

A New Approach for Pressure Loss Reduction and Velocity-Profile Improvement in Automotive Catalytic Converters

Katsuya HIRATA^{*}, Ryoji ODA^{*}, Shinya TANAKA^{*}, Hirochika TANIGAWA^{**} and Jiro FUNAKI^{*}

(Received April 18, 2008)

In the automotive exhaust system, a catalytic converter is one dominant component to produce pressure drop, which induces engine-power loss and fuel-efficiency reduction. In addition, non-uniformity of flow through a catalytic substrate causes non-uniform thermal distribution on the substrate, which causes low conversion efficiency. The present purpose is both to reduce the pressure loss and to improve the flow maldistribution, simultaneously. Namely, we have proposed a new type of the catalytic-converter-diffuser configuration, and measured its performance experimentally.

Key Words : Exhaust system, Catalytic converter, Diffuser, Pressure loss, Velocity profile

キーワード : 排気システム, 触媒コンバータ, ディフューザ, 圧力損失, 速度分布

触媒コンバータの損失低減と分布特性改善の為の新技术

平田 勝哉^{*}, 小田 良治^{*}, 田中 慎也^{*}, 谷川 博哉^{**}, 舟木 治郎^{*}

1. はじめに

現在の自動車排気ガス規制の傾向から、ほとんどのガソリン車に燃料噴射装置やO₂センサなどを含む三元触媒コンバータシステムが搭載されている。しかし、このような状況下では、自動車排気系の圧力損失は大きくなりがちである。この圧力損失の主原因の一つは、触媒コンバータ本体にある。圧力損失の増加は、エンジンの出力低下と燃費の悪化を引き起こす。それゆえ、広義の環境悪化を緩和させる意味でも、触媒コンバータの圧力損失低減が望まれる。

触媒コンバータの圧力損失を低減する為に、Wendlandら¹⁾は、単一およびタンデム配列のモノリス担体を持つ触媒コンバータについて、様々なディフューザ形状の影響を調べた。その後、Wendlandら²⁾は、圧力損失を低減し得る新型ディフューザ部形状、すなわち、Enhanced Diffusion Header (EDH)を提案した。また著者

ら³⁾は、ディフューザ部に気流デフレクタを挿入することで、レイノルズ数が 7.0×10^4 のときに、一般的な触媒コンバータに比べて圧力損失を22[%]低減することに成功した。これはEDHの圧力損失低減効果よりも優れている。

しかし、このドーム形状の気流デフレクタ(以下、オリジナルドームあるいは中実ドーム)は、熱容量、形状の複雑さ、質量の面から実用性に欠ける。熱容量はエンジン始動後の触媒の浄化性能に関係しており、触媒温度を短時間で効果的に高温にするためにも、熱容量を小さくする必要がある。また、複雑な形状の製造は困難な点も多く、製造コストも高くなる。質量が大きいは、大きな熱容量や高いコストに加えて、総体的に見て燃費悪化につながる。それらの解決策として、軽量で、かつ単純構造の気流デフレクタが望まれよう。

一方、圧力損失の低減だけでなく、触媒性能の高効率

^{*}Department of Mechanical Engineering, Doshisha University, Kyoto

Telephone: +81-774-65-6461, FAX: +774-65-6830, E-mail: khirata@mail.doshisha.ac.jp

^{**}Department of Mechanical Engineering, Maizuru National College of Technology, Maizuru

化も重要である。すなわち、担体部の温度分布の一樣化が望まれる。温度ムラは速度分布に密接に関係しているため、流れの観点からは、速度分布の一樣化が望まれる。

速度分布を一樣にする為、Lemme と Givens⁴⁾ は、Maremont 社製のディフューザについて調べた。Howitt と Sekella⁵⁾ は、ディフューザ部内に 4 種類の気流デフレクタを挿入して、それらの効果を調べた。Wendland ら⁶⁾ は、インレットパイプのディフューザ部への貫入への影響を調べた。Maus と Bruck⁷⁾ は、標準的な触媒コンバータのディフューザ部に、断面積が流れ方向に拡大する円錐状モノリスを挿入し、性能を評価した。Caiser ら⁸⁾ は、ディフューザ部に旋回流を生じさせることを意図して、インレットパイプ内壁にフィンを設置し、その影響を調べた。

