

自動車ドアミラーから発生する空力騒音の数値解析

佐々木壮一*

Numerical Analysis of Aerodynamic Noise Generated from an Automobile Door Mirror

by

Soichi SASAKI*

The aerodynamic noise source around an automobile door mirror is assessed using a hot-film sensor. The pressure fluctuation generated by the velocity fluctuation is expressed as pressure equation based on the generalized Bernoulli equation. The measured outputs of the hot-film sensors were compared with the results of computational fluid dynamics (CFD) and computational aeroacoustics (CAA). The broadband noise measured in the cabin was greater at the measurement position near the door mirror. Broadband noise at 500 Hz or higher was observed inside the cabin because the door glass was vibrated by the velocity fluctuation of the turbulence near the door mirror in the same frequency domain. The output of the hot-film sensor measured around the door mirrors was consistent with the noise characteristics analyzed by the CAA. These results indicate that it can be used to identify the location of aerodynamic noise sources around door mirrors or to qualitatively evaluate the relative intensity of the noise sources.

Key words : Aerodynamic Noise, Computational Aeroacoustic, Hot-film Sensor, Moving Noise Source

1. はじめに

ドアミラーは運転席近くに設置されていることもあり、この騒音が運転者の不快に感じる一つの因子となる。このため、このドアミラー騒音を低減させることは、自動車の品質を保証するための一つの主要な課題となっている。完成車の品質管理を目的とした空力騒音の試験はテストコースで計測される。このテストコースにおける騒音の試験は、ロードノイズや機械振動騒音などが重畳されるため、ドアミラーが原因となって発生する騒音のみを抽出することができない。このため、自動車の走行状態における空力騒音の評価には風洞試験が有効とされている。Wernerらは、車両サイドミラーのトーン自己ノイズ放出と関連する流れ場を実験的に調査した⁽¹⁾。Fuらは、ミラーハウジングとその円筒形の脚部からなる単純なモデルを適用

して、高速走行中に不要な空力騒音と風の抵抗を引き起こす自動車のサイドミラーを表現し、これらのサイドミラーモデルの流れ場と壁面圧力変動が風洞で実験的に測定された⁽²⁾。一方、実車の品質管理では、テストコースでの走行試験における空力音源の簡易計測技術の確立が求められている。しかし、PIVやCFDなどは製造段階の品質管理で必要とされる実車試験の簡易計測へ応用することは困難である。汎用流体計測技術の一つであるフィルム型の熱膜センサは、そのセンサの冷抵抗の変化により壁面近傍の流れの変動量を評価する計測方法である。その計測原理は熱線流速計と同じであることから、ファンの空力騒音の音源解析の方法として注目されていた⁽³⁾。熱膜センサは任意の位置に容易に貼り付けることができ、その計測技術も熱線流速計によって確立されている。しかし、こ

令和6年12月12日受理

* システム科学部門 (Division of System Science)

の熱膜センサが空力音源の解析に応用された先行研究は少なく、その定性的な計測技術の有効性についても不明な点が多い。

本研究では、この熱膜センサによる空力音源の計測に関する実現可能性試験を目的として、自動車ドアミラーから発生する空力音源の評価を試みた。まず、熱膜センサの出力信号と空力音源の関係が一般化ベルヌーイの式に基づく圧力方程式として表されている。また、自動車ドアミラー周りの流れの数値シミュレーション (CFD) と空力音響解析 (CAA) の解析方法を解説し、車室内における空力騒音の測定結果と CAA との解析結果の比較に基づいて、熱膜センサによる空力音源の評価に関する実現可能性が議論される。

