# 路面キャビティによって発生する エアーポンピング音の検討

# 往岸 達也

## 工修 独立行政法人産業技術総合研究所 (〒305-8564 茨城県つくば市並木 1-2-1) E-mail:ohgishi.t@aist.go.jp

本研究では,路面キャビティによるエアーポンピング音の特性を,室内タイヤ試験機を用いた実験により 明らかにした.問題を簡単化するために路面の凹部を,円筒形状のキャビティとしてモデル化し,タイヤが このキャビティを通過する際に発生する,エアーポンピング音を観測した.キャビティの寸法,走行速度の 違いに対し,発生する音響波の最大音圧値および平均周波数の特性を明らかにした.また排水性舗装のよう な通気性を持つ路面においては,路面キャビティによるエアーポンピング音が緩和される事実を,模擬的実 験により実証した.

*Key Words* : tire/road noise, air pumping noise, road cavity, inner tire facility, drainage asphalt pavement, air filtration

## 1. はじめに

近年自動車交通騒音による環境の悪化は、深刻な 社会問題となっている.中でもタイヤから発生する, いわゆるタイヤ/路面騒音(以後タイヤ騒音と呼ぶ) は、その元凶の1つと考えられており、自動車交通 騒音の低減化における、重要課題であると位置づけ られる<sup>1)</sup>.タイヤ騒音の低減化を図るためには、発生 メカニズムを明らかにした上で、その知見をタイヤ 製造ならびに舗装の設計指針に還元することが得策 であるといえる.タイヤ騒音の発生メカニズムは、 一般に複数存在する<sup>2)</sup>. 主要な発生メカニズムとして, パターンエアーポンピング音やパターン加振音につ いては、過去に詳細な検討がなされている、しかし タイヤから発生する騒音レベルの内、これらのメカ ニズムによる騒音の相対的割合求めると、それはタ イヤおよび走行速度等のパラメータに依存するが、 およそ4~6割程度である3). 従ってパターンエアー ポンピング音やパターン加振音以外にも、これと同 程度の騒音レベルを示す発生メカニズムが存在する 可能性があり、その解明が望まれている4)、未解明の 騒音発生メカニズムの候補として、路面凹凸による エアーポンピング音や摩擦音等が挙げられているが, これらの特性については、未だ十分な検討がなされ

## ていない.

本研究では、路面凹凸によって発生するエアーポ ンピング音に注目し、その特性を実験的に明らかに することを試みた.路面凹凸によるエアポンビング 音とは、タイヤ接地面において路面の凹凸とタイヤ により形成される微小空間中の圧縮空気が、その開 放時に放出されるのに伴って発生する騒音と理解さ れている.従ってこの発音メカニズムでは、タイヤ のみならず路面の性状が、現象に深く関与するであ ろうことが予測される.しかし路面の凹凸は複雑で あり、実路面での発生騒音から、直ちにこの騒音の 特性に言及することは困難である。そこで本報告で は、現象を簡素化する意味で、室内タイヤ試験機に おいて、路面を模擬するドラム表面上に設けられた 円筒キャビティを,実路面の凹部としてモデル化し, タイヤがこのキャビティを通過する際に発生するエ アーポンピング音(以後キャビティ音と呼ぶ)の特性 について述べる.本研究の結果をもとに、キャビテ ィ音の発生メカニズムに対する数理的記述が成され れば、複雑な形状の実路面のキャビティ音の予測を 行うことは、比較的容易であると言えよう.

同種の研究は過去にHametほかが,実車両を用いて 行った野外実験について報告している<sup>5,6)</sup>.しかしこ の報告では,主として興味の中心はキャビティ内部 の圧力変化に当てられた.また円筒キャビティの深 さをその内径によって除した値で定義されるアスペ クト比は,2以上の深いキャビティを対象としてい る.本報告では、ドラム式の室内タイヤ試験機を用 いて、キャビティ音として伝播する音響波の測定を 行った.ここでは開粒度アスファルト舗装のような 路面において、キャビティのアスペクト比を1程度 と仮定し、発生する音響波に対する、キャビティ形 状や走行速度等のパラメトリックな特性を明らかに した.さらに近年、排水性舗装におけるタイヤ騒音 の低減効果が確認されているが<sup>7~9)</sup>、路面構造が多孔 質であることにより、キャビティ内の空気が舗装の 表層内部に透過する状況において、キャビティ音低 減化の可能性について実験的検討を行った.

