冷風旋削加工における 超音速先細末広ノズルの開発とその冷却性*

神田 繁人** 立野 昌義*** 小久保 邦雄***

Development of Supersonic Convergent-Divergent Nozzle for Cooling Air Jet Turning And Its Cooling Ability

Shigeto KANDA, Masayoshi TATENO and Kunio KOKUBO

Cooling air jet turning needs to develop a supersonic nozzle that is capable of supplying high speed air jet at turning point. In this study, supersonic Convergent-Divergent nozzle (supersonic C-D nozzle), which can make stagnation-cold-air up to the sound speed in the convergent section and expand the cold air to supersonic speed in the divergent section, are designed on an assumption of thermal equilibrium under isentropic expansion (no change in entropy). Experimental evaluation of the supersonic air jet clarifies that the C-D nozzle is more advantageous than present convergent nozzle for the cooling air jet turning since the potential core of the C-D nozzle goes over 13 mm (max. 37 mm). As for cooling ability of the cold air jet in the potential core, average heat transfer coefficients of the cold air jet are 1,000-1,400 W/(m²K) depending on both pressure of chamber p_0 and impinging jet air P . The optimum supply condition of each nozzle is verified experimentally and expressed using non-dimensional parameters, Reynolds number Re and Nusselt number Nu .

Key words: Cooling air jet turning, Eco-friendly machining, Convergent-Divergent nozzle, Average heat transfer coefficient, Cooling ability

1. 緒 言

油剤に関して発生する問題点や環境保護の観点から、近年様々な環境対応型の加工法が提案された¹⁾。環境対応型加工法の1つに冷風加工がある。冷風加工は、従来の油剤の役割である潤滑、冷却を代替するため、潤滑は必要最少量の潤滑油の供給や工具表面の固体潤滑膜によって、冷却は冷却空気（冷風）供給によって行う方法である¹⁾。冷風加工における冷却性向上の観点からは、空気供給温度を常温よりも出来るだけ低く設定することが望ましいと考えられ、冷風供給を前提に実験・開発が進められてきた¹⁾。現状の冷風加工における冷却技術では、空気冷却装置にて空気温度を-30℃～-60℃程度まで冷却することが可能である。ただし、空気の熱伝達率は油剤のそれと比較して約100分の1と低い²⁾ため、加工点近傍の冷却による加工性能への影響が切削油剤を用いたそれとは異なることが予想される。

冷風旋削加工においては、高い冷却性を有する冷風噴流を加工点にいかに関供給すべきかが重要となる。これを裏付ける次のような報告³⁾もある。機械構造用合金鋼の冷風旋削加工において、冷却効果と加工性能との関係を調査した結果³⁾から、冷風温度を-40℃に設定し、加工点での冷風噴流全圧 P （静圧+動圧）を高く（ $P>0.3\text{MPa}$ ゲージ圧）保つことが工具寿命を延長させるのに有効であることが確認できている。工具寿命は工具刃先温度に依存することから、工具刃先温度の冷却効果を高めるためには、空気を低温にした上で流体速度が高い状態つまり冷風噴流全圧 P が高い状態のまま加工点に供給することが有効であると考えられる。

ただし、一般に使用されているノズル（先細ノズル）を用いて、ノズル噴流全圧 P を0.3MPa以上確保した状態で、加工点に供給することは一般には困難である。つまり、冷風の持つエネルギー損失が少ない状態を維持しながら冷風を加工点に供給

するには、冷風供給ノズル先端から加工点までの距離を近づけることが有効となる。しかし、ノズル先端と加工点までの距離を10mm程度以下に近づけることは、加工中に生成される切りくずがノズル先端と接触しノズルが破損する可能性が高くなる。この傾向は高速切削になる程顕著になると考えられる。ゆえに、先細ノズルからエネルギー損失が少ない状態の冷風を加工点に供給するには限界がある。このことから、冷風加工において、冷風噴流全圧 P を高位安定させながら加工点に供給できるノズルを開発する必要がある。しかしながら、冷風加工は開発の歴史が浅いゆえ冷風を供給するノズルに関しては、一般的には先細ノズルが使用されているにすぎず、ノズル設計に関する明確な基準は確立されておらず、冷却性も明らかにされていない。これらが明確にならない限り、冷風旋削加工における冷却効果の詳細は解明できない。そこで著者らは、ノズル内部において流体を超音速に加速し、超音速噴流を出力できるノズル（断面形状が先細部分と末広部分で構成される超音速の噴流を出力できる超音速先細末広ノズル：先細末広ノズル）に着目した。