2. 実験装置および測定方法

風洞試験装置とドアミラーについては、文献(4)と同じものが用いられているので参照されたい。図1は、定温度型熱線流速計 (Constant Temperature Anemometer, CTA) の概略図を示したものである。King⁽⁵⁾は、熱線の加熱量と熱線からの放熱量の関係を式(1)のように近似できることを示した。

$$Q = I^2 R_w = \frac{E_w^2}{R_w} = (A + B u^{1/m})(T_w - T_a) \quad (1)$$

ここで、 Q は熱線の加熱量、 I は電流、 R_w は熱線の抵抗、 u は熱線に流入する空気の流れの速度、 T_w は熱線の加熱温度、 T_a は空気温度である。このとき、温度上昇 $T_w - T_a$ があまり大きくない範囲については、 m はおよそ 2.0 となる。CTA の場合、温度上昇 $T_w - T_a$ が一定になるように、熱線の抵抗 R_w がブリッジ回路で制御される。このとき、式(1)の A と B を較正試験で決定し、電流 I を流すための加熱電圧 E_w が決定されると、平均速度 \bar{u} と加熱電圧 E_w の関係は式(2)となる。

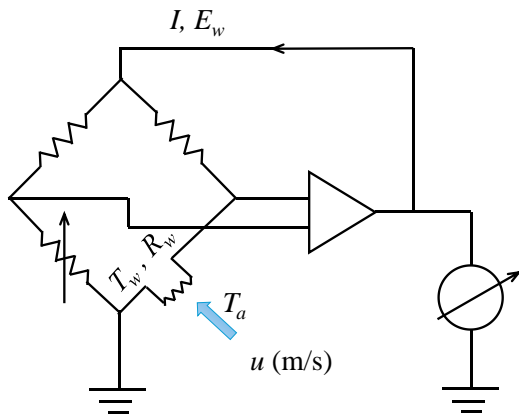


Fig.1 Constant-temperature anemometer (CTA)

$$\bar{u} = \left(\frac{E_w^2 - A}{B} \right)^m = \alpha \bar{E} \quad (2)$$

このとき、指数 m が CTA において 2 で較正されると、速度 \bar{u} は加熱電圧 E_w の 4 次式で与えられる。一般的な CTA の計測機器では、速度と加熱電圧の関係をより簡単にするために、流速 \bar{u} が電圧 \bar{E} に $\alpha = 1$ で比例するよう線形化回路 (リニアライザ) で直線化される。

壁面近傍の速度の測定には、図2のフィルム型の熱膜センサが用いられている。熱膜センサには、ポリイミド製フィルムにニッケルを蒸着した単線のセンサー (DANTEC, 55R47) が採用されている。センサの導体部分の幅 W と素線の長さ L は $0.9\text{mm} \times 0.1\text{mm}$ である。この速度の測定には、流れ場の測定と同じ熱線流速計 (カノマックス, 7000 Series) が用いられている。図3は主流速度 U と熱膜センサで測定されたリニアライザからの出力電圧 \bar{E} の関係を示したものである。熱膜センサの出力電圧 \bar{E} は、概ね主流速度に比例する関係になった。両者の関係は係数 m を調整することで、さらに直線化することができる。この結果から、壁面近傍の速度 \bar{u} は主流速度 U に概ね比例することがわかる。このとき、その速度変動は式(3)として表される。

$$u = \bar{u} + u(t) \propto \bar{E} + E(t) \quad (3)$$

ここで、右辺第一項は時間平均項、第二項は非定常項

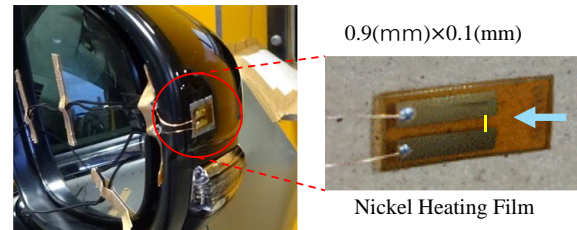


Fig.2 Hot-film sensor

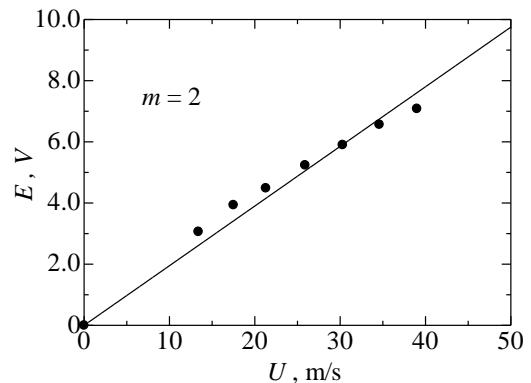


Fig.3 Relationship between the main flow velocity and output voltage measured by the hot-film sensor

