

傾斜した平板に衝突する超音速噴流

望月, 博昭
九州大学大学院総合理工学研究科エネルギー変換工学専攻

宮里, 義昭
九州大学大学院総合理工学研究科エネルギー変換工学専攻

佐藤, 義智
(株) 神戸製鋼所

松尾, 一泰
九州大学大学院総合理工学研究科エネルギー変換工学専攻

<https://doi.org/10.15017/17288>

出版情報 : 九州大学大学院総合理工学報告. 14 (4), pp.391-396, 1993-03-01. 九州大学大学院総合理工学研究科
バージョン :
権利関係 :



傾斜した平板に衝突する超音速噴流

望月博昭*・宮里義昭**

佐藤義智***・松尾一泰*

(平成4年11月30日 受理)

Impingement of Supersonic Jets on Inclined Flat Plate

Hiroaki MOCHIZUKI, Yoshiaki MIYAZATO,
Yoshitomo SATO, and Kazuyasu MATSUO

Flow fields of supersonic axisymmetric jets impinging on an inclined flat plate are experimentally studied by flow visualization with Schlieren method and pressure measurements on the plate. The experiments are carried out for plate inclinations of 22.5° and 30° and for six nozzles with Mach numbers from 1.0 to 4.07. The distances from the nozzle exit to the impingement point of jet on the plate is fixed at 43 mm. The effects of locations of shock cells on the flow state, the pressure distributions on the plate and the force added by the jet normal to the plate are presented.

1. ま え が き

金属の溶湯流にガス噴流を吹き付けて金属粉末を製造するガスアトマイジング法においては、噴流と溶湯流あるいは噴流同士が衝突するため、アトマイジングの機構は極めて複雑である^{1)~4)}。著者らはガスアトマイジング法において使用される単独ノズルからの噴流の状態⁵⁾や、二つの噴流が互いに衝突する場合の流れ場⁶⁾を実験的に明らかにした。噴流が溶湯流に衝突して溶湯流が微粒化する過程を理解するには、噴流が溶湯流に衝突するときの状態を明らかにすることが必要である。しかし数百度から数千度の高温の溶湯流に噴流が衝突する研究を実験室で行うことは困難である。このため本研究では、溶湯流の代わりに平板に超音速噴流を衝突させたときの流れ場について実験的研究を行った。

超音速噴流が平板に衝突するときの流れ場については、これまで噴流が平板に垂直に衝突する場合^{7)~10)}や、斜めに衝突する場合^{11)~15)}など多くの報告がある。しかしいずれの研究においてもノズルの出口径は10mm

以上あり、従って噴流の直径も大きく、ノズル出口と平板との距離は噴流の第1セルの部分に衝突するときの流れ場に関するものが多い。これに対してガスアトマイジング法に使用されるノズルの出口径は数mmで、また平板に衝突するセルは第1セルよりかなり下流のセルである。従来このようなノズルからの噴流がノズル出口よりかなり下流にある平板に衝突するときの流れ場についての研究は全くない。

このため本研究ではガスアトマイジング用の小さなノズルを用い、ノズルからの超音速噴流の第2セルより下流のセルが平板に衝突するときの流れ場を光学観察するとともに、平板上の圧力を測定して流れ場を調べた。

2. 実験装置と方法

実験装置の概要を Fig. 1 に示す。貯気槽からのアルゴンガスは集合胴に入りノズルから大気に放出される。ノズル出口からの噴流が平板に衝突する位置までの距離を l 、ノズル中心軸と平板のなす角を α とする。平板は縦 105mm、横 90mm、厚さ 16mm の真鍮で作られている。ノズルと平板は平板の下端から 27.5mm の位置でノズル中心軸の延長線が平板の上端と下端の中心を結ぶ線と交わるように配置してある。また平板

*エネルギー変換工学専攻

**エネルギー変換工学専攻博士後期課程

***(株)神戸製鋼所

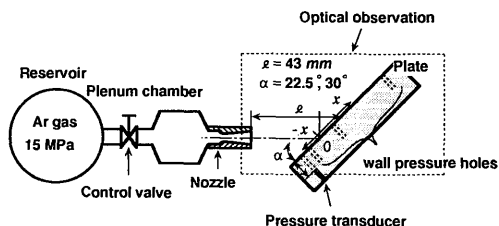
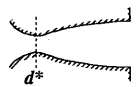
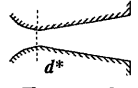
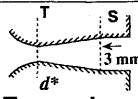
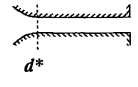