本研究では、先細末広ノズルを、“ノズル内での空気流れが完全気体で等エントロピー流れ”であるという仮定を基礎にして、異なる8種類の円形断面先細末広ノズルを試作し、それらの噴流の性能および冷却性を明らかにした。さらに、試作した先細末広ノズルの冷風加工への適用性を検討し、無次元数を用いてノズル形状毎の最適冷風供給条件を明らかにする。

2. 先細末広ノズルの試作および噴流評価

2.1 ノズルの設計と試作

2.1.1 ノズル設計の基礎

非圧縮性流体の場合、連続の式から流体速度の確保には断面積を小さくすれば良い。ただし、気体の体積は圧力と温度の変化に依存し密度が一定にならず、気体を非圧縮性流体として扱うことはできない。そのため、ノズル出口断面積を小さく設定することが必ずしも冷風噴流速度を上昇させるのに有効とは限らない⁴⁾。超音速噴流を取り扱う場合は、流体の圧縮性が顕著になり気体を圧縮性流体として扱う必要がある。圧縮性流体を

* 原稿受付 平成15年4月3日

** 学生会員 工学院大学大学院（東京都八王子市中野町2665-1）

*** 工学院大学（同上）

対象とした超音速噴流に関する研究は、ジェット推進の工学問題⁴⁾などにすでに適用されている。超音速ノズルは、縮小・拡大管構造で流路にのど部（スロートという断面の最小部）を有する。このノズルでは、スロート部で音速（マッハ数 $M=1.0$ ）まで加速し、さらに末広部分で気体を連続的に加速して超音速噴流が得られる。この先細末広ノズルは、管路内流体が完全気体でかつ一次元定常等エントロピー流れ⁴⁾（管路内において、全圧および全温度は流れの面積と速度によらず一定の状態）と仮定することにより導かれる流れの関係式を基礎にして設計される。この仮定は、衝撃波や境界層などの不可逆な領域や粘性によって生成されるエネルギー損失が大きい場合を除き、実際の超音速噴流ノズルに対して充分良い近似で適用できる⁴⁾。本研究対象となる冷風供給ノズル形状についても、ノズル全長は短く、定常状態において大きな熱伝達やエネルギー損失が生じないと考えられ、超音速噴流における断熱流れの仮定つまり等エントロピー流れの仮定が近似できる。また、空気を扱う問題のほとんどが完全気体と置き換えて、充分良い近似で実用工学分野に適用できている⁴⁾。そのため、先細末広ノズルを設計する際も、空気を完全気体として取り扱う。

2.1.2 有効出口断面直径

一次元等エントロピー流れの仮定を基礎にして、ノズル内のスロート部の断面面積 A^* に対する末広部の任意のマッハ数 (M) における有効断面面積 A の比率 A/A^* は、 M と比熱比 γ （空気の場合 $\gamma=1.4$ ）を用いて次式で表現できる。

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M} \left[\frac{(\gamma-1)M^2 + 2}{\gamma+1} \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (1)$$

ここで、 M は気体の流速 u とその気体の音速 a の比として与えられる。気体の運動に伴う密度変化の程度を表す量は速度そのものではなく M となる⁴⁾。気体の運動を扱う場合、この M は非常に重要となり、次式で与えられる。