である。速度と出力電圧の絶対的な関係を厳密に評価することは、測定環境の気温や時間経過に伴う環境変化だけでなく、実車の品質管理への応用の観点からも困難である。従って、本研究における実車ドアミラー周りの流れの計測では、その主流速度の絶対値は較正されておらず、右辺第二項の加熱電圧が壁面近傍の速度変動を表す信号としてそのまま扱われている。

図4は、壁面近傍のせん断流れの模式図を示したものである。壁面には素線長さ $L (=100\mu\text{m})$ の熱膜センサが取り付けられている。図(a)に示されるように、熱膜センサに流入する流れには乱れがなく、壁面にはせん断層が形成される。このせん断層の速度ポテンシャルが式(4)のようにモデリングされている。

$$\phi(t) = \int u(t) ds \approx \frac{\pi l u(t)}{2} \quad (4)$$

ここで、 s は壁面せん断層に形成される速度ポテンシャルの経路、 l は壁面近傍の速度勾配の代表長さ、 $u(t)$ はその測定位置での壁面近傍の速度である。熱膜センサで測定可能な代表長さ l は、概ね、熱膜センサの長さ L 程度であろう。式(4)はこの壁面近傍における速度勾配の代表寸法 l によって見積もられる速度ポテンシャルである。ここで、図(b)に示されるような、この速度ポテンシャルに関する一般化ベルヌーイの式を考えよう。このとき、速度ポテンシャルに不定性が仮定されると、その右辺は時間に依存しない定数 C に置き換えることができる。

$$\frac{\partial \phi(t)}{\partial t} + \frac{p(t)}{\rho} + \frac{U^2}{2} + \Omega = C \quad (5)$$

ここで、 $\phi(t)$ は速度ポテンシャル、 $p(t)$ は圧力、 U は主流速度、 Ω は外力、 C は定数である。大気圧における外部流れの空気については、外力 Ω の影響は無視される。主流の乱れが小さいときには、流れ場の圧力 $p(t)$ を壁面近傍の速度ポテンシャルの変動量として評価することができる。

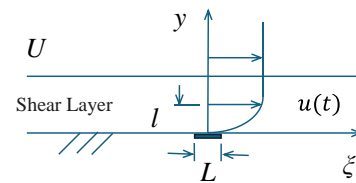
$$p(t) = \rho \left\{ C - \left(\frac{\partial \phi(t)}{\partial t} + \frac{U^2}{2} \right) \right\} \quad (6)$$

式(6)は壁面近傍の圧力を速度ポテンシャルの変動として評価した圧力方程式である。Curl は固体表面上から発生する遠距離場の音圧を式(7)として与えている⁽⁵⁾。

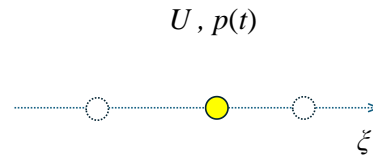
$$p_a(t) = \frac{1}{4\pi a_0 x^2} \frac{\partial}{\partial t} \int p(t) d\xi \quad (7)$$

ここで、 p_a は音圧、 x は音源から観測点までの距離、 $p(t)$ は固体表面上の圧力変動である。従って、固体表面近傍の速度ポテンシャルの変動を熱膜センサによって計測することが出来れば、その信号に基づく特定の測定位置における音圧を評価することができる。

図5には、流れの数値シミュレーション (CFD) に用いられた車体の形状モデルが示されている。数値シミュレーションにおける自動車のボディやドアミラーなどの寸法は実車と同じである。CFD のコードには Hexagon の Cradle CFD が用いられている。ドアミラー周りの CFD では、計算コストを削減するために、車体のおよそ 1/8 の領域が解析されている。その計算領域は $x \times y \times z = 3.5\text{m} \times 1.5\text{m} \times 1.15\text{m}$ の直方体である。計算モデル全体の要素数は約 830 万要素である。ドアミラー近傍の境界層は 3 層に設定され、その最小格子幅は約 $100\mu\text{m}$ である。このとき、主流速度が時速 120km のとき、その最小格子幅は $y^+ < 10$ 程度である。この解析では、ドアミラーのような複雑な物体周りの乱流現象を解析するために LES が採用されている。計算領域の流入側には一定の主流風速を与え、流出側には大気圧が与えられている。計算領域の自由境界面には Free