一般的に、長さが制限されたディフューザでは、圧力損失と速度の一樣性は、相容れない関係にある (Kim ら⁹⁾ や Hauber ら¹⁰⁾ を参照)。もちろん、これらの同時改善が、大きな恩恵をもたらすことは自明である。もし、空間的制限がなければ、徐々に広がる長いディフューザを用いることが、最も単純かつ最も有効な手段である。しかし、一般的に、長いディフューザは、空間的にもコスト的にも不利である。それゆえ、著者らの最終目的は、空間制限下における圧力損失低減と速度一樣化を同時に実現することにある。

本論で、中実ドームの欠点を解決するために、著者らは薄板構造の気流デフレクタを考え、それをディフューザ部に設置し、圧力損失の低減と速度分布一樣化の向上を試みる。

記号説明

A	断面積	[m ²]
dA/dx	断面積増加率(流れ方向)	[m]
$dA^*/dx^* = 4/(\pi\phi_0) \cdot dA/dx$	無次元断面積増加率	
L	長さ(流れ方向)	[m]
$L_{di} (= 1.54\phi_0)$	ディフューザ長さ	[m]
$L_{EDH} (= 1.15\phi_0)$	EDH 長さ	[m]
ΔP	圧力損失	[Pa]
Q	流量	[m ³ /s]
r	半径	[m]
$V (= Q/A)$	平均流速	[m/s]

v	流速	[m/s]
x	流れ方向距離	[m]
ϕ	直径	[m]
$\phi_{di-end} (= 3.15\phi_0 = \phi_{sub})$	ディフューザ下流端直径	[m]
$\phi_0 (= \phi_{in} = \phi_{out})$	原点での直径	[m]
ν	動粘度	[m ² /s]
ρ	密度	[kg/m ³]
θ	片側広がり角	[deg]

上付き添字

* 無次元 (代表長さ $\phi_0 (= \phi_{in})$, 代表速度 ($V_0 = V_{in}$), 代表密度 ρ)

下付き添字

co	コーン
co-end	コーン下流端
di	ディフューザ
do	ドーム
do-end	ドーム下流端
EDH	EDH
e	有効
h	気流デフレクタ中心穴
in	インレットパイプ
o	原点(ディフューザ上流端)
out	アウトレットパイプ
sub	担体

2. 実験方法

2.1. モデル

2.1.1. 気流デフレクタ：中実ドーム

空間制限下で圧力損失低減と速度一樣化を同時に実現する為、著者らはディフューザ部内に中心穴のある中実構造のドーム形状の気流デフレクタ(以下、中実ドーム)を挿入することを提案し、圧力損失低減に成功した³⁾。図1にドームを装着した触媒コンバータの概略図を示す。触媒コンバータはディフューザ部、担体部、縮小部の3つの部分から成り、室内空気をインレットパイプからアウトレットパイプに、触媒コンバータを通して流している。ディフューザ部と縮小部は正円錐台形状であり、触媒は円形断面を有するセラミックモノリス担体である。また、担体のセル形状は、正方形である。こ

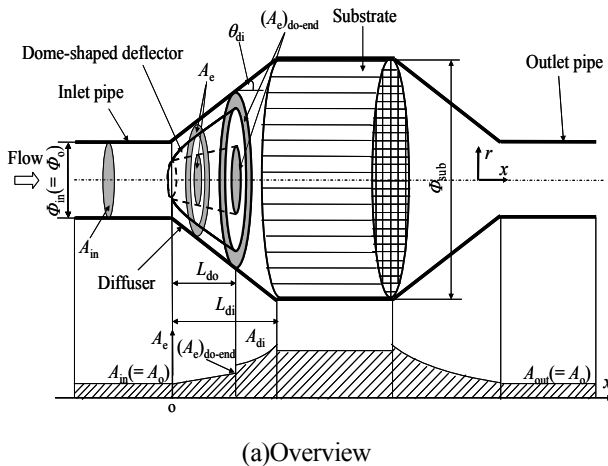
の担体は、4/400 mil/cpsi であり、セルの壁厚が 4mil で、1.0inch²あたりのセル数が 400 のセルを有する。