$$M \equiv \frac{u}{a} \quad (2)$$

等エントロピー流れでは任意の M の場所における圧力比および静温度比 (p_0/p および T_0/T) には、次式に示す関係が成り立つ。

$$\frac{p_0}{p} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3)$$

ここで、 p, T は任意の M に対応する静圧と静温度であり、 p_0, T_0 はよどみ点 ($u=0$ で気体が平衡状態である場合または貯気槽状態) における静圧および静温度である。先細末広ノズル設計の際には、バッファータンク内気体速度が十分無視でき、タンク内がよどみ点と見なせる。したがって、 p_0 および T_0 は、タンク内の静圧（上部圧 abs）および気体の静温度（絶対温度）となる。さらに、ノズル出口における静圧が加工室内の圧力（大気圧）と等しくなれば、超音速ノズルの理想的な作動状態（適正膨張）にできる⁴⁾。このことから、試作する先細末広ノズルを適正膨張させるため、式 (3) 中 p をノズル出口における大気圧 0.1 MPa abs とし、 T を出口の静温度とした。このモデル化により式 (3) からノズル出口の M を算出でき、さらに式 (1) から A/A^* を算出できる。

実際のノズル有効出口断面面積算出においては次節以降に詳細を示すが、ここでは概略を記す。設計条件（上部圧 p_0 およびノズル出口静圧を $0.4 \leq p_0$ [MPa abs] ≤ 0.6 , $p=0.1$ MPa）を用いれば、面積比は $A/A^*=1.218(p_0=0.4$ MPa abs), $1.346(p_0=0.5$ MPa abs), $1.470(p_0$

$=0.6$ MPa abs) となる。さらに、本設備の標準状態における流量供給能力 $0.2 \leq Q$ [Nm³/min] ≤ 0.8 からスロート部断面 A^* が求まり、直径 D^* は $2 \leq D^*$ [mm] ≤ 4 と一義的に決まる。そのため、試作ノズルの設計では、 $D^*=2, 3, 4$ mm の 3 水準を考慮した。ただし、ノズル内部の流体速度が高速になれば粘性の影響が無視できず、ノズル末広部内壁近傍では冷風の粘性による境界層が発達し、排除厚さが生ずる。

2.1.3 排除厚さを考慮した出口断面直径

円管内の高速流体の速度分布は中心部の速度勾配が小さく、レイノルズ数 (Re) が高くなるほど管中心部の速度分布は一定とみなせる⁵⁾。しかし、実際の出口断面形状 D には、流体とノズル内壁との摩擦の影響があり、排除厚さを考慮しなければならないが、これはノズル末広部幾何形状や冷風供給条件に依存するため等エントロピー流れの仮定に基づいて決めることはできない。

そこで本研究では、円管中心から半径方向の乱流速度分布 u を与える実用的な指数法則⁵⁾を用いて、排除厚さを決めた。円管内壁から中心方向距離 y の乱流速度分布 u は

$$\frac{u}{u_{\max}} = \left(\frac{y}{D/2} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (4)$$

で与えられる。ここで、 $u_{\max}$ は同一円管断面における最大速度、 D は排除厚さを含んだ円管断面直径、 n は Re によって変化する値である⁵⁾。 n を求めるため、次式の Re を明らかにした。

$$Re \equiv \frac{\rho u d}{\mu} \quad (5)$$

ここで、 ρ, μ, d は、それぞれ気体の密度、粘性係数、有効出口断面面積 A から算出できる有効出口部直径である。ノズル出口の Re は以下のように求めた。 ρ は式 (6) に示す気体の密度、すなわちノズル出口の静圧 p 、静温度 T を式 (6) に代入して求めた。

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (6)$$

ここで、 T は式 (3) から p_0, p, T_0 が与えられれば一義的に決まる。 R は気体定数 $R=287.1$ J/(kg·K) である。よどみ点の静温度 T_0 は $T_0=218$ K (-55°C) と設定した。 μ は出口静温度 T を変数とする粘性係数式 (7) (Sutherland の式⁶⁾) から求めた。

$$\mu = \mu_\infty \frac{T_\infty + C_1}{T + C_1} \left(\frac{T}{T_\infty} \right)^{1.5} \quad (7)$$

ここで、 $C_1=117$, $\mu_\infty=1.862 \times 10^{-5}$ Pa·s⁷⁾ (at 0.1 MPa abs, $T_\infty=300$ K) である。 d は有効出口部直径、 u は完全気体の等エントロピー変化における速度、すなわち式 (8) から決まる気体の音速 a と式 (3) から決まる気体の M を式 (2) に代入し算出できる。