(a) shear layer



(b) velocity potential

Fig. 4 Schematic of the shear flow near the wall

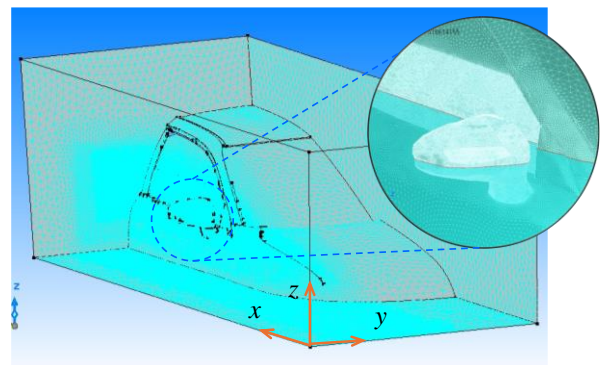


Fig. 5 Model of the vehicle body used in the numerical simulation (CFD)

slip の条件が与えられ、ドアミラーやボディには静止壁の条件が設定されている。2000Hz 程度の可聴域の空力騒音の解析を目的として、ドアミラー周りの非定常の流れ場が解析された。まず、車体周りの定常の流れ場を 4000 回の繰り返し計算で発達させ、この流れ場が非定常の流れ場を計算するための初期条件として与えられた。非定常の流れ場の時間ステップは 5.0×10^{-5} sec で 4000 回計算されている。このとき、空力騒音の解析では 2000Hz の周期的変動現象がおよそ 10 点のデータで