中実ドームはディフューザ部に 4 本の薄板を用いて固定している³⁾。この中実ドームの特徴として、ディフューザと中実ドームとの間の有効面積 A_e が、インレットパイプ断面積 A_o から中実ドーム下流端での有効断面積 $(A_e)_{do-end}$ まで線形に増加する。また、中心穴の断面積 A_h も同様に下流方向に線形に拡大する。このように、流れ方向への断面積拡大を線形にすることでディフューザ部内の流れの剥離を抑制することを期待している。中実ドーム穴形状を、以下に定義する。

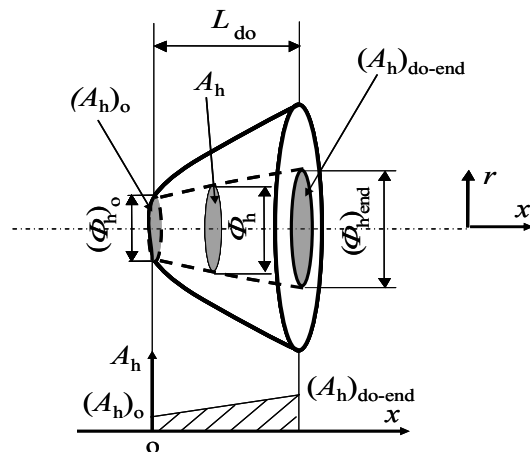
$$\Phi_h^* = \sqrt{((\Phi_h)_o^*)^2 + \frac{dA_h^*}{dx^*} x^*} \quad (1)$$

中実ドームの外形の形状を、以下に定義する。

$$\Phi_{do}^* = \frac{\sqrt{x^*}}{L_{di}^*} \sqrt{(\Phi_{di-end}^* - 1)x^* + 2L_{di}^*(\Phi_{di-end}^* - 1) + \frac{(L_{di}^*\Phi_h^*)^2}{x^*} - (L_{di}^*)^2 \frac{dA_e^*}{dx^*}} \quad (2)$$



(a) Overview



(b) Details of a dome-shaped deflector with solid structure

Fig. 1. Model.

ここで、*は無次元を示している。形状パラメータとこれらの無次元化の詳細は、記号説明を参照されたい。

著者らは標準的な触媒コンバータ形状を考えている。すなわち、ディフューザの片側広がり角 θ_{di} を、一般的な 35[deg]としている。なお商用的なものは、30–60[deg]程度が一般的である (Wendland ら²⁾ を参照)。担体についても商用的に標準的なものを用いている。担体直径 $\Phi_{sub}(=\Phi_{di-end})$ は 82[mm] ($=3.15\Phi_o$)、担体長さは 50[mm] ($=1.93\Phi_o$) である。ここで、インレットパイプ直径 $\Phi_m(=\Phi_o)$ は 26[mm] に固定している。また、ディフューザ長 L_{di} は 40[mm] としている。

この条件の下で、 $dA_h^*/dx^* = 0.237$, $dA_e^*/dx^* = 1.15$, $L_{do}^* = 1.15$, $(\Phi_h)_o^* = 0.577$ の時、圧力損失を最も低減できる最適形状の中実ドーム (以下、最適化中実ドーム) が得られる。なお、 $Re = 7.0 \times 10^4$ の時、一般的な触媒コンバータ (以下、デフレクタ無し) に比べて 22% の圧力損失低減を達成する。加えて、これらの評価のために、EDH 付き触媒コンバータの圧力損失測定も行っている。ここで、EDH の形状は片側広がり角 5[deg] の正円錐台である。また、EDH の長さ L_{EDH} は比較のため中実ドーム長 L_{do} と等しくしている。 $Re = 7.0 \times 10^4$ の時、EDH はデフレクタ無しに比べて圧力損失低減効果は 17% である。

2.1.2. 気流デフレクタ：薄板ドーム

上記で示された最適化中実ドームは実用性に欠ける。そこで、著者らは最適化中実ドームの構造の改善に取り組む。すなわち、著者らは軽量で単純な構造の気流デフレクタ (以下、薄板ドーム) として、2 種類の薄板構造の

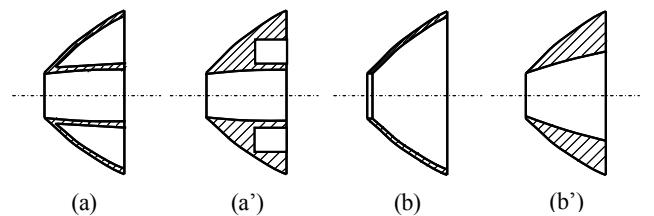


Fig. 2. Variations of a dome-shaped deflector with solid structure.

