噴流・エッジ系およびキャビティでの流体の振動現象の数値解析*

片岡 拓也^{*1}, 吉田 昌弘^{*1}, 知名 宏^{*1}Numerical Simulation of Oscillating Phenomenon in Flow
of a Jet in a Jet-Edge System and an Open Cavity

Takuya KATAOKA, Masahiro YOSHIDA and Hiroshi CHINA

The fluid oscillation phenomenon, oscillating phenomenon of a jet in a jet-edge system and that at the interface of an open cavity, are studied using computational fluid dynamics. Results are compared with experiments and discussed. Preventive measures for interface oscillation at the opening of a vehicle are developed to reduce noise level using the present method as a computational flow visualization technique.

Key Words: Computational Fluid Dynamics, Oscillatory Flow, Flow Visualization, Edge Tone, Cavity Tone, Road Vehicle

1. はじめに

高速道路網の整備による高速走行の機会の増加とパワープラント等を中心とした低騒音化に伴い自動車の空力騒音低減の要求はますます強まる傾向にある。そのため、従来の遮音を中心とした対策にとどまらず、流体音の発生を減らすため、さまざまな研究が進められている。

自動車で問題とされる流体音には、風切り音といわれる数百～数千 Hz の騒音とキャビティ等での共鳴音等がある。本論文は、その中でも比較的マクロな流れの変動に起因するキャビティ騒音の防止手法の検討に計算流体力学を適用した。

そのためにまず、騒音発生の原因となる流体の振動現象を数値的に予測する手法を噴流・エッジ系の振動を対象に検討し、その後、乗用車のサンルーフ開口部の流体の振動現象の解析に応用したので報告する。

2. 計 算 方 法

本研究では、非圧縮性ナビエ・ストークス方程式の対流項を三次の風上差分で離散化し、乱流モデルを用いないで解く方法を採用した⁽¹⁾。この方法は、非定常

計算のため、流体の振動現象の解析に応用可能である。また、車体の空力特性の解析では実験との比較で精度的に良好な結果が得られている⁽²⁾。

基礎式は下記のナビエ・ストークス方程式と、数値計算上の問題から $\text{div } u$ の時間微分項を残した圧力のポアソン方程式を用い、アルゴリズムは MAC 法を用いた。

$$\frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \text{grad})u = -\text{grad } p + \frac{1}{Re} \Delta u \dots\dots (1)$$

$$\Delta p = -\text{div} \{ (u \cdot \text{grad})u \} - \frac{\partial(\text{div } u)}{\partial t} \dots\dots (2)$$

境界条件は、流入側で圧力および流速を一定、流出側で自由流出とした。物体表面では、速度を零とし、法線方向への圧力こう配を零と仮定した。

さらに、複雑な形状の周りの流れを計算するため、複数の計算領域を格子境界でつなぎ合わせる領域分割法を用いた。

3. 噴流・エッジ系の数値計算

噴流中にくさび形物体が置かれたときに噴流が発振する現象はよく知られており、そのメカニズムは従来から実験的、理論的に研究されてきている。これはサンルーフ開口部での流体の振動現象と類似であり、比較的単純な流れでもあるため、これを数値計算で予測し計算方法の妥当性を検討した。

* 原稿受付 平成4年12月28日。

*¹ 正員、三菱自動車工業(株)乗用車開発本部 (〒444 岡崎市橋目町中新切1)。

図1 噴流・エッジ系

(a) $t=5.5$ (b) $t=11.7$

図2 計算格子の一例

(c) $t=25.3$ (d) $t=30.1$ 図3 瞬間場の流線 ($h/W=6$)

3・1 計算条件 図1に二次元の噴流・エッジ系を示す。このモデルは社河内らの論文⁽³⁾⁽⁴⁾に示されている実験モデルに従ったものである。ここでは、実験に従いダクト出口とエッジとの距離 h とエッジの厚さ W (10 mm)との比 h/W と噴流速度をパラメータに選んで振動現象の変化を調べた。基礎式中のレイノルズ数は W とダクト出口の平均流速を基準として与えた。

図2に計算格子の例を示す。格子はダクト部分とエッジ周りの2領域で構成し、格子数はダクト部分が 25×38 、エッジ周りが 185×93 である。最小格子間隔は物体表面で0.1 mmとした。

3・2 結果 計算結果の流線を図3に示す。初期段階($t=5.5$)では、エッジ周りに上下対称な流れ場が形成されるが、 $t=10$ を過ぎたところからこの対称性が崩れ発振し、周期的な振動に移行する様子がダクト中心の流線からわかる。ここで、図3は瞬間場の流線を示しており、実験で観察される流脈線との対応がとり難い。そこで、実験との対応を容易にするため、時系列的な計算結果を用い流脈線を描いた[図4(a)]。これは社河内らの可視化実験結果[図4(b)]と定性的に一致する。なお、本項で計算との比較に用いた実験結果はすべて社河内ら⁽³⁾⁽⁴⁾の論文から引用した。