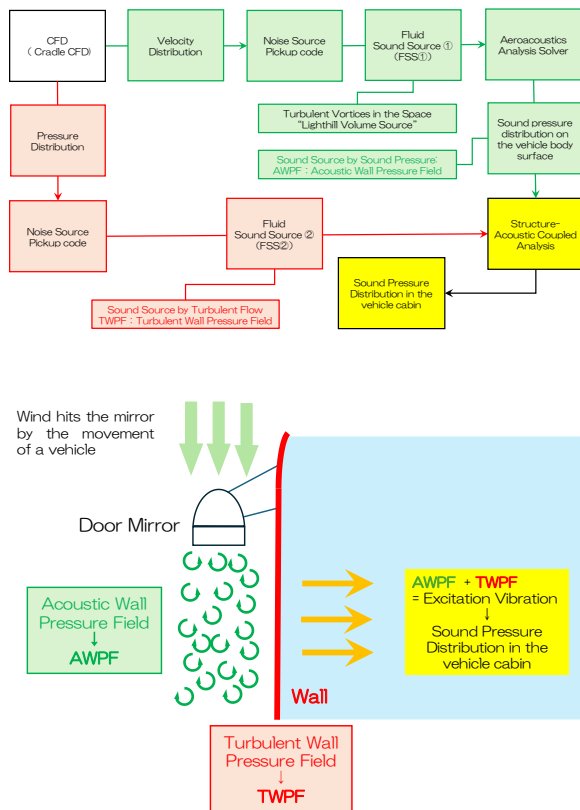


Fig. 6 Overview of the Computational Acoustic Analysis

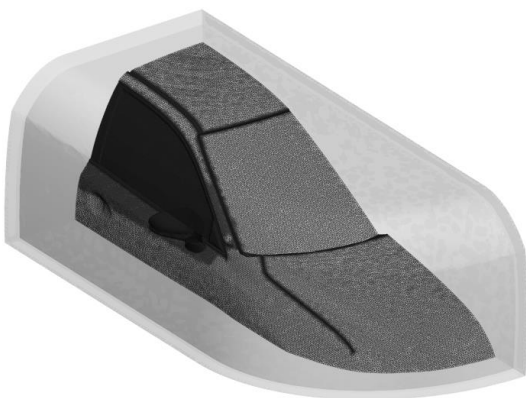


Fig. 7 Acoustic mesh of the vehicle body for the CAA

構成される。

図 6 は数値音響解析 (CAA) による音響解析の概要を示したものである。CAA の計算コードには ACTRAN が採用されている。車体周りの流れ場は、前述の CFD によって与えられる。この CAA の空力騒音は、空間中の乱流渦による流体音源 (AWPF) と流れ場の乱流による壁面境界の圧力変動による流体音源 (TWPF) によって構成される。これら二つの音源によって車体に加振され、車室内における振動音の伝播が解析される。図 7 には、CAA のための車体周りの空力音響メッシュが示されている。流体音響解析用格子の要素数は 13,848,790 要素である。構造音響連成解析用格子の要素数は 1,394,380 である。なお、CAA における車室内の騒音については、AWPF と TWPF によって車体全体を加振させたものが採用されている。

3. 結果および考察

図 8 は、車室内における騒音の測定位置を示したものである。その測定位置はドアミラー位置 (mirror)、運転者の耳位置 (ear)、およびそれらの中間点 (middle) である。騒音は窓ガラスからおよそ 5cm 内側の位置で窓ガラスが閉じられた状態の車室内で測定された。

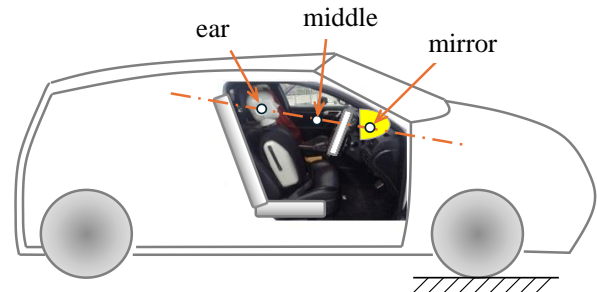


Fig. 8 Noise measurement positions inside the cabin

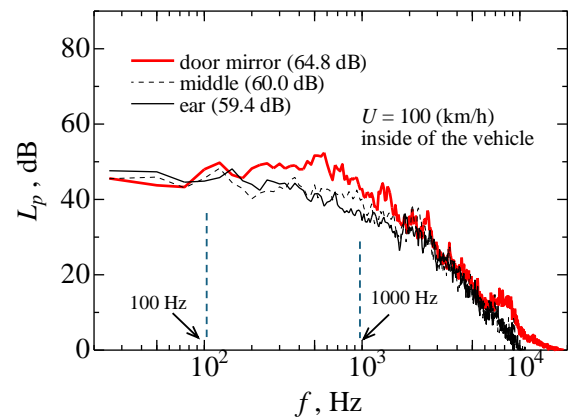
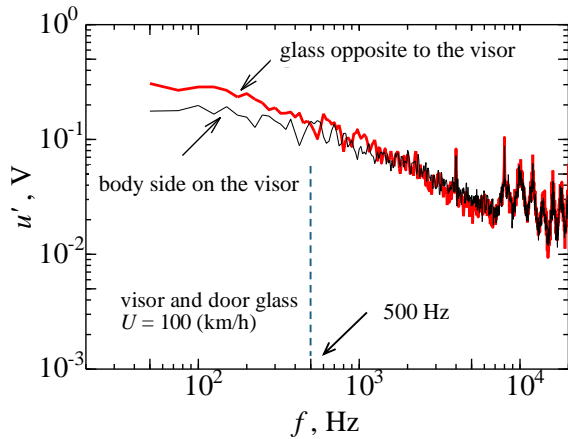