(a) With outer and center-hole configurations formed by thin shell,

(a') with an annular-shaped base hollow,

(b) with an outer configuration formed by thin shell,

(b') with a large value of the hole-expansion rate dA_h/dx .

ドームを提案する。

図 2(a)は、中実ドーム中心穴の壁と中実ドームの外側を、薄板にしたものである。図 2(b)は図 2(a)の中心穴の壁を無くしたもので、より単純な構造である。図 2(a')は中実ドームの背面に溝を設けることで図 2(a)を模擬し、図 2(b')は中実ドーム中心穴の拡大率を大きくして図 2(b)を模擬している。これらの変形中実ドーム(図 2(a'), 2(b'))の圧力損失低減特性から薄板ドーム(図 2(a), (b))の低減効果を調べる。

2.2. 実験装置

試験流体は空気であり、全実験装置にわたり温度は室温を保っている。空気は、ブローから充分長いストレートパイプを経て触媒コンバータに流入する。ストレートパイプ長さ L_{in} 、直径 $\phi_m (= \phi_0)$ の比 $L_{in}/\phi_m = 38.5$ とし、充分発達した乱流速度分布を得る。

静圧孔を触媒コンバータの上流と下流に設ける。これらの静圧力の差 ΔP は、液注型圧力計で測定する。上流と下流の静圧孔は、それぞれインレットパイプ、アウトレットパイプの壁に 90[deg] 間隔に 4 つあけられている。また、それらの位置は、それぞれ触媒コンバータ上流端、下流端から 50[mm] ($= 1.93 \phi_0$) としている。ここで、正確な測定のためには、充分流れが発達している必要がある。著者らは、これらの静圧孔の位置で、流れが充分発達しているか調べている³⁾。その結果、これらの静圧孔の位置が適当であることを確認した。さらに、上流部と下流部の流量を比較すると、デフレクタ無しの場合、その流量差は 3-4% である。

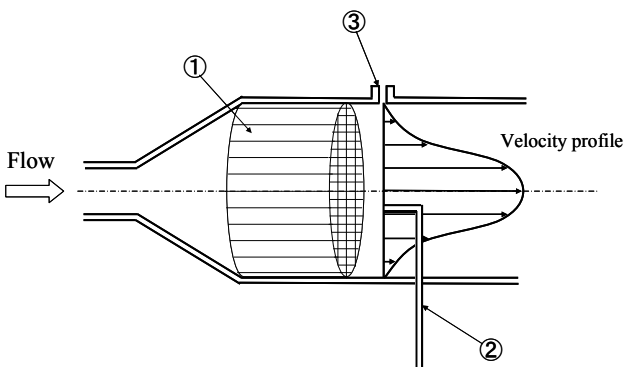


Fig.3. Experimental apparatus for velocity-profile measurements.

①Substrate, ②Pitot tube, ③static-pressure hole.

ピトー管による担体下流の速度分布測定の概略を、図 3 に示す。速度分布の測定は、触媒コンバータの縮小部分をなくし、アウトレットパイプ直径を担体直径と等しくしている。ピトー管②による全圧と、壁にあけた 4 つの静圧孔③による静圧との差を精密微差圧計で測定し、流速を算出する。測定位置は、担体下流端から 120mm ($= 4.62 \phi_0$) である。