Fig. 1 Experimental apparatus

の中心線上には図に示すように直径 0.8mm の静圧孔が多数開けてある。図の破線で囲む領域の流れ場をシュリーレン法で光学観察した。なお本実験では主として $l=43\text{mm}$ の一定とし、 α の値を 22.5 度と 30 度で設定して実験を行ったが、これはフリーフォールタイプのアトマイゼーション法においては、噴流はほぼこれらの角度に近い角度で浴湯流に衝突するためである。

Table 1 Configuration of nozzle

Nozzle	Geometry	d^* mm	Me
A		1.44	3.51
		1.52	4.07
B		1.51	4.03
C		1.41	3.80
D		1.50	1.0
		1.20	1.0

供試ノズルは、Table 1 に示すように、4 種類計 6 個で、いずれも軸対称ノズルである。同表の d^* はノズルのスロート直径、 Me はスロート断面積と出口断面積の比から等エントロピー流れを仮定して求めたノズル出口マッハ数である。ノズル A は末広部分が曲線

的に広がるラバルノズルのタイプ、ノズル B は直線的な末広りのテーパノズルのタイプ、ノズル C はノズル出口の上流に 3mm の平行部をもつタイプ、ノズル D はスロート下流の断面積が一定のタイプである。

3. 実験結果と考察

3.1 流れ場の光学観察

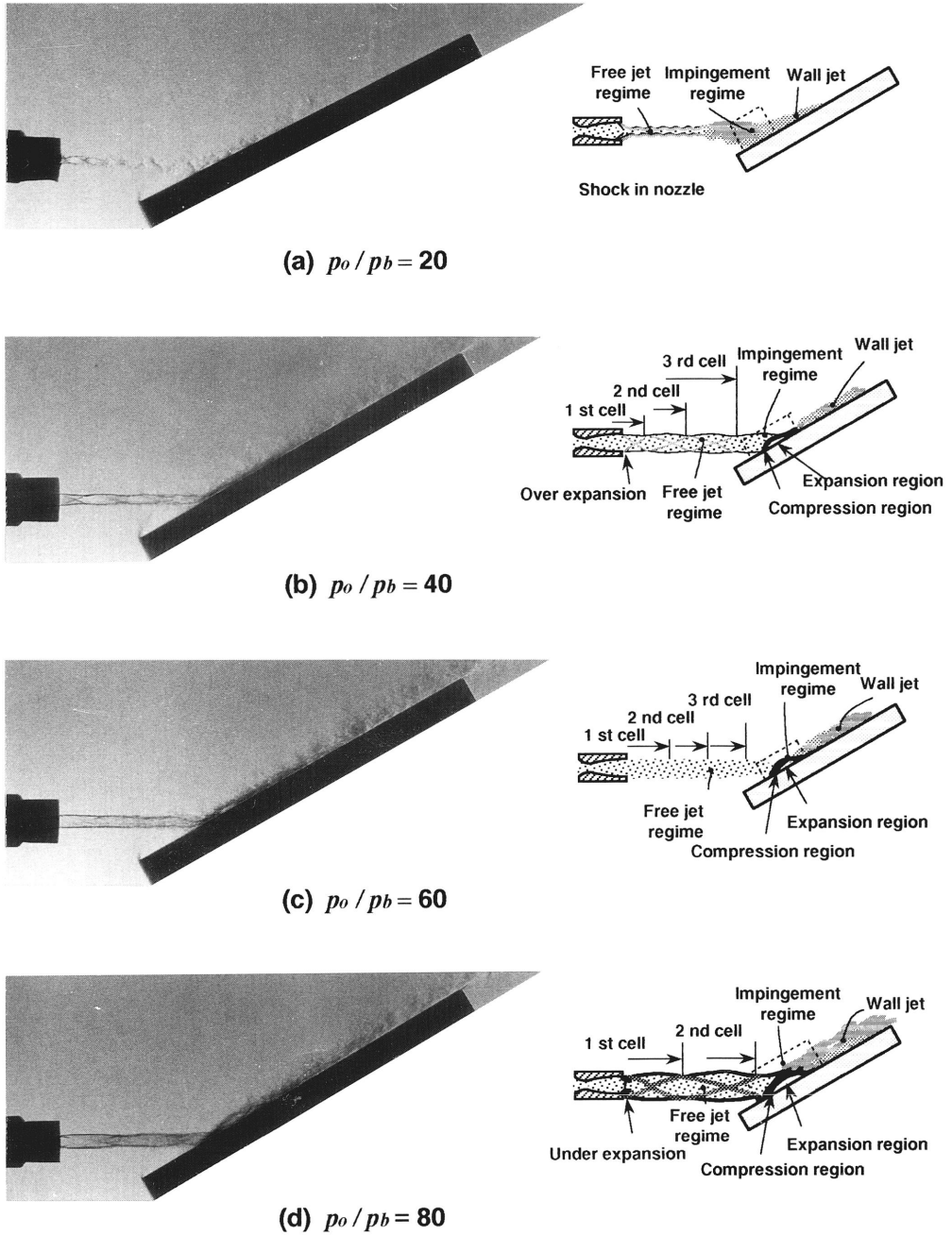
ノズルマッハ数 $Me=4.07$ のノズル A からの超音速噴流が傾斜角 $\alpha=30^\circ$ の平板に衝突するときの流れ場を光学観察した結果の一例とその模式図を Fig. 2 に示す。平板に衝突後、流れは衝突位置より上側と下側に流れるが、本実験のように平板の傾きが $\alpha=30^\circ$ と小さい場合、下向きの流れは噴流によってエントレンメントされる流れと衝突するために、衝突位置よりわずかに下流で上向きに方向を変えて流れる。