# 2. 実験の概要

#### (1) 室内タイヤ試験機によるキャビティ音実験

路面キャビティによるエアーポンピング音の計測 は、タイヤ騒音の解析用として開発された室内タイ ヤ試験機<sup>10</sup> (以後試験機と呼ぶ)を用いて行った.こ の試験機は、基本的にドラム型のタイヤ試験機であ り、回転ドラムの外周上に接するタイヤの転動によ り、実走行を模擬する.このとき発生するタイヤ騒 音は、周囲の騒音の影響を排除して観測されるよう、 タイヤおよびこれと接する回転ドラムの一部を収め た直方体形状のチャンバー内で計測される.試験機 の主な仕様については、**表-1** に示すとおりである. またチャンバー内部のタイヤ周辺の様子を、**写真-1** に示す.

キャビティ音の測定では、鋼製の平滑なドラム表 面上に、次節で述べるキャビティを設け、タイヤが このキャビティを通過する際に発生する音圧を観察 する. 図-1 には、実験装置の概略図を示す. 音圧波 形は、マイクロフォンとして使用する精密型騒音計 からの音響信号を、バンドパスフィルターに通した 後、FFT アナライザによって記録し、後に計算機に より解析を行った. 音圧波形の記録に際しては、ド

表−1 至内タイヤ試験機の王な仕様	
ドラム直径/幅/材質 :1.7m/0.5m/鋼製	
ドラム軸定格出力/駆動源:18.5kw/インバータモータ	
ドラム軸制御方式:回転数制御	
装着タイヤ : ホイール呼び R13~R15 相当	
タイヤ軸定格出力/駆動源:37kw/インバータモータ	
タイヤ軸制御方式 : 回転数制御またはトルク制御	
測定チャンバー外形寸法:3.5×4.4×2.7[m]	
構造:天井および側面-木板および鉛板,床面-鋼板敷	
き、室内面−吸音材貼り	
振動絶縁:防振ゴム	

ラム軸に直結するエンコーダにより、キャビティの 中心がタイヤ接地面の中心部を通過する瞬間に、ト リガー信号を発生させ同期を図り、この前後の適当 な時間の波形を記録した.

実験に用いたタイヤは、他のタイヤ騒音メカニズ ムの影響を極力排除するために、トレッドパターン を全く持たない、スリックタイヤを用いた.試験機 の駆動はタイヤ軸モータを回転数制御とし、回転ド ラムを従動させるモードで行った.音響計測を行う 速度範囲として、ドラム外周速度で定義する走行速 度 v は、11.1~22.2[m/s]の間で2.78[m/s]毎に変化させ、 それぞれ定常速度に達した後、波形の記録を行った. 本実験で用いたタイヤの仕様ならびに上記計測系の 諸設定値の詳細については、**表-2**にまとめる.



写真-1 室内タイヤ試験装置外観



図-1 キャビティ音実験装置概略図

表−2	タイ	ヤ仕様およ	こび計測系諸設定値
-----	----	-------	-----------

タイヤトレッドパターン	: スリック
タイヤホイール呼び	: 185R14/70
タイヤ接地圧荷重	: 1170[N]
タイヤ空気圧	:176[kPa]
タイヤ接地長(静止時)	: 0.0746[m]
騒音計水平位置(x)	: 0.12[m]
騒音計垂直位置(y)	: 0.50[m]
FFT サンプリング周波数	:100[kHz]
バンドパスフィルター帯域	: 0.5~20[kHz]

#### (2) 路面キャビティ

実験の対象とするキャビティとして、路面を模擬 する試験機のドラム表面に,キャビティ内径dの円筒 形状の穴加工を施した. 図-2に、円筒形キャビティ の概略図を示す.キャビティは、ドラム表面の異な る位置に、2mmおきに内径 4~12mmの 5 個の穴を設 けた.ただし内径が 8mm以上の穴については、同一 中心軸上に内径 diの内穴をさらに開け、中空のドラ ム内部に貫通させている. キャビティ内部に適当な 高さのプラグとカラーを挿入することにより、キャ ビティ深さlをキャビティ内径で除して定義される アスペクト比αを調整した. この時プラグと穴壁との 間に生ずるわずかな隙間には、粘土を充填してキャ ビティ内部の気密性を確保した.なお第4章で述べ るキャビティ内部の空気を外部に透過させる実験に おいては、内穴を有するキャビティを用い、プラグ に円筒形の貫通穴を設ける.この場合,貫通穴の内 径を透過孔内径a, プラグの高さを透過孔深さbとし, 複数の貫通穴によって、全体の透過孔面積sを調整し た

