を満たす Structure-D ($L/D=1.7$) について、詳細な解析を実施した。

列車速度を変化させた場合の構造物通過波を図 2.15 に、観測点を変化させた場合の構造物通過波を図 2.16 に、それぞれ模型実験の結果と比較して示す。なお、図 2.16

2.3 構造物通過波の数値解析

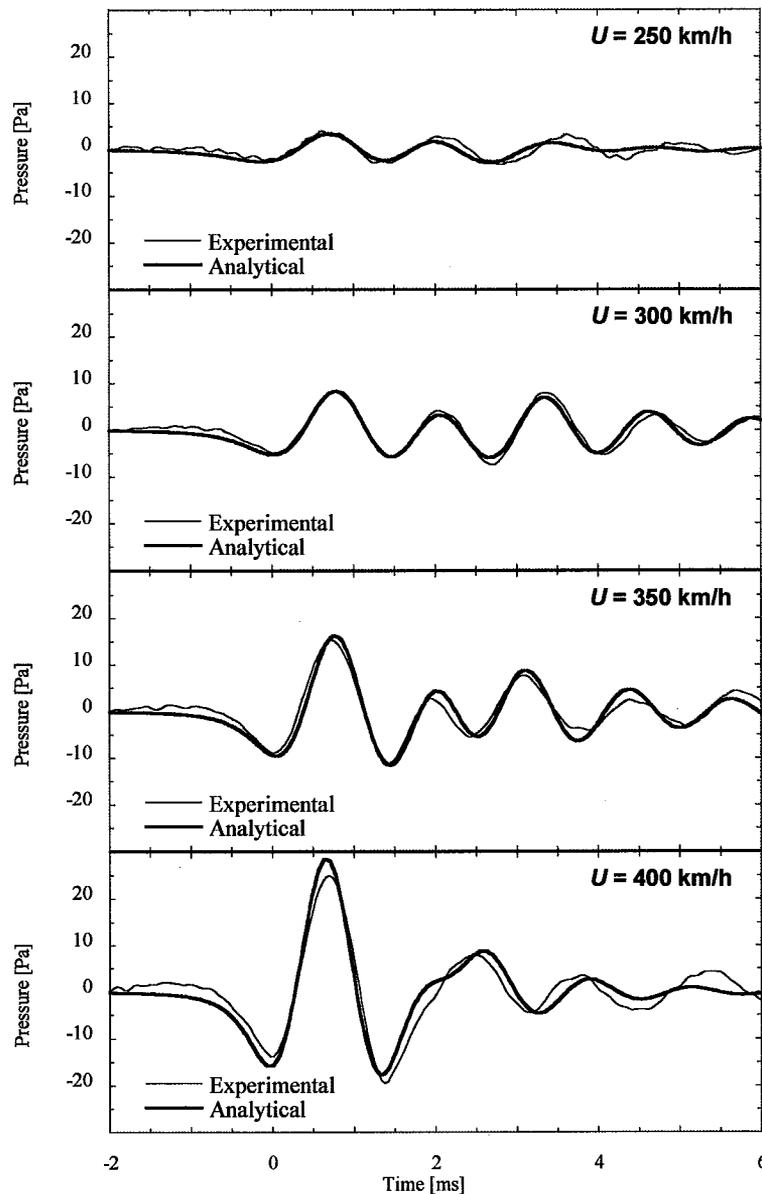


図 2.15 速度を変化させた時の構造物通過波の解析と実験の比較
 [Train-3, Structure-D, center running, $\mathbf{x}(0, 0, 400\text{mm})$, $\alpha = 0.5$, $a' = 0.22$]

において、(a) ~ (c) は解析における式 (2.13) ~ (2.15) の $P_{en,nose}(\mathbf{x}, t)$, $P_{ex,nose}(\mathbf{x}, t)$, $P_{mp,nose}(\mathbf{x}, t)$ を分けてプロットしたものであり、(d) ~ (f) はそれらを重ね合わせた式 (2.19) の $P(\mathbf{x}, t)$ を表す。

図 2.15, 図 2.16 から、列車速度や観測点を変化させた場合でも、模型実験結果と解析結果はほぼ一致することが認められる。したがって、解析の適用条件を満たす構造物通過波に関しては、構造物の両端部から放射される複数の圧力波が重畳した現象

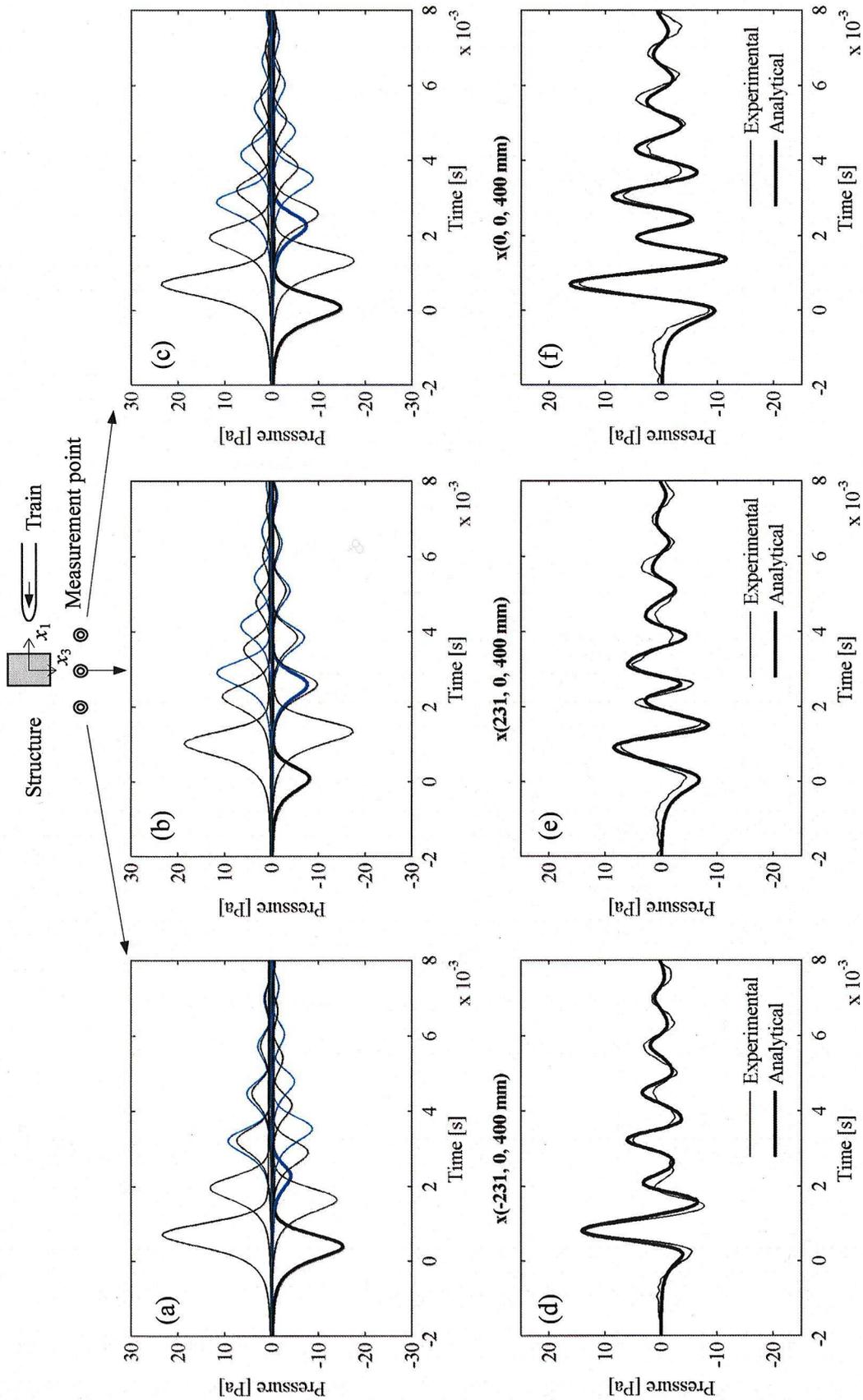


図 2.16 観測位置を変化させた時の構造物通過波の解析と実験の比較
 [Train-3, Structure-D, $U = 350 \text{ km/h}$, center running, $\alpha = 0.5$, $\gamma = 0.75$, $\alpha' = 0.22$]

2.3 構造物通過波の数値解析

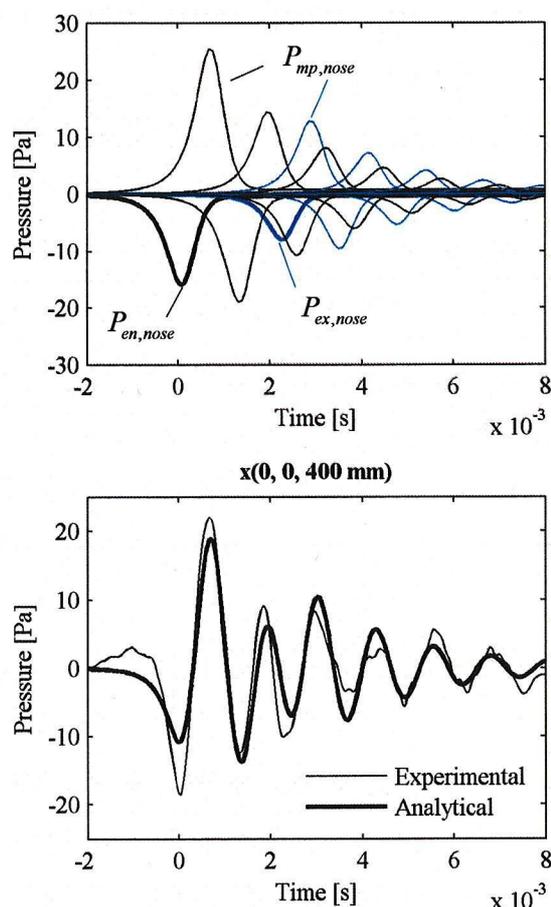


図 2.17 偏心走行時の構造物通過波の解析と実験の比較

[Train-1, Structure-D, $U = 350$ km/h, offset running, $\alpha = 0.5$, $\gamma = 0.75$, $a' = 0.22$]

として表すことができ、それら個別の圧力波は本論文の音響学的な解析モデルによって求めることができる。

また、構造物の軸方向長さが解析の適用条件以下の長さであっても、図 2.14(a)のように解析誤差は大きくなるが、構造物通過波の発生メカニズムは基本的に代わらないと考えられる。このような極端に短い構造物から生じる構造物通過波を求めるためには、構造物内の圧縮波（または膨張波）の先頭波面が開口端反射により列車の突入側（または退出側）へ戻った時点で、圧縮波（または膨張波）の形成を打ち切るなどの修正が必要である。

次に、列車が構造物に対して偏心して走行する場合、式 (2.13) (2.14) で述べたように、本解析では突入波・退出波に関する偏心方向への指向性を考慮していない。こ

れによる解析誤差を確認するため、偏心走行時の構造物通過波の解析結果と模型実験の結果を比較したものを図 2.17 に示す。

図 2.17 より、構造物通過波の波形は、定性的には解析と実験ではほぼ等しいが、定量的には 0 ms 付近の負の圧力波（解析の $P_{en,nose}$ ）および 2 ms 付近の負の圧力波（解析の $P_{ex,nose}$ ）が、解析値は実験値の 6~7 割程度へ小さくなっている。したがって、列車中心軸と構造物中心軸間が偏心する条件で、今後より精度を上げた解析を行うためには、列車の突入・退出時の圧力上昇により構造物の内側面から先頭部へ作用する二重極源を考慮し、列車・構造物の三次元的な形状を含めて、式 (2.13) (2.14) を拡張する必要があると考えられる。また、簡易的には図 2.5 の模型実験結果から偏心の効果を見積もり、係数により式 (2.13) (2.14) を補正する方法も考えられる。

(c) 圧力分布の時間変化

構造物の両端部から放射される圧力波の様子を詳しく調べるため、本解析手法により求めた圧力分布（瞬間場）の時間変化の様子を図 2.18 に示す。ただし、この図は構造物から外部へ放射される圧力波を表し、列車周りの流体力学的な圧力分布は含まない。ここで、列車は図の右から左に向かって構造物の中心軸にそって走行し、 $\mathbf{x}(0, 0, 0)$ に中心をおく構造物 Structure-D を通過する。

図 2.18 から、列車の走行にともない構造物の両端から複数の圧力波が放射され、観測点ではそれらが重なり合い、あるいは打ち消し合う。このため、構造物通過波は観測点によって複雑な変動を示すことが認められる。

2.3.4 解析と現地の比較例

ここまで示したように、解析の適用条件を満たす構造物の長さ以上であれば、構造物通過波は定性的には解析により予測が可能と考えられた。予測の精度を確認するため、跨線橋のような線路方向にごく短い構造物とトンネルのような長大構造物の中間的な取り扱いが可能な構造物として、短いトンネルの両坑口から発生する圧力波について同様の解析を行い、現地における実測の圧力波形と比較する。

実測の圧力波形は、図 2.19 に示す新幹線における延長 93 m の短いトンネルの両坑口から発生する圧力波形を用いる⁵⁸⁾。列車の全長は 400 m でトンネルの長さよりも十

2.3 構造物通過波の数値解析

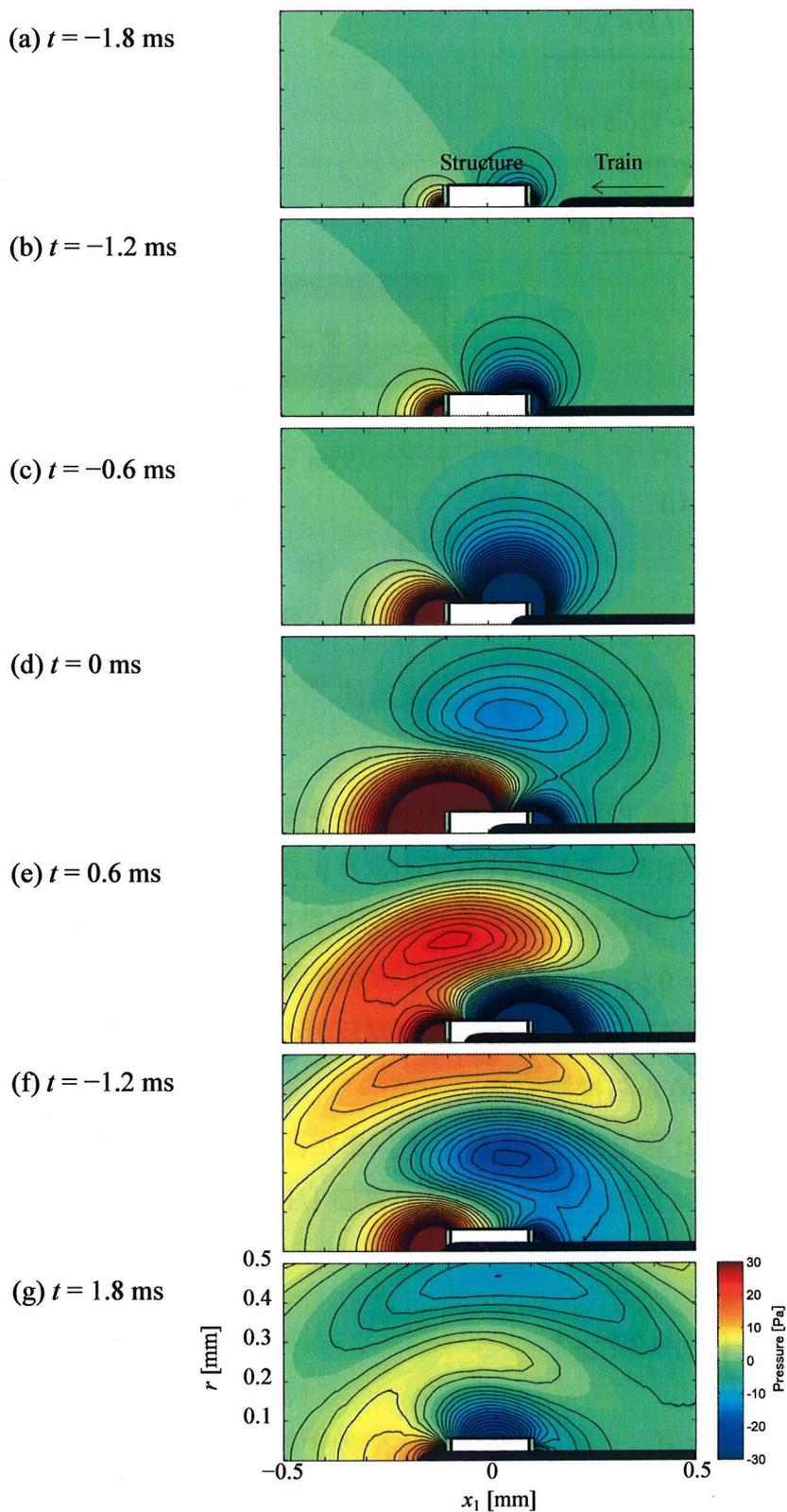
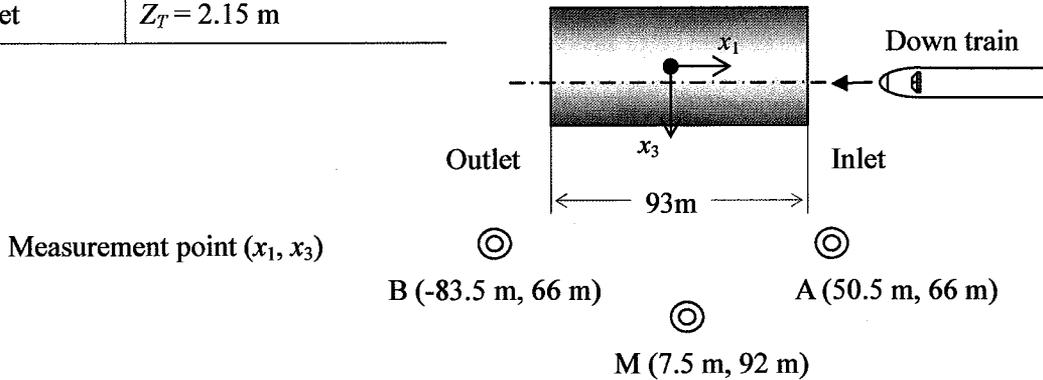


図 2.18 圧力分布（瞬間場）の解析結果

[Train-1, Structure-D, $U = 350$ km/h, center running, $\alpha = 0.5$, $\gamma = 0.75$, $\alpha' = 0.22$]

Length	$L = 93 \text{ m}$, $L/D = 7.3$
Cross section	Horseshoe-shaped $A = 63.4 \times 2 = 126.8 \text{ m}^2$ (Mirror image method)
Diameter	$D = 2\sqrt{A/\pi} = 12.7 \text{ m}$
Offset	$Z_T = 2.15 \text{ m}$

図 2.19 現地の実測条件⁵⁸⁾

分に長く、いわゆる「串刺し」の状態では列車はトンネルを通過する。

解析に用いる表 2.3 の係数は、それぞれ以下のように決定した。退出の補正係数 α および開口端補正係数 α' は、構造物が軸方向に十分に長いので ($L/D=7.3$)、 $\alpha = 1$ (退出時の補正なし)、 $\alpha' = 0.61$ (フランジのない半無限長の開口端が自由空間にある場合⁵⁴⁾) とする。後尾の補正係数 β および開口端反射の減衰係数 γ は、現地の状況により変化するため、実測値から推測する。

解析と実測の圧力波形の比較を図 2.20 に示す。また、次式にしたがい、列車がトンネルを通過中 (25 s 間) に放射される圧力波の等価 1/3 オクターブバンド音圧レベル $L_{1/3eq}$ の周波数分布を図 2.21 に示す。

$$L_{1/3eq} = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{T} \int_0^T 10^{L_{1/3}(t)/10} dt \right) \quad (2.24)$$

ここで、 T : 平均化時間 (25 s)、 $L_{1/3}(t)$: 時間的に変動する 1/3 オクターブバンドの音圧レベルである。

図 2.20、図 2.21 より、解析結果は実測結果の各観測点における圧力波形の特徴や周波数ピークの位置を定性的にはよく表しており、現地における構造物通過波をあら

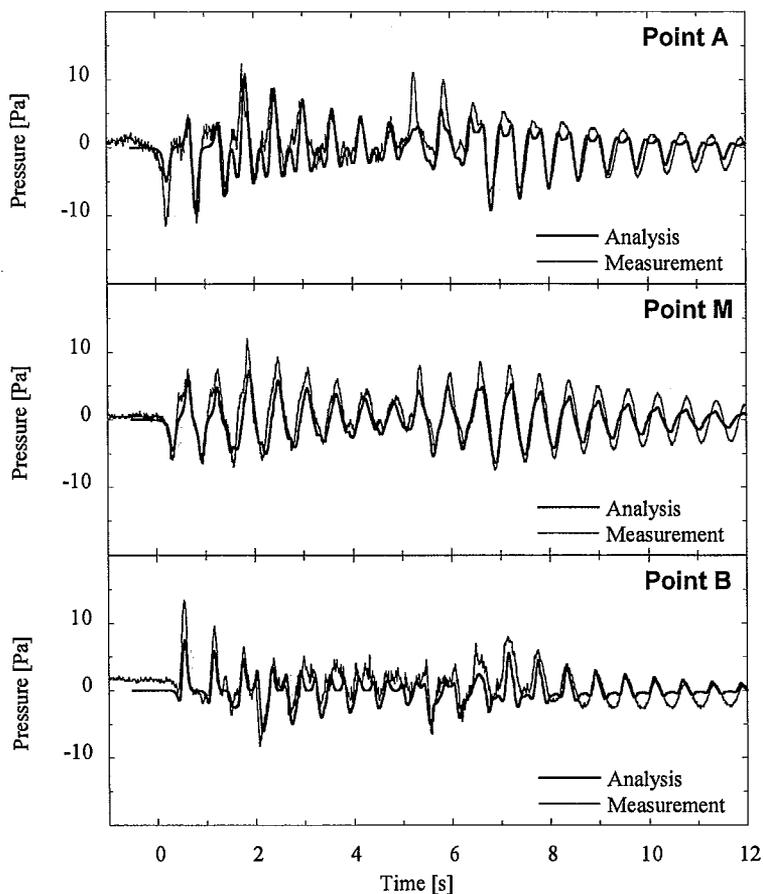


図 2.20 短いトンネルを通過する際の圧力波の解析結果と実測値の比較
 [Train-3, $U = 285 \text{ km/h}$, $\alpha = 1.0$, $\beta = 0.8$, $\gamma = 0.9$, $a' = 0.61$]

かじめ予測する手法として活用できるレベルと考えられる。また、本解析手法は、列車周りの流れ場を数値計算により求める手法⁴³⁾と比べて、計算時間が大幅に短い特徴をもっている。

ただし、定量的には解析値が実測値よりも小さく求められる傾向にあり、解析の予測精度をより向上するには、以下の事柄についても考慮する必要がある。

ア) 新幹線の標準である複線軌道を取り扱う場合（列車中心軸と構造物中心軸間が偏心する場合）、式 (2.13) (2.14) で述べたように、本解析では突入波・退出波に関する偏心方向への指向性を考慮していない。このため、列車先頭部・後尾部が突入・退出する際の最初の圧力波は特に誤差が大きくなり、図 2.20 のように列車が観測点

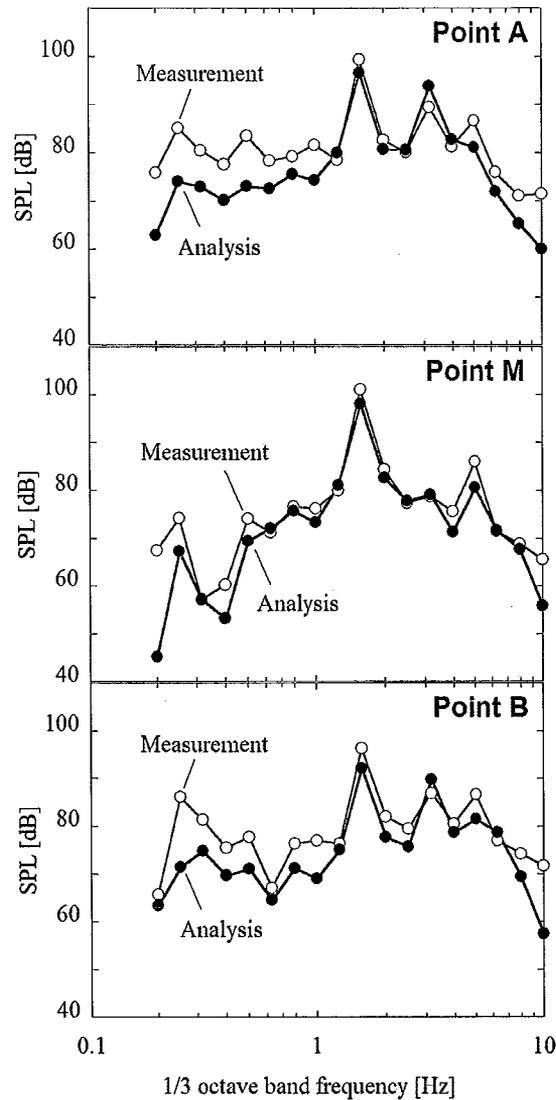


図 2.21 短いトンネルを通過する際の圧力波の周波数分析結果
 [Train-3, $U = 285 \text{ km/h}$, $\alpha = 1.0$, $\beta = 0.8$, $\gamma = 0.9$, $a' = 0.61$]

側の構造物内壁へ近づく場合、実測値は大きくなる。

イ) 解析では半円状のフランジのない坑口が無限平面上にあるものとして、坑口からの放射立体角を 2π (地面の効果を鏡像で表せば 4π) としている。しかし、現地の坑口は有限のフランジに相当する坑門や坑口周辺の地形の影響により、一般に放射立体角は 2π よりも小さくなる。このため、実測値は全体的に大きくなる。

2.4 構造物通過波の特性

2.3 節では、構造物をモデル化した空力音響学的な解析・予測手法を示し、構造物通過波の発生メカニズムを物理的に説明した。本節では、構造物通過波の工学的な取り扱いを考え、構造物を通過する列車の速度や観測位置、構造物の長さなどが変化した場合、構造物通過波の「大きさ」がどのように変化するかを調べる。

構造物通過波の「大きさ」を評価するにあたって、物理的には符号の異なる複数の圧力波が重なって構造物通過波を形成することから、それら圧力波の特性を個別に調べることも重要だが、工学的には構造物通過波全体で決まる振幅値が沿線環境には重要となる。このため本論文では、列車が構造物を通過する全時間において観測される圧力波から、通過時圧力変動の影響を除いた peak-to-peak 値を、構造物通過波の「大きさ（最大値）」として評価する。

(a) 列車速度による特性

模型実験および解析により求めた構造物通過波の最大値と、列車速度の関係を図 2.23 に示す。ただし、解析の係数 γ は図 2.13 の関係に従った。また、偏心走行は列車が観測点側の構造物内壁へ近づく場合である。

図 2.23 より、列車速度が高いほど構造物通過波は大きくなり、その乗則は中心走行で 4 乗程度を示す。この傾向は構造物の長さが短い Structure-B でも変わらない。偏心走行の場合、模型実験の速度乗則は中心走行よりも低くなり、3 乗程度を示す。

中心走行と偏心走行に速度乗則の差があるのは、構造物通過波の最大値を決める圧力波が異なるためである。すなわち、図 2.5 の圧力波形を見ると、中心走行では第 2 波の正圧（解析の $P_{mp,nose}$ ）と第 3 波の負圧（解析の $P_{mp,nose}$ ）で peak-to-peak 値が決まるのに対して、偏心走行では第 1 波の負圧（解析の $P_{en,nose}$ ）と第 2 波の正圧（解析の $P_{mp,nose}$ ）で決まっている。これらの圧力波は、単独であればいずれも $U^3/(1-M^2) \approx U^3$ 程度の乗則を示す¹⁵⁾³⁰⁾が、図 2.16 に示したような圧力波の重なり具合によって、構造物通過波の速度乗則は異なった値を示すと考えられる。

このような偏心走行による速度乗則は、現地の実測結果（複線走行）⁴⁴⁾ともほぼ等しい。なお、解析結果は式 (2.13) (2.14) で述べたように、突入波・退出波に関する偏心方向への指向性を考慮していないため、誤差が大きくなっている。