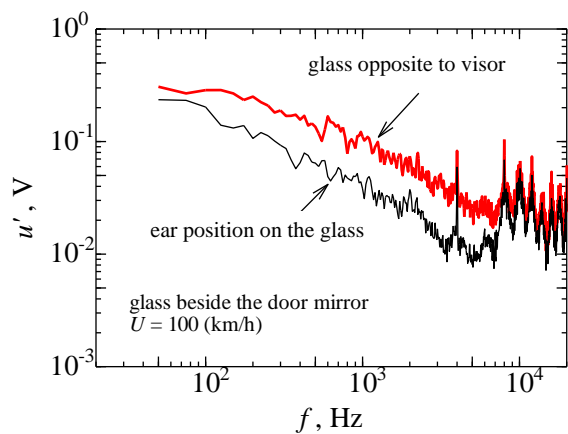
Fig. 9 Comparison of the noise spectra measured inside the cabin

図9はこれらの位置で測定された車室内の騒音スペクトルを比較したものである。車室外で計測された騒音と同様、およそ100Hzから1000Hzに分布する広帯域騒音がドアミラー位置で大きくなった。この結果から、ドアミラーから発生する広帯域騒音はその取り付け位置近傍から車室内へ伝搬することがわかった。自動車の品質保証の観点でドアミラーから発生する騒音を定量的に評価するときには、ドアミラー取り付け位置近傍で騒音を評価することが有効である。

図10では、熱膜センサによって測定された車室外でのいくつかの測定位置で測定された熱膜センサの出力が比較されている。(a)が車体側のバイザー表面とそれに対抗するドアガラス面近傍の速度変動スペクトルの比較である。およそ500Hzよりも低周波の帯域では、ドアガラス面上の速度変動がバイザー側よりも大きく



(a) the glass and visor opposite to the glass



(b) the mirror and ear position on the glass

Fig. 10 Comparison of the output voltage of the hot-film sensor measured at several locations outside the cabin

なった。車室外の低周波の空力音源がバイザーの先端側に形成されたことを勘案すると、低周波の速度変動が車体側のバイザー壁面にも形成され、この低周波の速度変動がドアガラスを加振する一つの原因になると考えられる。一方、500Hzよりも高周波の帯域では、二つの速度変動スペクトルの変動量は同程度であった。(b)は車室外で測定されたドアミラー位置と運転者の耳位置近傍でのドアガラス面上の速度変動を比較したものである。耳位置近傍の速度変動は流れの拡散によってドアミラー近傍の速度変動よりも小さくなった。これらの結果から、車室内のドアミラー騒音はドアミラー取り付け位置から運転者に伝搬すると考えられる。

図11はCAAにおける騒音の測定位置を示したものである。MP1-iはドアガラスから5mm内側、MP1-oがドアガラスから5mm外側、MP2が車体側のバイザー表面、MP3が鏡面中央、MP4が主流側のバイザー表面である。図12には、CAAによって解析されたドアガ

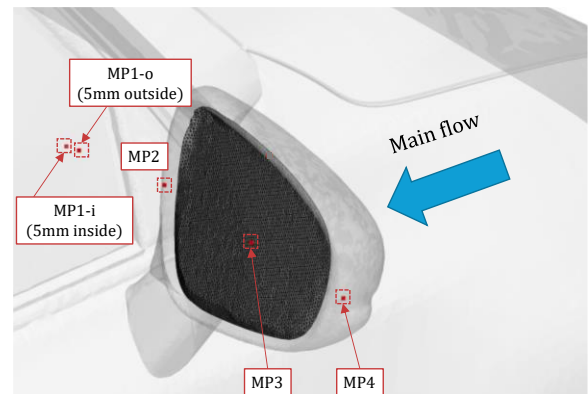


Fig. 11 Measurement positions of the noise measurements in the CAA

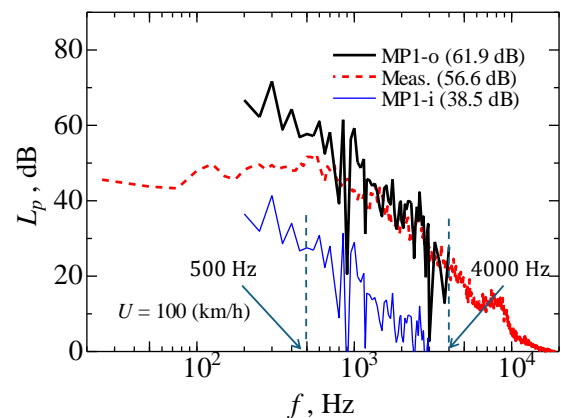


Fig. 12 Spectral distributions of noise inside the door glass (MP1-i) and outside it (MP1-o) analyzed by the CAA