# 3. キャビティ音の特性

# (1) キャビティ音の音圧波形

実験により観測された,代表的なキャビティ音の 音圧波形を図-3に示す.同図の時刻0は,タイヤの 接地面中心がキャビティの中心軸を通過する時刻に 一致させてある.また図中の時刻*t<sub>st</sub>*,*t<sub>sp</sub>は*,それぞ れタイヤ接地面後縁にキャビティが達し,これが完 全に露出した時刻を示しており,以下の関係から算 出した.

$$t_{st} = \frac{s - \frac{d}{2}}{v} \tag{1}$$

$$t_{sp} = t_{st} + \frac{d}{v} \tag{2}$$

ただしこれらの値は、タイヤ接地長2sが、タイヤ回 転中も静止状態と変わらないと仮定している.また 太線矢印で示した各軸に沿ってみれば、各パラメー タの影響が追えるように図を配置してある.

観測された音圧波形は、振幅値包絡面が数msの間 に増加、減衰する波束の形状を持つ.波束を示す時 間は、タイヤからキャビティが露出する時間のほぼ 1~2 倍程度である.タイヤ後縁からマイクロフォン までの音波の到達時間t<sub>tr</sub>は、図-1のx、y、sで規定 されるマイクロフォンまでの距離と、音速(c=340m/s) から、以下のように概算される.



**図-2** キャビティ概略図



図-3 音圧波形

$$t_{tr} = \frac{\sqrt{x^2 + (y - s)^2}}{c} \sim 0.0014[s]$$
(3)

図より波束は、tstからほぼtrr後に出現していることが わかり、すなわちこの音圧波形は、キャビティがタ イヤ後縁から露出した後に発生する音響波であるこ とが推察される.なお詳細に観察すると、波束の出 現時刻が、trとわずかながら前後する理由は、タイ ヤが真円ではなく、また回転によりタイヤ接地長が 変化するためではないかと考えられる.

波形の形状として,正負を繰り返す振動の数およ び波長は,走行速度とキャビティ内径には依存する が,アスペクト比の違いに関しては,その依存性は 弱い.またキャビティ音発生直後の音圧は,負の値 を示すことがわかる.エアーポンピング音の発生メ カニズムとして,圧縮空気の流出による音響放射と いう観点からは,この現象は理解しがたい.なお Hametほかが示した,キャビティ音の音圧波形におい ても,同様に現象開始時の負圧部分を確認すること ができる<sup>5)</sup>.この原因として,圧縮空気の放出に先立 ち,キャビティ近傍においてタイヤが特異な変形を 示し,タイヤと路面との間に空気の流入が生じたた めではないかと推察されるが,詳細については不明 である.

#### (2) キャビティ音の最大振幅値の特性

図-4a, b, cは, キャビティ音の最大振幅値Pmax (音 圧絶対値の最大値)に対する, 走行速度, キャビティ 内径, アスペクト比の各パラメータ依存性を示す. 同図ではパラメータの内の1つ(図-4aではキャビテ ィ内径)を固定し, 他の1つ(同走行速度)を横軸変数 とし,残る1つ(同アスペクト比)を可変として同一グ ラフ上に示した. パラメータの影響を見やすくする ため, 固定, 横軸変数, 可変とする各パラメータの 組み合わせを変え, 合計 15 個のグラフを描いた. 各 グラフの縦軸, 横軸は, 対数目盛を用いている. な お最大振幅値は, 1 組のパラメータに対し, 20 回の 測定を行い, その算術平均をとって評価している.