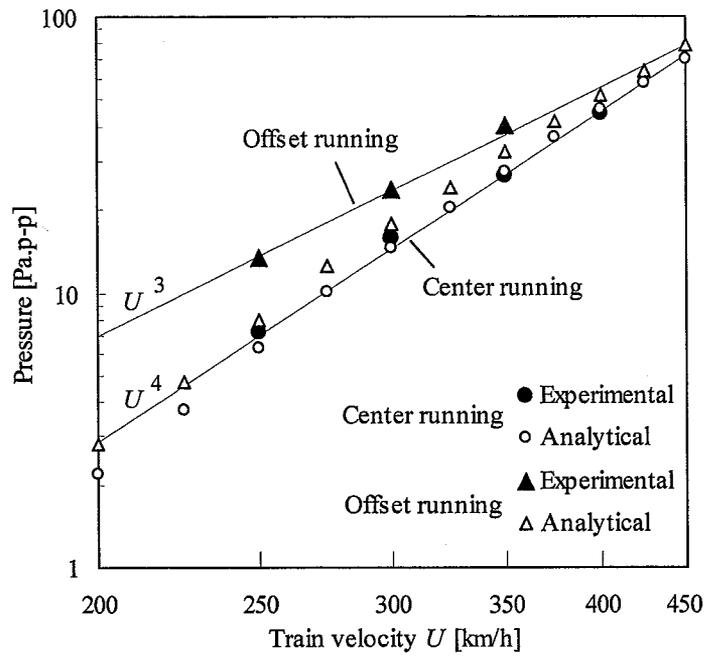


図 2.23 列車速度による構造物通過波の特性
 [Train-1, Structure-D, $x(0,0,400\text{mm})$, $\alpha = 0.5$, $a' = 0.22$]

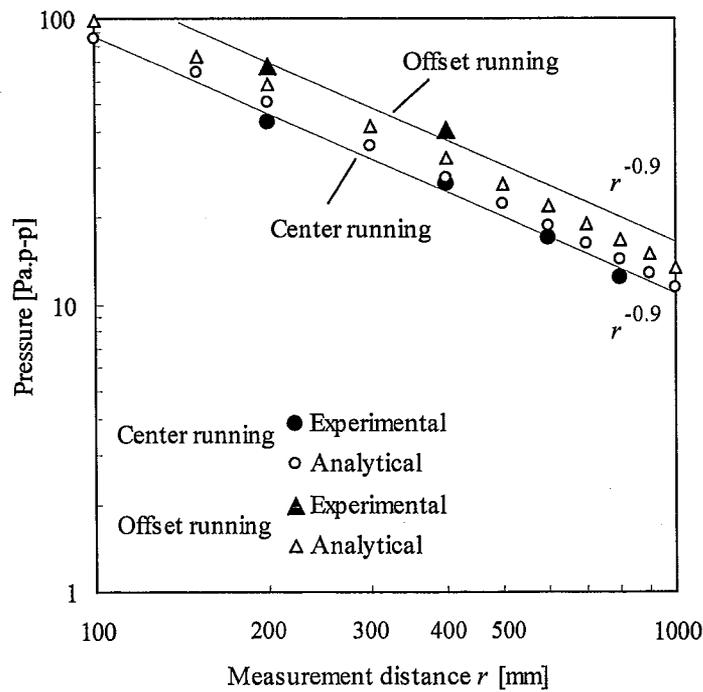


図 2.23 観測距離による構造物通過波の特性
 [Train-1, Structure-D, $U = 350 \text{ km/h}$, $\alpha = 0.5$, $\gamma = 0.75$, $a' = 0.22$]

2.4 構造物通過波の特性

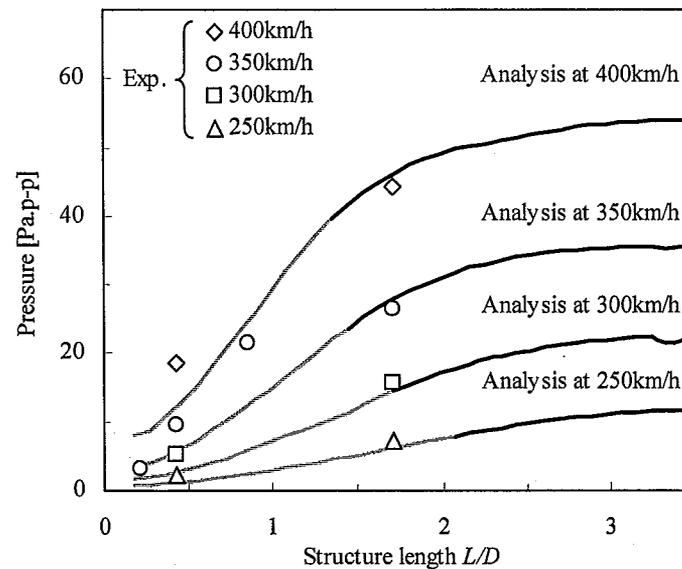


図 2.24 構造物長さによる構造物通過波の特性
[Train-1, $\mathbf{x}(0,0,400\text{mm})$, $\alpha = 0.5$]

(b) 観測距離による特性

模型実験および解析により求めた構造物通過波の最大値と、観測距離の関係を図 2.23 に示す。観測点は構造物の中心線を通る x_3 軸上の $\mathbf{x}(0,0,r)$ である。図 2.23 より、観測距離が離れるほど構造物通過波は小さくなり、その減衰率は -0.9 乗程度を示す。式 (2.13) ~ (2.18) より、個別の圧力波は r^{-1} の減衰率を持つが、一部の圧力波は明かり側よりも構造物側で大きくなる指向性を持つため、これらの圧力波が重なることで構造物通過波の距離減衰は若干異なった値を示すと考えられる。

(c) 構造物の長さによる特性

構造物通過波の最大値と、構造物の長さとの関係を図 2.24 に示す。ここで、プロットは模型実験結果を示し、灰色線は 2.3.1(a)に示した式 (2.7) を満たさない構造物長さの解析結果（以降 Case1：解析の適用外のため誤差が大きい）を示し、黒色線は解析の適用条件を満たす長さの解析結果（以降 Case2）を示す。ただし、解析の係数 d' 、 γ は、それぞれ図 2.12 および図 2.13 の関係に従った。

図 2.24 から、構造物が長くなるにしたがい構造物通過波は大きくなるが、ある程

度の長さで最大値をとる傾向が認められる。この傾向は、それぞれの Case で次のように説明できる。

Case1 の範囲では、構造物が長くなるにしたがい列車の突入・退出により構造物内に生じる圧縮波が大きくなり、構造物の両端から放射される個別の圧力波そのものが大きくなる。それらの圧力波は常に符号が異なるため打ち消しあう傾向にあるが（図 2.16 参照—例えば、第 1 波 $P_{en,nose}$ は入口側からの負の圧力波、第 2 波 $P_{mp,nose}$ は出口側からの正の圧力波、第 3 波 $P_{mp,nose}$ は入口側からの負の圧力波）、構造物が長くなると圧力波を放射する時間間隔は離れ、打ち消しあいも少なくなる。これら二つの理由により、Case1 では構造物が長くなると、構造物通過波は急激に大きくなる。

構造物の長さが Case2 に達すると、構造物内に生じる圧縮波は飽和し個別の圧力波も飽和するが、引き続き圧力波同士の打ち消しあいは少なくなり、構造物通過波は緩やかに大きくなる。一方で、構造物が長くなると構造物の開口部と観測点は離れ、構造物の中心線上での圧力波は距離減衰により小さくなる。このため、ある程度の構造物長さで構造物通過波は最大値をとり、その後 $(L/D)^{-1}$ 程度で小さくなっていくと考えられる。

(d) 列車先頭形状による特性

構造物通過波を列車側で低減する対策を考えると、構造物内に形成される圧縮波の圧力上昇量 Δp は、列車速度や空気密度が同じならば、式 (2.1) から、列車と構造物の断面積比により決定される。したがって、構造物通過波を低減する対策としては、旅客定員等を見れば、列車の断面積を縮小することが最も確実な方策となる。しかし、構造物通過波は、式 (2.2) ~ (2.7) より圧縮波の圧力上昇量よりも、圧縮波前面の圧力勾配に強く依存することから、列車断面積は縮小せずに、列車の先頭部長さを延ばすことによっても、構造物通過波は低減できる。

列車模型 Train-1 と先頭部が長い列車模型 Train-2 による構造物通過波の模型実験の結果を図 2.25 で比較する。中心走行・偏心走行によらず、構造物通過波の最大値は、Train-2 が Train-1 よりも明らかに小さくなり、列車の先頭部長さを延ばすことが構造物通過波の低減には非常に効果的であることが認められる。

列車先頭形状による構造物通過波の最大値の比を模型実験から求め、表 2.5 に示す。構造物通過波の最大値の比は、おおむね $\text{Train-2} / \text{Train-1} = 0.3$ 程度となり、列車の断

2.4 構造物通過波の特性

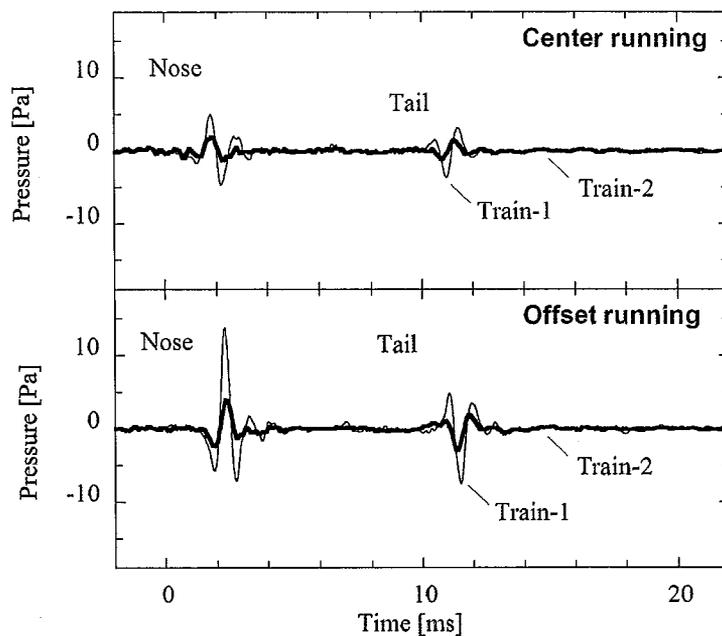


図 2.25 列車種別による構造物通過波の比較
[Structure-B, $U = 350$ km/h, $x(0, 0, 400\text{mm})$]

表 2.5 列車先頭形状による構造物通過波の最大値の比

[Structure-B, $U = 350$ km/h]		Train-2 / Train-1	
Ratio of pressure magnitude			
Center running	$x(0, 0, 400\text{mm})$	0.34	Average
	$x(0, 231, 400\text{mm})$	0.36	
Offset(near) running	$x(0, 0, 400\text{mm})$	0.25	0.3
Offset(far) running	$x(0, 0, 400\text{mm})$	0.35	
Ratio of max. cross-sectional area		0.91	
Ratio of max. change in cross-sectional area		0.38	

面積比（0.9程度）よりも，列車先頭部断面積の変化率比（0.3程度）と近い。この結果は，解析における式（2.9）の列車先頭部断面積の変化率を表す項（ $\partial A_{nose} / \partial y_1$ ）が重要であることを示し，トンネル微気圧波に関する既往の車両側対策が構造物通過波の低減にも有効であることを示す。

2.5 まとめ

本章では、これまで不明であった構造物通過波の現象に関し、現地と対応した模型実験、および列車・構造物をモデル化した空力音響学的な解析の結果に基づき、構造物通過波の発生メカニズムを明らかにした。また、構造物通過波の予測手法を示し、実測結果と定性的に一致することを示した。さらに、工学的に重要な列車速度・観測点（民家点）との距離・構造物の長さ・列車先頭形状に対する構造物通過波の特性を明らかにした。

得られた成果の概要を以下にまとめる。

- (1) 模型実験および列車・構造物をモデル化した空力音響学的な解析の結果に基づき、構造物通過波の発生メカニズムは、列車が構造物へ突入・退出することで構造物の両端部から放射される複数の圧力波が重畳した現象であることを、物理的に明らかにした。
- (2) 解析の適用条件を満たす長さの構造物から生じる構造物通過波の予測手法を示し、現地の実測結果と定性的に一致することを示した。
- (3) 構造物通過波の大きさは、列車速度の4乗程度（中心走行）または3乗程度（偏心走行）に比例して大きくなり、観測距離の -0.9 乗程度で減衰し、構造物が長くなるにしたがい急激に大きくなるがある程度の長さで飽和する。また、列車先頭部の断面積の変化率比に比例して、構造物通過波は大きくなる特性を明らかにした。
- (4) 解析の予測精度をより向上させるには、構造物の出入り口周辺の地形および列車走行軸の偏心方向への指向性を考慮する必要がある。ただし、本解析手法は計算時間が大幅に短い特徴をもち、構造物通過波の傾向を把握するための予測ツールとして、今後、有効に活用できる。

構造物通過波を低減するための対策の指針

構造物通過波を低減するための対策を、以下に列挙する。

- (1) 構造物の入口・出口と観測点（民家点）を離す。構造物通過波の大きさは観測距離の -0.9 乗程度で減衰するので、距離が10%離れば、構造物通過波は8%程度低減する。

2.5 まとめ

- (2) 構造物の長さを縮小する，または分割し，図 2.24 を参考に，構造物通過波の最大値が問題とならない大きさ以下とする。
- (3) 構造物の断面を拡大する，または観測点（民家点）側の列車と構造物の入口・出口のエッジ部を離し，列車と構造物の空気力学的な相互作用を弱める。

また，構造物通過波は列車が構造物を通過する際に構造物内に形成する圧縮波（後尾では膨張波）の圧力勾配最大値と比例関係にある。したがって，トンネル微気圧波の場合と同じ以下のような既往の地上側・車両側対策が有効である。

- (4) 構造物の入口側に構造物の断面積よりも一回り大きい断面積を持つフードを設置し，その側面あるいは天井面に適切な開口部を設けることで，構造物内に形成される圧縮波の圧力勾配最大値を低減する。より簡易的には，構造物の入口側の側面あるいは天井面に，構造物に向かって面積の拡大する三角状の板を設ける。
- (5) 列車の先頭形状を最適化する。列車の先頭形状と圧縮波には，以下のような関係がある²²⁾。ア) 列車・構造物断面積比が同じで，同じ先頭形状であれば，先頭部が長くなるほど構造物内に形成される圧縮波の圧力勾配最大値は小さくなる。イ) 基本的な軸対称先頭形状（回転楕円，回転放物体，円錐）の中では，回転放物体の場合に圧力勾配最大値が最も小さくなる。ウ) 円錐と回転放物体の先頭部先端のよどみ点付近を切り取っても圧力勾配最大値は大きくなる。以上のことから，構造物通過波の低減に最適な列車先頭形状は，トンネル微気圧波対策の車両先頭形状と同様に，先頭が鈍頭で先頭部の終端まで断面積の増加が続く形状であり，回転放物体の先端を切り落として角部を丸めた形状に近い。

第3章 高速列車から放射される低周波音波

本章では、構造物通過波のような特定の場所で発生する現象と異なり、高速列車が走行する際は、明かり区間の沿線で定常的に観測される低周波音波の研究成果について述べる。

3.1 沿線低周波音の例

はじめに、線路の沿線で観測される低周波音の実測例を示し、現象の概要を述べる。図 3.1 に示す測定波形は、新幹線が明かり区間のコンクリート高架橋を通過する際に、沿線で観測される圧力変動および瞬時音圧レベルである（測定条件等の詳細は 3.4 節

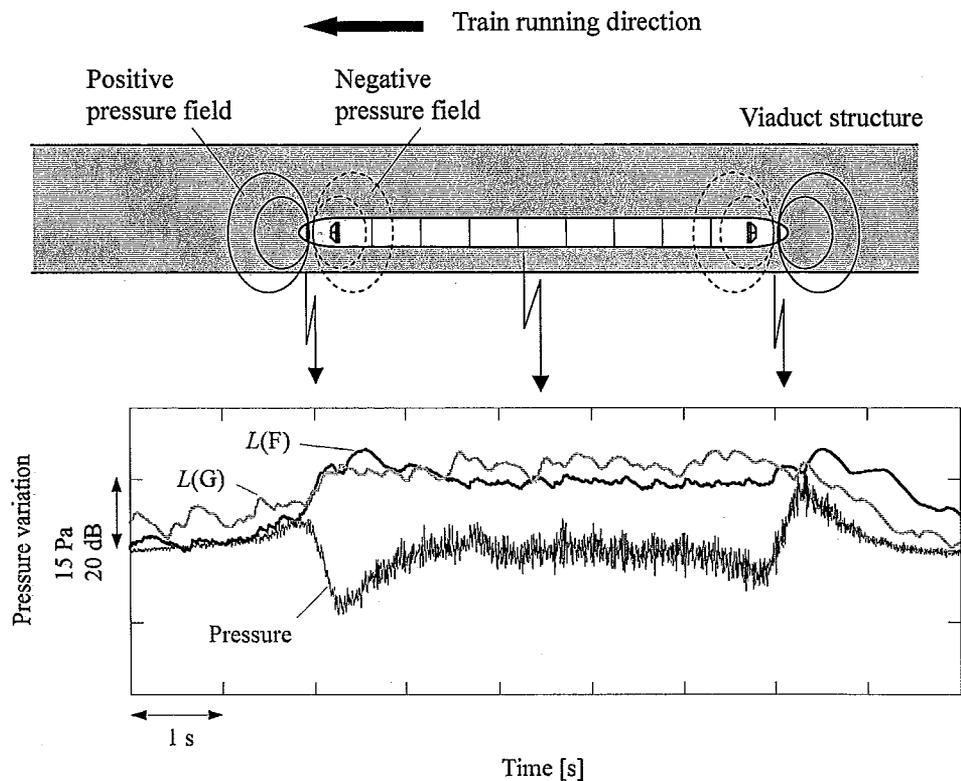


図 3.1 沿線低周波音の例

[Train-4-5, $U = 270$ km/h, $r = 19.8$ m, viaduct section]

参照)。ここで、 $L(F)$ は低周波音に対して一般に用いられる F 特性音圧レベル（平坦特性 1 ~ 100 Hz, 動特性 FAST）を表し、 $L(G)$ は ISO-7196¹⁾に規定される、1 ~ 20 Hz の超低周波音の人体感覚を評価するための評価加重特性で補正した音圧レベル（動特性 FAST）を表す。

図 3.1 に示す圧力変動波形において、列車の先頭部／後尾部の通過時に生じる振幅の大きい圧力変動が、列車周りの準静的圧力場により生じる「通過時圧力変動」である。音波と異なり、伝搬性の波動現象ではなく疑似音である。一方、列車の通過中に継続して生じる振幅の小さい圧力変動が、音響学的な音波に相当し、本論文で「低周波音波」と呼ぶ波動現象である。これらの現象に対応し、F 特性瞬時音圧レベルは、低周波音波によるほぼ一定の値に、通過時圧力変動によるピークが加わった値となる。

伝搬性の波動現象ではない通過時圧力変動は、距離減衰が大きく、通常、遠方場においては低周波音波が低周波音の支配的な要因となる。現地測定の結果から、この低周波音波は列車速度に対して依存性が高く、主要な音源として高速時には空力音が含まれる可能性が指摘されている⁴⁶⁾。列車から放射される空力音としては、列車の屋根上に列車表面から突き出すようにして設置されるパンタグラフ⁵⁹⁾や碍子⁶⁰⁾などから生じるエオルス音や、車両の連結部⁶¹⁾や台車部⁶²⁾などの空隙から生じるキャビティ音が知られている⁶³⁾。しかし、これらを音源とする場合、その周波数は数百 Hz 以上となるのが一般的である。また、音源の発生箇所を図 3.1 から推測すると（測定は無指向性マイクで行われているため、本来は音源探査には適さない）、パンタグラフや連結部のような列車の特定の部位ではなく、列車全体に音源が分布しているように推測される。

これらのことから、低周波音波の空力音源として、本論文では列車周りの乱流境界層に着目した。より高速な流れ場となる航空機などでは、胴体周りの乱流境界層に起因する音波が客室内の騒音を増大させていることは既に知られているが⁶⁴⁾⁶⁵⁾、実際の航空機や高速列車のような高レイノルズ数における境界層内のスケールの小さな乱流渦を調べることは、実験・計算の両面から困難をともない、現象面については不明な点が多い。また、低周波音の要因として乱流境界層が検討された例は、著者の知る限りこれまでにない。

一般に、高速列車の先頭形状は流線形が採用されており、先頭部における流れのはく離は少なく、先頭部より下流の中間部では、列車の表面に沿って境界層が発達する。

3.1 沿線低周波音の例

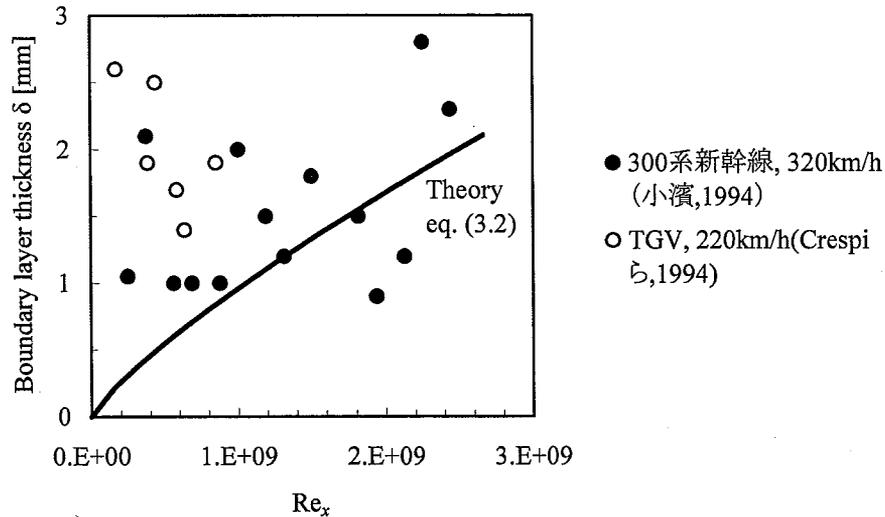


図 3.2 列車周りの乱流境界層厚さの実測例⁶⁹⁾⁷⁰⁾

通常、境界層は層流境界層から始まり、一様流速 U_∞ と境界層の排除厚さ δ^* を基準にしたレイノルズ数 Re_{δ^*} が、ある臨界値（平板の場合 $Re_{\delta^*} \approx 420$ ⁶⁶⁾または 520 ⁶⁷⁾に達すると、境界層は微小攪乱に対して不安定となり、より下流において乱流境界層へと遷移する。この乱流への遷移点のレイノルズ数（ Re_x ：前縁からの長さ x を基準にしたレイノルズ数）は、流れの乱れが小さい場合には $Re_x \approx 4 \times 10^6$ にも達するが、乱れの大きい普通の流れでは $Re_x \approx 5 \times 10^5$ 程度である。速度 300 km/h 程度の高速列車を対象とする場合、先頭部の長さ $l_n = 6$ m 程度で $Re_x \approx 3 \times 10^7$ となり、実列車の先頭部より下流では乱流境界層が発達していると推定される。

平板境界層の厚さ δ は、カルマンの運動量方程式から次式で見積もられる⁶⁸⁾。

$$\text{層流境界層} \quad \delta(x) \approx 5.0x Re_x^{-1/2} = 5.0 \left(\frac{V_0 x}{U_\infty} \right)^{1/2} \quad (3.1)$$

$$\text{乱流境界層} \quad \delta(x) \approx 0.38x Re_x^{-1/5} = 0.38 \left(\frac{V_0}{U_\infty} \right)^{1/5} x^{4/5} \quad (\text{ただし } Re_x < 10^7) \quad (3.2)$$

ただし、新幹線車両の場合、最大 16 両（全長 400 m）という長大編成が高速走行するため、列車全長を基準にしたレイノルズ数は $Re_x \approx 2 \times 10^9$ に達し、式 (3.2) の適用外となる。

高速列車に沿って発達する境界層厚さを実測により求めた報告（図 3.2⁶⁹⁾⁷⁰⁾）によ

れば、境界層厚さの発達の様子は式 (3.2) とは異なり、測定位置によらず $\delta \approx 1 \sim 3 \text{ m}$ 程度と推定されている。この原因としては、前述したレイノルズ数が非常に高いことに加え、列車表面の凹凸や3次元的な形状の影響が考えられる。

3.2 低周波音波の模型実験

高速列車から放射される低周波音波の主要な音源として推測した列車周りの乱流境界層について、はじめに模型実験からその特性を把握する。

3.2.1 模型実験方法

(a) 模型実験の考え方

実車周りの極めて高レイノルズ数の流れ場を、模型実験で完全に再現することは非常な困難をとまなう。しかしながら、列車周りの流れ場が先頭付近の早い段階で臨界レイノルズ数を超え、全長の大部分は乱流境界層と見なせるならば、遷移領域を無視し、縮尺模型により乱流境界層から放射される空力音を調べる実験が有効と考えられる。ただし、乱流境界層における音波の発生機構には、レイノルズ数だけでなく、主流マッハ数の影響（圧縮性）も大きいと考えられるので、模型と実車の走行速度（マッハ数）は揃える必要がある。

なお、本論文では列車の側面および上面に発達する境界層を対象とし、列車底面と地面の間の強いせん断流れから放射される音波は考慮しない。これは、列車の底面がスカートと呼ばれる金属カバーにより側面から覆われ、また、レールレベルから1 m以上の台車付近までの高さは、転動音対策として地上側から防音壁により車両が覆われているのが一般的なためである。また、地面の存在は、発生した音を反射・吸収することで観測点へ伝播する音を変化させるが、列車側面および上面に発達する境界層からの音波の発生メカニズムには直接影響しないと考えられるため、鏡像法などによる地面模擬は行わない。

列車の側方に防音壁が設置されている場合、トンネル区間における壁面の存在と同様⁷¹⁾、列車側面と防音壁の間のせん断流れが問題になる可能性が考えられる。ただし、図 3.2 の境界層厚さの実測例が2 m前後であるのに対し、通常は列車側面と防音壁の

3.2 低周波音波の模型実験

距離も 2 m 程度離れているため、トンネル区間の壁面の存在（列車側面と壁面の距離が 1 m 未満）とは条件が異なる。したがって、ここでは明かり区間の防音壁が列車から比較的離れているものと見なし、列車側面と防音壁の間のせん断流れについては考慮しない。

なお、列車の側面および上面に発達する境界層を対象とするので、実車の先頭・後尾形状は必ずしも模擬する必要はない。ただし、模型の先頭部・後尾部において、流れが大きく剥離したり、過大な後流が発生して渦音を発生したりしないように、流線型に成型する必要がある。

空気力学的現象を実験的に調べる場合、測定の容易さ・確かさの面から、流体（空気）を動かし模型を静止させて行う、風洞装置を用いるのが一般的である。風洞実験では、模型周りの流速を詳細に測定することで流れ場の様子を調べることができるが、境界層から放射されるような微小な音波を推定することは一般に困難である。また、風洞実験では、ア) ファン騒音や模型固定治具等による風切り音などの暗騒音が大きい、イ) 流れ場中にマイクを置くことが難しく模型に近接した測定ができない、などの問題がある。このため、模型周りの基本的な流れ場は風洞実験で調べ、乱流境界層からの音波発生の特性は、2.2.1(b)と同様の模型発射装置により、実際に模型を静止流体中で高速走行させることで調べる方法が有効となる。

(b) 風洞装置の概要

列車模型周りの基本的な流れの様相を調べるため、著者が所属する財団法人鉄道総合技術研究所内に設置されているゲッチングン型低騒音風洞を用いた（図 3.3）。この風洞は、測定部を開放胴と密閉胴に付け替えることが可能であり、本実験では開放胴を用いた。また、主流速度の範囲によって風洞の吹き出しノズルを付け替えることが可能であり、測定は吹き出し口の幅が 720 mm、高さが 600 mm（縮流比 6、主流速度 0～150 km/h）、または幅が 480 mm、高さが 400 mm（縮流比 13.5、主流速度 0～300 km/h）で実施した。