2.3. パラメータ

レイノルズ数を、以下に定義する。

$$Re = \frac{\phi_0 V_0}{\nu} \quad (3)$$

ここで、 ϕ_0 はインレットパイプ直径、 V_0 はインレットパイプの平均流速、そして ν は動粘度である。

無次元圧力損失 ΔP^* は、触媒コンバータ全体の圧力損失 ΔP をインレットパイプの動圧で除したものであり、

$$\Delta P^* = \frac{\Delta P}{\rho V_0^2 / 2} \quad (4)$$

ここで、 ρ は空気密度である。以下、他の物理量でも上付き添え字*は、無次元量を示している。

速度一様性指数 γ を、担体下流の速度分布の標準偏差を用いて、以下に定義する。著者らによるこの定義は、Caiser ら⁸⁾の定義に、さらに半径位置に依存する重みを考慮したものである。

$$\gamma = 1 - \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n \sqrt{\frac{(v_i - V_{out})^2}{V_{out}^2} \left(\frac{r_i}{\phi_{sub}/2} \right)^2} \quad (5)$$

$$V_{out} = \frac{4Q_{out}}{\pi \phi_{sub}^2} \quad (6)$$

ここで、 Q_{out} は担体下流の速度分布から算出した体積流量である。 v_i は中心からの距離 r_i での流速、 n はデータ数である。 γ が、1 に近づけば速度分布はより一様になる。

3. 結果と考察

3.1. ドーム背面の溝による影響

著者らは、理想的な形状の一つとして、図 2(a)の薄板ドーム形状を提案する。図 2(a)の圧力損失低減効果を調べるには、図 2(a')の中実ドーム後方の溝が及ぼす圧力損失への影響を調べることで、流体力学的には充分推測可能である。

図4に、その圧力損失への影響を示す。中実ドームの主な形状は、 $dA_c^*/dx^* = 0.910$, $(\Phi_h)_o^* = 0.577$, $L_{do}^* = 1.15$, $dA_h^*/dx^* = 0.0$ としている。中実ドーム後方の背面の溝の形状とは、外径を $1.46\Phi_o$ 、内径を $0.692\Phi_o$ 、長さを $0.500\Phi_o$ とする環状空洞である。図4の結果から、環状空洞のある中実ドームと環状空洞のない同形状の中実ドームで圧力損失への影響が見られないことがわかる。これにより、図2(a)の薄板ドームもまた、環状空洞のない中実ドームと同等な圧力損失低減効果をもつことがわかる。つまり、参考文献³⁾で示された最適化中実ドームを図2(a)のような薄板構造で作成した場合、圧力損失はデフレクタ無しに比べて22%程度低減できると考えられる。

3.2. 中実ドームの中心穴拡大率による影響

次に、著者らは、より単純な構造の図2(b)の薄板ドームを考え、その性能を調べる。この薄板ドームは、図2(a)の薄板ドーム中心穴の壁をなくしたものである。図2(b)の圧力損失低減効果を調べるために、図2(b')の中心穴断面積拡大率 dA_h^*/dx^* を大きくした中実ドームの圧力損失への影響を調べる。

図5に、その結果を示す。中実ドームの主な形状は、 $d(A_{di}^* - A_{do}^*)/dx^* = 0.910$, $(\Phi_h)_o^* = 0.577$, $L_{do}^* = 1.15$ としている。 $dA_h^*/dx^* = 0.237$ のときは最適な中実ドームであり、圧力損失を最も低減することができる。 dA_h^*/dx^* が0.237から0.950まで増加するにつれて、圧力損失が徐々に増加することがわかる。しかし、中心穴断面積拡大率

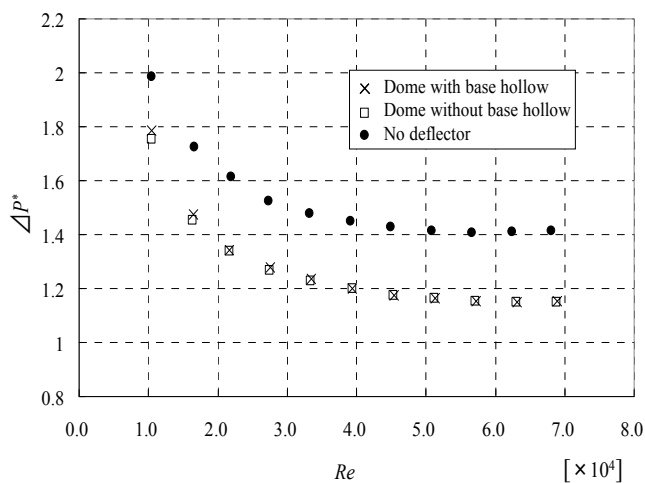


Fig. 4. Effect of base hollow ($dA_c^*/dx^* = 0.910$, $(\Phi_h)_o^* = 0.577$, $L_{do}^* = 1.15$, $dA_h^*/dx^* = 0.0$).