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (8)$$

Re の算出に用いる各パラメータは以下のように求めた。各有効出口直径 d 毎に上部圧 p_0 の設定を $p_0=0.4, 0.5, 0.6$ MPa abs と定めると、適正膨張するノズル出口部の状態変数 T, M が求まる。ここで求めた T, M と式 (6), (7), (8) および式 (2) より ρ, μ, u が得られる。これらパラメータと式 (5) より、試作ノズル出口での噴流の Re は、 $2.0 \times 10^5 \leq Re \leq 4.8 \times 10^5$ となり、ニクラゼ (Nikuradse) の実験結果表⁵⁾ から指数 $n=8$ が決まる。これより式 (4) から速度分布 u が決まり、この結果から試作先細末広ノズルの排除厚さを円管内壁から有効出口断面直径の 2~3% 考慮 ($D=C_2 d$, $C_2: 1.04 \leq C_2 \leq 1.06$) した。

2.1.4 試作超音速ノズルの主要部形状

上記の計算では、スロート部断面積とスロート部から出口までの末広部任意の断面積との比率 A/A^* のみ与えられ、先細部ノズル断面形状や先細部・末広部の長さを含む広がり角（テーパなど）は決めることはできない。そこで、ノズル先細部の寸法は製作上および設備上の観点から決めた。つまり、先細部長さ L_C は 10mm と一定にし、入口断面積 A_0 とスロート部断面積 A^* の比率を $5 \leq A_0/A^* \leq 10$ とした。この時、末広部形状に関しては、テーパが一定ならば、断面積比は末広部ノズル長さを管理することで有効出口断面積を設定できる。このため、末広部のテーパを 0.035（広がり角度 2° : 0.035rad）にした。

試作ノズルスロート部断面積 A^* は、次のように決めた。冷風供給装置の仕様から、標準状態 ($T_N=273\text{K}$, $p_N=0.1\text{MPa}$) における供給流量 Q ($0.2 \sim 0.8\text{Nm}^3/\text{min}$) と上部圧力範囲 p_0 ($0.3 \sim 0.5\text{MPa}$ ゲージ圧: $0.4 \leq p_0 [\text{MPa abs}] \leq 0.6$) が定まる。この設備仕様と前述の設計条件およびノズル内の冷風供給温度 $T_0=218\text{K}$ (-55°C) を設定すると、次に示す等エントロピー流れに基づく標準状態の流量から A^* が決まる。

$$Q = A^* a^* \left(\frac{p^*}{p_N} \right) \left(\frac{T_N}{T^*} \right) = A^* a^* \left(\frac{0.528 p_0}{p_N} \right) \left(\frac{T_N}{0.833 T_0} \right) \quad (9)$$

ここで、 a^* はスロート部の音速である。このことから本実験の試作ノズルのスロート部直径は $D^*=2\sim 4\text{mm}$ の範囲内となる。末広部テーパ一定条件の下で、排除厚さを考慮した出口断面直径 D を確保できる末広部長さ L_D を設定した。事前の設計段階では、試作ノズルで適正膨張する超音速先細末広ノズルを試作できるかは明らかではない。そこで、スロート部直径を $D^*=2, 3, 4\text{mm}$ とし、上部圧力 p_0 （ノズルに供給される全圧：バッファータンクのゲージ圧）を各 D^* に対して 2～3 水準考慮して合計 8 種類の先細末広ノズルを試作した。評価に用いるノズル基本断面形状および各試作ノズルの末広部主要寸法を図 1 に示す。図 2 には、ノズル末広部における p_0 と L_D との関係を示す。

Profiles of divergent section							
Diameter of throat D^* mm	2		3		4		
Diameter of the exit D mm	2.32	2.46	2.60	3.45	3.67	3.87	4.85
Length of C-section L_C mm	9.25	13.3	17.3	12.8	19.3	25	18.3
							24.3

Fig.1 Cross section of C-D nozzle

Fig.2 Relationship between chamber pressure p_0 and length of divergent section L_D of each nozzle