なお、いずれの吹き出しノズルを用いた場合でも、模型の全長が風洞からの吹き出し流れのポテンシャルコアに入っていることを、流速測定により確認した。

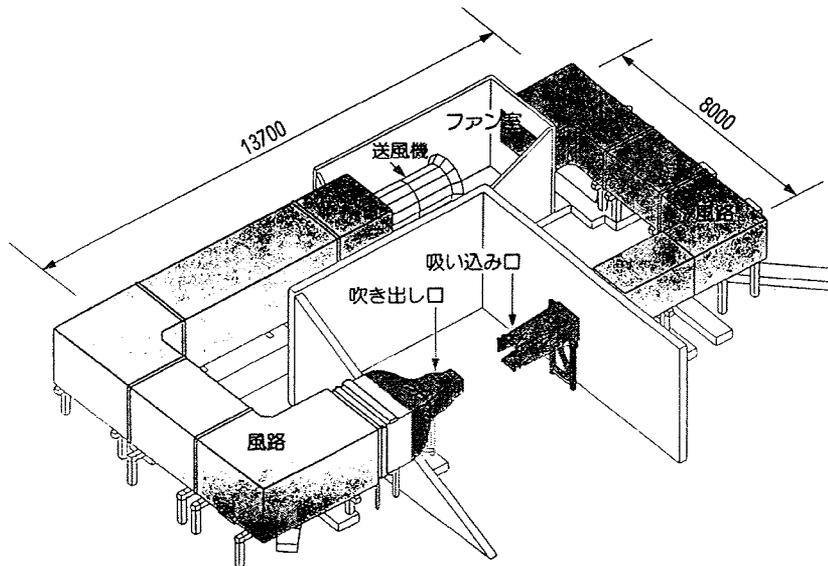
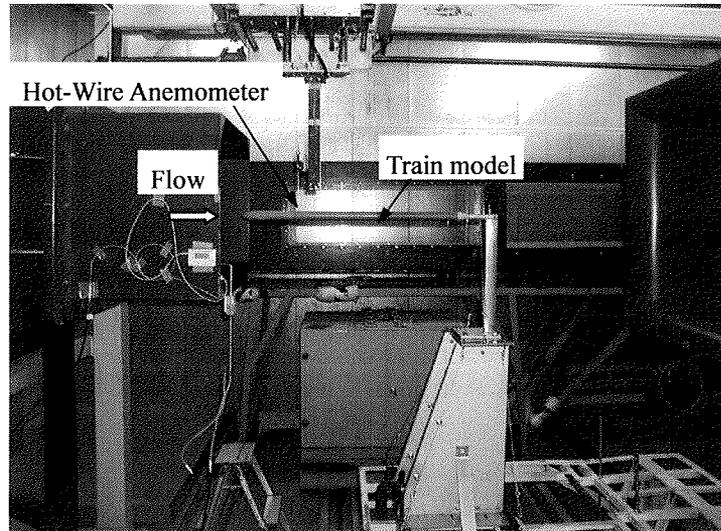


図 3.3 低騒音風洞装置

(c) 模型発射装置の概要

単純化した列車模型が高速走行する際に放射する空力音の特性を調べるため、著者が所属する財団法人鉄道総合技術研究所内に設置されている超高速模型発射装置を用いた（図 3.4）。基本的な機器構成は 2.2.1(b)に示した装置と同様である。ただし、より高速な走行が可能ないように、打ち出し装置が従来の 3 対の車輪から 4 対の車輪へ拡大され、最高速度が 400 km/h から 550 km/h へ向上した装置である。等速区間の距離は 20 m 確保されている。測定点を発射装置から最も離れた終端付近とすることで、模型周りの流れ場は加速時の遷移流れから等速走行における定常状態へ落ち着い

3.2 低周波音波の模型実験

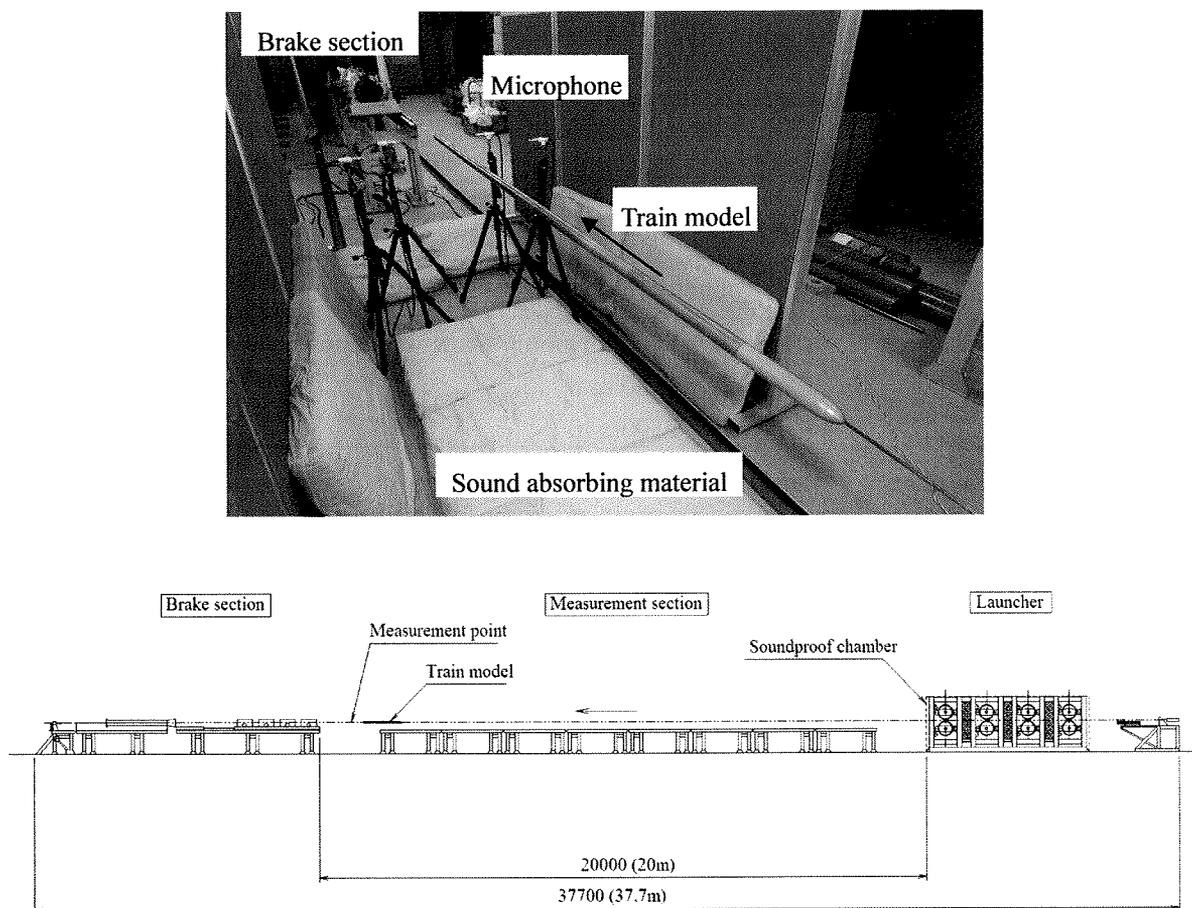


図 3.4 超高速模型発射装置

ているものと見なした。なお、本装置における暗騒音源は高速回転する発射装置のモータや軸受けであるが、発射装置全体および測定点の周囲を防音壁で覆い、さらに測定点を発射装置から離すことで測定点における暗騒音を低減した。

この実験装置を利用する利点は、ア) 必要な測定断面積を確保した上で十分な速度を得ることができる、イ) 風洞に比べ列車から見た主流の乱れが小さい、ウ) 速度が高速でありながら暗騒音を低く抑えられる、エ) 測定のためのマイクロホンが流れ場にさらされず模型に近接して設置できることなどである。

(d) 模型の概略

列車模型の仕様を表 3.1 に示す。3.2.1(a)で述べたように、模型は極力単純な軸対称形状とし、先頭部および後尾部は流れのはく離を防ぐように回転楕円体（長径が短径

表 3.1 列車模型の仕様

Uniform diameter	$d = 34.64 \text{ mm}$
Nose and tail length	$l_n = 51.96 \text{ mm}$
Nose and tail shape	Axisymmetric ellipsoid $2l_n / d = 3$
Overall length	(i) $l_T = 800 \text{ mm}$ (setup for wind tunnel) (ii) $l_T = 1300 \text{ mm}$ (iii) $l_T = 2500 \text{ mm}$
Machined surface	Surface roughness average $R_a = 6.3a$
Material	MC nylon polyamides 6 (MC901)

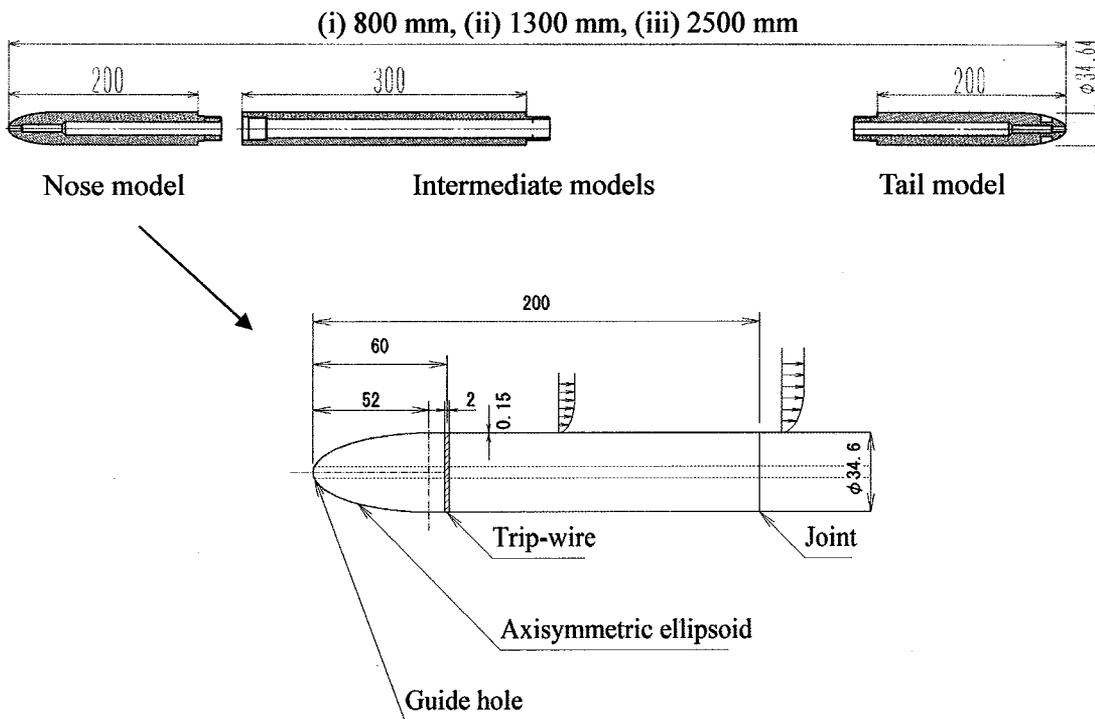


図 3.5 列車模型の概略

3.2 低周波音波の模型実験

の3倍)に成型した。中間部は径の一樣な円断面で、中間部の直径は $\phi 34.6$ mmである。実車 (Train-1) の断面積と等価な円の直径による縮尺比は、1/109となる。

模型の軸方向長さは、図 3.5 に示すように、中間部を継ぎ足すことで変更が可能な構成である。ただし、風洞実験を行う際は、測定部の長さの制約から全長 0.8 m の模型のみ実施した。模型発射実験時は、中間部を継ぎ足すことで、全長 1.3 m (速度 500 km/h の場合、模型全長に基づくレイノルズ数 $Re_x = 1.3 \times 10^7$) と 2.5 m ($Re_x = 2.4 \times 10^7$) の二ケースで実験を行った。なお、模型の接続部は一体で切削加工を行ったため、接続部のインローネジを締結すると模型の表面は密着し、一樣に滑らかな面となる。

風洞実験時は、模型を流れの下流側からスティングにより剛支持した(迎え角 0°)。主流速度が 200 km/h を超えると、主流内に置かれるスティングのストラット部が流体加振により微振動し、模型先頭部において左右振動が現れる問題を生じた。このため、風洞実験時の流速は最高 150 km/h に制限した。この速度制限に加え、風洞実験では模型の全長が短く制限されているため、模型周りの境界層が完全な乱流へ遷移しなかった。このため、風洞実験時は模型先頭部に境界層の遷移を早めるトリッピングワイヤーを付加した。このトリッピングワイヤーは、流れの過大なはく離を招かないよう位置および厚さを調整し、幅 2 mm、厚さ 0.15 mm のアルミテープを、模型先端から 60 mm の位置に全周巻いた。

模型発射実験時は、模型中心のガイド穴からピアノ線を通し、走行軸に対する直角方向の動きを拘束した。模型に使用したMCナイロン樹脂は、素材自体が自己潤滑性を持っており、ピアノ線との摺動音は極めて小さい。模型の走行速度は、模型の全長が 1.3 m の場合 200 ~ 500 km/h、模型の全長が 2.5 m の場合 150 ~ 300 km/h とし、実車の速度と同等以上で走行させた。なお、模型発射実験時は、模型全長が長く速度が高速なため、トリッピングワイヤーは付加していない。

(e) 計測方法

風洞実験においては、熱線流速計 (DANTEC 製 StreamLine Research CTA system) にミニチュア I 型熱線プローブ (DANTEC 製 55P11, 熱線部の長さ 1.25 mm) を接続して、流れ場の高周波変動を含む流速測定を行った。熱線プローブは、ストレート型プローブサポート (DANTEC 製 55H21) を介して、模型の軸に対して約 45° の角度で境界層中に挿入した。熱線プローブの移動には、風洞測定部の天上面に設置されたトラ

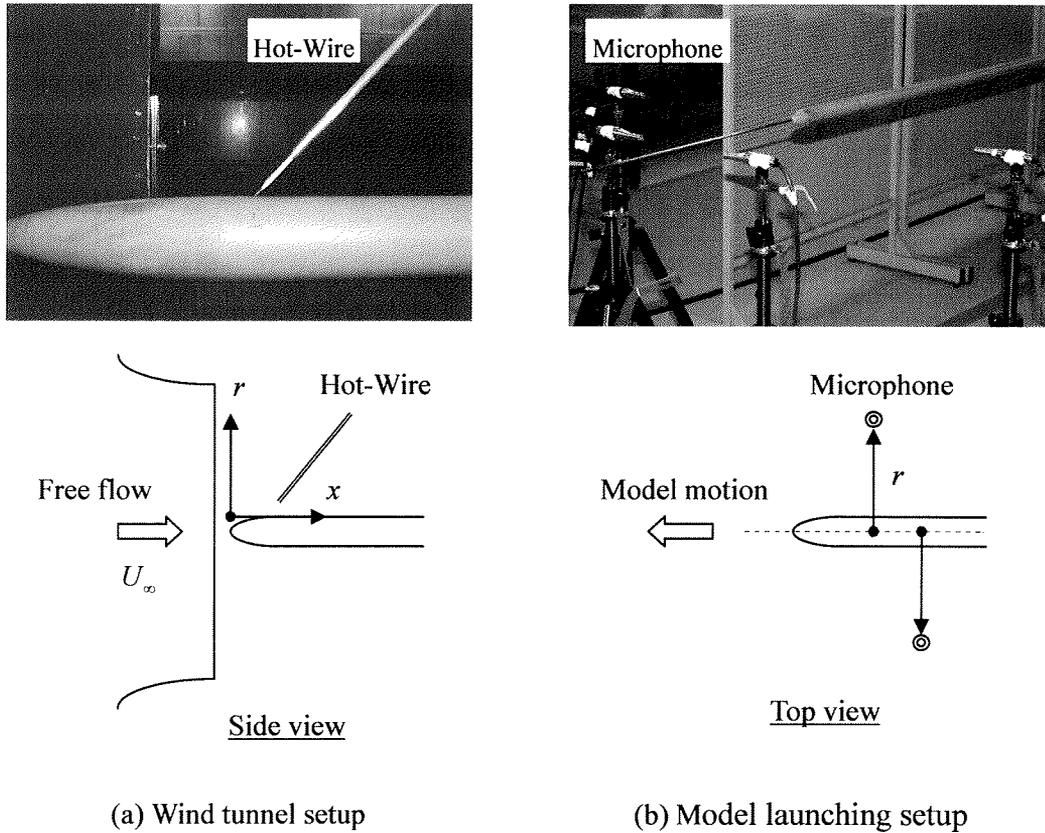


図 3.6 模型実験の座標系

バーサ装置（3次元移動, ± 1 mm）に、微動が可能な小型トラバーサ装置（上下方向, ± 0.1 mm）を設置して行った。測定位置の座標系を図 3.6(a)に示す。計測データは、A/D 変換器を介してサンプリング周波数 10 kHz（ローパスフィルタ 3 kHz）で PC へ記録した。乱流統計量を求める際には、20 秒間の平均操作を行った。

模型発射実験においては、マイクロホン（リオン製：精密騒音計 NL-32, 有効周波数 20 ~ 20,000 Hz）を同時に 4 台用いて、模型がマイクロホン正面を通過する際の圧力変動を測定した。マイクロホンは、模型の走行軸からの距離 r を変更しながら、同時に複数の位置で測定を行い、音源の特性を調べた。測定位置の座標系を図 3.6(b)に示す。計測データは、A/D 変換器を介してサンプリング周波数 100 kHz で PC へ記録した。計測時間は、測定点の手前に設置したコイルを列車模型に内蔵した永久磁石が通過する際に誘起される信号を計測開始トリガーとして、640 ms 間を記録した。ただし、測定波形のアンサンブル平均をとる際には、模型先頭部の通過時圧力変動波形の微分値が一致するように計測時間をずらし、位相を正確にそろえた。

3.2 低周波音波の模型実験

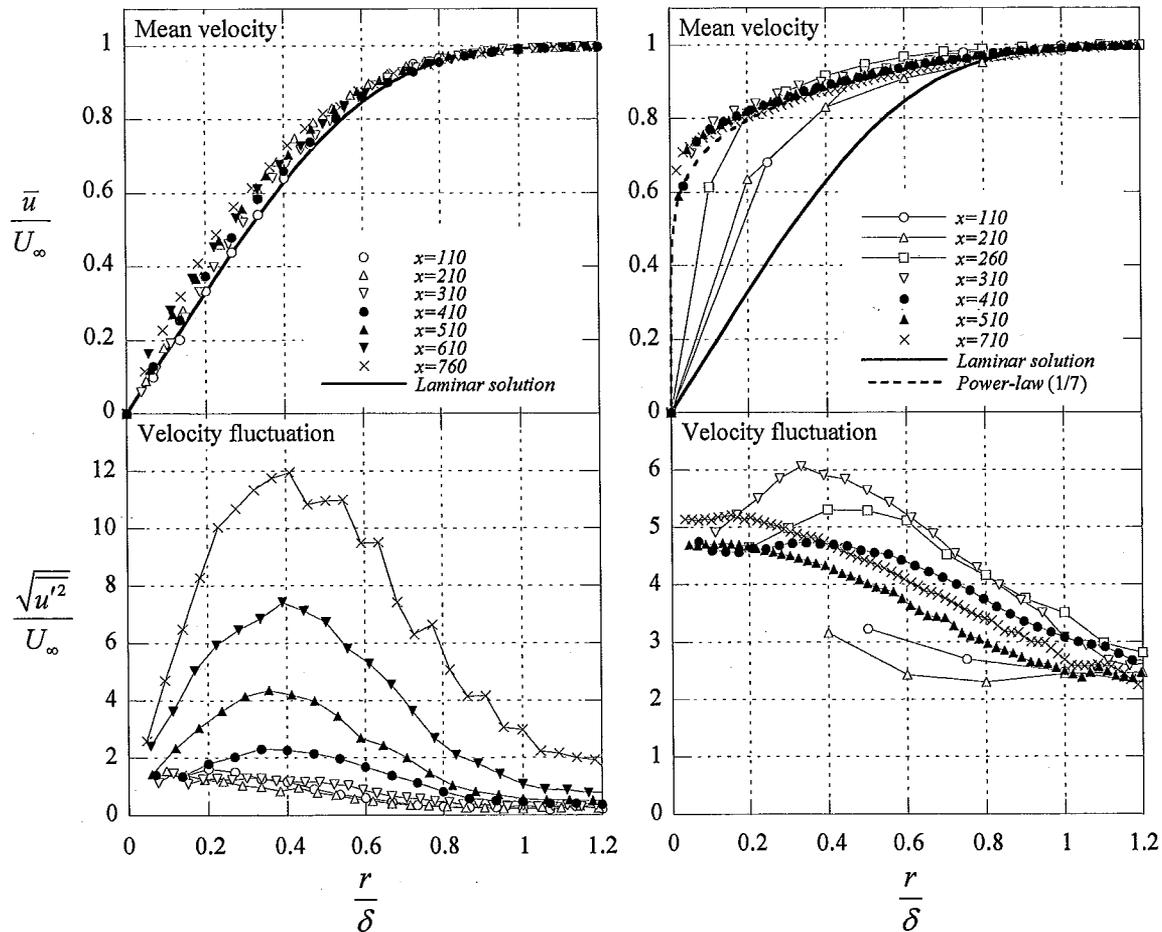
(a) $U_\infty=50\text{km/h}(13.9\text{m/s})$ (b) $U_\infty=150\text{km/h}(41.7\text{m/s})$ with trip-wire

図 3.7 流速分布および乱れ強さ分布

3.2.2 風洞実験の結果

(a) 流速分布および乱れ強さ分布

図 3.7 に無次元平均流速分布および乱れ強さ分布を示す。ここで、無次元平均流速および乱れ強さは以下の定義に従う。

$$\text{無次元平均流速 } \frac{\bar{u}}{U_\infty}, \quad \text{乱れ強さ } \frac{\sqrt{u'^2}}{U_\infty} \quad (3.3)$$

ここで、 U_∞ : 主流速度, \bar{u} : x 方向の平均流速, u' : x 方向の流速変動 ($u' = u - \bar{u}$), $\sqrt{u'^2}$: 流速変動の実効値を表す。また、横軸は模型表面からの距離 r を、境界層厚さ δ (平均流速 \bar{u} が主流 U_∞ の 99% に達する位置) で無次元化した値である。

図 3.7(a)の主流速度が低い場合 ($U_{\infty} = 50 \text{ km/h}$), 計測した最下流 ($x = 760 \text{ mm}$, $Re_x = 7.4 \times 10^5$) まで流速分布の相似則が成り立ち, 平板境界層における層流の理論解⁷²⁾でほぼ近似される。また, 乱れ強さ分布はいずれの観測点においても, その最大値を境界層厚さの 40% ($r/\delta \approx 0.4$) 点付近に持つ分布である。

図 3.7(b)の主流速度が高く ($U_{\infty} = 150 \text{ km/h}$), 乱流遷移を促進するトリッピングワイヤーを付加した場合, $x < 260 \text{ mm}$ ($Re_x < 7.6 \times 10^5$) においては内層付近 ($r/\delta < 0.4$) で相似則が成り立たず, 層流から乱流への遷移状態と考えられる。流れは下流の $x \geq 310 \text{ mm}$ において乱流となり, 境界層内層まで相似則が成り立つ $1/7$ ベキ乗型分布に漸近する。これらに対応し, 層流から乱流への遷移状態においては, 乱れ強さの最大値を $r/\delta \approx 0.4$ 点付近に持つが, $x \geq 510 \text{ mm}$ の完全な乱流状態においては, 模型表面付近に乱れ強さの最大値を持つ分布へと変化する。このような分布は, 平板上に発達する乱流境界層の傾向とも一致しており, 実際には壁面のごく近傍には乱れが壁面によって規制され, 乱れ強さが小さくなる粘性底層と, 粘性底層から乱流領域へ移行する遷移層が存在すると考えられる⁶⁸⁾。ただし, 粘性底層と遷移層を合わせた厚さは境界層厚さの 0.5% 程度 (計測した最下流でも 0.03 mm 程度) に過ぎず, 今回の実験結果からは確認できなかった。

なお, 主流速度が高く ($U_{\infty} = 150 \text{ km/h}$) トリッピングワイヤーを付加しない場合, 速度分布は層流解から外れ相似則も成り立たない遷移状態となるが, 計測した最下流 ($x = 760 \text{ mm}$, $Re_x = 2.2 \times 10^6$) においても, まだ完全な乱流へは遷移しなかった。

(b) 境界層統計量

測定結果から得られる各種の統計量の主流方向への変化を, 図 3.8 に示す。ここで, δ : 境界層厚さ, δ^* : 排除厚さ, θ : 運動量厚さ, $\sqrt{\overline{u'^2}}/U_{\infty}$: $r/\delta = 0.4$ の位置における流速変動 u' による乱れ強さ, $H_{12} = \delta^*/\theta$: 形状係数である。

図 3.8(a)の主流速度が低い場合, 形状係数 H_{12} は平板境界層における層流の理論値 ($H_{12} = 2.6$) とほぼ等しく, 実験した最下流 ($x = 760 \text{ mm}$) まで流れは層流と見なせる。また, 境界層厚さ・排除厚さ・運動量厚さの主流方向への広がり, は層流の理論値 ($x^{0.5}$) にほぼ従う。

図 3.8(b)の主流速度が高くトリッピングワイヤーを付加した場合, 形状係数 H_{12} は

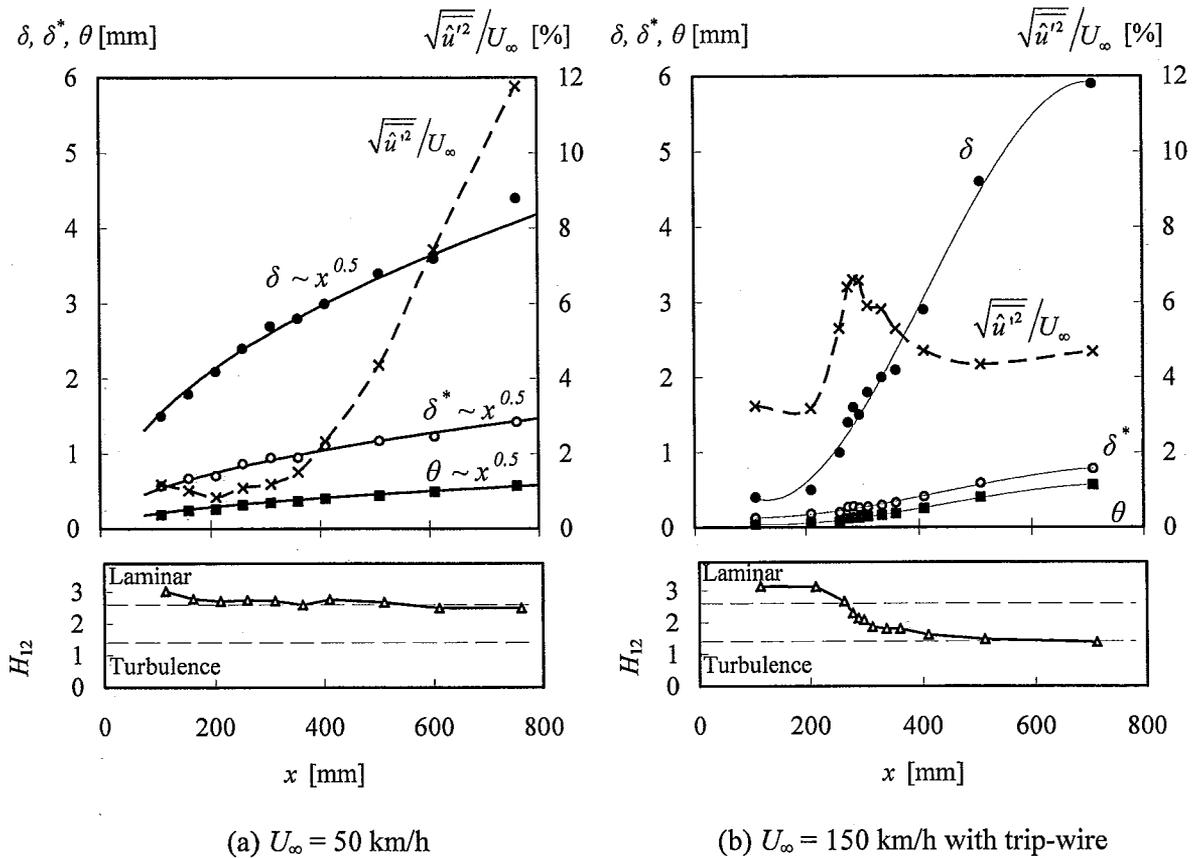


図 3.8 境界層統計量

流れの初期においては層流状態を示すが、 $x \approx 200$ mm 程度から乱流へ遷移しはじめ、 $x > 300$ mm では平板境界層における乱流の理論値 ($H_{12} = 1.3$) へ漸近する。また、流れが層流から乱流へ遷移する際には、乱れ強さが急激に大きくなる。これは、直接数値流体シミュレーションで示された圧縮性境界層の遷移機構⁷⁴⁾⁷⁵⁾における、強い渦構造に対応した変動成分と考えられる。