dA_h^*/dx^* が0.950と1.45では、圧力損失への影響はほとんど同じである。これにより、 dA_h^*/dx^* を1.45より大きくしても、 $dA_h^*/dx^* = 0.950$ のドームと同じ圧力損失低減が期待できることがわかる。すなわち、図2(b)の薄板ドームは、 $Re = 7.0 \times 10^4$ の時、デフレクタ無しに比べて、 $dA_h^*/dx^* = 0.950$ や $dA_h^*/dx^* = 1.45$ の中実ドームと同じ17%程度の圧力損失低減が見込める。ちなみに、この圧力損失低減効果はEDHと同程度であることも図5からわかる。

3.3. 気流デフレクタ：シェルコーン(薄板コーン)

図2(b)の薄板ドーム形状の単純化を試みる。形状の単純化は、コスト削減と、実用性の向上に大いに貢献する為である。その概略図を図6に示す。この単純化された

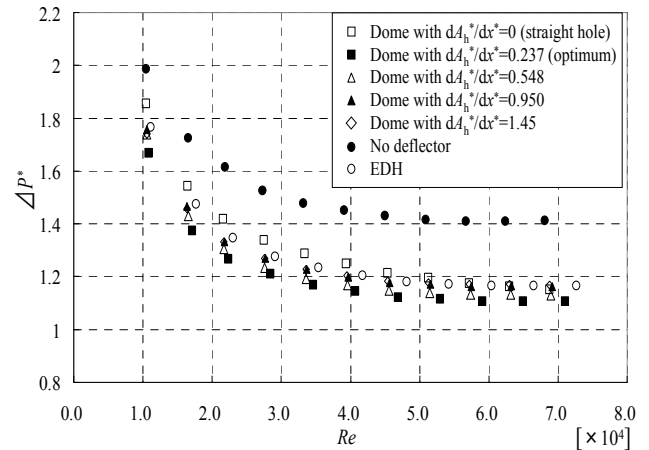


Fig. 5. Effect of hole-expansion rate ($(dA_{di}^* - dA_{do}^*)/dx^* = 0.910$, $(\Phi_h)_o^* = 0.577$, $L_{do}^* = 1.15$).

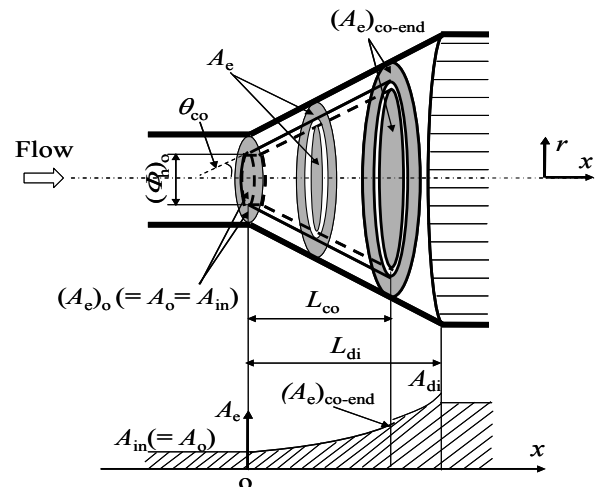


Fig. 6. A variation of a dome-shaped deflector with shell structure in Fig. 2(b): a cone-shaped deflector, whose outer configuration is formed by thin shell.

気流デフレクタ(以下, シェルコーンあるいは薄板コーン)は正円錐台形状であり, 薄板ドーム図 2(b)よりもはるかに単純な形状である. 中実ドームの最適化³⁾と同様に, 圧力損失を低減させる様に薄板コーンの最適化を行う. 形状パラメータは, コーン片側広がり角 θ_{co} , および, 無次元コーン穴直径 $(\Phi_h)_o^*$, 無次元コーン長 L_{co}^* である.