図-4a, bより,最大振幅値は,走行速度およびキャビティ内径の増加にともない,上昇することがわかる.両者のグラフにおいて,横軸変数に対する最大振幅値の関数形は指数的であり,その指数値は, 固定,可変とするパラメータによらず,ほぼ一定であるといえる.一方図-4cにおけるアスペクト比に対する最大振幅値の依存性は,キャビティ内径によって異なる.アスペクト比に対する最大振幅値の関数形は,直線的であり指数形であるとみなされるが,その指数値はキャビティ内径の増加とともに減少し,



キャビティ内径が 8mm 以上では, アスペクト比の依存性をほとんど受けない.

最大振幅値は、各パラメータに対し指数関数とし て変化することがわかったので、ここで最小二乗法 によって、各パラメータの指数値を求めてみる.ア スペクト比の指数値に関しては、上述のとおりキャ ビティ内径によりその傾向が異なるが、指数値自体 は小さく、その変化がわずかであることから、これ を一定値とみなして平均化を行う.以上より最大振 幅値のパラメータ依存性として、次式が得られる.

$$P_{\max} \propto v^{1.92 \pm 0.031} d^{1.62 \pm 0.019} \alpha^{0.069 \pm 0.060}$$
(4)

これによれば、キャビティ音の最大振幅値は、指数 値の大きいキャビティ内径、走行速度に強く依存す ることがわかる.

#### (3) キャビティ音の平均周波数

キャビティの音圧波形が,正または負の振幅値を 示す時間,すなわち半波長に注目する.**図-5**には, 音圧波形と半波長の変化の様子の一例を示す.ただ し半波長については,振幅が正または負を示す丁度 中心の時刻において,同一符号の振幅値を示す時間 を半波長としてグラフに描いた.同図より半波長は, 時刻の進行とともに変化する.つまりキャビティ音 は,変調波である.この変調の度合いは,実験を行 った範囲ではさほど大きなものではないので,平均 的な周波数を定義し,その比較を行うことにしよう. これには同図の各半波長を単純に算術平均しても良 いが,ここでは音圧波形の自己相関係数からその値 を算出する.**図-6**は,**図-5**の音圧波形に対する自己 相関係数を示す.図中に示す自己相関係数の半波長  $\Delta r$ により,平均周波数fmを次式のとおり定義する.

$$f_m = \frac{1}{2\Delta\tau} \tag{5}$$

図-7a, b, c は, 上述のようにして求めた平均周 波数の, パラメータ依存性を示す. 同図は, パラメ ータの各依存性を明瞭に示すために, 図-4 の表記に ならい描画した. 平均周波数は, 速度の増加に対し ては, 増加関数となり, またキャビティ内径, アス ペクト比の増加に対しては, 減少関数となる. それ ぞれの関数形は, 何れのパラメータに対しても, 指 数形であるといえる. 最小二乗法によって求めた各 パラメータに対する指数値より, 代表周波数につい て次式の関係が与えられる.



指数値の大きさより、代表周波数はキャビティ内径 の影響を最も強く受けることがわかる.

なお Hamet ほかによれば,キャビティ内部におい ては,キャビティがタイヤから開放されると,圧力 は減衰振動を示し,その直後は本実験と同様,変調 波であるが,十分時間がたった後,その周波数はほ ぼ一定になることが報告されている<sup>6)</sup>.この時間は 概ねタイヤの接地面が,キャビティから 0.15m程進 んだ時点とされる.本実験における走行速度範囲で は,これはキャビティ音発生後,6.8~13.5ms以降と なる.しかし図-3より明らかな通り,本実験で扱っ たパラメータ範囲では,この時刻には既にキャビテ ィ音は減衰しており,外部に放射された音響波に対 して,この特性を観察するにはいたらなかった.



# 4. 多孔質路面でのキャビティ音

#### (1) キャビティ内の空気の透過

排水性舗装のような多孔質構造の舗装では、タイ ヤ騒音の低減効果が確認されているが、この要因と して、2 つの可能性が考えられている<sup>11)</sup>.通常舗装 表面で反射する音響波が、舗装の表層の持つ吸音性 により内部に回折するためという説と、タイヤ接地 面においてタイヤグルーブや路面の凹凸の空気が、 路面の持つ透過性により十分な圧縮を受けず、エア ーポンピング音が緩和するためであるとする説がそ れである.この両説の真偽あるいはそれぞれの寄与 度等については、検討の余地がある.後者の可能性 の1つとして、本研究で対象とするキャビティ音が、 透過性を有する路面においていかなる特性変化を示 すかについては、模擬的な実験によって確認するこ とができる.