(c) 流速変動波形

乱流境界層の外縁付近では、乱流部分と非乱流部分（ポテンシャル流）の境界面が $0.4 < r/\delta < 1.2$ の範囲で変動するため⁷³⁾、 $r/\delta = 0.4$ における乱流変動の割合を見れば、層流から乱流への遷移を理解しやすい。 $r/\delta = 0.4$ の位置における流速変動 \hat{u}' の時間波形を図 3.9 に示す。ここで、 \hat{u}' に乱れた区間がない場合は完全な層流と見なせ、乱流へ遷移するにともない \hat{u}' に乱れた区間が現れるようになり、 \hat{u}' が連続的に乱れた時点

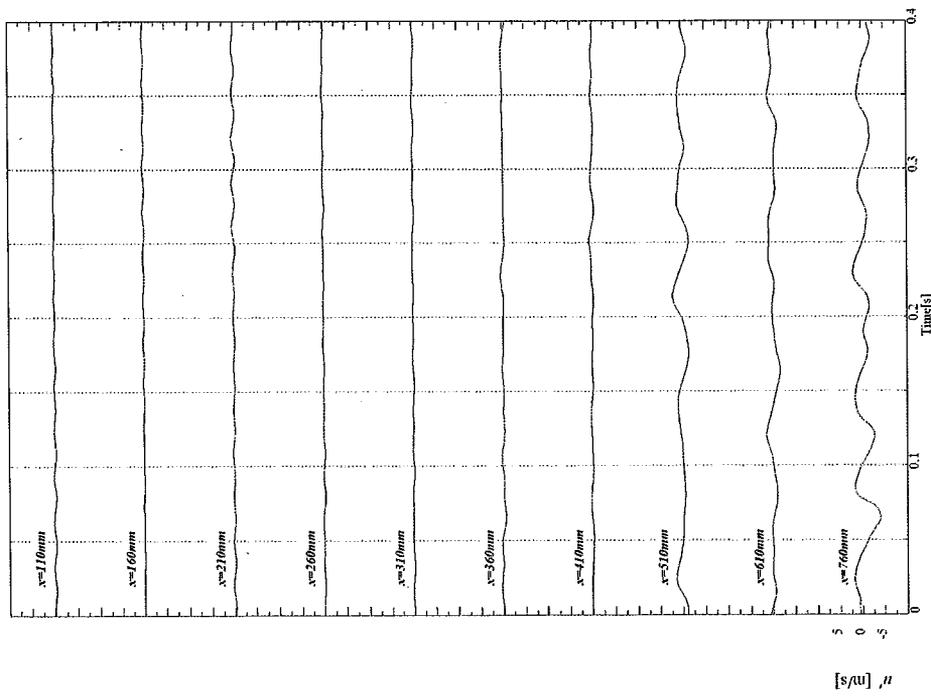
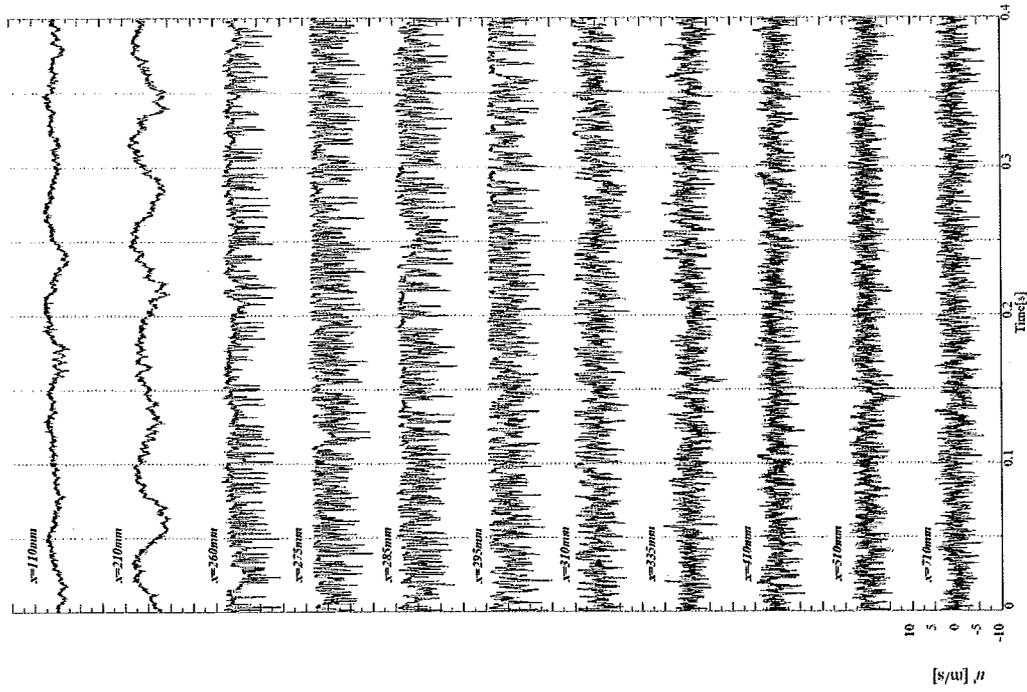
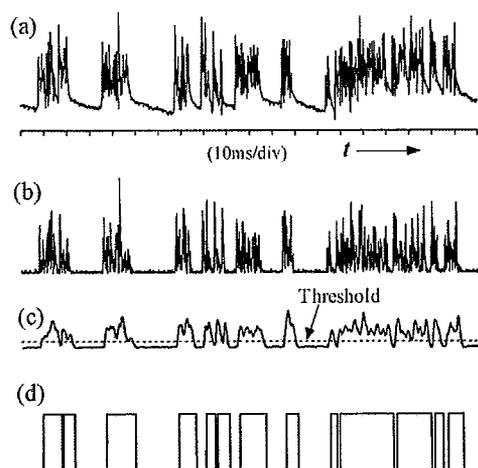


図 3.9 流速変動波形

3.2 低周波音波の模型実験

図 3.10 乱流／非乱流の検出手順⁷⁷⁾

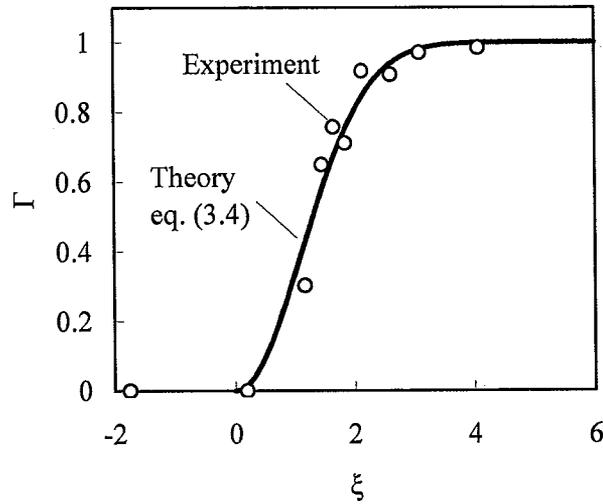
で完全な乱流と見なせる。

図 3.9(a)の主流速度が低い場合、最下流の $x = 760 \text{ mm}$ において低周波の揺らぎを生じ始めるものの、乱流を示すような乱れた流速変動の区間はない。このような低周波の揺らぎは、層流境界層の遷移初期に観察され、安定性解析による結果から、成長率が正の値をとる不安定波の波長と近いことが分かっている⁷⁶⁾。

図 3.9(b)の主流速度が高くトリッピングワイヤーを付加した場合、 $x > 260 \text{ mm}$ 以降で乱流を示す激しい流速変動が間欠的に現れるようになり、さらに下流ではほぼ全時間に渡って激しい流速変動が継続している。

図 3.9(b)に示した流速変動から、図 3.10 に示す方法⁷⁷⁾を参考に、間欠率 Γ (一定時間内に占める乱流変動の時間の割合) を求める。(a) に示される元の流速変動成分 \hat{u}' から変動の大きな成分を取り出すために時間微分 $\partial\hat{u}'/\partial t$ を行い、その絶対値をとって (b) の $|\partial\hat{u}'/\partial t|$ を得る。その後、 $|\partial\hat{u}'/\partial t|$ をローパスフィルタ (バターワース 6 次, カットオフ周波数 100 Hz) へ通過させ、(c) に示すしきい値の上下で層流／乱流領域を区別する。層流を 0, 乱流を 1 で二値化した (d) の信号から、全計測時間に対する乱流領域の比率を求め間欠率 Γ を算出する。

平板境界層の間欠率の分布曲線として、次の理論式⁷⁸⁾が示されており、これはレイノルズ数に依存しない。

図 3.11 間欠率 [$x_0 = 200$]

$$\Gamma = 1 - \exp(-0.412 \xi^2) \quad (3.4)$$

ここで、 $\xi : (x - x_0) / x_l$ で定義される無次元距離、 x_0 : 遷移開始位置、 $x_l = x_{\gamma=0.75} - x_{\gamma=0.25}$: 遷移領域の長さである。なお、遷移開始位置 x_0 は 3.2.2(b) の形状係数から見積もり、 $x_0 \approx 200 \text{ mm}$ とした。

図 3.11 に実験結果と式 (3.4) の比較を示す。実験で求めた間欠率 Γ は、式 (3.4) の理論曲線に従うことが認められ、図 3.9(b) の模型周りの境界層遷移過程は、平板境界層の遷移過程と大きな違いはないものと考えられる。また、流れは $x = 200 \text{ mm}$ (排除厚さ δ^* を基にしたレイノルズ数 $Re_{\delta^*} \approx 200$ 程度) において、層流から乱流へ遷移しはじめ、遷移領域の長さ $x_l \approx 50 \text{ mm}$ 程度下流の $x > 250 \text{ mm}$ において完全な乱流へ遷移すると推定された。

したがって、模型全長に占める乱流境界層の割合は、模型の全長が 1.3 m の場合 80% 程度、模型の全長が 2.5 m の場合 90% 程度となり、模型の表面はほぼ乱流境界層に覆われていると見なすことができる。よって、ここで用いた軸対称模型を発射装置により静止流体中を高速走行させることで、乱流境界層から放射される音波の特性を調べることが可能であると考えられる。

3.2 低周波音波の模型実験

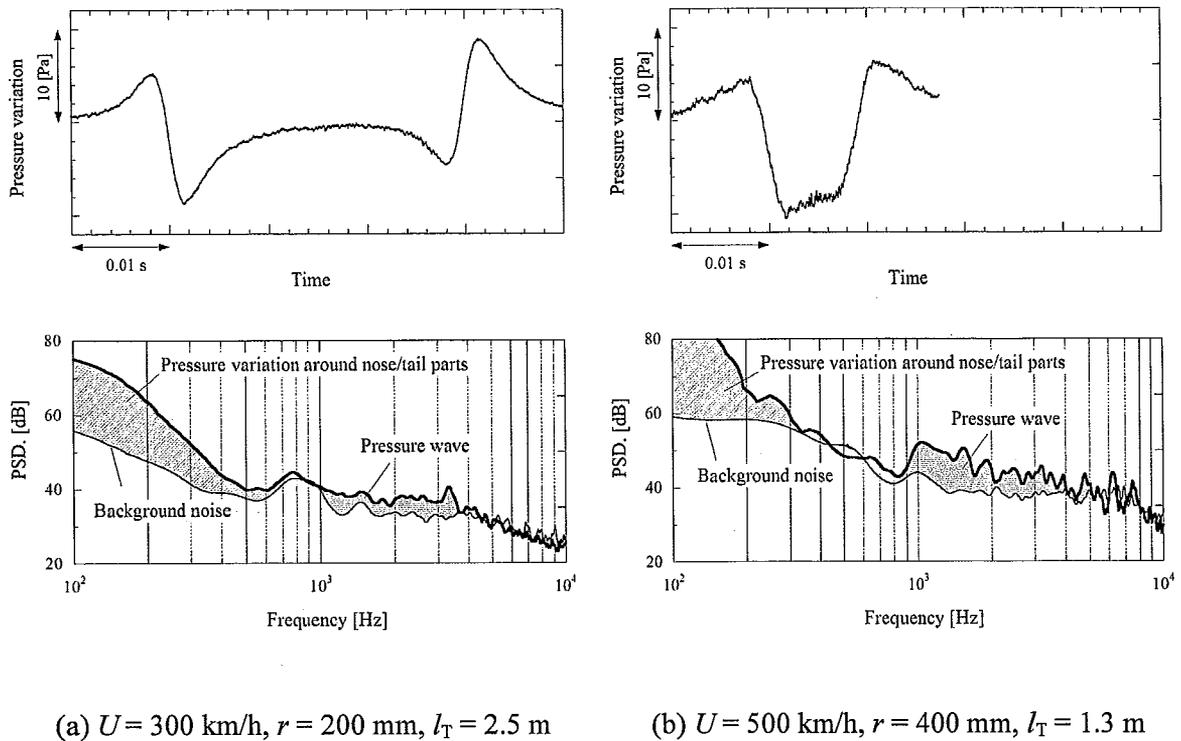


図 3.12 模型通過時の圧力変動波形および周波数特性

3.2.3 模型発射実験の結果

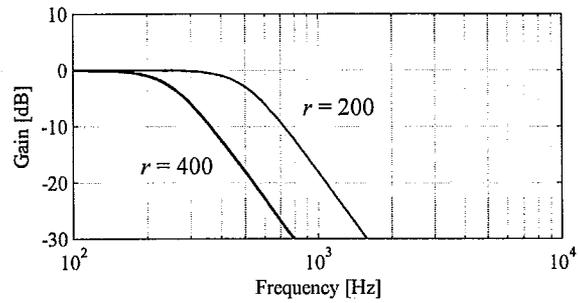
(a) 圧力変動波形および周波数特性

軸対称模型を発射装置により走行させ、模型が測定点の前を通過する際に測定した圧力変動波形および周波数特性を、図 3.12 に示す。ここで、周波数特性は、模型の先頭部から後尾部が通過する間の圧力変動のパワースペクトル密度を、Welch 法⁷⁹⁾により計算し、3回の実験結果をアンサンブル平均した値である。

図 3.12 の圧力変動波形には、模型の先頭部・後尾部の通過時に振幅の大きい通過時圧力変動が観測され、図 3.1 の実測結果とも近い。一方、模型中間部で生じる音波成分は、圧力変動波形だけからは明確ではない。

周波数特性を見ると、500 Hz 以下の低い周波数領域に通過時圧力変動の成分が認められる。さらに、図 3.12(a)の $U = 300 \text{ km/h}$ では 1 kHz ~ 4 kHz 付近に、図 3.12(b)の $U = 500 \text{ km/h}$ では 1 kHz ~ 5 kHz 付近に、暗騒音よりも 5 ~ 10 dB 程度有意に大きい音波成分が認められる。模型の走行にともなう音波の発生要因としては、模型とガイドワ

- (a) P_f filter, low-pass, $N = 3$ th
 cut-off 500 Hz ($r = 200$ mm, 300 km/h)
 cut-off 250 Hz ($r = 400$ mm, 300 km/h)



- (b) P_a filter, band-pass, $N = 6$ th*2
 cut-off 800 - 5000 Hz

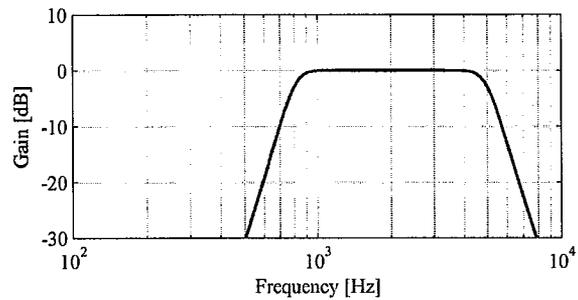


図 3.13 音源分離フィルタ線図

イヤーの摺動音も考えられるが、2.2.1(c)で述べたように模型は自己潤滑性を持っており摺動音は極めて小さいと考えられる。したがって、ここで発生している音波成分の主要因は、模型周りの流れの乱れによる空力音である可能性が高い。

(b) 通過時圧力変動と空力音の特性

模型が測定点の前を通過する際の圧力変動には、模型の先頭部・後尾部による通過時圧力変動の成分と、模型中間部で生じる空力音の成分が重なって測定される。しかし、これら二つの成分は図 3.12 で示したように現象の継続時間と周波数が異なるため、次に示す方法によりそれぞれの代表値を求めた。

ア) 通過時圧力変動の代表値 (以降, P_f)

模型の走行速度を U 、模型から観測点までの距離を r とすると、通過時圧力変動の代表的な周波数 F_f は、次式で表される³⁴⁾。

$$F_f \propto \frac{U}{r} \quad (3.5)$$

式 (3.5) から走行速度と観測距離に応じたカットオフ周波数を見積もり、元の圧力

変動波形 $p(t)$ からローパスフィルタにより通過時圧力変動波形 $p_1(t)$ を取り出す。図 3.13(a) に走行速度 300 km/h の場合のローパスフィルタ（バターース 3 次）のボード線図を示す。その後、模型先頭部が通過する間の $p_1(t)$ の最大値と最小値の差をとり、通過時圧力変動の代表値 P_f とする。

$$P_f = \left| [p_1(t)]_{\max, \text{nose}} - [p_1(t)]_{\min, \text{nose}} \right| \quad (3.6)$$

イ) 空力音の代表値（以降, P_a ）

図 3.12 から音波成分のおおよその周波数を 800 ~ 5000 Hz と見積もり、元の圧力変動波形 $p(t)$ を図 3.13(b) に示すバンドパスフィルタ（バターース 6 次×2）へ通して、模型中間部で生じる空力音成分の波形 $p_2(t)$ を取り出す。その後、模型の先頭部が通過する時間 t_{nose} から後尾部が通過する時間 t_{tail} までの間で $p_2(t)$ の実効値をとり、空力音の代表値 P_a とする。

$$P_a = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t_{\text{nose}}}^{t_{\text{tail}}} p_2^2(t) dt} \quad (3.7)$$

以上により求めた通過時圧力変動および空力音の代表値の特性を図 3.14 に示す。図 3.14(a) より、模型の走行速度が高いほど通過時圧力変動および空力音は大きくなり、その乗則は観測距離によらず $P_f \sim U^2$ 程度、 $P_a \sim U^3$ 程度を示す。また、図 3.14(b) より、観測距離が離れるほど通過時圧力変動および空力音は小さくなり、その減衰率は模型速度によらず $P_f \sim r^{-2}$ 程度、 $P_a \sim r^{-0.5}$ 程度を示す。さらに、図 3.14(c) より、模型の全長が長い方が空力音は大きくなり、その乗則は $P_a \sim l_T^{0.5}$ 程度を示す。なお、通過時圧力変動は模型の全長 l_T には依存せず、模型の先頭部長さ l_n に依存する。

通過時圧力変動に関して、簡易的には列車先頭部を $\mathbf{y}(-Ut, 0, 0)$ に位置する一点わき出しで近似したポテンシャル理論から、次式が示されている⁴²⁾。

$$P_f(\mathbf{x}, t) = -\frac{\rho_0 U^2 A_0 \cos(\mathbf{x}, \mathbf{y})}{2\pi |\mathbf{x} - \mathbf{y}|^2} \quad (3.8)$$

ここで、 \mathbf{x} : 観測点の位置、 t : 観測時間、 ρ_0 : 空気密度、 A_0 : 列車断面積、 $\cos(\mathbf{x}, \mathbf{y})$: 観測点 \mathbf{x} とわき出しの位置 \mathbf{y} とを結んだ線が列車の先頭から後尾へ向かう軸となす角

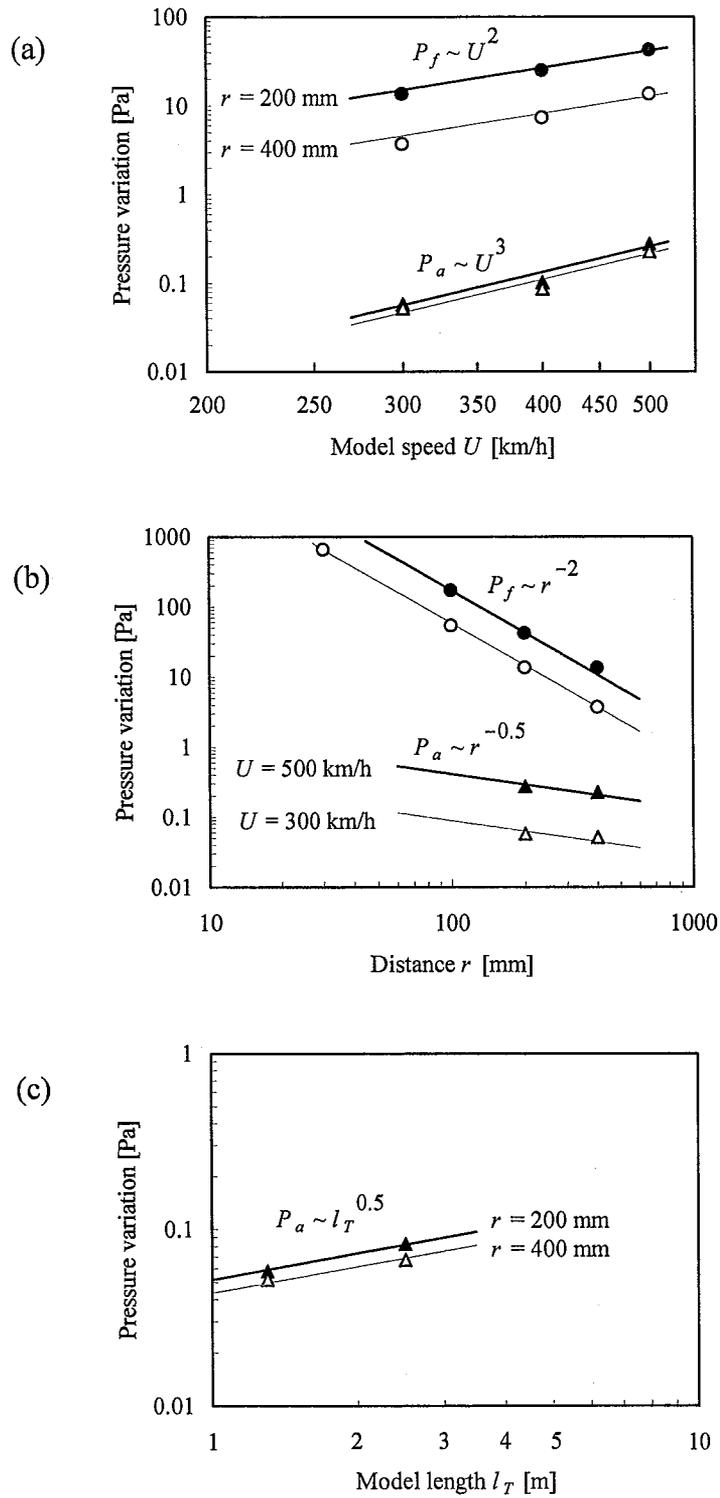


図 3.14 模型実験による通過時圧力変動 P_f および空力音 P_a の特性

による余弦を表す。なお、模型実験は地面上ではなく空中を移動するため、地面の影響は考慮しない。式 (3.8) から、通過時圧力変動の大きさは、ア) 列車速度の 2 乗で増加し ($P_f \sim U^2$)、イ) 観測距離の -2 乗で減衰する ($P_f \sim r^{-2}$)。これらの特性は、模型実験から求めた特性 (図 3.14) と等しく、模型実験の妥当性が認められる。

また、物体周りの乱流境界層から放射される空力音 P'_a に関しては、乱流境界層にともなう物体表面の圧力変動を二重極の音源として捉え、磁気浮上式高速列車 (高速走行かつ空力的に滑らかな表面を有する) の表面圧力変動の実測から、次の半経験式⁸⁰⁾が提案されている。

$$\overline{P_a^2} = 1.7136 \times 10^{-4} \cdot \frac{\rho_0 \nu_0^{0.2885}}{2\pi c_0^2} \frac{hU^{5.712}}{rl_T^{0.2885}} \left[\tan^{-1} \frac{l_T}{2r} + 0.5 \sin \left(2 \tan^{-1} \frac{l_T}{2r} \right) \right] \quad (3.9)$$

ここで、 ν_0 : 動粘性率、 c_0 : 音速、 h : 放射面の高さ寸法である。式 (3.9) が圧力変動の 2 乗平均であることに注意して式 (3.7) に相当する特性を求めると、乱流境界層に起因する空力音の大きさは、ア) 列車速度のほぼ 3 乗程度で増加し ($P'_a \sim U^3$)、イ) 観測距離の -1/2 乗程度で減衰し ($P'_a \sim r^{-1/2}$)、ウ) 観測距離の 2.5 倍程度の列車全長の時 ($l_T \approx 2.5r$) に最も大きくなると推測される。

模型実験から求めた空力音の特性 (図 3.14) は、ア) イ) について式 (3.9) とほぼ等しい。また、ウ) に関しては、式 (3.9) と異なり、模型の全長が観測距離の 2.5 倍を超えても、模型の全長は長い方が空力音は大きくなった。これは実車と模型のレイノルズ数の違いにより、乱流境界層の発達程度に差があるためと考えられる。すなわち、式 (3.9) には乱流境界層の発達程度 (強さ) を表す項が存在しないが、これは実車ではレイノルズ数が極めて高く (図 3.2, $\delta \geq 2 \text{ m}$, $\text{Re}_\delta > 10^7$)、列車の先頭車付近で乱流境界層は十分に発達し流れ方向にさほど変化しないため、乱流境界層の強さをほぼ一定と見なしているためである。一方、模型実験ではレイノルズ数が低く (図 3.8, $\delta < 0.01 \text{ m}$, $\text{Re}_\delta < 10^5$)、式 (3.2) に従って模型が長くなるほど乱流境界層が発達する領域にあるため、模型の全長は長い方が空力音は大きくなったと考えられる。

(c) 相似則について

ここでは、模型と実車の間に成り立つ相似則を検討する。

通過時圧力変動の代表周波数 F_f には式 (3.5) の相似則が成り立ち、振幅 P_f には

式 (3.8) の相似則が成り立っている。したがって、実車の通過時圧力変動の代表周波数 F'_f および振幅 P'_f へは、次式により換算できる。

$$F'_f = F_f \cdot \frac{U'}{U} \left(\frac{r'}{r} \right)^{-1} \quad (3.10)$$

$$P'_f = P_f \cdot \left(\frac{U'}{U} \right)^2 \left(\frac{A'_0}{A_0} \right) \left(\frac{r'}{r} \right)^{-2} \quad (3.11)$$

ここで、 U' 、 A'_0 、 r' は実車における値である。

次に、模型が高速走行する際に模型の中間部から生じている音を、乱流境界層に起因する空力音と仮定すると、空力音の代表周波数 F_a および振幅 P_a には、以下の相似則が成り立つと考えられる。

$$F_a \propto \frac{U}{\delta} \quad (3.12)$$

$$P_a \propto \frac{\rho_0}{\sqrt{\nu_0 c_0}} \frac{U^3 h^{1/2} \delta^{1/2}}{r^{1/2}} \quad (3.13)$$