最初に, 圧力損失への θ_{co} の影響を調べる. θ_{co} の最適値を調べるために, ここでは, $(\Phi_h)_o^*$ を 0.708, L_{co}^* を 1.15 と一定にして, 実験を行っている. この結果, 圧力損失低減を最も大きくする $\theta_{co}=33[\text{deg}]$ を得る.

次に, $(\Phi_h)_o^*$ の影響を調べる. ここで, θ_{co} の値を 33[deg], L_{co}^* を, 1.15 と一定にして, 実験を行っている. この結果, 圧力損失低減を最も大きくする $(\Phi_h)_o^*=0.708$ を得る.

最後に, L_{co}^* の影響を調べる. ここで, θ_{co} を 33[deg], $(\Phi_h)_o^*$ を 0.708 と一定にしている. この結果, $L_{co}^*=1.15$ で, 圧力損失は最も低減できる. このコーン (以下, 最適化薄板コーン) による圧力損失低減を図 7 に示す. この結果から, 最適化薄板コーンの圧力損失低減効果は, 最適化中実ドームより少し劣るが, $dA_h^*/dx^*=1.45$ の中実ドームとほぼ同じになる. なお, 最適化薄板コーンは, $Re=7.0 \times 10^4$ の時, デフレクタ無しに比べて圧力損失の低減が 17%程度である.

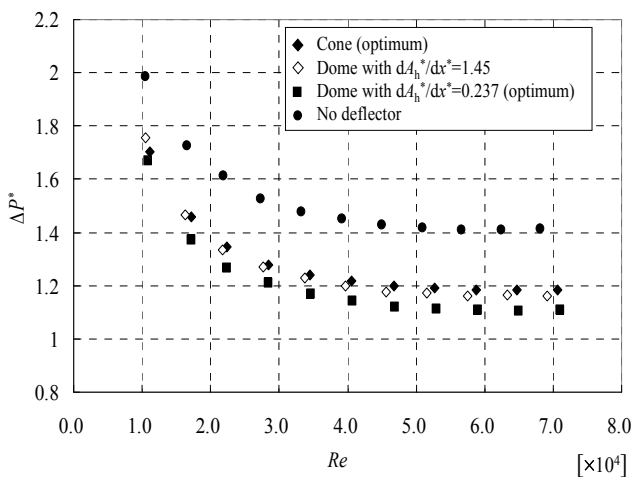


Fig. 7. Performance of a cone-shaped deflector ($\theta_{co}=33[\text{deg}]$, $(\Phi_h)_o^*=0.708$, $L_{co}^*=1.15$).

3.4. 速度分布

最後に, 圧力損失低減に成功した気流デフレクタに関して, その担体後流の速度分布を示す. 試験したモデルは, 最適化中実ドーム, 最適化薄板コーン, デフレクタ無し, の三通りである. 結果を, 図 8 に示す. Re は, 一定(5.0×10^4)としている.

図からは, デフレクタ無しの場合, 流れがほとんど中心($2r/\Phi_{sub} \cong 0$)に偏り, 外周部分 ($2r/\Phi_{sub}=0.6 - 1.0$)の流速は非常に遅いことがわかる. 気流デフレクタをディフューザ部内に設置することにより, デフレクタ無しに比べて, 中心部分($2r/\Phi_{sub}=0 - 0.55$)の流量が, ある程度, 外周部分($2r/\Phi_{sub}=0.55 - 1.0$)に推移していることがわかる.

速度分布改善の程度, すなわち, 速度分布一様化の程度を数値的に評価するために式(5)の γ を求めた. その結果を, 表 1 に示す. 最適化中実ドームと最適化薄板コーンでは, デフレクタ無しに比べて, γ がそれぞれ 20%と 19%改善していることがわかる.