実験では h/W の変化に伴い振動モードが変化することが知られているが、計算でもこれをとらえることができる。噴流中心の流線は $h/W=6$ [図3(c), (d)]の場合は一次のモードとなるのに対し、 $h/W=$

(a) 計算結果

(b) 実験結果(文献3)

図4 流脈線の挙動の比較

$t=28.5$ 図5 瞬間場の流線 ($h/W=15$)

図 6 h/W と周波数の関係 図 7 圧力振幅の比較 ($h/W=6$, $a=6$ mm)

15 では二次のモードとなる(図 5)。また、周波数の変化も計算結果は実験と定性的に一致する(図 6)。

さらに、図 7 に示した円弧上の各点における圧力変動の振幅は実験と計算とでよく一致する(図 7)。

以上の結果より、噴流・エッジ系の噴流の振動現象を数値計算で把握できることが確認できた。

4. キャビティ開口部での振動現象

キャビティで発生する騒音は開口部での流体の振動に起因する。この章では 3 章と同じ計算手法でこの現象を解析し、結果を実験結果と比較検討した。

4.1 実験条件 キャビティトーン周波数を比較するため、翼内部に共鳴箱を取付けた比較的単純な模型(図 8)を用いて実験した⁽⁵⁾。開口部の寸法とキャビティ容積との比は平均的な乗用車のサンルーフ部のそれに合せている。共鳴箱の寸法は、長さ 0.5 m、深さ 0.4 m、幅 0.4 m で、その開口部は長さ 0.15 m、幅 0.3 m、厚さ 10 mm である。音圧レベルは箱の底中央に取付けたマイクロホンで計測し、FFT の周波数分析に

図 8 実験装置

図 9 水槽試験模型(断面形状)

よりピーク周波数を求めた。実験には計測部が幅 6 m、高さ 4 m の自動車用風洞を用いた⁽⁶⁾。

これとは別に、開口部の流れの振動の様子を比較するため、一定断面を有する幅 0.8 m の模型(図 9)を回流水槽内に設置し、開口部の流れを可視化した。染料にはローダミン ($C_{28}H_{31}O_3N_2Cl$) の水溶液を用い、上流側開口端前方の表面上の穴から境界層内に注入した。

水槽の観測部は長さ 3.0 m、幅 0.8 m、深さ 1.0 m で主流の平均乱れ度は $\pm 2\%$ 以内である。実験ではキャビティ開口部の長さで主流流速を基準としたレイノルズ数が風洞実験および計算と一致する様に流速を設定した。

4.2 計算条件 実験に用いた翼形模型の断面を対象とした二次元計算を行った。計算領域は翼形周りと共鳴箱内の 2 領域に分割した。計算格子を図 10 に示す。格子点数は翼形周りの C 型格子が 284×55 、共鳴箱内が 173×68 で、開口部に 69 点配した。物体表面近傍の最小格子間隔は 0.01 mm とした。

4.3 結果 水槽の可視化では、流速の遅いときには開口部での振動は生じないが、流速が速くなると開口部に渦が生じ、その移流に伴い振動が生じる(図

図 10 計算格子

図 11 水槽での可視化試験

図 12 計算結果(渦度分布, 流線)

11). 可視化結果を時系列的に並べると、開口部中央で形成された渦が移流し下流側の開口端に衝突する様子が観察できる。

一方、計算で得られた流線と渦度分布を図 12 に示す。流線から開口部での流れの発振が確認できる。さらに渦度分布から、開口部の中央付近で生成した渦が下流側開口端に衝突する様子がわかる。

以上の可視化実験と計算結果の比較から、両者はほぼ同一とみなせ、計算で実現象を定性的に把握できることが確認できた。

次に、計算で得た流れ場の振動周波数と実験で計測した周波数を図 13, 14 に示す。計算結果の振動周波数は下流側開口端での圧力変動周期の 10 cycle 分の平均であり、水槽実験の振動周波数は渦生成をストップ

ウォッチで計時して求めた。さらに、図 13, 14 中にキャビティトーン周波数およびヘルムホルツの共鳴周波数を示す。なお、キャビティトーン周波数 f_c は以下に示す式により求められる⁽⁷⁾⁽⁸⁾。

$$f_c = \frac{U_c}{\lambda} = \frac{U_c}{U_o} \cdot \frac{h}{\lambda} \cdot \frac{U_o}{h} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$\frac{U_c}{U_o} = 0.6 \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$\frac{h}{\lambda} = N - \frac{1}{4} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで

U_c : 渦の移流速度

U_o : 主流速度

h : キャビティ開口部の流れ方向の長さ

図 13 数値計算による渦の周波数と風洞実験との比較

図 14 可視化による渦の周波数と理論値との比較

図 15 ディフレクタ付きの計算格子

λ : 波長(渦と渦の間隔)