Fig. 2 (a) は集合胴圧力 p_0 と背圧 p_b の比 $p_0/p_b=20$ で、ノズルスロートで生じた衝撃波の先頭はノズルの内部にあり、平板に衝突する噴流の速度は亜音速である。このような亜音速流れが平板に衝突するときの平板における流れの圧縮は小さく、このため衝突領域においても Fig. 2 (b)~(d) におけるような強い圧縮領域は生じない。この領域より下流では壁噴流として流れる。

Fig. 2 (b) は $p_0/p_b=40$ で、ノズル出口における流れは過膨張状態にあり、噴流の第 4 セルの終わり近くが平板に衝突している。このような超音速流れが平板に衝突するとき、図に示すように、衝突領域には平板の面にほぼ平行な強く圧縮された領域が生じ、その下側に小さな膨張域が生じる。そしてさらに下流では壁噴流として流れ去る。

Fig. 2 (c) は $p_0/p_b=60$ で、ノズル出口における流れはほぼ適正膨張状態になっており、第 4 セルの真中あたりが平板に衝突している。このような衝突の場合、Fig. 2 (b) におけるよりも衝突領域において流れが強く圧縮されるため、圧縮域は衝突位置から半円錐状に広がる。板上で反射した流れは自由境界面の方向へ偏って流れるため板上にはやや大きな膨張域が生じる。そしてさらに下流では壁噴流として流れ去る。

Fig. 2 (d) は $p_0/p_b=80$ で、ノズル出口における流れは不足膨張状態で、第 3 セルが平板に衝突している。噴流は衝突位置で Fig. 2 (c) の場合よりもさらに強く圧縮されるために、半円錐の圧縮領域はさらに大きくなり、その下流の膨張域の大きさも大きくなる。膨張



(Nozzle A, $Me = 4.07$, $\alpha = 30^\circ$, $l = 43\text{ mm}$)

Fig. 2 Optical observation and sketch

域の下流では壁噴流として流れる。

以上述べた p_0/p_b による平板上の流れの変化は $Me = 1.0$ を除くノズルと $\alpha = 22.5^\circ$ の場合に対しても同様の傾向が見られた。

このように超音速噴流が傾斜平板に衝突するときの流れにおいて、衝突領域における流れの様相は文献(6)で示した二つの超音速噴流の衝突位置近傍の流れの状態とかなり良く似ている。