ここで、 h : 放射面の代表長さ ($h \ll l_T$ を条件とし模型実験では $h = d$) である。式 (3.12) は、乱流境界層に起因する空力音の音源が壁面付近の圧力変動にあると考え、平板乱流境界層における壁面圧力変動のバースト・スイープ周期⁸¹⁾⁸²⁾に比例するものと見なした。式 (3.13) は、模型実験の結果から係数を決定し、圧力の次元に揃えるための項を追加したものである。なお、本来は乱流境界層の強さはレイノルズ応力や壁面せん断応力により定義されるべきであるが、実車の値が不明なため、ここでは見積もりの容易な境界層厚さ δ により乱流境界層の発達程度を表した。

式 (3.12) (3.13) から、実車の乱流境界層に起因する空力音の代表周波数 F'_a および振幅 P'_a へは、次式により換算できる。

$$F'_a = F_a \cdot \frac{U'}{U} \left(\frac{\delta'}{\delta} \right)^{-1} \quad (3.14)$$

$$P'_a = P_a \cdot \left(\frac{U'}{U} \right)^3 \left(\frac{r'}{r} \right)^{-1/2} \left(\frac{h'}{h} \right)^{1/2} \left(\frac{\delta'}{\delta} \right)^{1/2} \quad (3.15)$$

表 3.2 通過時圧力変動および空力音の相似則

	Experimental values	Converted values	Actual values
Conditions	$U = 300 \text{ km/h}$ $r = 0.2 \text{ m}$ $A_0 = 0.00094 \text{ m}^2$ $h = 0.0346 \text{ m}$ $\delta = 0.01 \text{ m}$	$U' = 270 \text{ km/h}$ $r' = 50 \text{ m}$ $A'_0 = 11.2 \text{ m}^2$ $h' = 3.7 \text{ m}$ $\delta' = 2 \text{ m}$	
Pressure fields around nose/tail parts	$F_f < 500 \text{ [Hz]}$ $P_f = 14 \text{ [Pa.p-p]}$	$F'_f < 1.8 \text{ [Hz]}$ $P'_f = 2.2 \text{ [Pa.p-p]}$	$F'_f < 3 \text{ [Hz]}$ $P'_f = 4 \text{ [Pa.p-p]}$
Turbulent boundary layer noise	$F_a = 1\text{k} \sim 4\text{k} \text{ [Hz]}$ $P_a = 0.08 \text{ [Pa.rms]}$	$F'_a = 16 \sim 62 \text{ [Hz]}$ $P'_a = 0.7 \text{ [Pa.rms]}$	$F'_a = 10 \sim 40 \text{ [Hz]}$ $P'_w = 0.6 \text{ [Pa.rms]}$

ここで、 h' 、 δ' は実車における値で、 h' は列車の高さ寸法とする。

以上の相似則に基づき、模型実験の値を実車換算した結果を表 3.2 に示す。現地の実測結果（測定方法の詳細については 3.4 節参照）と比較すると、模型実験による通過時圧力変動および空力音の周波数と振幅値は、相似則に基づいてほぼ実車の値へ換算できることが認められる。また、実測値の P'_w には空力音だけでなく構造物音などの他の成分も含まれると考えられるが、ここでは実験から求めた空力音と実測の低周波音波の振幅はほぼ等しくなっている ($P'_a \approx P'_w$)。したがって、観測距離が比較的離れた条件 ($r' \geq 50 \text{ m}$) では、実験で得られたような乱流境界層に起因する空力音が、実車の低周波音波の主要な要因である可能性が高い。

3.3 圧縮性円筒境界層からの音波発生シミュレーション⁸³⁾⁸⁴⁾

3.2 節の模型実験に対応し、本節では模型表面に発達する乱流境界層からの音波の発生機構を数値計算により調べた。

境界層の遷移機構には、Tollmien-Schlichting (TS) 波の線形発達による自然遷移と、線形領域を經由しないバイパス遷移がある。バイパス遷移は、工学的な問題として多く現れ、一様流にある一定以上の乱れがある場合や壁面粗さをともなう場合などに、自然遷移と比べ早い段階で遷移に至るのが特徴である。実車周りあるいは 3.2 節で用

いた模型周りの境界層に関しても、先頭部の直後付近から急速に乱流遷移している状況から考えて、バイパス遷移と考えられる。

このような圧縮性流れの乱流境界層解析に関しては、主に計算負荷の問題から、乱流モデルに遷移モデルを加えた Reynolds-averaged Navier-Stokes Simulation (RANS) が用いられてきた。しかし、RANS では乱流中の詳細な渦構造を調べることや、乱流の非定常変動に起因する流体音は予測することができないため、近年では計算格子よりも小さい渦に対してのみ、数学モデルによる平均化処理をおこなう Large Eddy Simulation (LES) を用いられることが増えている⁸⁵⁾⁻⁸⁷⁾。しかし、圧縮性の乱流境界層解析に対しては、LES の信頼性に加え、適切な計算格子の解像度や計算スキームが確立されているとは言い難い。また、流体音を求めるにあたって、LES により求めた流れの非定常変動と音の伝播とを別々に計算する分離解法⁸⁸⁾では、音から流れへのフィードバック効果が考慮されない問題もある。

これらの問題を避けるため、Navier-Stokes 方程式をなるべく直接的な方法で解法する Direct Numerical Simulation (DNS) を用いて、乱流境界層の詳細な構造を調べた研究⁷⁴⁾⁷⁵⁾⁸⁹⁾⁻⁹¹⁾も増えてきている。計算負荷が RANS や LES と比較し格段に大きい DNS は、計算機の発達にともなって近年可能となったものである。ただし、流体音を正確に解析するためには、数値的な散逸や精度の高い計算スキームを用いる必要がある⁹²⁾、また、計算格子の周囲境界における非物理的な音の反射による影響を取り除く手法が必要となる。さらに、マッハ数が比較的低い境界層から発生する流体音を直接計算で求める場合、境界層中の細かな渦と音波の空間スケールの違いにより、細かな計算格子と長大な時間ステップが求められる。

以上を考慮し、本研究では流れ場の非定常変動と音の伝播を同時に解析できる高解像度空間差分による圧縮性流れの空間発展 DNS を用いて、模型表面に発達する乱流境界層からの音波の発生機構を調べた⁸³⁾⁸⁴⁾。

3.3.1 計算方法

計算領域の概略を図 3.15 に示す。主流速度 $U_{\infty} = 500 \text{ km/h}$ ($M = 0.4$) の一様流中に置かれる模型実験と等価な $\phi 34.6 \text{ mm}$ の円筒周りの流れ場を調べた。計算資源を有効に用いるため、計算領域は模型の先端からではなく、流入口で層流境界層が有限な

3.3 圧縮性円筒境界層からの音波発生シミュレーション

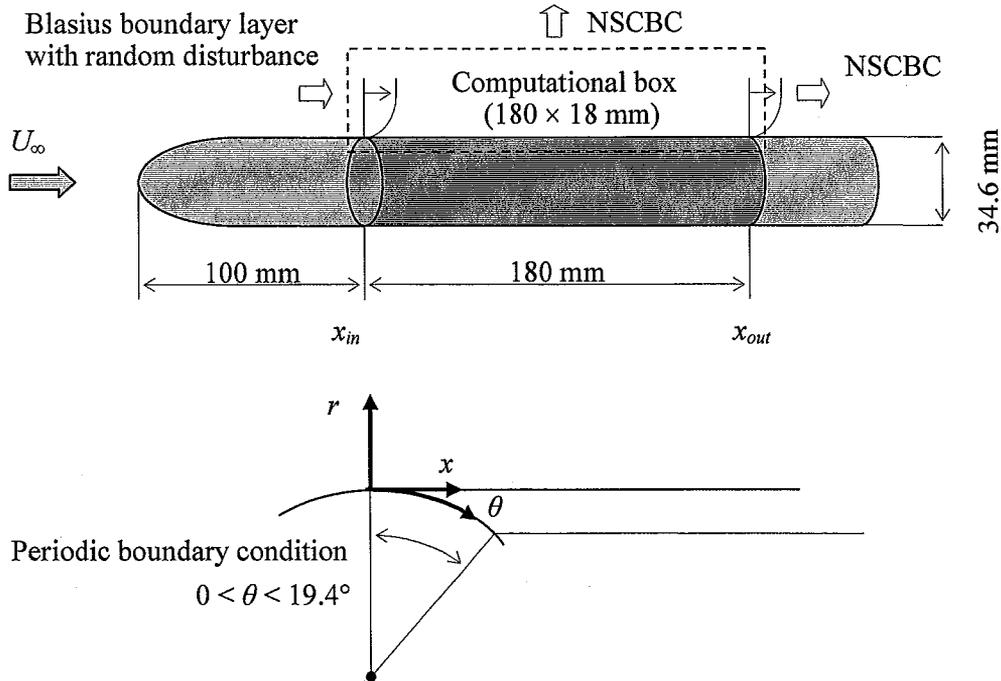


図 3.15 計算領域

厚さとなるように途中から切り取った $180 \times 18 \text{ mm}$ の領域を, θ 方向に 19.4° で周期境界としたものである。流入境界では層流速度分布に主流速度の 1.2% の三次元攪乱が重ね合わせられ, 流出境界では特性波解析に基づく NSCBC (Navier-Stokes Characteristic Boundary Condition)⁹³⁾ が適用されている。空間の離散化には散逸コンパクトスキーム⁹⁴⁾ が用いられ, 格子数は 2.8×10^7 ($N_x \times N_r \times N_\theta = 1504 \times 195 \times 96$) であり, x および r 方向に格子伸長が行われている。

流入部の排除厚さは $\delta_m^* = 0.18 \text{ mm}$ であり, これに基づくレイノルズ数は $\text{Re}_{\delta^*} = 1640$ となる。

支配方程式は, 円筒座標系 (ただし r 方向の原点は円筒表面) で記述された次式の圧縮性ナビエ・ストークス方程式である。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r \rho u_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial (\rho u_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial (\rho u_x)}{\partial x} = 0 \quad (3.16)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho u_r)}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho u_r u_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho u_r u_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho u_r u_x)}{\partial x} - \frac{\rho u_\theta u_\theta}{r} \\ & = -\frac{\partial p}{\partial r} + \left[\frac{1}{r} \frac{\partial(r \tau_{rr})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial \theta} - \frac{\tau_{\theta\theta}}{r} + \frac{\partial \tau_{rx}}{\partial x} \right] \end{aligned} \quad (3.17)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho u_\theta)}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho u_r u_\theta)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho u_\theta u_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho u_\theta u_x)}{\partial x} + \frac{\rho u_r u_\theta}{r} \\ & = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial(r^2 \tau_{\theta r})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{\theta\theta}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{\theta x}}{\partial x} \right] \end{aligned} \quad (3.18)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho u_r u_x)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho u_\theta u_x)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho u_x u_x)}{\partial x} \\ & = -\frac{\partial p}{\partial x} + \left[\frac{1}{r} \frac{\partial(r \tau_{xr})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{x\theta}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \right] \end{aligned} \quad (3.19)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial Et}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial[r(Et+p)u_r]}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial[(Et+p)u_\theta]}{\partial \theta} + \frac{\partial[(Et+p)u_x]}{\partial x} \\ & = \frac{1}{r} \frac{\partial(r u_r \tau_{ir})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(u_r \tau_{i\theta})}{\partial \theta} + \frac{\partial(u_r \tau_{ix})}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\kappa r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\kappa \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\kappa \frac{\partial T}{\partial x} \right) \end{aligned} \quad (3.20)$$

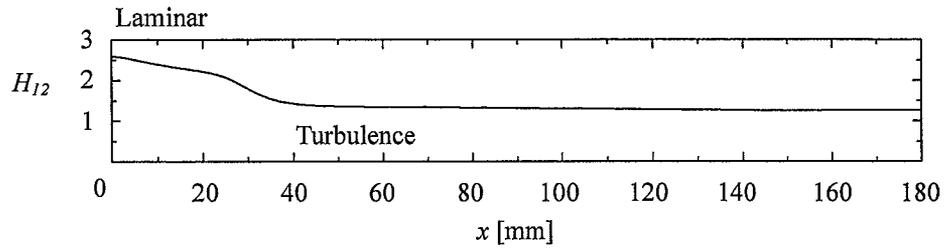
3.3.2 計算結果

圧縮性円筒境界層の空間発展 DNS により求められた流れ場の様子を、図 3.16 に示す。

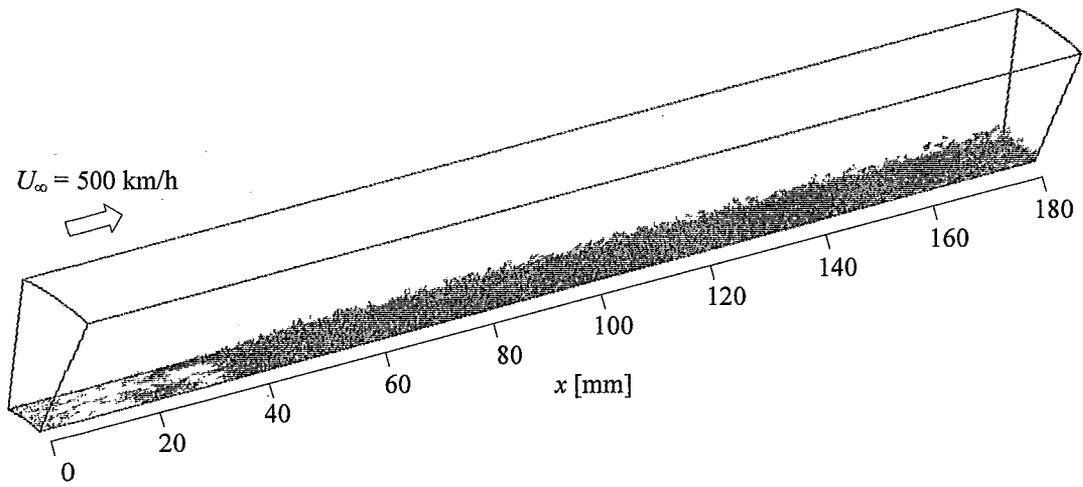
図 3.16(a)は、形状係数 H_{12} の下流への変化を示す。流入部の層流境界層流れ ($H_{12} = 2.6$) は、下流の $x \approx 20$ mm 付近から大きく変化し始め、遷移領域の長さ 20 mm 程度を経て、約 $x > 40$ mm の下流で乱流境界層 ($H_{12} \approx 1.3$) へ遷移する流れ場である。

図 3.16(b)は、流れ場の渦構造の下流への発達の様子を示す。渦構造の可視化には、速度勾配テンソルの第二不変量 Q の等値面が用いられている。層流境界層から乱流境界層への遷移過程においては、平板境界層における遷移過程と同様に⁷⁴⁾、流れ方向のストリーク構造や3次元的な渦構造により、急速に三次元化が進んでいる。その後、乱流境界層へ遷移した約 $x > 40$ mm の下流においては、円筒表面に沿って薄く複雑な渦構造が発達している。

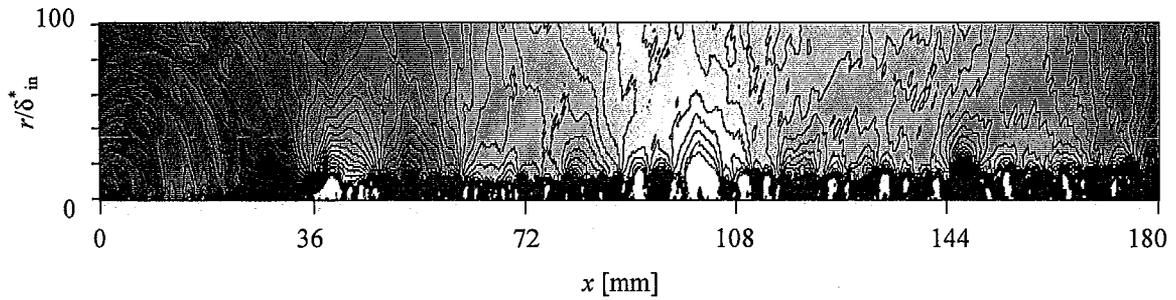
3.3 圧縮性円筒境界層からの音波発生シミュレーション



(a) Shape factor



(b) Vortex structure



(c) Pressure fluctuation

図 3.16 DNS の結果

図 3.16(c)は、流れ場から生じる圧力変動の瞬間場の様子を示す。円筒の表面付近 ($r/\delta_m^* < 20$) には、薄く複雑な渦構造に対応して、波長の短い強い圧力変動がある。しかし、円筒の表面から離れた境界層の外側では、乱流遷移した位置から下流において、比較的波長の長い変動が周期的に認められる。すなわち、乱流遷移した境界層においては、壁面（円筒表面）の渦構造に起因する高周波変動と、遠方まで到達する比較的low周波の変動が存在することが分かった。

3.3.3 模型実験結果との比較

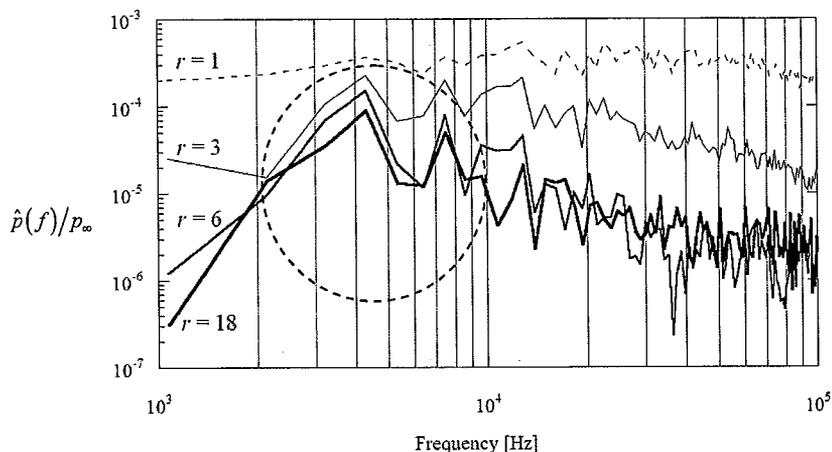
DNSにより求められた模型周りの流れ場と、3.2節の模型実験の結果を比較する。

図 3.17(a)は、DNSで求めた $x = 131$ mm での圧力変動の振幅スペクトルを示す。ここで、縦軸は振幅スペクトル $\hat{p}(f)$ を基準となる無次元圧力 p_∞ で除した値である。 p_∞ は理想気体の状態方程式 ($T = \kappa M^2 p / \rho$) から、主流の値を $T = 1, \kappa = 1.4, M = 0.4085, \rho = 1$ として、 $p_\infty = 4.28$ としている。

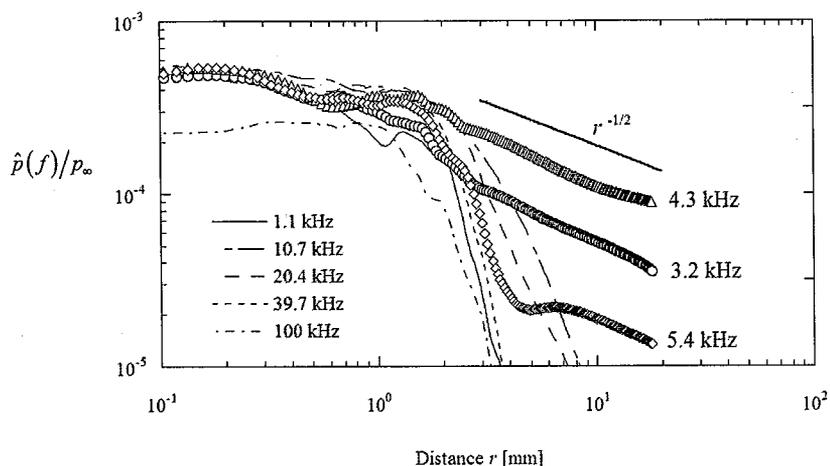
図 3.17(a)より、 $r \leq 3$ mm では乱流境界層内部の渦構造により、低周波から高周波までの広い周波数範囲に圧力変動が分布していることが認められる。 $r > 3$ mm の境界層の外側では、2 kHz 以下と 5 kHz 以上の成分が減衰し、2~5 kHz 付近に圧力変動は残ることが認められる。3.2節の模型実験では、このような模型表面と遠方の周波数分布の違いを求めることはできないが、実験において観測が可能な遠方では 1~5 kHz 付近の成分が卓越しており（図 3.12(b)）、実験と計算の周波数分布は定性的にほぼ等しいと考えられる。

図 3.17(b)は、代表的な周波数の圧力変動について、半径方向 r への減衰を調べた結果を示す。この図より、 $r > 10$ mm の遠方においては、観測距離 r の増加にともない急速に減衰する圧力変動と、比較的緩やかな減衰を示す圧力変動が認められる。境界層内に単極子を置いて音波の伝播を調べた研究⁹⁵⁾では、外部へ直接到達する音波（直接波）と、境界層内に閉じ込められ反射を繰り返しながら壁面を伝う音波（垂直波）が形成される。この垂直波の成分は境界層の外側では観測されにくくなるため、観測距離 r の増加にともない急速に減衰するが、一方の直接波は境界層の外側まで伝播し、緩やかな減衰を示すと考えることができる。また、一般に乱流境界層は準秩序構造⁹⁶⁾を持っており、壁の表面付近に多数発達したヘアピン状の縦渦がまとまって、

3.3 圧縮性円筒境界層からの音波発生シミュレーション



(a) Spectra of pressure fluctuation



(b) Attenuation of pressure fluctuation

図 3.17 DNS による圧力変動の特性

パケットと呼ばれる 0.8δ 程度の高さを持つストリークを構成し、その周囲でバースト・スイープと呼ばれる壁面に垂直な方向のジェットが生じる。バースト・スイープにともなう音波は境界層の界面付近で生じるため、境界層内に閉じ込められることなく、比較的遠方まで到達すると考えられる。

また、本 DNS 結果から、乱流境界層に起因する遠方場の音は、観測距離の $-1/2$ 乗程度で緩やかに減衰する傾向を示した。この減衰率は、模型実験において模型が高速走行する際に模型の中間部から生じていた空力音の減衰率 $P_a \sim r^{-1/2}$ と一致する。したがって、軸方向に長い物体周りの乱流境界層から生じる音波は、音響学的な線音源

状の特性に近いと考えられる。

今後、本 DNS を用いて音源のより詳細な発生機構が明らかとなれば、効果的な低減対策を打ち出すことができると考えられる。ただし、より定量的な比較を行うためには、流入攪乱の調整や、計算領域の拡大、あるいは音響アナロジーを利用した分離解法が必要となる。

3.4 沿線における低周波音の現地測定

高速列車から放射される低周波音の音源には、模型実験と数値解析の結果から、乱流境界層に起因する空力音の影響が含まれると推測された。しかし、新幹線の営業線を用いた実測を行う場合、車両条件や列車速度を任意に変更できない問題があり、また低周波用の特殊な測定器や可聴騒音とは異なった解析法が必要となる測定の困難さから、これまで高速鉄道の沿線において系統的かつ詳細に低周波音の測定がなされた例は極めて少ない⁴⁶⁾。

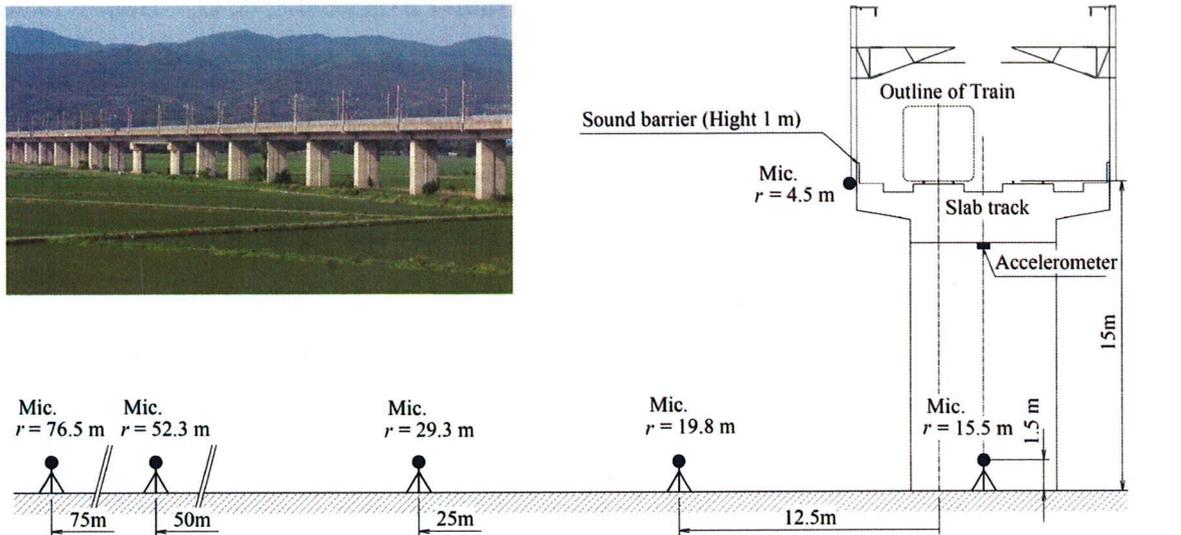
そこで本節では、試験用の高速列車が走行するのにあわせ、明かり区間沿線で低周波音の測定を系統的かつ詳細に行い、実測により低周波音の特性を明らかにする。

3.4.1 測定方法

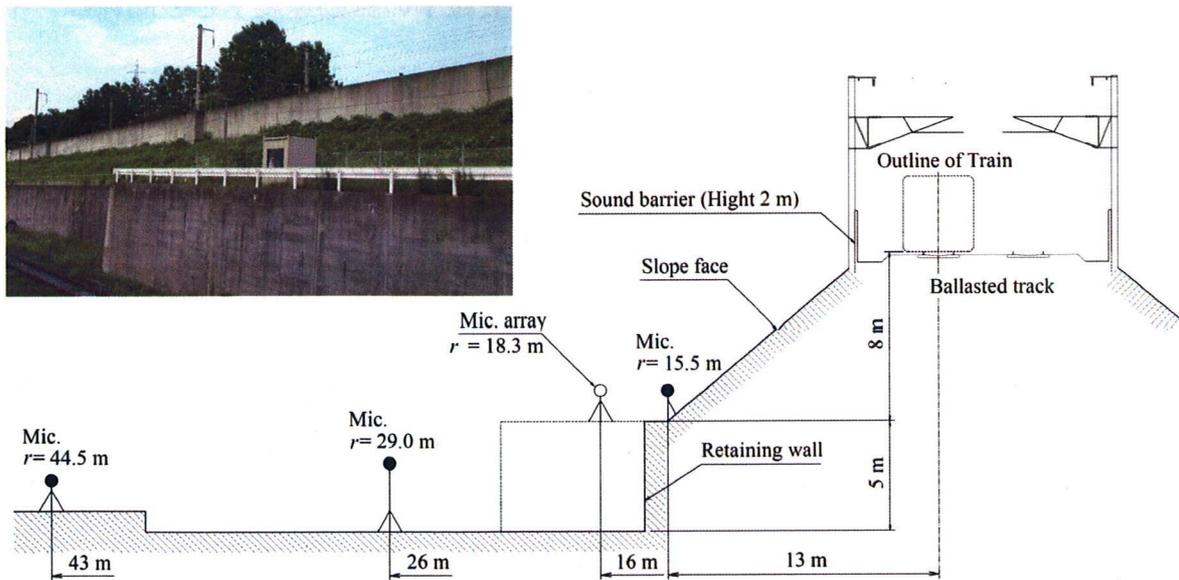
測定は新幹線沿線の明かり区間において、構造物が PPC (パーシャリィ・プレストレスト・コンクリート) ボックス桁の高架区間と、土を盛り上げた盛土区間の二箇所で行った。図 3.18(a)に示す高架区間は、高架の高さが約 15 m で、高架上の線路両側には高さ約 1 m の直壁形防音壁が備わっている。また、線路の線形は直線・平坦で、軌道構造はスラブ軌道である。図 3.18(b)に示す盛土区間は、水平面に対する傾斜角約 40°、高さ約 8 m の植生法面を両側に有し、線路の両側に高さ約 2 m の直壁形防音壁が備わっている。また、線路の線形は R6000 の緩い曲線・6~7% の勾配区間で、軌道構造はバラスト軌道である。測定点の周辺には、騒音源となるような工場や、音を遮ったり反射したりするような構造物はない。測定は主に夜間に行い、暗騒音は 36 dB(A)程度以下であった。