ラス内側 (MP1-i) とその外側 (MP1-o) での騒音のスペクトル分布を比較したものである。破線は車室内で測定されたドアミラー位置近傍の実測値の騒音スペクトルである (図 8 参照)。CFD における解析モデルの境界で生じる低周波の疑似的なノイズのため、MP1-o の解析結果は 500Hz よりも低周波領域の騒音を過大に評価した。また、CFD の格子解像度から、CAA の上限周波数はおよそ 4000Hz となる。MP1-o の騒音レベルは車室内で測定された実測値の騒音よりも大きくなることを評価することができた。一方、車室内における CAA の騒音レベルは実測値よりも過少に評価された。これはドアガラスの音響透過率の設定が過大であったためであると考えられる。この騒音スペクトルの解析結果を考慮して、CAA の各測定位置における 500Hz から 4000Hz の全帯域騒音レベルを評価した。

図 13 では、各測定位置における 500Hz から 4000Hz の全帯域騒音レベルが比較されている。車室外における MP1-o の騒音レベルがバイザー車体側 MP2 の騒音よりも大きいこと、MP4 の騒音レベルが最も大きいことなど、CAA の解析結果は熱膜センサによって測定された実測値の空力音源の特徴と全て一致した。これらの結果から、熱膜センサの出力は空力音源の定性的な性質を表すことが可能であることがわかった。

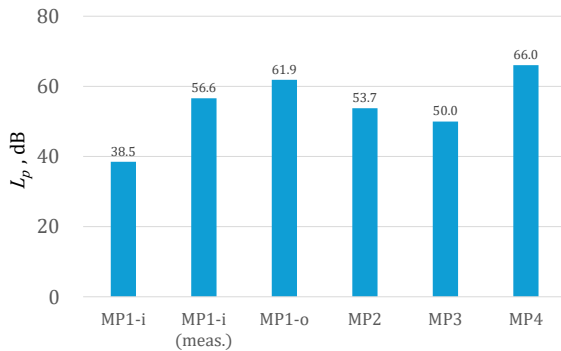


Fig. 13 Overall noise levels at each measurement position

4. おわりに

実車ドアミラーの風洞試験に基づいて、熱膜センサによって計測された壁面速度変動と数値音響解析 (CAA) の結果を比較しながら、その空力音源の評価に関する実現可能性を検討した。車室内で計測された 100Hz から 1000Hz に分布する広帯域騒音はドアミラーの取り付け位置近傍で大きくなった。500Hz よりも高周波の広帯域騒音の空力音源がバイザーとドアガラスに挟まれた流路における乱流の速度変動によって形成されることを示した。熱膜センサの出力は、CAA によって解析されたドアミラー周りの空力音源の特徴と一致した。以上の結果に基づいて、熱膜センサは空力音源の発生位置を同定することやその空力音源の相対的な強さに関する質的評価に応用することが可能であることを示した。

参考文献

- 1) M.J. Werner, W. Würz, E. Krämer : Experimental investigation of tonal self-noise emission of a vehicle side mirror, *AIAA Journal*, 55 (5), pp. 1673 - 1680, 2017.
- 2) W. Fu, Y. Li, : Experimental Study on a Generic Side-View Mirror with Slotted Cylindrical Foot, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 16 (2), pp. 363 - 374, 2023.
- 3) M. H. Krane, P. H. Bent, D. A. Quinlan : Rotating instability waves as a noise source in a ducted axial fan, *Proceedings of the 1995 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, pp. 19-40, 1995.
- 4) 佐々木壮一, 坂本祐輔, 熱膜センサによる自動車ドアミラー周りに形成される空力音源の計測, *長崎大学大学院工学研究科研究報告*, 47(89), pp. 8-13, 2017.
- 5) N. Curle : The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound', *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 231, pp. 505 - 514, 1955.