3.2 平板上の圧力分布

$Me = 4.07$ のノズルからの噴流が $\alpha = 22.5^\circ$ の平板に衝突するときの圧力分布を Fig. 3 に示す。図の横軸はノズルの中心軸を延長した線が平板と交わる位置を原点とする距離 x で、衝突位置より上側を正、下側を負とする。また縦軸は局所静圧 p と背圧 p_b の比 p/p_b である。さて図において $p_0/p_b \geq 40$ では $x = 2.5\text{mm}$ の位置で p は最大値になっている。これは噴流が平板に衝突後ほとんどの流れが上向きに流れる結果、Fig. 2 (b)~(d) で示したように原点より正側に強い圧縮領域が生じ、この圧縮領域の下流端がほぼ $x = 2.5\text{mm}$ の位置にあることを示している。またこの圧縮領域のすぐ下流には Fig. 2 (b)~(d) に示したように膨張域が生じるが、この膨張域のために p は図に示すように急激に減少する。膨張域の大きさは p_0/p_b が大きいほど大きいため、 p の減少の程度は p_0/p_b が大きいほど大きくなる。さらに下流においては平板に沿う流れは壁噴流となるため大気圧の値の前後でわずかに変化する。 $p_0/p_b = 30$ では平板に衝突する噴流は

音速近くまで減速しており、このため噴流が平板で圧縮される程度は弱く、圧力は原点近くで最大になる。さらに $p_0/p_b = 20$ では平板に衝突する噴流は亜音速のため p の x による変化は小さい。なお x が負の領域の p の大きな減少は、前述のように下向きの流れとエントレインメントされる流れが原点のすぐ下側で衝突するために、原点より負側では亜音速流れになっているためである。このように圧力が最大値となった後、急激に減少する領域が衝突領域に相当する。

次に $\alpha = 22.5^\circ$ で、本実験で使用した6個のノズルについて、 $p_0/p_b = 80$ に設定したときの平板上の圧力分布を Fig. 4 に示す。図より明らかなように、 $Me = 4.07$ のラバルノズルでは、 $x = 2.5\text{mm}$ のとき p は最大で、その値 p_{max} は、ほぼ同じ出口マッハ数をもつ $Me = 4.03$ のテーパノズルの値よりかなり大きい。これはラバルノズルの場合の方がテーパノズルの場合よりもノズル内や噴流中において流れの損失が小さいため、平板に衝突時の圧力の値もラバルノズルの場合の方が大きいためと思われる。また同じラバルノズルの場合、 $Me = 4.07$ のノズルの方が $Me = 3.51$ のノズルよりも p_{max} の値は大きい。これは噴流が平板に衝突するときの速度が $Me = 4.07$ のノズルの方が大きいためである。さらに $Me = 3.80$ のノズルの場合、ノズル出口の上流に 3mm の平行部があるが、その上流端より生じる斜め衝撃波により噴流の流速がかなり減少するため、 p_{max} の値はかなり小さい。 $Me = 1.0$ の2個のノズルの場合、図に示すように p_{max} の値は

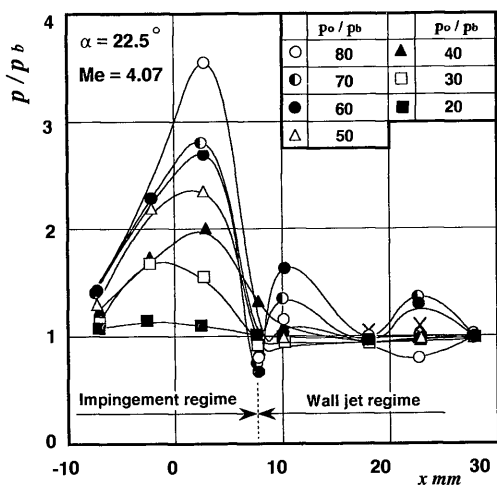


Fig. 3 Pressure distributions on plate

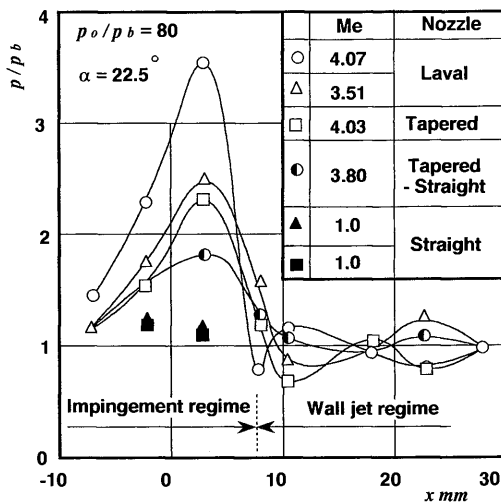


Fig. 4 Pressure distributions on plate

他の 4 個のノズルの場合よりもかなり小さい。これはこのノズルの場合、ノズル出口直後の垂直衝撃波により流れが亜音速まで減速され、平板に衝突するときかなり低速の流れになっているためである。