$N=1, 2, 3, \dots$ (次数)

翼形模型を用いた風洞実験結果は基本的にはこの理論値と同傾向となるが、共鳴箱の共鳴周波数に渦の発生周波数がロックインされている(図 13)。自動車がサンルーフを開いて走行した場合には、この共鳴により発生する騒音が問題とされる。一方、計算は非圧縮であるためこの共鳴現象はとらえられないが、理論値との一致は良好である。これは、水槽実験結果(図 14)

図 16 突起付きの計算格子

図 17 ディフレクタ付きの場合の流れ場

図 18 突起付きの場合の流れ場

とほぼ同じ傾向を示す。

以上、キャビティ開口部の流体の振動現象が数値計算により予測できることを示した。

5. キャビティ騒音防止手法の計算検討

自動車で問題となるのは先に述べた共鳴現象だが、この計算は非圧縮解析のため音圧レベルまでは予測できない。しかし、共鳴の発生は渦発生周期と車室の共鳴周波数から容易に推定可能である。一方、自動車の開発にこの計算手法を役立てるためには、振動を弱める方法の検討が行えることが最も重要である。ここでは、振動を防止する手法を計算によって検討した。

5.1 基礎的検討 まず防止策を前述の翼形モデルで以下の2とおりについて検討した。

(1) 上流側開口端へのディフレクタの設置

(2) 上流側開口端への突起物の設置

検討に用いた計算格子を図 15, 16 に示す。ディフレクタ高さは 30 mm, 突起物の最大高さは 20 mm とし

図 19 ディフレクタ付きの場合の音圧変化

図 20 車体周りの計算格子

た。

翼面に垂直に、高いディフレクタを付けた場合、先の項の結果で見られた開口部中央での渦の形成がなくなり、ディフレクタ後方で生成された渦も下流側開口端に衝突することなく後方へ流れ去る(図 17)。

また、突起物の場合も渦の生成は突起物後方のはく離によるものと考えられ、しかも、渦は下流側開口端上方を流れ去る(図 18)。

これらの例は、流れの向きを変え、せん断層での渦の生成を抑えることが界面の振動を抑えるのに有効であることを示している。ディフレクタ高さと音圧レベルの関係を実験的に調べた結果を図 19 に示す。なお、この中には突起物の結果も含む。

5・2 自動車への応用 5・1 節で得られた共鳴音防止策は自動車の開発時に利用できる。図 20 にサンルーフ開口時の自動車周りの計算格子の例を示す。総格子点数は 54 000 点である。

ディフレクタのない場合は、翼形モデルでの検討と同様、ルーフ開口部で渦が形成され、流れが振動する(図 21)。しかし、ディフレクタを装着すると、流れの向きが変えられ界面の振動は弱まる(図 22)。

このように、従来試作車で試行錯誤的に決めていたディフレクタ形状や車体形状を計算により推定することが可能となった。

図 21 ディフレクタなしの場合の流れ場

図 22 ディフレクタ付きの場合の流れ場

6. 結 論

数値計算により流れの振動現象の解析を試み、次の点が判明した。

- (1) 噴流・エッジ系における噴流の発振現象、およびキャビティ開口部の流れの振動現象を数値解析によってとらえることができた。流れの可視化実験との比較では流跡線や渦の挙動はよく一致する。
- (2) 計算によって得られた振動周波数の傾向は実験と定性的に一致する。
- (3) 数値計算を、自動車のサンルーフ開口時のキャビティトーン防止手法の検討に応用することが可能であることを示した。

文 献

- (1) Kawamura, T. and Kuwahara, K., Computation of High Reynolds Number Flow around a Circular Cylinder with Surface Roughness, *AIAA-84-0340* (1984).
- (2) Kataoka, T., ほか 4 名, Numerical Simulation of Road Vehicle Aerodynamics and Effect of Aerodynamics Devices, *SAE Paper*, No. 910597 (1991).
- (3) 社河内・伊藤・末松・四阿, 噴流・エッジ系における噴流の発振現象, *機論*, 51-469, B (1985), 2897.
- (4) 社河内・伊藤・末松, 噴流・エッジ系における噴流の発振現象, *機論*, 52-480, B (1986), 2872.
- (5) 小池勝・ほか 3 名, ウインドスロップの解析, *自技論*, 24-2 (1993), 71-75.
- (6) 柴田, 三菱自工の風洞, *自動車研究*, 5-2 (1984), 49.
- (7) DeMetz, F. C. and Farabee, T. M., Laminar and Turbulent Shear Flow Induced Cavity Resonances, *Proc. AIAA 4th Aeronoust. Conf.*, Paper No. 77-1293 (1977).
- (8) Elder, S. A., Self-Excited Depth-Mode Resonance for a Wall-Mounted Cavity in Turbulent Flow, *J. Acoust. Soc. Am.*, 64-3, (1978), 877-890.