排水性舗装は、 粗骨材間を充填する細骨材の欠如 によって,連続気泡型の多孔質構造を有している. 従ってタイヤと路面キャビティに挟まれた空間中の 圧縮空気は、骨材間の間隙を通り、容易に内部へ浸 透できると考えられる. 同様の効果は、本実験にお いて、円筒キャビティに透過孔を設け、キャビティ 内部の空気を、外部に排出させることによって、模 擬的に再現されるであろう. そこでキャビティ底部 のプラグに、円筒形の穴を設け、キャビティ内部の 空気が、中空のドラム内部に透過できる場合の、キ ャビティ音特性について実験を行った. プラグに設 ける透過孔については、すでに第2章2節で述べた とおりである.キャビティ内径は,音圧の最大振幅 値がもっとも大きい 12mm のものを対象とした.ま た実験に使用したタイヤおよび計測手法は、透過孔 のないキャビティ音実験と同様である.

#### (2) 透過孔を持つ場合のキャビティ音の音響特性

図-8には、透過孔を有するキャビティから発生す る音響波の最大振幅比を示す.同図横軸は透過孔面 積*S*であり、縦軸の最大振幅比は、透過孔がある場 合の最大振幅値を、透過孔がない場合の最大振幅値 で除して定義したものである.キャビティ内径等の パラメータは、同図に示したとおりである.またこ の実験では、1組のパラメータに対し50回の測定を 行い、その算術平均をとって評価している.最大振 幅比は、何れの速度においても、透過孔面積の増加 とともに、速やかに低下することがわかる.透過孔 面積に対しては、ほぼ指数的な減衰を示すが、最大 振幅比の低下は、走行速度が低いほど顕著である.



図-9は、透過孔面積に対する、平均周波数の変化 を示す.どの走行速度に対しても、平均周波数は透 過孔面積によらず、ほぼ一定値を保つことがわかる. キャビティ内径と透過孔内径との比から考えて、キ ャビティ内の空気流の緩和時間は、透過孔を通るよ りタイヤから開放され外部に放出される場合の方が 圧倒的に短い.それ故キャビティ音の放射において は、透過孔の存在は意味を持たない.しかしタイヤ がキャビティ内の空気を放出する直前のキャビティ 内の初期圧力は、透過孔からの空気流出により減少 しているはずである.従ってキャビティ音の平均周 波数は、上述のキャビティ内の初期圧力には、依存 しないと考えられる.

図-10 には、透過孔深さに対する、キャビティ音の最大振幅比を示す。何れの透過孔面積および走行速度の場合も、透過孔深さが増せば、最大振幅比は増大し、キャビティ音の低減効果が損なわれることがわかる。この原因としてキャビティ内部から透過孔を通り流出する空気流に対し、透過孔壁で働く摩

擦抵抗が透過孔深さの増大とともに増すため,結果 的に空気流量が減少し,キャビティ内部の圧力低下 が鈍化するためであると考えられる.

排水性舗装での透過孔は、骨材間の間隙がこれに 相当すると考えられる.本実験の結果からすれば, この間隙によって形成される透過孔の流路面積が大 きく, 流路長さが短いほど, キャビティ音を抑止す る効果は高いと予想される. また本実験では、キャ ビティ内の空気は、その容積比から考えて自由空間 と考えられる、ほぼ無限大容積の中空ドラム内部に 流出させている.しかし排水性舗装内部においては、 キャビティから流出する空気は、連鎖した骨材間の 間隙中に浸透した後、表層から自由空間へ排出され ると考えられる.一般に自由空間に直接排出される 空気流は、間隙中を縫って流れる場合に比べ、速や かな空気の膨張がなされ、作用する流動抵抗も小さ いと予想される.従って舗装内部に自由空間に相当 する部分があれば、キャビティ内の圧力降下にとっ て有効であると思われる.このために表層と基層と の間に、粗骨材を用いたバッファ層を設けることに より、舗装内部の空隙量を増せば、キャビティ音の 抑制に寄与するのではないかと予想される.