なお本研究では追加実験として $l=122\text{mm}$ とし、 $M_e=3.51$ のノズルを用い、 10° 、 30° 、 60° 及び 90° の場合の平板上における圧力分布も測定したが、 $p_0/p_b=80$ で $\alpha=90^\circ$ の場合でも平板上における p_{\max} の値は大気圧の 3 倍程度であった。これはノズル出口と平板との距離が大きく、噴流が平板に衝突するときかなり低速の亜音速流れになっているためと思われる。

3.3 噴流が平板に及ぼす負荷

噴流が平板に衝突するとき平板に及ぼす垂直方向の負荷を求めるため、Fig. 5 の破線で示す検査体積を考える。Fig. 5 においてエントレナメント流れを無視し、噴流が平板に衝突後の流れは板面に平行に流れ、ノズルは軸対称でその出口における圧力と運動量の向きは軸方向に一致すると仮定して、検査体積について運動量保存の式を考えると、噴流が平板に及ぼす負荷係数 C_F は次式¹³⁾で与えられる。

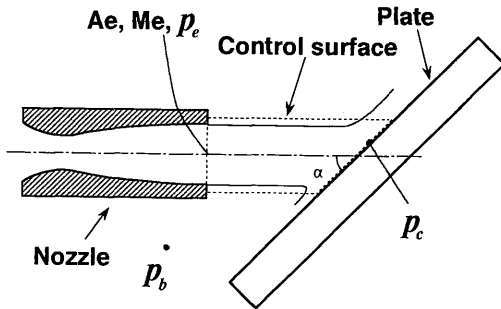


Fig. 5 Sketch of impingement flow field, showing a control surface

$$G_F = \frac{F}{p_c A_e} = 2 \sin \alpha \int_0^1 \left(\frac{p}{p_c} - \frac{p_b}{p_c} + \frac{p}{p_c} \kappa M_e^2 \cos^2 \theta \right) \frac{r}{R_N} d\left(\frac{r}{R_N}\right) \quad \dots (1)$$

ここで F は噴流が平板に及ぼす力、 A_e はノズル出口断面積、 p_c は板上の検査面における平均壁面圧力、 α はノズル中心軸の延長線と平板のなす角、 p はノズル出口における噴流中の圧力、 p_b は背圧、 κ は比熱比、 M_e はノズル出口マッハ数、 θ は出口における流れがノズル中心軸となす角、 r はノズル出口における

半径方向の距離、 R_N はノズル出口径である。式(1)において、ノズル出口における半径方向の流れを仮定し、さらに M_e は一定であると仮定すれば式(1)は次のようになる。

$$C_F = \sin \alpha \frac{p_e}{p_c} \left(1 - \frac{p_b}{p_c} + \kappa M_e^2 \right) \quad \dots (2)$$

またスロートから出口までの流れを等エントロピー流れと仮定すれば、集合胴圧力を p_0 として、

$$\frac{p_0}{p_e} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_e^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad \dots (3)$$

式(3)を式(2)に代入すれば

$$C_F = \frac{p_0}{p_c} \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_e^2 \right)^{-\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \times \left[1 - \frac{p_b}{p_0} \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_e^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} + \kappa M_e^2 \right] \sin \alpha \quad \dots (4)$$

式(4)において p_c と p_0 に測定値を代入すれば C_F を計算できる。 p_c の値として、簡単のため Fig. 3 で述べた平板上の圧力分布における圧力の最大値 p_{\max} を用いた。従って以下に示す計算結果は、 C_F の値自体より、超音速噴流が平板に衝突するときの負荷に対するマッハ数 M_e や圧力比 p_0/p_b の定性的影響を見るためである。さて計算結果を Fig. 6 に示す。図よりマッハ数 M_e が一定の場合、 C_F は p_0/p_b とともに大きくなる。また p_0/p_b が同じとき M_e が小さいほど C_F は大きい。前述のように、噴流が平板に衝突するとき