測定データは、列車の通過時間を測る車軸通過信号とともに時間歴波形としてデジ

3.4 沿線における低周波音の現地測定



(a) Viaduct section



(b) Embankment section

図 3.18 測定点の概略

タルオーディオレコーダ（ソニー製 PC-216Ax, 周波数範囲 DC ~ 5 kHz）へ記録した。測定した列車は、主要な記号に示した Train-4, Train-5, Train-6 の3種類である。ただし、測定地点においては Train-4 と Train-5 は併結されており（以降, Train-4-5 と表記）、測定時の進行方向に対しては Train-5 が先行車、Train-4 が後続車となる。Train-6 は高速試験車で、Train-4-5 よりも高速で走行し、空力的にも滑らかな形状をもつ。

低周波音の測定には、超低周波音圧レベル計（リオン製 XN-12A, 周波数範囲 0.2 ~ 1,000 Hz）を使用し、一部の観測点については、環境省マニュアルに準拠した低周波音圧レベル計⁹⁷⁾（リオン製 NA-18A, 周波数範囲 1 ~ 500 Hz）を使用した。図に示した距離 r は、観測点から列車の断面中心軸までを見通した直線距離である。

高架区間においては、低周波音波に占める構造物音の影響を調べるため、図 3.18(a) に示す桁中央下面の振動加速度を振動計（リオン製 UV-05, PV-95, 周波数範囲 1 ~ 10,000 Hz）により測定し、積分器を通して振動速度を得た。振動速度レベル L_v は次式で定義される。

$$L_v = 20 \log_{10} \frac{v}{v_0} \quad (3.21)$$

ここで、 v_0 : 基準の振動速度である。音圧 p と媒質粒子の振動速度 v との間には、平面波と仮定すると次の関係がある。

$$p = \rho_0 c_0 v \quad (3.22)$$

ここで、 ρ_0 : 空気密度、 $\rho_0 c_0 \cong 400 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^3$: 固有音響インピーダンスである。したがって、音圧レベルと等価な振動速度レベルは、基準の振動速度 $v_0 = p_0 / \rho_0 c_0 = 5 \times 10^{-8} \text{ m/s}$ (p_0 : 基準の音圧) とすることで得られる。

また、構造物音の影響が少ない盛土区間では、列車の長手方向（軸方向）に関する空力音の分布を調べるため、線路と平行にマイクロホンアレイを構成し、アレイ軸と直角方向（観測点の正面方向）に指向性を持たせた測定を行った。目的とする低周波音波は、表 3.2 から模型の乱流境界層に起因する空力音を実車換算した 25 Hz および 50 Hz である。アレイを組む際のマイクロホンには精密騒音計（リオン製 NL-32, 周波数範囲 20 ~ 20,000 Hz）を 5 台用いた。現地の測定では音源と観測点は最低でも数 m は離れているので、音源とアレイ軸の距離を r 、音波の波長を λ とすると、可聴域の主要な周波数（1 kHz 以上）では音響学的遠方場条件（ $r \gg \lambda$ ）が成り立ち、入射

波は平面波と見なした遅延和型計算方法により十分な指向性を得られる。一方、低周波音を対象とする場合は音波の波長 λ が長いため、音響学的遠方場条件は成り立たず ($r \approx \lambda$)、指向性が低下する。これを防ぐため、音波の振幅と位相を補正することで指向性の低下を防ぐ球面波補正法¹⁰⁰⁾を採用する。

この手法で用いるアレイ式マイクロホンとは、 $2n+1$ 個のマイクロホンを目的とする周波数バンドの半波長の等間隔 s で配置し、各マイクロホンの出力を重み付けしながら足し合わせることで、音波の伝播方向がアレイ軸と垂直な場合に最も感度が高くなるように設計したものである¹⁰¹⁾。この場合の指向特性は次式で与えられる。

$$K^2(\theta, \Omega) = \left[\sum_{j=-n}^n w_j \cos((\pi j \sin \theta) \Omega) \right]^2 + \left[\sum_{j=-n}^n w_j \sin((\pi j \sin \theta) \Omega) \right]^2 \quad (3.23)$$

ここで、 θ ：アレイ軸に垂直な方向ベクトルとアレイ中心のマイクロホンから音源を見たときの方向ベクトルが挟む角、 $\Omega = \omega/\omega_c$ ：任意の角周波数 ω と $\omega_c = 2\pi c_0/\lambda_c$ で定義される無次元角周波数、 $\lambda_c = 2s$ ：マイクロホン間隔 s で決まる波長、 w_j ：総和が1となるように決めた j 番目のマイクロホンの重みである。

低周波音を対象とする場合は、入射波を平面波ではなく単極子からの球面波とみなし、入射角度 $\theta = 0$ のとき音波の振幅と位相がそろるように補正する。これを球面波補正法と呼び、具体的には以下のような操作を行う。

ア) j 番目のマイクロホンで観察される圧力変動 p_j の振幅を q_j 倍する。

イ) j 番目のマイクロホンで観察される圧力変動 p_j の時間を $r(q_j - 1)/c_0$ 遅らせる。

ここで、 q_j は次式で定義される。

$$q_j = \sqrt{1 + \left(\frac{j\lambda_c}{2r} \right)^2} \quad (3.24)$$

これにより、球面波補正後の指向特性は次式で与えられる。

$$K^2(\theta, \Omega) = \left[\sum_{j=-n}^n \frac{w_j}{\alpha_j(\theta)} \cos(\kappa_c r q_j (1 - \alpha_j(\theta)) \Omega) \right]^2 + \left[\sum_{j=-n}^n \frac{w_j}{\alpha_j(\theta)} \sin(\kappa_c r q_j (1 - \alpha_j(\theta)) \Omega) \right]^2 \quad (3.25)$$

ここで、 $\kappa_c = \omega_c/c_0$ ：波数である。また、 $\alpha_j(\theta)$ は次式で定義される。

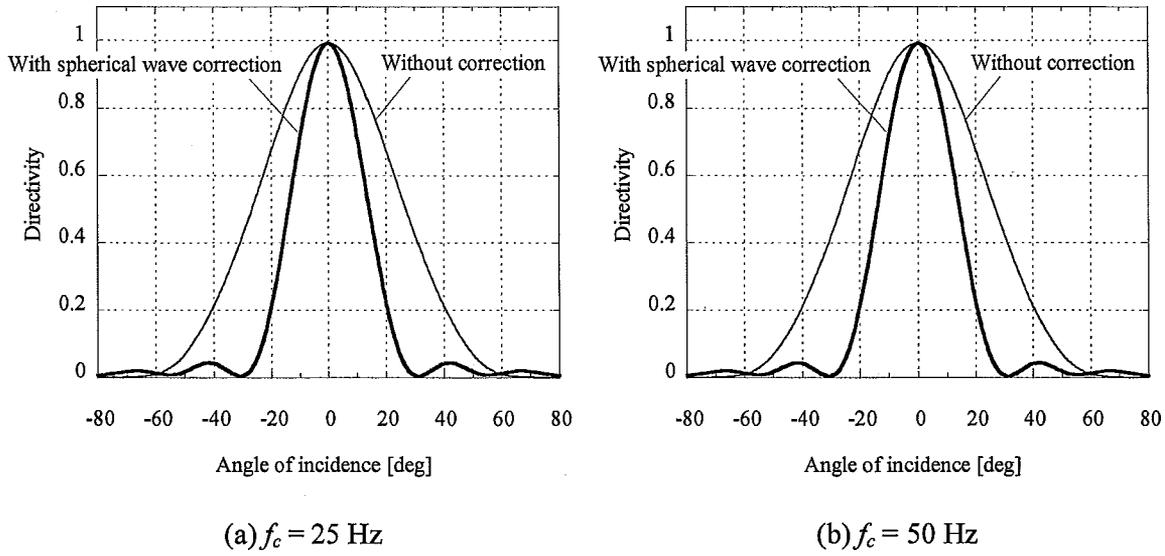


図 3.19 マイクロホンアレイの指向特性
 $[n = 2, r' = 15 \text{ m}, w_j = (0.125, 0.250, 0.250, 0.250, 0.125)]$

$$\alpha_j(\theta) = \frac{1}{q_j} \sqrt{1 + \left(\frac{j\lambda_c}{2r} - \tan\theta \right)^2} \quad (3.26)$$

現地で測定する場合には、広い周波数範囲の音波が到達するので、目的とする音波に合わせた 1/3 オクターブバンドフィルタを通して処理を行う。ここでマイクロホンの間隔 s を 1/3 オクターブバンドの中心周波数の波長の 1/2 に選んでおけば、中心(角)周波数のバンド幅は定義より $2^{-1/6}\omega_c \sim 2^{1/6}\omega_c$ となる。したがって、1/3 オクターブバンド内で強度が一樣な無相関の音波の指向特性は、次式で与えられる。

$$K_{oct}^2(\theta) = \frac{\int_{2^{-1/6}\omega_c}^{2^{1/6}\omega_c} K^2(\theta, \omega) d\omega}{\int_{2^{-1/6}\omega_c}^{2^{1/6}\omega_c} d\omega} = \frac{1}{2^{1/6} - 2^{-1/6}} \int_{2^{-1/6}}^{2^{1/6}} K^2(\theta, \Omega) d\Omega \quad (3.27)$$

中心周波数 f_c が 25 Hz と 50 Hz の場合について、式 (3.25) (3.27) を計算した結果を図 3.19 に示す。球面波補正法によって指向特性が改善され、指向特性の感度(音源が観測点の正面にある場合との比)が 0.5 を上回る範囲は、中心周波数 25 Hz に対して $\pm 14.5^\circ$ (車両側面とアレイ軸の距離 $r' \approx 15 \text{ m}$ とした本測定では 8.7 m の分解能)、中心周波数 50 Hz に対して $\pm 12.5^\circ$ (7.4 m の分解能) である。

なお、指向性音圧レベルを算出する際の時定数は、音源を分離する観点から短くとる方が有利であるが、中心周波数 f_c の周波数分析を行う際には、最低限 $\Delta t = 1/f_c$ の時間と数回の平均回数が必要である。本測定では、 $f_c = 25 \text{ Hz}$ ($\Delta t = 0.04 \text{ s}$) および $f_c = 50 \text{ Hz}$ ($\Delta t = 0.02 \text{ s}$) を対象とするので、FAST 特性よりも若干短い 0.1 s を時定数として、指向性音圧レベルを算出した。

3.4.2 実測結果

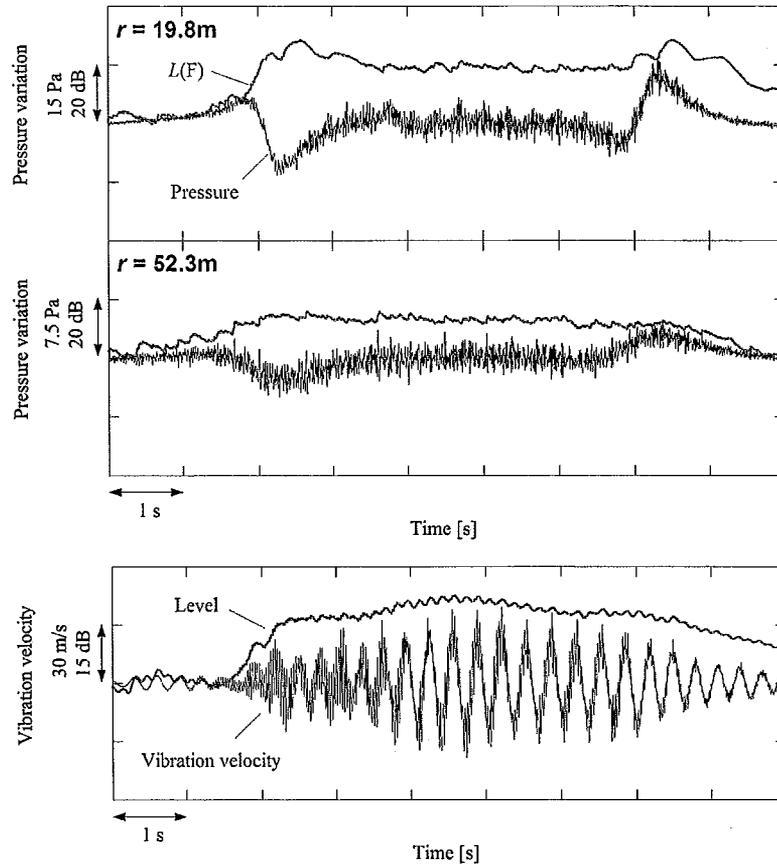
(a) 測定波形

圧力変動 (単位: Pa) および F 特性瞬時音圧レベル (単位: dB, 平坦特性 $1 \sim 100 \text{ Hz}$, 動特性 FAST, 時定数 0.125 s) の波形と、高架橋の桁下面で測定した振動速度 (単位: m/s) および瞬時振動速度レベル (単位: dB, 平坦特性, 時定数 0.125 s) の波形を図 3.20 に示す。ここで、音圧レベルおよび振動レベルは、同条件の複数列車 (10 列車程度) について車軸通過信号で同期をとったアンサンブルパワー平均値である。また、図の下部に示す列車の模式図は、併結された Train-4-5 の先頭部/併結部/後尾部が測定点の正面を通過する時刻と観測波形の対応を示す (以降の図も同様)。なお、圧力変動を測定した観測距離は、設置場所の都合から厳密には高架区間と盛土区間で同一の距離とはなっていない。

図 3.20 に示す圧力変動波形において、列車の先頭部および後尾部の通過時に生じる振幅が大きく時間的に緩やかな変動が、模型実験においても観測された列車周りの準静的圧力場により生じる通過時圧力変動である。同様の通過時圧力変動は、Train-5 と Train-4 が併結される中間部でも観測される。一方、列車の通過中に継続して生じる振幅の小さい圧力変動が、音響学的な音波に相当し、本論文で低周波音波と呼ぶ波動現象である。その振幅および周波数は、列車の通過中はほぼ一定で観測される。この音源には、本論文で着目した列車周りの乱流境界層に起因する空力音以外に、高架橋構造物が移動する列車荷重により加振され生じる構造物音が含まれる。

図 3.20(a)に示した高架区間における桁の振動速度波形を見ると、列車の通過中だけでなく、通過後にも構造物の周期的な振動が認められる。特に、列車の通過中は振動速度レベルが 20 dB 以上増加しており、高架区間においては、比較的振幅が大きくピークの鋭い構造物音が生じていると考えられる。一方、盛土区間では高架区間のよ

(a) Viaduct section



(b) Embankment section

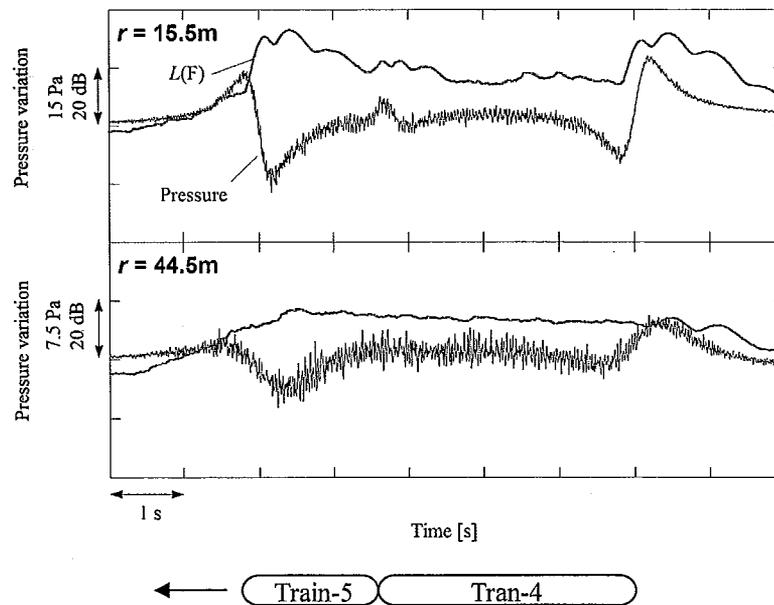


図 3.20 圧力変動波形および高架橋の桁振動速度波形
[Train-4-5, $U = 270\text{ km/h}$]

3.4 沿線における低周波音の現地測定

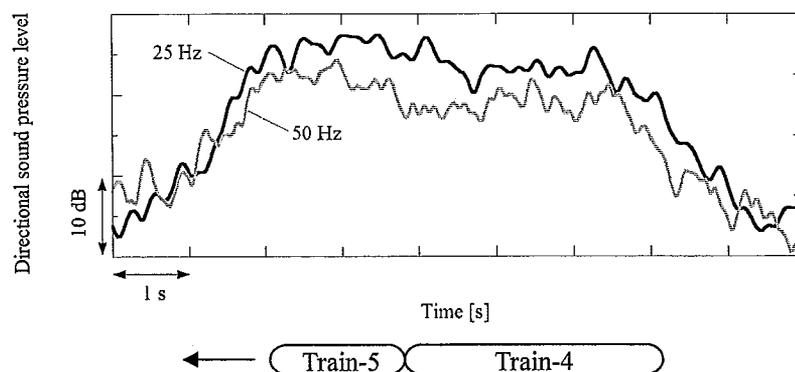


図 3.21 指向性音圧レベル

[Train-4-5, $U = 270 \text{ km/h}$, $r = 18.3 \text{ m}$, Embankment section]

うな構造物音は生じない（小さい）ため、観測距離 r は若干近いにもかかわらず、低周波音波は高架区間と比較し低減していることが認められる。

このため、構造物音の影響を受けにくい盛土区間で、列車の長手方向に関する空力音（列車周りの乱流境界層に起因すると考えられる 25 Hz および 50 Hz）の分布を調べた結果を図 3.21 に示す。ただし、得られる指向性音圧レベルは、列車が観測点の正面付近に来た時点の瞬時値であるため、音源が時間的に変動するような場合、誤差が大きくなる¹⁰²⁾。このため、指向性音圧レベルは、同条件・同車種の複数列車（10 列車程度）について、車軸通過信号で同期をとったアンサンブルパワー平均値である。

図 3.21 から、先行する Train-5 の方が後続の Train-4 よりも指向性音圧レベルが若干大きくなる傾向を示している。このことは、編成部位によって、乱流境界層の発達程度に差が生じている可能性を示す。ただし、個別の部位に着目する限りは、音圧レベルに多少の変動はあるものの、列車の長手方向に関する音源分布としては、車両間連結部／台車部／パンタグラフ部など形状的な特徴がある位置との対応は見られない。したがって、列車周りの乱流境界層に起因すると考えられる低周波域の空力音は、列車の特定の部位ではなく、ほぼ編成全体から放射されていると考えられる。

(b) 周波数分析

列車通過中の 1/3 オクターブバンド等価振動速度レベル（時定数 0.125 s）、および 1/3 オクターブバンド等価音圧レベル（時定数 0.125 s）を図 3.22 に示す。ここで、等

(a) Viaduct vibration velocity level

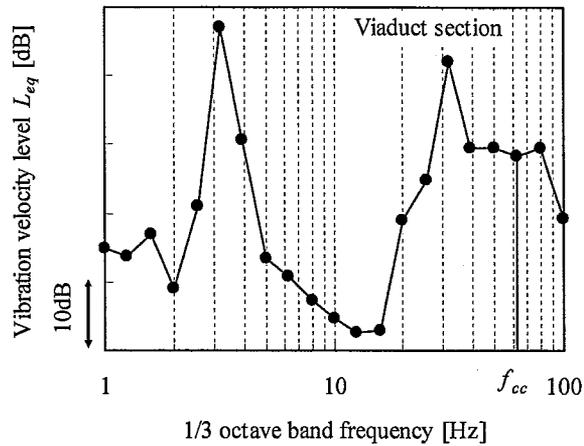
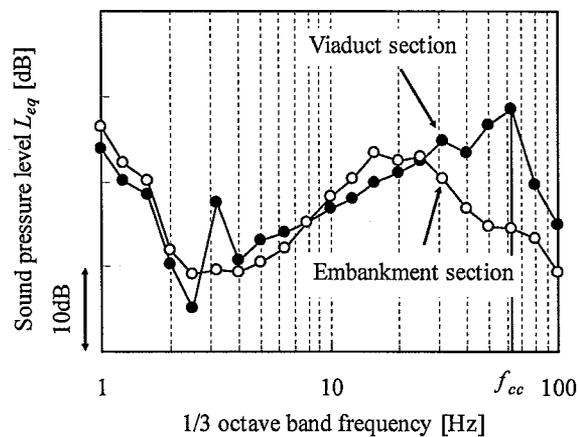
(b) Sound pressure level at $r = 29$ m

図 3.22 1/3 オクターブバンド分析
[Train-4-5, $U = 270$ km/h]

価振動速度レベルおよび等価音圧レベルの定義は式 (2.24) に従う。

図 3.22(a)に示す高架区間における桁の振動速度の周波数分布は、3 Hz と 30 Hz 付近にピークがあり、また 40 Hz 以上の成分も比較的大きいことが認められる。ここで、構造物の固有振動数は構造や基礎形式の違い、地盤のバネ値等が関係し、計算で求めることは容易ではない。ただし、一次固有振動数に関しては過去の実験データ¹⁰³⁾から 3 ~ 6 Hz 程度が一般的であり、卓越した振動成分の 3 Hz は高架構造物における桁の一次固有振動数と見なせる。また、30 Hz の成分は台車軸距により決まる加振周波数 (=列車速度/軸距) と考えられ、40 Hz 以上の成分は構造物が持つ高次の振動モードと考えられる。

これら構造物の固体振動に起因して構造物音は生じるが、振動周波数によって音響

3.4 沿線における低周波音の現地測定

放射率が異なるため、観測される構造物音の大きさは図 3.22(a)と相似にはならない。主に構造物音を放射する面は、図 3.18(a)に示した PPC ボックス桁下面と仮定すれば、コインシデンス限界周波数 f_{cc} および単純支持された有限大の長方形板が点加振されたときの音響放射率 χ は次式⁹⁸⁾⁹⁹⁾で示される。

$$f_{cc} = \frac{c_0}{2\pi S_h} \sqrt{\frac{12\rho(1-\sigma^2)}{E}} \quad (3.28)$$

$$\chi = \begin{cases} \left(\frac{S_l}{\pi^2 S_s} \right) \sqrt{\frac{f}{f_{cc}}}, & f \ll f_{cc} \\ 0.45 \sqrt{\frac{S_l}{\lambda_{cc}}}, & f = f_{cc} \\ 1, & f \gg f_{cc} \end{cases} \quad (3.29)$$

ここで、 S_h : 板厚、 ρ : 板密度、 σ : ポアソン比、 E : ヤング率、 S_l : 板周長、 S_s : 板面積、 $\lambda_{cc} = c_0 / f_{cc}$: コインシデンス限界波長である。それぞれの値として、桁下面の概算寸法 ($S_h = 0.29$ m, $S_l = 109.2$ m, $S_s = 274.4$ m²) および普通コンクリートにおける物性値 ($\rho = 2,300$ kg/m³, $\sigma = 0.17$, $E = 2.7 \times 10^{10}$ N/m²) を用いると、音響放射率 χ が高いコインシデンス限界周波数 f_{cc} は 60 Hz 程度となる。また、コインシデンス限界周波数以下の低周波域では、振動面近傍の圧力変化に空気が追従し周波数が低いほど音響放射率は低くなるため、3 Hz および 30 Hz の振動成分は大きくとも、構造物音はそれほど大きなものとはならない。

これらの構造物音に対応し、図 3.22(b)に示す圧力変動の周波数分布は、高架区間においては 3 Hz および 30 Hz 以上の成分が盛土区間よりも大きくなり、60 Hz 付近に構造物音のピークをもった周波数分布を示す。

次に、観測される音のスペクトルの時間変化を調べるため、圧力変動のパワースペクトル密度を同条件の複数列車についてアンサンブルパワー平均し、時間一周波数平面上に色の濃淡でマッピングしたスペクトログラムを、図 3.23 に示す。ここで、先頭部・併結部・後尾部に生じている 3 Hz 以下の超低周波音は、通過時圧力変動による疑似音である。これら疑似音を除外すると、高架区間と盛土区間ではともに 10~40 Hz 程度に周波数幅の広い空力音と考えられる音波成分があり、かつ高架区間ではピ

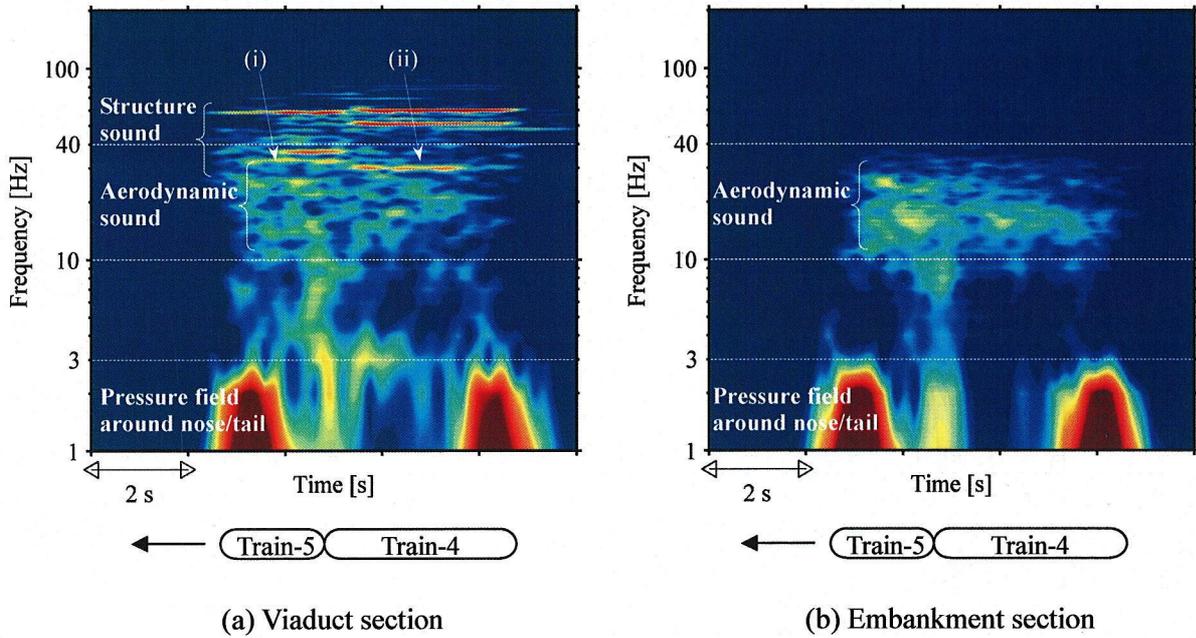


図 3.23 時間一周波数分析 (スペクトログラム)

[Train-4-5, $U = 270 \text{ km/h}$, $r \approx 29 \text{ m}$]

ークの鋭い構造物音の成分も加わることが認められる。

なお、構造物音の周波数ピークは、図 3.23(a)に示すように Train-5 通過時と Train-4 通過時でわずかに異なる。これは Train-5 と Train-4 の台車軸距が異なるため、軸距により決まる加振周波数 (=列車速度/軸距) が、Train-5 は (i) の 33.3 Hz に対し、Train-4 は (ii) の 30.0 Hz となり、桁の振動モードに違いが現れるためと推測される。

(c) 信号間の相関

図 3.22 および図 3.23 から、実測される低周波音波には空力音だけでなく、構造物音も含まれていると推測された。このため、列車同士の圧力変動の相関をとることによって定常的に放射される音の周波数を調べ、さらに圧力変動と振動速度の相関をとることによって構造物音の寄与が大きい周波数を調べた。ここで、信号間の相関 $C(\Omega)$ (振幅二乗コヒーレンス関数) は、次式で定義する。

$$C_{pp'}(f) = \frac{|S_{pp'}(f)|^2}{S_p(f)S_{p'}(f)}, \quad C_{pv}(f) = \frac{|S_{pv}(f)|^2}{S_p(f)S_v(f)} \tag{3.30}$$