# 5. まとめ

本研究では、室内タイヤ試験機を用いて、円筒形 キャビティによる、エアポンビング音の実験を行い、 その特性を明らかにした.その結果以下の結論を得 た.

(1)キャビティ音は、キャビティがタイヤから露出するとともに発生する、波束の形状を有した音響波である.

(2)キャビティ音の発生直後に負の音圧値が観測される.この原因は不明であるが,可能性としてキャビ ティからの圧縮空気の放出に先立ち,タイヤの変形 等による空気の吸い込みが発生しているのではない かと考えられる.

(3)キャビティ音の最大振幅値は、走行速度およびキャビティ内径に依存し、指数的に変化する.またアスペクト比に対する依存性は低い.

(4)キャビティ音の音圧波形は変調波である.平均周 波数として定義された周波数は,走行速度,キャビ ティ内径,アスペクト比に依存し,指数的に変化す る.

(5)透過孔を持つ場合のキャビティ音について,最大振幅比は透過孔面積の増加とともに速やかに減少する.また平均周波数は,透過孔面積には依存しない.

(6)透過孔を持つ場合のキャビティ音について,最大振幅比の低減量は,透過孔深さが増し自由空間までの距離が長くなると抑制される.

(7)排水性舗装では,路面キャビティによるエアーポ ンピング音の発生が抑制されることを,模擬的実験 により実証した.

謝辞:本研究をまとめるに当たり,名古屋大学大学院 航空宇宙工学専攻,航空宇宙工学分野,空力・ 推進講座,梅村章博士からは,有益な提言を賜った. また日本大学理工学部,社会交通工学科,環境工学 研究室,岩井茂雄博士からは,貴重な指摘を賜った. 両博士には,ここに記して謝意を表する.また本実 験に際し,ミシュランリサーチアジア株式会社から は,試験用タイヤの提供を賜った.ここに記し謝意 を表する.

#### 参考文献

- 白橋良宏:自動車騒音の低減対策について、自動車研 究、21-7、pp.333-338、1999.
- Heckl M.: Tyre noise generation, Wear, 113, pp.157-170, 1986.
- 3) 尾崎敏夫:タイヤ道路騒音とその低減対策,自動車研 究,22-12, pp.573-578,2000.
- 4) 時田保夫 監修:音の環境と制御技術 第Ⅱ巻応用技術、pp.362-372、フジ・テクノシステム、1999.
- Hamet J. F., Deffayet C., Pallas M. A.:Phenomenes d'air-pumping dans le bruit de contact pneumatique /chaussee – Cas d'une cavité amaénagée dans la chaussée, RAPPORT INRETS, N132, pp.1-78, 1990.
- 6) Hamet J. F., Deffayet C., Pallas M. A.:Air-pumping phenomena in Road cavities, INTROC 90, pp.19-29, 1990.
- Von Meier A.: Acoustically optimized porous road surface -Recent experiences and new developments, *Inter-Noise 88*, pp.1323-1326, 1988.
- 8) 往岸達也,清水健一:タイヤ騒音の発生メカニズムに 関する研究(第1報)- 車載型マイクロフォンによる野 外タイヤ騒音実験,機械技術研究所所報,50-3, pp.43-52, 1996.
- 7) 押野康夫:路面性状の違いによるタイヤ/路面騒音の変化、日本音響学会誌、54-4、pp.314-319,1998.
- 10) 往岸達也,清水健一:タイヤ騒音の発生メカニズムに 関する研究(第2報)-試験機の開発とタイヤ騒音の室 内実験に関して,機械技術研究所所報,51-5, pp.19-28, 1997.
- 11) 明嵐政司,石田稔,加来照俊:排水性舗装の騒音低減 要因に関する考察,日本音響学会誌,49-10, pp.691-696,1993.

# STUDY ON AIR PUMPING NOISE IN ROAD CAVITIES

# Tatsuya OHGISHI

Air-pumping noise generated by a road cavity is studied by an experiment using of an inner drum facility. To simple the problem, the road cavity is modeled as a cylindrical cavity which is processed on the drum surface, and acoustical wave is observed after a tire passed through the cavity. For the difference of the cavity size and the tire velocity, the characteristics of maximum sound pressure and averaging frequency are clarified. The fact that air-pumping noise by the cavity is reduced at the road with the porosity like the drainage asphalt pavement is verified experimentally.