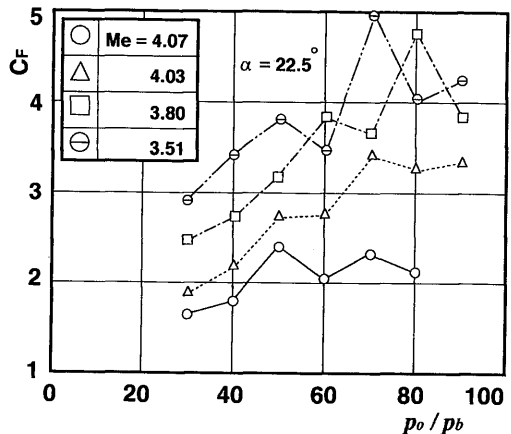


Fig. 6 Force coefficient with p_0/p_b

の衝突領域における流れの状態は、超音速噴流が他の超音速噴流に衝突するときの状態とかなり似ていることから、超音速噴流が衝突する液体や他の噴流に及ぼす力についても Fig. 6 と同様の傾向になると思われる。

4. 結 論

ノズルからの超音速噴流が傾斜角 22.5° と 30° の平板に衝突するときの流れ場を光学観察するとともに、平板上の圧力を測定した結果、次の結論が得られた。

(1) 平板に衝突した噴流の大部分は衝突位置より上側に流れる。ノズル前後の圧力比 p_0/p_b が小さく、噴流が亜音速で平板に衝突する場合、衝突領域における流れの強い圧縮は見られない。一方、ノズル出口で過膨張状態にある超音速噴流の第4セルが平板に衝突するとき、衝突領域に強く圧縮された領域が生じる。またノズル出口で適正膨張状態にある超音速噴流の第4セルや不足膨張状態にある超音速噴流の第3セルの部分が平板に衝突すれば、衝突領域はさらに圧縮された領域と膨張領域が生じる。

(2) 平板上の圧力は衝突領域における圧縮領域と膨張領域のために衝突領域において最大のピーク値を示した後、急激に減少する。ピーク値はノズルのよどみ圧力が大きいほど大きい。これはよどみ圧力が大きいほど噴流中の上流側のセルの位置で噴流が平板に衝突し、流れの圧縮が大きくなるためである。

(3) 衝突領域における圧力のピーク値はノズル出口マッハ数が同じ場合、ラバルノズルの場合がテーバー

ノズルの場合よりも大きい。これはラバルノズルではノズル内や噴流中の流れの損失がテーバーノズルに比べて小さいためである。

(4) 噴流の衝突により平板が受ける負荷係数は、マッハ数が小さいほど、またノズル前後の圧力比が大きいほど大きい。

参 考 文 献

- 1) See, J. B., et al., Powder Technology, Vol. **21** (1978), 119.
- 2) Lubanska, H., J. Metals, Vol. **22** (1970), 45.
- 3) See, J. B., et al., Metallurgical Trans. Vol. **4** (1973), 2669.
- 4) Gummesson, P. U. and Gustafson, D. A., Proceedings of the 1988 International Powder Metallurgy Conference, Vol. **20**, 205.
- 5) 望月・ほか4名, 可視化情報, Vol. **14**, No. 1 (1991), 35.
- 6) 望月・ほか4名, 九大総理工報告, Vol. **14**, No. 8 (1976), 1095.
- 7) Knight, C. V., AIAA J., Vol. **11**, No. 2 (1973), 233.
- 8) Pollard, D. J. and Bradbury, L. J. S., AIAA J., Vol. **14**, No. 8 (1976), 1095.
- 9) Zien, T. F. et al., AIAA J., Vol. **17**, No. 1 (1979), 4.
- 10) Iwamoto, T., ASME, J. Fluids Engng., Vol. **112**, No. 2 (1990), 179.
- 11) Rudov, Y. M. and Uskov, V. N., Soviet Aeronautics, Izv. Vuz, Avia, Tek, Vol. **11**, No. 3 (1968), 61.
- 12) Lengrand, J. C., et al., AIAA J., Vol. **20**, No. 1 (1982), 27.
- 13) Lamont, P. J. and Hunt, B. L., J. Fluid Mech. Vol. **45** (1971), 281.
- 14) Donaldson, C. D. and Snedeker, R. S., J. Fluid Mech. Vol. **45** (1971), 281.
- 15) Donaldson, C. D., et al., J. Fluid Mech. Vol. **45** (1971), 477.