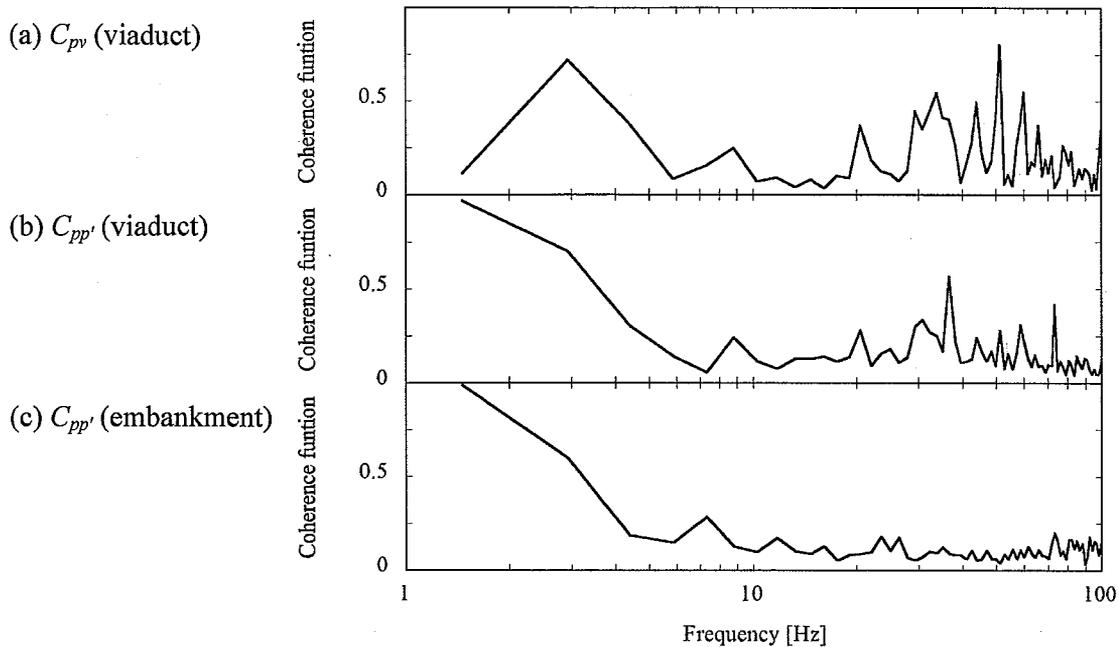


図 3.24 信号間の相関
 [Train-4-5, $U = 270$ km/h, $r \approx 29$ m]

ここで, $S_p(f)$, $S_{p'}(f)$: 周波数 f に関する圧力変動のパワースペクトル密度関数, $S_v(f)$: 振動速度のパワースペクトル密度関数, $S_{pp'}(f)$: 列車同士の圧力変動の相互スペクトル密度関数, $S_{pv}(f)$: 1 列車における圧力変動と振動速度の相互スペクトル密度関数である。なお, $C_{pp'}(f)$ は列車速度がほぼ等しい (270 km/h $\pm 0.35\%$) 列車同士の全ての組み合わせについて求めた後, それらを平均化した。列車本数を n とすると, 平均化した列車本数は $n(n-1)/2$ となる。また, $C_{pv}(f)$ は列車速度がほぼ等しい (270 km/h $\pm 0.35\%$) 列車についてそれぞれ求めた後, それらを平均化した。

図 3.24(a) に示す高架区間を走行する際の圧力変動と高架橋振動の相関 C_{pv} には, 3 Hz をはじめとして高い相関を示す周波数が複数ある。また, 図 3.24(b) に示す高架区間を走行する列車同士の圧力変動の相関 $C_{pp'}$ は, 通過時圧力変動に起因して 3 Hz 以下の相関が高くなり, それ以外の相関が高い周波数は図 3.24(a) の C_{pv} とほぼ一致する。すなわち, 高架区間では列車の通過にともない定常的に発生する圧力変動があり, そのような圧力変動は通過時圧力変動による 3 Hz 以下の疑似音に加え, 高架橋振動にともなう構造物音と考えられる。

一方, 図 3.24(c) に示す盛土区間を走行する列車同士の圧力変動の相関 $C_{pp'}$ には, 通

過時圧力変動に起因して 3 Hz 以下の相関が高くなる以外は、ほぼ無相関となっている。すなわち、図 3.21 の指向性マイクロホンアレイで測定した音圧レベルの結果とも合わせて考えれば、列車から放射される低周波域の空力音は、ほぼ編成全体から不規則に放射されていると考えられる。

(d) 通過時圧力変動と低周波音波の分離

ここまでの測定結果から、高速列車沿線の低周波音は、ア) 列車の先頭部・後尾部の通過時に生じる通過時圧力変動、イ) 列車の通過中に継続して生じる構造物音、ウ) ほぼ編成全体から不規則に放射される空力音、の三つの要因が含まれていると考えられた。これらの現象は、継続時間と周波数に違いがあることへ着目し、3.2.3(b)の模型実験と同様なデジタルフィルタ処理による手法を用いて、通過時圧力変動と低周波音波へ測定波形を分離する。その後、観測距離および速度帯域ごとの速度乗則から、低周波音波に含まれる音源を構造物音と空力音へ分離する。

ア) 通過時圧力変動の代表値 (P_f) の算出

超低周波域 (~ 10 Hz) に属する通過時圧力変動の計測に、超低周波音圧レベル計 (リオン製 XN-12A) を用いる場合、内部回路に組み込まれた直流成分除去フィルタ (バターワース 1 次, カットオフ周波数 0.2 Hz) の位相特性の影響により、低周波域の波形が歪んで出力されることが報告されている¹⁰⁴⁾。したがって、はじめに逆フィルタにより信号を復元する。

$$p(t) \xrightarrow{\text{復元フィルタ}} p'(t) \quad (3.31)$$

復元フィルタのボード線図を図 3.25(a)に示す。本論文では IIR 型の逆フィルタに、5 次のハイパスフィルタをカスケード接続し、文献¹⁰⁴⁾と同様の特性になるよう設計したフィルタを用いた。なお、後段にさらにフィルタを接続する際は、ハイパスフィルタのカスケード接続を不要とした。このようなフィルタを用いて復元した波形は、正圧値、負圧値、p-p 値において、3~5%程度の精度で差圧計により得た値と一致することが確認されている。

次に、図 3.23 の周波数分析結果から通過時圧力変動のおおよその周波数を見積もり (~ 10 Hz)、復元した圧力変動波形 $p'(t)$ を図 3.25(b)に示すバンドパスフィルタ (バターワース 5 次×2, 0.1 - 10 Hz) へ通して、通過時圧力変動の波形 $p_1(t)$ を取り出

3.4 沿線における低周波音の現地測定

(a) Recovery filter of XN-12A

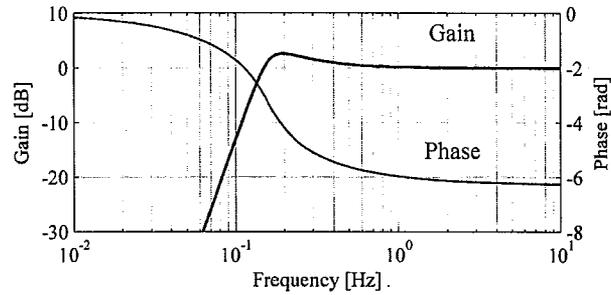
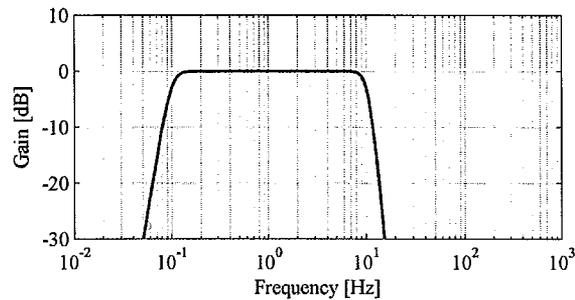
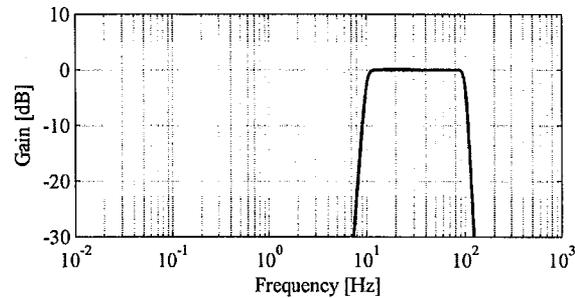
(b) P_f filter, band-pass, cut-off 0.1 - 10 Hz, $N = 5\text{th} \times 2$.(c) P_w filter, band-pass, cut-off 10 - 100 Hz, $N = 10\text{th} \times 2$.

図 3.25 通過時圧力変動と低周波音を分離するフィルタ線図

す。その後、模型実験における式 (3.6) と同様に、列車先頭部が通過する際の最大値と最小値の差をとり、通過時圧力変動の代表値 P_f を求める。なお、通過時圧力変動の代表周波数は、式 (3.5) のように、列車の走行速度 U に比例し観測距離 r に反比例して変化するが、フィルタの帯域幅に余裕を持たせておくことでフィルタ係数は同一の値とした。また、通過時圧力変動は列車先頭部以外にも、後尾部や併結部でも生じるが、通常その中では最も大きい列車先頭部の通過時圧力変動波形から P_f を求めた。

イ) 低周波音の代表値 (以降、 P_w) の算出

図 3.23 の周波数分析結果から低周波音のおおよその周波数を見積もり (10 ~ 100 Hz), 元の圧力変動波形 $p(t)$ を図 3.25(c)に示すバンドパスフィルタ (バター

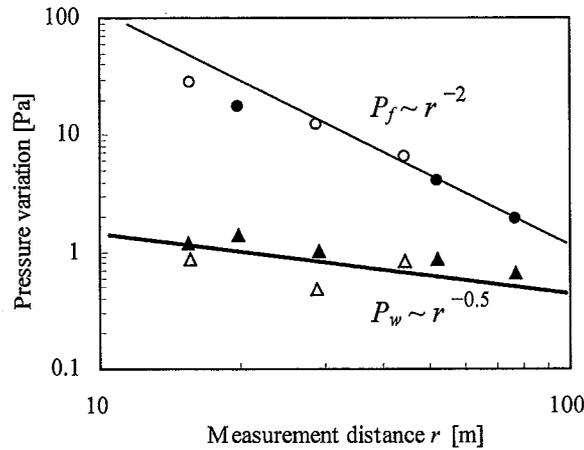


図 3.26 観測距離による低周波音の特性

[Train-4-5, $U = 270$ km/h, ●▲:Viaduct section, ○△:Embankment section]

ス 10 次 \times 2, 10- 100 Hz) へ通して, 低周波音波成分の波形 $p_2(t)$ を取り出す。その後, 模型実験における式 (3.7) と同様に, 列車の先頭部が通過する時間 t_{nose} から後尾部が通過する時間 t_{tail} までの間の実効値をとり, 低周波音波の代表値 P_w とする。

$$P_w = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t_{nose}}^{t_{tail}} p_2^2(t) dt} \quad (3.7)'$$

(e) 観測距離による特性

P_f および P_w と観測距離 r との関係を, 図 3.26 に示す。なお, 列車種別・列車速度・測定区間 (高架・盛土) が異なっても傾向は同じであったため, ここでは列車本数の多い Train-4-5, 速度 270 km/h について平均を求めた結果を示す。

図 3.26 から, P_f (通過時圧力変動) は距離の -2 乗程度で減衰し, 式 (3.8) に示した理論的な特性と等しい。なお, 観測距離が近い場合 ($r \leq 25$ m), P_f 値は -2 乗線から下方へ外れているが, これは列車の側方にある防音壁が列車周りの圧力を遮へいする壁として働く効果や, 列車の三次元的な先頭形状の影響を強く受けているためである¹⁰⁵⁾。

一方, P_w (低周波音波) は, 距離の -0.5 乗程度で減衰し, 音響学的な線音源と似た特性を示す。3.2 節の模型実験結果から, 列車周りの乱流境界層に起因する空力音は距離の -0.5 乗程度で減衰すると推測されており, また, 構造物音についても線上につ

ながる桁振動に起因した線音源と見なせることから、この減衰率は妥当なものと考えられる。

なお、列車に近い観測点では P_f が P_w よりも二桁程度大きいですが、距離減衰が P_f は P_w の 4 倍程度大きいいため、観測点が離れるにしたがい P_f と P_w の差は小さくなる。図 3.26 は、 P_f を p-p 値で P_w を実効値でそれぞれ表しているが、p-p 値同士で比較すれば、 $r \geq 50$ m 程度の観測点で低周波音波が通過時圧力変動よりも大きくなる。

(f) 列車速度による特性

P_f, P_w および高架区間における桁の振動速度と列車速度 U との関係を図 3.27 に示す。ここで、図 3.27(a)(b) に示す圧力変動の観測距離は、設置場所の都合から厳密には高架区間と盛土区間で同一の距離ではない。このため、高架区間における観測距離 r の P_f, P_w を、図 3.26 で求めた距離減衰から、次式により盛土区間の観測距離 r' の P'_f, P'_w へ換算した。

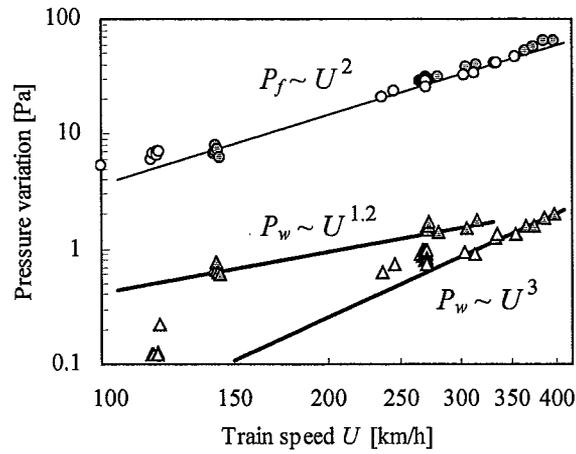
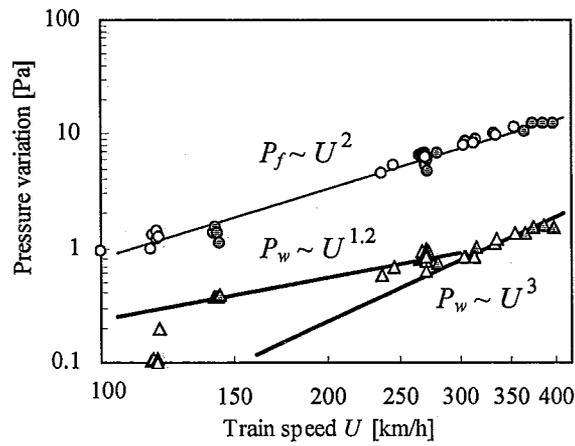
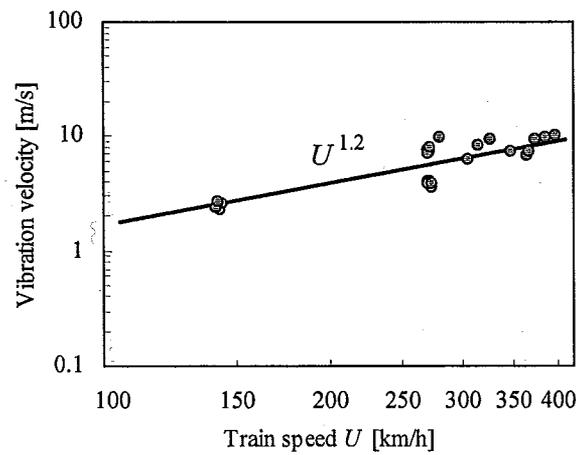
$$P_f \sim r^{-2} \quad \text{より} \quad P'_f \approx P_f \left(\frac{r'}{r} \right)^{-2} \quad (3.32)$$

$$P_w \sim r^{-0.5} \quad \text{より} \quad P'_w \approx P_w \left(\frac{r'}{r} \right)^{-0.5} \quad (3.33)$$

ただし、極力 $r \approx r'$ となる観測点の値を用いる。また、図 3.27(c) に示す高架区間における桁の振動速度は、 P_w と同様に、振動速度を図 3.25(c) に示す帯域フィルタへ通した後の実効値である。また、速度域によって列車種別は Train-4-5 (150 ~ 270 km/h) と Train-6 (270 ~ 400 km/h) の二種類あるが、同一速度の P_f, P_w および桁の振動速度の実効値は、列車種別によらず比較的近い値を示したため、列車種別による補正は行っていない。

図 3.27(a)(b) から、いずれの観測点も P_f は列車速度の 2 乗程度で増加しており、これは式 (3.8) に示した通過時圧力変動の理論的な特性と等しいことが分かる。一方、 P_w は高架区間と盛土区間の違いや、観測距離あるいは速度域の違いによって、1.2 ~ 3 乗の間でいくつかの乗則を示している。これは、低周波音波に複数の要因が含まれており、観測条件によって支配的な音源が異なるためと考えられる。

可聴域における構造物騒音の半経験式¹²⁾から、コンクリート高架区間における構造

(a) Pressure variation ($r = 15.5$ m)(b) Pressure variation ($r = 44.5$ m)

(c) Viaduct vibration velocity

図 3.27 列車速度による特性
 [●▲:Viaduct section, ○△:Embankment section]

3.4 沿線における低周波音の現地測定

物音は、レール頭頂面（車輪と接する面）と車輪踏面（レールと接する面）の荒さ、輪重（平均的には車両重量を車輪の数で除した値）に依存し、それらの条件を固定した場合は、音圧は列車速度の 1.5 乗（音圧レベルは 3 乗）程度に比例して大きくなると推測される。式 (3.21) から、構造物音の大きさと比例関係にある図 3.27(c) の高架区間における構造物の振動速度は、列車速度の 1.2 乗程度に比例している。したがって、低周波領域における構造物音の大きさは、可聴域の構造物音とほぼ同様に、列車速度の 1.2~1.5 乗程度に比例して大きくなると考えられる。一方、乱流境界層に起因する空力音は、3.2 節の模型実験から列車速度の 3 乗程度に比例して大きくなると推測される。

これら速度乗則の違いから、図 3.27(a)(b) の現地で観測される低周波音波の音源はおおよそ分離することができる。すなわち、高架区間の低速域において列車速度の 1.2 乗程度で増加する成分は構造物音が主要な音源と見なすことができ、高架区間と盛土区間に共通して速度の 3 乗程度で急激に大きくなる列車高速域の成分は、乱流境界層を主要因とする空力音が主要な音源となっている可能性が考えられる。

3.4.3 沿線における一般的な低周波音の特性

ここまでに得られた知見から、高速鉄道の沿線に生じる低周波音の一般的な特性を推定し、図 3.28 に示す。ここで、 L_{max} : 瞬時音圧レベルの最大値（平坦特性 1~100 Hz, 動特性 FAST）、 P_f : 通過時圧力変動成分、 P_s : 構造物音成分、 P_a : 空力音成分を表し、プロットは L_{max} の実測値である。

- 近傍場 ($r/d \leq 12$) においては、通過時圧力変動成分 P_f が低周波音成分 (P_s および P_a) よりも大きく、通過時圧力変動成分が音圧レベル最大値を決定する。
- 遠方場 ($r/d > 12$) においては、高架区間と盛土区間の違いや速度域によって、支配的な要因が異なる。しかし、いずれの区間においても、300 km/h を超える高速域では空力音 P_a が支配的となって音圧レベル最大値を決定する。
- 高架区間と盛土区間を比較すると、近傍場では通過時圧力変動成分 P_f が支配的なため、音圧レベル最大値に差はない。遠方場では、構造物音 P_s の差により、300 km/h 程度よりも低い速度域で盛土区間は高架区間よりも音圧レベル最大値が低い。ただし、より高速域では、高架区間でも盛土区間でも空力音 P_a が支配

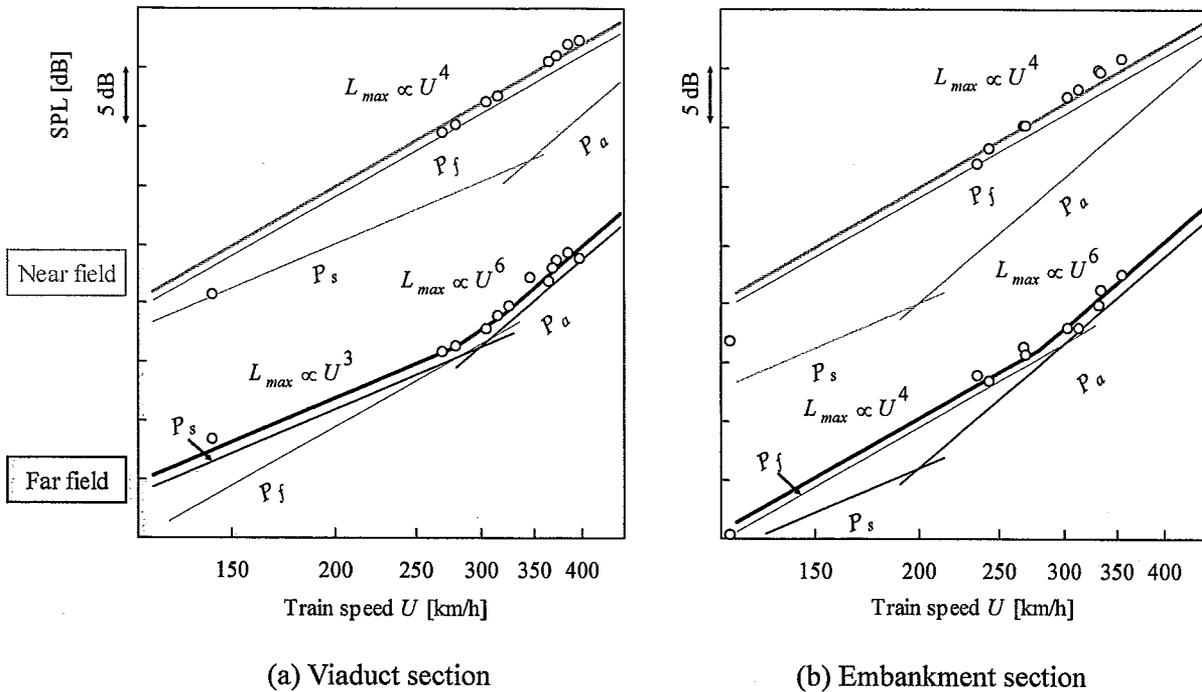


図 3.28 沿線における一般的な低周波音の特性

的となるため、音圧レベル最大値に差は生じない。

以上のことから、列車速度が 300 km/h を超えるような高速列車に関しては、空力的な音源による低周波音の低減が、沿線における低周波音環境の保全には重要であると考えられる。

3.5 まとめ

本章では、高速列車が沿線へ放射する低周波音の音源として、これまであまり考慮されてこなかった列車周りの乱流境界層に着目した。単純化した軸対称列車模型を用いた風洞実験および高速走行実験と、圧縮性円筒境界層の空間発展直接数値シミュレーションの結果を比較・検討し、列車周りの乱流境界層に起因して低周波数の空力音が発生する機構を明らかにした。また、これまで系統的に測定されていなかった高速列車（新幹線）の沿線における低周波音を複数の箇所にて詳細に測定し、空力音を含む

音源別の寄与度を推定した。

得られた成果の概要を以下にまとめる。

- (1) 模型全長の 8 割以上が乱流境界層に覆われている軸対称円筒模型を高速走行させ、放射される圧力変動の特性を調べた結果、乱流境界層に起因する音波は、線音源状の分布を示し、模型走行速度の 3 乗で増加し、観測距離の $-1/2$ 乗で減衰し、模型全長の 0.5 乗程度で増加することを明らかにした。また、実験で求められた乱流境界層に起因する音波を相似則により換算した特性は、高速走行時の実車における低周波音波の特性と定性的に一致し、列車周りの乱流境界層が低周波音波の音源の一つと考えられることを示した。
- (2) 圧縮性円筒境界層の空間発展直接数値シミュレーションにより求められた模型周りの流れ場と比較・検討し、乱流境界層に起因する空力音の発生機構は、発達した乱流境界層内部の複雑な渦構造にあり、そこから境界層外側の遠方まで到達するのは、比較的低周波の音波であることを明らかにした。
- (3) これまで系統的に測定されていなかった高速列車（新幹線）の沿線における低周波音を複数の箇所で詳細に測定した。その結果、高速鉄道沿線の低周波音は、列車周りの準静的圧力場により生じる通過時圧力変動と、高架橋構造物の振動に起因する構造物音、さらに列車周りの乱流境界層に起因すると考えられる空力音から成ることを明らかにした。このうち、空力音は 10 ~ 40 Hz 付近に分布し、ほぼ編成全体から不規則に放射されることを示した。これら音源別の寄与度から、高速鉄道の沿線に生じる低周波音の一般的な特性を推定した。

沿線の低周波音を低減するための対策の指針

沿線で観測される低周波音には複数の音源があり、走行条件や地上条件によって、対策をとるべき現象が異なる。これまでに提案されている事柄を含め、現象別の対策例を以下に列挙する（図 3.29）。

- (1) 観測点が線路に近い場合、通過時圧力変動の影響が低周波音波よりも大きく、沿線環境の対策としては、通過時圧力変動を低減することが効果的である。この対策としては、線路の側方に圧力を遮蔽するための壁（圧力遮蔽壁）を設置する地上側対策や、列車先頭部の最適化による車両側対策などが提案されている

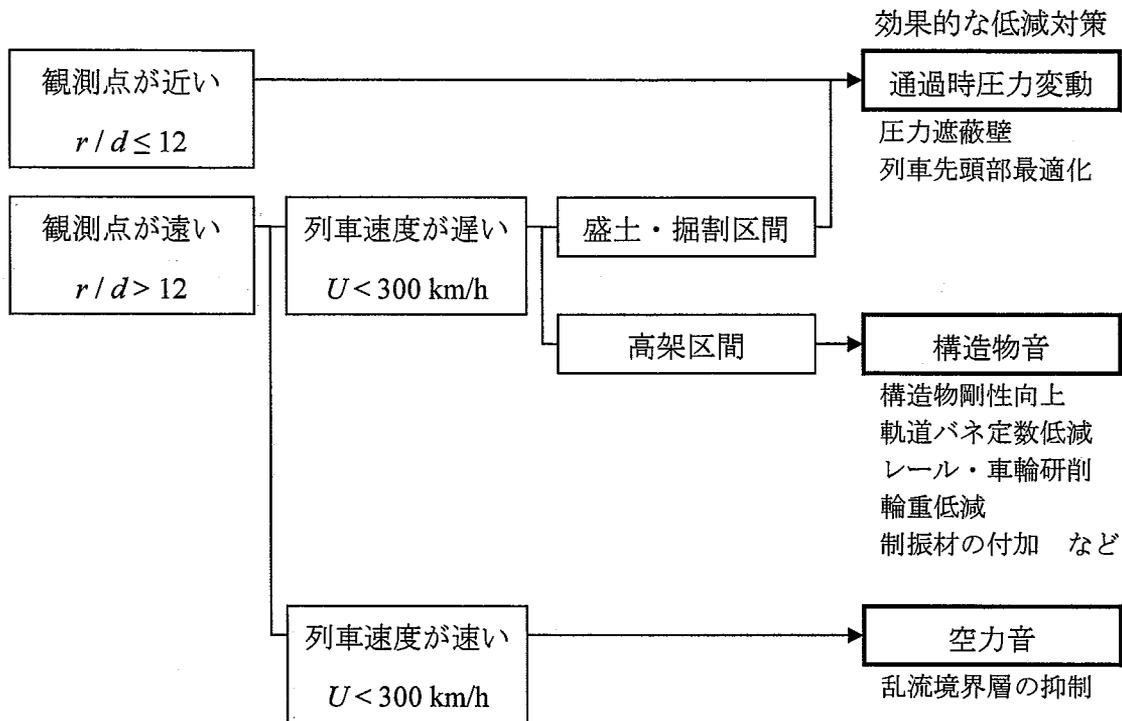


図 3.29 沿線における低周波音の対策指針

る¹⁰⁵⁾。

- (2) 観測点が線路から遠く、列車速度が 300 km/h 未満程度の場合、盛土・掘割区間では (1) と同様に通過時圧力変動の影響が大きい。高架区間では高架橋構造物の振動にともなう構造物音を低減する効果が高い。この対策として、構造物の剛性を上げる、高架橋の床板上にひくバラストマット/スラブマットのバネ定数を下げる、レールと枕木の間に挿入する軌道パッドのバネ定数を下げる、レール頭頂面・車輪踏面を研削する、列車の輪重を低減する、音の放射面となる桁下面に制振材を貼るなどが考えられる。
- (3) 観測点が線路から遠く、列車速度が 300 km/h を超えるような高速域の場合、列車周りの空力音を低減する効果が高い。特に、本論文で低周波域における空力音の主要な要因と推定した列車表面の乱流境界層に関しては、列車と観測点（民家点）の距離が 10% 離れば 5% 低減し、列車の高さ寸法を 10% 縮小すれば 5% 低減し、速度が 10% 低下すれば 27% 低減する。また、乱流境界層の発達を直接的に抑制する方法として、列車の全長は極端に長いことを考慮すると、列車の