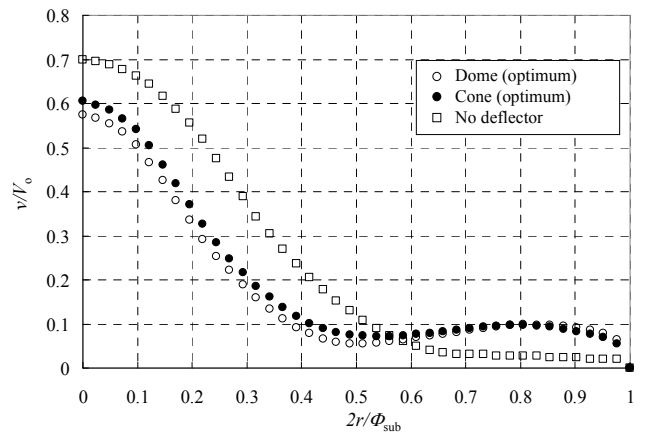


Fig.8. Flow distribution by a Pitot-tube velocimetry ($Re=5.0 \times 10^4$, $x=210[\text{mm}]$).

Table 1. Flow-uniformity factor γ (by a Pitot-tube velocimetry, $Re=5.0 \times 10^4$, $x=210[\text{mm}]$).

	γ
Dome (optimum)	0.89
Cone (optimum)	0.88
No deflector	0.74

4. おわりに

1. 最適化中実ドームの背面を除き、薄板で作成した気流デフレクタ(薄板ドーム(a))でも、圧力損失低減効果は同じであり、22%程度の改善が期待できる。このとき、熱容量等の改善は充分可能である。
2. 最適化中実ドームの外周部のみを薄板で作成した気流デフレクタ(薄板ドーム(b))は、デフレクタ無しに比べて圧力損失を17%程度低減することが可能である。
3. 薄板ドーム(b)をさらに簡単な形状にした薄板コーンを提案した。 $\theta_{co} = 33[\text{deg}]$, $(\Phi_h)_o^* = 0.708$, $L_{co}^* = 1.15$ で最適化薄板コーンを得る。デフレクタ無しに比べて圧力損失を17%程度削減することが可能である。
4. 最適化中実ドームと最適化薄板コーンの担体後流の速度分布では、それぞれ、デフレクタ無しに比べて、 γ が20%と19%改善する。よって、有効な触媒機能の向上を期待できる。

本研究は、一部、文部科学省学術フロンティア推進事業「次世代ゼロエミッション・エネルギー変換システム」の支援を受けた。ここに記して、謝意を表する。

参考文献

- 1) D. W. Wendland, P. L. Sorrell and J. E. Kreucher, "Sources of Monolith Catalytic Converter Pressure Loss", SAE Paper, **912372**, 1-14 (1991).
- 2) D. W. Wendland, J. E. Kreucher and E. Andersen, "Reducing Catalytic Converter Pressure Loss with Enhanced Inlet-Header Diffusion", SAE Paper, **952398**, 13-23 (1995).
- 3) K. Hirata, M. Ota, R. Oda, H. Tanigawa and J. Funaki, "On a Novel Diffuser for Efficient Automotive Catalytic Converters", JSME Int. J., Series B, **49**, 1206-1211 (2006).
- 4) C. D. Lemme and W. R. Givens, "Flow Through Catalytic Converters - An Analytical and Experimental Treatment, SAE Paper", **740243**, 1-13 (1974).
- 5) J. S. Howitt and T. C. Sekella, "Flow Effects in Monolithic Honeycomb Automotive Catalytic Converters", SAE Paper, **740244**, 1-9 (1974).
- 6) D. W. Wendland, W. R. Matthes and P. L. Sorrell, "Effect of Header Truncation on Monolith Converter Emission-Control

- Performance", SAE Paper, **922340**, 211-223 (1992).
- 7) W. Maus and R. Bruck, "The Conical Catalytic Converter-Potential for Improvement of Catalytic Effectiveness", SAE Paper, **982633**, 1-7 (1998).
- 8) G. Caizer, J. Oesterle, J. Braun and P. Zacke, "The Progressive Spin Inlet - Homogeneous Flow Distributions Under Stringent Conditions", SAE Paper, **2003-01-0840**, 1-15 (2003).
- 9) J. Y. Kim, M.-C. Lai, P. Li and G. K. Chui, "Flow Distribution and Pressure Drop in Diffuser-Monolith Flows", Trans. ASME J. Fluid Eng., **117**, 362-368 (1995).
- 10) T. Hauber, P. Zacke, J. Braun and D. Ueberschar, "Influence of the Space between Monoliths and the Geometry of Endcones on the Conversion Rate of a Catalytic Converter", SAE Paper, **980424**, 79-87 (1998).