3.5 まとめ

表面を空気力学的に滑らかに成型するだけでは不十分である。DNS の結果から推測すると、列車周りの境界層の中でも、列車表面に近い部分が渦の発生源であり、そこでの渦生成の挙動を制御できれば、音波の発生を低減できる可能性がある。そのためには、乱流境界層における特徴的なストリーク構造やバースト・スイープなどの準秩序的な構造を制御するための方策が必要となり、具体的な方法は今後の検討課題である。

第4章 結論

近年、低周波音に対する社会の関心は高く、今後さらなる高速化が予定されている新幹線鉄道についても、沿線における低周波音の低減が望まれている。鉄道沿線における低周波音の研究は、列車・トンネル系の問題は現象解明が進んでいるものの、明かり区間における低周波音はこれまで環境問題となることが少なかったため、現象面に不明な点が残されている。しかし、トンネル区間と異なり明かり区間沿線には家屋が数多く近接しており、対策を行わないまま列車の高速化を進めれば、沿線で環境問題が顕在化する恐れがある。このため、本研究は列車高速化時の沿線環境保全のため、明かり区間における低周波音のうち、構造物通過波と低周波音波の現象解明を行い、対策の指針を示すことを目的とした。

本論文で得られた結論は、以下のとおりである。

4.1 構造物通過波

これまで不明であった構造物通過波の現象に関し、現地と対応した模型実験、および構造物をモデル化した空力音響学的な解析の結果に基づき、構造物通過波の発生メカニズムは列車が構造物へ突入・退出することで構造物の両端部から放射される複数の圧力波が重畳した現象であることを物理的に明らかにした。また、解析の適用条件を満たす長さの構造物から生じる構造物通過波の予測手法を示し、実測結果と定性的に一致することを示した。さらに、工学的に重要な列車速度・観測点（民家点）との距離・構造物の長さ・列車先頭形状に対する構造物通過波の特性を明らかにした。

構造物通過波の低減対策を検討するにあたって、本研究結果から列車が構造物を通過する際に構造物内に形成する圧縮波（後尾では膨張波）の圧力勾配最大値と構造物通過波が比例関係にあることを示し、トンネル微気圧波と同じ既往の地上側・車両側対策が有効であることを明らかにした。

今後、構造物通過波の解析の予測精度をより向上させるには、構造物の出入り口周辺の地形および列車走行軸の偏心方向への指向性を考慮する必要がある。ただし、本

解析手法は計算時間が大幅に短い特徴をもち、構造物通過波の傾向を把握するための予測ツールとして、今後、有効に活用できる。

4.2 低周波音波

高速列車が沿線へ放射する低周波音の音源として、これまであまり考慮されてこなかった列車周りの乱流境界層に着目した。単純化した軸対称列車模型を用いた風洞実験および高速走行実験と、圧縮性円筒境界層の空間発展直接数値シミュレーションの結果を比較・検討し、列車周りの乱流境界層内の渦構造に起因して低周波数の空力音が発生する機構を明らかにした。また、これまで系統的に測定されていなかった高速列車（新幹線）の沿線における低周波音を複数の箇所で詳細に測定した。その結果、高速鉄道沿線の低周波音は、列車周りの準静的圧力場により生じる通過時圧力変動と、高架橋構造物の振動に起因する構造物音、さらに列車周りの乱流境界層に起因すると考えられる空力音から成ることを明らかにした。このうち、空力音は10~40 Hz付近に分布し、ほぼ編成全体から不規則に放射されることを示した。これら音源別の寄与度から、高速鉄道の沿線に生じる低周波音の一般的な特性を推定した。

これらの知見から、低周波音のうち音響学的な波動現象である低周波音波を低減するための対策として、列車速度が300 km/h未満程度の高架区間では構造物音を低減する効果が高く、列車速度が300 km/hを超えるような高速域の場合は、列車周りの乱流境界層に起因する空力音を低減する効果が高いと考えられることを示した。

今後の課題として、模型実験のレイノルズ数をより実車へ近づけるとともに、DNS等を用いて乱流境界層からの音波の発生機構を詳細に明らかにし、乱流境界層に起因する音波を抑制する対策法の検討を進める。

謝辞

本論文の作成にあたり、多くの方々からご指導、ご協力を頂きました。

主指導教官である広島大学大学院工学研究科の前川博教授には、筆者が十年以上も前に電気通信大学の修士課程で学んでいたときにご指導頂いたばかりではなく、(財)鉄道総合技術研究所へ入所してからも多くのご指導、ご鞭撻を頂き、さらには広島大学の社会人博士課程で研究を行う機会を与えていただきました。厚く御礼申し上げます。また、本論文3章に係わる数値計算の実施にあたっては、前川教授とともに渡辺大輔助手の優れた解析能力が、貴重な知見を生み出したことを感謝とともに記しておきます。

広島大学大学院工学研究科の審査委員である澤俊行教授、中川紀壽教授、永村和照教授には、本論文および口頭発表に関し、貴重な助言を頂き感謝いたします。

筆者の勤務先である(財)鉄道総合技術研究所の前田達夫部長をはじめとした環境工学研究部・空気力学研究室の方々には、通常業務が多忙の中にあっても私の社会人博士課程への入学を許し、さらには多くのご配慮とご指導・ご協力を頂きました。特に飯田雅宣研究室長と菊地勝浩主任研究員には、研究内容の貴重な助言を頂くだけでなく、本論文を提出するにあたって著者の稚拙な文章表現を修正頂きました。ここに謹んで御礼を申し上げます。

本論文3章の現地測定の実施にあたっては、JR東日本の栗田健課長、若林雄介氏、(株)ジェイアール東日本コンサルタンツの野口博部長をはじめとした多くの方々のご協力により、貴重な実測データを得ることができました。

また、模型実験と現地測定の全般にわたって、(株)テスの矢野健児次長、鈴木孝康氏に多大なるご協力を頂き、精度の良い模型を用いた再現性の高い実験データを得ることができました。

なお、広島大学大学院博士課程在籍中には、広島大学より「エクセレント・スチューデント・スカラーシップ」奨学制度により、一部の授業料を免除頂きました。本制度へ推薦頂いた前川教授に深謝するとともに、このような制度を設立された広島大学関係者の方に敬意を表します。

最後に、本研究を進めるにあたって、私を励まし支えてくれた父 故高見良三、母征子と妻の両親、そしてなにより妻 雅美の献身に心から感謝いたします。

2008年3月

参考文献

- 1) ISO 7196-1995: Frequency weighting characteristics for infrasound measurement, (1995).
- 2) 環境省環境管理局大気生活環境室：低周波音問題対応の手引書，(2004).
- 3) 大熊恒靖：低周波音計測の変遷，日本音響学騒音・振動研究会資料，N-93-49, (1993).
- 4) 環境庁大気保全局：低周波空気振動調査報告書（低周波空気振動の実態と影響），(1984).
- 5) 環境庁大気保全局：平成 11 年度騒音規正法施行状況調査，(2000).
- 6) 環境省環境管理局大気生活環境室：平成 18 年度騒音規正法施行状況調査，(2006).
- 7) 環境庁大気保全局：低周波音の測定方法に関するマニュアル，(2000).
- 8) 環境省環境管理局大気生活環境室：低周波音全国状況調査結果報告書，(2002).
- 9) Y. Moritoh, Y. Zenda and K. Nagakura: Noise control of high speed Shinkansen, *Journal of Sound and Vibration*, **193-1** (1996), pp. 319-334.
- 10) 環境庁大気保全局：新幹線鉄道騒音に係る環境基準，環境庁告示第 46 号，(1980).
- 11) W. F. King III and D. Bechert: On the sources of wayside noise generated by high-speed trains, *Journal of Sound and Vibration*, **66-3** (1979), pp. 311-322.
- 12) K. Nagakura and Y. Zenda: Prediction model of wayside noise level of Shinkansen, Proceedings of International Workshop Wave 2002, (2003), pp. 237-244.
- 13) 小澤智，森藤良夫，前田達夫，木下真夫：トンネル出口微気圧波の実態，鉄道技術研究報告，**1023** (1976).
- 14) 鉄道技術用語辞典（第 2 版），丸善，(2006), pp. 4.
- 15) 小澤智：トンネル出口微気圧波の研究，鉄道技術研究報告，**1121** (1979).
- 16) 小澤智，塚本京一，前田達夫：トンネル微気圧波低減対策に関する模型実験，鉄道技術研究報告，**990** (1976).
- 17) 樫村秀男，安信強，青木俊之，松尾一泰：管内を伝ばする圧縮波の開口端からの反射（第 3 報放射されるパルス波の強さに関する実験），機械学会論文集（B），**60-575** (1994), pp. 57-63.
- 18) 佐宗章弘，小野寺収，高山和喜，金子良一，松井良博：高速列車のトンネル突入による衝撃波発生に関する実験，機械学会論文集（B），**60-575** (1994), pp. 71-78.
- 19) 田中靖幸，飯田雅宣，菊地勝浩：単純な形状の模型を用いてトンネル突入時の圧縮波形成を模擬する方法（列車中心軸の偏心と地面の影響），機械学会論文集(B)，**63-683** (2003), pp. 1607-1614.
- 20) 飯田雅宣：トンネル突入時の圧縮波形成に関する数値シミュレーション，鉄道総研報告，**8-6** (1994), pp. 25-30.
- 21) 小川隆申，藤井孝蔵：定常流を用いた列車トンネル突入時の圧縮波波面こう配予測法，

- 機械学会論文集 (B), 61-586 (1994), pp. 2136-2142.
- 22) 飯田雅宣, 松村豪, 福田傑, 中谷浩二, 前田達夫: トンネル微気圧波低減のための列車先頭形状の最適化, 機械学会論文集 (B), 62-596 (1996), pp. 1428-1435.
 - 23) M. S. Howe: The compression wave produced by a high-speed train entering a tunnel, *Proc. R. Soc. Lond. A*, 454 (1988), pp. 1523-1534.
 - 24) M. S. Howe, M. Iida, T. Fukuda and T. Maeda: Theoretical and experimental investigation of the compression wave generated by a train entering a tunnel with a flared portal, *J. Fluid Mech.*, 425 (2000), pp. 111-232.
 - 25) M. S. Howe, M. Iida, T. Fukuda and T. Maeda: Aeroacoustics of a tunnel-entrance hood with a rectangular window, *J. Fluid Mech.*, 487 (2003), pp. 211-243.
 - 26) 福田傑, 小澤智, 飯田雅宣, 鷹崎徹, 若林雄介: 長大スラブ軌道トンネル内を伝播する圧縮波の変形, 機械学会論文集 (B), 71-709 (2005), pp. 2248-2255.
 - 27) 佐宗章弘, 松岡敬, 高山和喜: 高速列車トンネル突入による圧縮波の衝撃波への遷移, 機械学会論文集 (B), 63-616 (1997), pp. 130-137.
 - 28) 宮地徳蔵, 福田傑, 小澤智: バラスト軌道トンネル内圧縮波の伝播の数値計算とその検証, 鉄道総研報告, 21-3 (2007), pp. 29-34.
 - 29) 櫻村秀男, 安信強, 青木俊之, 松尾一泰: 管内を伝ばする圧縮波の開口端からの反射 (第2報圧縮波とパルス波の関係), 機械学会論文集 (B), 60-569 (1994), pp. 71-77.
 - 30) 飯田雅宣, 菊地勝浩, 福田傑: 列車のトンネル突入時に突入側坑口から放射される圧力波, 日本流体力学会講演論文集, (1999), pp. 147-148.
 - 31) 飯田雅宣, 田中靖幸, 菊地勝浩, 福田傑: 列車のトンネル突入・退出時に坑口から放射される圧力波, 鉄道総研報告, 14-9, (2000).
 - 32) 田中靖幸, 飯田雅宣, 福田傑, 菊地勝浩: 列車のトンネル突入時に突入側坑口から放射される圧力波の低減対策に関する模型実験, 日本機械学会流体工学部門講演会論文集, (2001).
 - 33) 飯田雅宣, 福田傑, 菊地勝浩: 列車のトンネル突入時に突入側坑口から放射される圧力波の数値解析, 機械学会論文集 (B), 66-651 (2000), pp. 109-116.
 - 34) M. S. Howe: On the infrasound generated when a train enters a tunnel, *J. Fluids and Structures*, 17 (2003), pp. 629-642.
 - 35) 福田傑, 飯田雅宣, 村田香: トンネル内枝坑による微気圧波の低減と枝坑通過波の形成, 鉄道総研報告, 14-9 (2000), pp. 17-24.
 - 36) 澤田一夫, 浮上式鉄道の最近の開発状況, 鉄道総研報告, 12-8 (1998), pp. 1-4.
 - 37) 山田伸志: リニアモーターカーの騒音・振動・低周波音, 日本機械学会環境工学部門ニュース, 環境と地球, No.11 (2000), pp. 6.
 - 38) 中谷浩二, 前田達夫, 松村豪, 福田傑, 野口裕弘, 内田一男: 新幹線トンネルから放射される連続的な圧力波の研究, 日本機械学会第73期通常総会講演論文集 (III), 96-1,

- (1996), pp. 333-334.
- 39) 菊地勝浩, 内田一男, 中谷浩二, 吉田康夫, 前田達夫, 柳澤三憲: 三次元境界要素法による列車通過時の圧力変動解析, 鉄道総研報告, **10-2** (1996), pp. 47-52.
- 40) T. Doi, K. Yokokawa and J. Kaku: Computational and experimental approach to the reduction of pressure variation caused by the passage of a high-speed train, *Inter-noise 2000*, (2000), pp. 46-49.
- 41) 北村敏也, 松林勝志, 小坂敏文, 山田伸志: 高速列車の走行に伴う低周波音のポテンシャル流れモデルによる予測, 日本音響学会誌, **58-7** (2002), pp. 379-385.
- 42) 菊地勝浩, 飯田雅宣, 列車通過時圧力変動の簡易な数値計算法, 日本機械学会論文集 (B), **71-708** (2005), pp. 58-65.
- 43) T. Ogawa and T. Nishida: Numerical investigation of a pressure wave generated by a high-speed train passing through a structure, *Forum Acusticum*, (2002).
- 44) 菊地勝浩, 田中靖幸, 飯田雅宣: 列車がこ線橋を通過する際に観測される圧力波の現地試験, 日本機械学会論文集 (B), **70-691** (2004), pp. 110-115.
- 45) たとえば, 白石英孝, 松岡達郎, 小林良夫: 高速道路橋から発生する低周波音の発生機構に関する一考察, 埼玉県公害センター年報, 第 11 号 (1984), pp. 61-66.
- 46) 菊地勝浩, 鷹崎徹, 飯田雅宣: 列車が明かり区間を通過する際に発生する低周波圧力波の特性, 日本機械学会論文集 (B), **71-708** (2005), pp. 49-57.
- 47) 山本彬也: トンネル出口からの微気圧波, 日本物理学会春の分科会 (応用数学), 流体物理予稿集, (1977).
- 48) 福田傑, 飯田雅宣: 列車・トンネル系の空気力学に関する模型実験, 日本音響学会誌, **63-9** (2007), pp. 543-548.
- 49) M. S. Howe: *Acoustics of Fluid-Structure Interactions*, Cambridge Univ. press, (1998), pp. 65-74.
- 50) 飯田雅宣, 村田香, 福田傑: 複数車種の突入を考慮したトンネル入口緩衝工長さの算出法, 鉄道総研報告, **16-12** (2002), pp. 35-40.
- 51) M. S. Howe: Vorticity and the theory of aerodynamic sound, Third Lighthill Memorial Paper, *Journal of Engineering Mathematics*, **41** (2001), pp. 367-400.
- 52) N. Sugimoto and T. Ogawa: Acoustic analysis of the pressure field in a tunnel, generated by entry of a train, *Proc. R. Soc. Lond. A* **454** (1998), pp. 2083-2112.
- 53) Lord Rayleigh, *The theory of sound*, vol. 2, Macmillan, London, (1926).
- 54) B. Noble: *Methods based on the wiener-hopf technique*, Pergamon Press, London, (1958) (Reprinted 1988 by Chelsea Publishing Company, New York.)
- 55) M. H. F. de Salis and D. J. Oldham: A rapid technique to determine the internal area function of finite-length ducts using maximum length sequence analysis, *J. Acoust. Soc. Am.*, **108-1** (2000), pp. 44-52.

- 56) N. Aoshima: Computer-generated pulse signal applied for sound measurement, *J. Acoust. Soc. Am.*, **5-69**, (1981).
- 57) J. Dang, C. Shadle, Y. Kawanishi, K. Honda and H. Suzuki: An experimental study of the open end correction coefficient for side braches within an acoustic tube, *J. Acoust. Soc. Am.*, **104-2** (1988), pp. 1075-1084.
- 58) 飯田雅宣, 鷹崎徹, 田中靖幸: 短いトンネルの坑口で発生する圧力波に関する検討, 鉄道総研報告, **17-11** (2003), pp. 31-36.
- 59) 宝渦寛之, 高石武久, 池田充: 低騒音パンタグラフまわりの 3 次元数値シミュレーション, 日本流体力学会年会講演論文集, (2003), pp. 308-309.
- 60) 栗田健, 一木剛, 五十川潔, 竹原秀明: 低騒音碍子の開発 (第 2 報), 第 7 回鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL 2000) 講演論文集, (2000), pp. 213-214.
- 61) 水島文夫, 高倉宏幸, 栗田健, 加藤千幸, 飯田明由: 鉄道車両連結部から発生する空力騒音に関する研究, 第 1 報, 騒音発生機構に関する実験的研究, 日本機械学論文集 (B), **72-720** (2006), pp. 1943-1951.
- 62) 高石武久, 善田康雄, 佐川明郎, 長倉清: 高速鉄道の車両下部空力音に関する研究, 日本機械学論文集 (B), **67-662** (2001), pp. 90-98.
- 63) J. E. Rossiter: Wind-tunnel experiment on the flow over rectangular cavities at subsonic and transonic speeds, R&M3488 *Aeronaut. Res. Counc.* (1966).
- 64) R. E. Hayden, B. S. Murray, and M. A. Theobald: A study of interior noise levels, noise sources and transmission paths in light aircraft, NASA CR-172152 (1983).
- 65) M. S. Howe and P. L. Shah: Influence of mean flow on boundary layer generated interior noise, *J. Acoust. Soc. Am.*, **99-6** (1996), pp. 3401-3411.
- 66) C. C. Lin: The theory of hydrodynamic stability, Cambridge Univ. Press. (1955).
- 67) R. Jordinson: The flat plate boundary layer. Part 1. Numerical integration of the Orr-Sommerfeld equation, *J. Fluid Mech.*, **43** (1970), pp. 801.
- 68) H. Schlichting: Boundary Layer Theory, 7th ed., McGraw-Hill (1979), pp. 567.
- 69) 小濱泰昭: 高速列車の空力問題と対策, 日本機械学会講習会教材,
- 70) P. Crespi, R. Gregoire and P. Vinson: Laser doppler velocimetry measurements and boundary layer survey on-board the TGV high speed train, Proceedings of the World Congress on Railway Research, (1994).
- 71) 鈴木昌弘: トンネル内走行時の列車動揺に対する空気力学的研究, 鉄道総研報告, 特別号 **8** (1996).
- 72) L. Howarth: On the solution of the laminar boundary layer equations, *Proc. Roy. Soc., ser. A.* **164** (1938), pp. 547.
- 73) L. S. G. Kovaszny: The turbulent boundary layer, *Annual Review of Fluid Mechanics*, **2** (1970), pp. 95-112.

- 74) 前川博, 渡辺大輔, 尾崎幸玄: TS 波と斜行波によって励起された圧縮性境界層の遷移機構に関する研究, *ながれ*, **24** (2005), pp. 543-551.
- 75) 渡辺大輔, 前川博: 圧縮性境界層の遷移構造に関する研究, 日本機械学会流体工学部門講演会講演論文集, (2005).
- 76) 三好将史: 円筒境界層の線形安定解析, 広島大学卒論, (2005).
- 77) 西沢啓, 側垣正, 高木正平, 徳川直子, 三栖功: 低速風洞縮流胴における境界層遷移過程, 航空宇宙技術研究所報告, TR-1462, (2003).
- 78) H. W. Emmons: The laminar-turbulent transition in a boundary layer-part I, *Journal of the Aeronautical Sciences*, **18** (1951), pp. 490-498.
- 79) P. D. Welch: The use of fast fourier transform for the estimation of power spectra, *IEEE Trans. Audio Electroacoustics*, AU-15 (1967), pp. 70-73.
- 80) W. F. King III: On the boundary layer contribution to wayside noise generated by high-speed tracked vehicles, *InterNoise 94*, (1994).
- 81) S. K. Robinson: Coherent motions in the turbulent boundary Layer, *Annual Review of Fluid Mechanics*, **23** (1991), pp.601-639.
- 82) D. A. Shah and R. A. Antonia: Scaling of the "bursting" period in turbulent boundary layer and duct flows, *Phys. Fluids A* **1** (2), (1989), pp. 318-325.
- 83) D. Watanabe, H. Takami, H. Maekawa, K. Kikuchi, M. Iida, and H. Suzuki: Acoustic waves emanating from transitional structures in a compressible boundary-layer for high-speed train, *The Thirteenth International Congress on Sound and Vibration*, No.644 (2006)
- 84) D. Watanabe, H. Takami and H. Maekawa: Acoustic noise generation in a compressible turbulent cylindrical boundary layer, *Theoretical and Applied Mechanics Japan*, Vol.56 (in press), (2007).
- 85) R. P. Voke and Z. Yang: Numerical study of Bypass Transition, *Physics of Fluids*, **7-9** (1995), pp. 2256-2264.
- 86) L. Temmerman, M. Hadziabdic, M. A. Leschziner, and K. Hanjalic: A hybrid two-layer URANS-LES approach for large eddy simulation at high Reynolds numbers, *Int. J. Heat and Fluid flow*, **26** (2004), pp. 173-190.
- 87) 河合宗司, 藤井幸蔵: 圧縮性境界層バイパス遷移の LES, 第 38 回流体工学講演会講演論文集, 1D1, (2006).
- 88) 宮澤真史, 加藤千幸, 鈴木康方, 高石武久: 二次元翼周り非定常流れの空力音響解析 (第 1 報: 翼周り剥離遷移流れの LES 解析と精度検証), 日本機械学会論文集 (B), **72-721** (2006), pp. 2140-2147.
- 89) M. M. Rai, T. B. Gatski, and Erlebacher: Direct numerical simulation of spatially evolving compressible turbulent boundary layers, *ALAA paper*, **95-0583** (1995).
- 90) G. R. Jacobs and A. P. Durbin: Simulation of bypass transition, *Journal of Fluid Mechanics*, **428**

- (2001), pp. 185-212.
- 91) P. Pirozzoli, F. Grasso, and T.B. Gatski: Direct numerical simulation and analysis of a spatially evolving supersonic turbulent boundary layer at $M=2.25$, *Physics of Fluids*, **16-4** (2004), pp. 530-545.
 - 92) Z. W. Hu, C. L. Morfey, and N. D. Sandham: Sound radiation from turbulent boundary layer, *Physics of Fluids*, **18**, 098101 (2006).
 - 93) T. J. Poinso and S. K. Lele: Boundary conditions for direct simulation of compressible viscous flows, *J. Comput. Phys.*, **101** (1992), pp. 104-129.
 - 94) X. Deng, H. Maekawa, C. Shen: A class of high-order dissipative compact schemes, *AIAA Paper*, **96-1972** (1996).
 - 95) 鈴木崇夫：剪断層内で発生する音の伝播について，*ながれ* **24** (2005), pp. 363-370.
 - 96) R. J. Adrian, C. D. Meinhart and C. D. Tomkins: Vortex organization in the outer region of the turbulent boundary layer, *J. Fluid Mech.*, **422** (2000), pp. 319-346.
 - 97) K. Iwahashi and H. Ochiai: Infrasound pressure meter and examples of measuring data, *Journal of low frequency noise, vibration and active control*, **20-1** (2001), pp. 15-19.
 - 98) L. Cremer: *Structure-Borne Sound*, Springer-Verlag, (1966).
 - 99) L. L. Beranek: *Noise and Vibration Control*, McGraw Hill, Inc. (1988).
 - 100) 菊地勝浩，田中靖幸，吉田康夫，真鍋克士：アレー式マイクロホンを低周波音測定に適用するときの球面波補正法，*日本機械学会論文集 (C)*，**68-668** (2002), pp. 137-144.
 - 101) 荒井昌明，智野貞弥：広帯域指向性マイクロホン，*日本音響学会講演論文集*，(1978), pp. 501-502.
 - 102) 長倉清：新幹線騒音の音源解析法，*鉄道総研報告*，**10-2** (1996), pp. 29-34.
 - 103) 大橋勝弘，西村昭彦：構造物の静的変位と固有振動数の関係，*構造物設計資料*，**49** (1977), pp. 6-9.
 - 104) 菊地勝浩，吉田康夫，飯田雅宣，吉村彰芳，列車通過時圧力変動の音圧波形を得るための計測法に関する研究，*日本機械学会論文集 (C)*，**69-685** (2003), pp. 2271-2279.
 - 105) 菊地勝浩，山内伸亮，吉田康夫，中西正利，高橋亮一，田中靖幸，飯田雅宣：明かり区間沿線における列車通過時圧力変動の低減法，*鉄道総研報告*，**14-9** (2000), pp. 31-36.

論文目録

公表の方法及び時期

- 1 第2章 高速列車が構造物を通過する際に生じる圧力波
著者名：高見創，菊地勝浩，飯田雅宣，前川博
日本機械学会論文集（B編）72巻715号52項～59項 2006年3月 発行
- 2 第2章 高速列車が構造物を通過する際に生じる圧力波
著者名：M. Iida, K. Kikuchi, H. Takami
12th International Meeting on Low Frequency Noise and Vibration and its Control,
pp.75-88 2006年7月 発行
- 3 第2章 高速列車が構造物を通過する際に生じる圧力波
著者名：M. Iida, K. Kikuchi, H. Takami
Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, Vol. 26-4 2007年12月 発行予定
- 4 第3章 高速列車から放射される低周波音
著者名：K. Kikuchi, M. Iida, T. Takasaki, H. Takami
Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 24-4, pp.219-231.
2005年12月 発行
- 5 第3章 高速列車から放射される低周波音
著者名：H. Takami, K. Kikuchi, M. Iida, H. Maekawa, T. Kurita, Y. Wakabayashi
The Thirteenth International Congress on Sound and Vibration, No.535 (CD-ROM)
2006年7月 発行
- 6 第3章 高速列車から放射される低周波音
著者名：D. Watanabe, H. Takami, H. Maekawa, K. Kikuchi, M. Iida, H. Suzuki
The Thirteenth International Congress on Sound and Vibration, No.644 (CD-ROM)
2006年7月 発行
- 7 第3章 高速列車から放射される低周波音
著者名：H. Maekawa, D. Watanabe, K. Ozaki, H. Takami
Turbulence and Shear Flow Phenomena TSFP-5, (CD-ROM) 2007年8月 発行

- 8 第3章 高速列車から放射される低周波音
著者名：高見創，菊地勝浩，前川博，栗田健，若林雄介
日本機械学会論文集（B編）73巻735号103項～110項 2007年11月 発行
- 9 第3章 高速列車から放射される低周波音
著者名：D. Watanabe, H. Takami, H. Maekawa
Theoretical and Applied Mechanics Japan, Vol.56 2008年1月 発行予定
- 10 第3章 高速列車から放射される低周波音
著者名：H. Takami, K. Kikuchi, H. Maekawa, T. Kurita, Y. Wakabayashi
Theoretical and Applied Mechanics Japan, Vol.56 2008年1月 発行予定

参考論文

なし