2.2 ノズル製作方法および冷風噴流評価

2.2.1 ノズル製作方法概略

試作するノズルは、市販の六角真鍮棒（対角辺長さ 14mm）を用い以下の方法で加工した。先細部の加工はマシニングセンター（MITSUI SEIKI VT3A）でボールエンドミル加工を行った後、加工中心に放電加工のワイヤーを通すための穴（ワイヤー直径 OD0.25mm）をあけた。その後、ワイヤーカット（FANAC ROBOCUT α -0C）で所定テーパになるように末広部を加工した。

加工点での噴流主流部全圧 P を高い状態に確保することは、工具刃先温度を低下させ、工具寿命延長に有効である³⁾。ただし、噴流特性はポテンシャルコア L_{pc} （ノズル出口の流体全圧を確保できる距離）領域内とその範囲外では圧力分布（速度分布）が大きく異なる⁸⁾。このため、噴流供給する冷却対象個所が L_{pc} 領域内あるいは領域外かを明確にして、冷却性に及ぼす設計条件 (p_0 , D^*) の影響を明らかにする必要がある。ここでは、噴流特性を表す L_{pc} 領域を事前に明らかにする。

2.2.2 ノズルの噴流評価

噴流特性評価は、ノズルの噴流全圧（ゲージ圧）を測定して行った。噴流全圧の他、冷風の温度拡散やノズル使用範囲内での冷却度を示す目安となる噴流の全温度（静温度＋動温度）も測定した。噴流全圧と全温度測定システムの概略を図 3 に示す。

本噴流全圧測定システムは、デジタル圧力センサ（キーエンス AP-23A）および温度センサ（内径 ID2mm の円筒型プローブ）が用いられる。圧力センサの導管として内径 ID0.3mm の注射針

Fig.3 Measurement system of total pressure and temperature of cold air jet from C-D nozzle

Fig.4 Distributed total pressure P of cold air jet

を用いた。これらのセンサはマグネットスタンドを用いて、水平な X-Y テーブル上に固定した。この測定システムを用い、噴流方向全圧分布および全温度分布を測定した。噴流方向噴流全圧・全温度測定位置は、3 軸位置決めが可能なマシニングセンタを用い、この主軸に試作ノズルを固定し、ノズル出口の断面中心を原点 $O(X,Y,Z)=(0,0,0)$ として Z 軸方向噴流全圧 P (ゲージ圧) を測定した。主流部全圧は、(ノズル出口中心軸 $(X,Y)=(0,0)$ 上) $Z=0\sim50\text{mm}$ まで 0.5mm ごとに測定し、 $Z=10, 15, 20\text{mm}$ の全温度を測定した。図 4 に噴流全圧分布を示す。これらの測定結果から、試作した 8 種類全部の先細末広ノズルからは適正膨張状態の噴流が出力できていた。従来先細ノズルの L_{pc} は数 mm 程度³⁾であるのに対し、各試作ノズルの L_{pc} は $13\text{mm}\sim37\text{mm}$ であることが確認できた。全温度測定結果から、 L_{pc} 領域内で噴流の全温度は Z によらず一定であった。ただし、全温度は各ノズルの流量条件毎に異なる値を示した。この傾向を簡潔に示すため、代表点 $Z=10\text{mm}$ における全温度 T と式 (9) から導いた標準状態における流量 Q との関係を図 5 に示す。ここで、 Q の算出は、式 (9) に各設計パラメータと各測定値を代入して求めた標準状態の流量である。この結果から、 $Q\leq 0.42\text{Nm}^3/\text{min}$ では Q の増加に伴い全温度は減少傾向を示した。さらに $Q>0.42\text{Nm}^3/\text{min}$ では、全温度は供給温度を保ち Q によらずほぼ一定になることが確認できた。

L_{pc} に及ぼす設計パラメータ (上部圧力 p_0 スロート部 D^*) の影響を明らかにするため、 L_{pc} と供給流量 Q との関係を調べた。 L_{pc} と Q との関係を図 6 に示す。この図から L_{pc} は、流量 Q に比例して増大する傾向が確認できた。また、式 (9) より等エントロピー流れにおける Q は、スロート面積 $(D^*)^2$ と上部圧力 p_0 の積に比例する。ゆえに、 L_{pc} は p_0 および $(D^*)^2$ に対しても線形関係が成立し、ノズルの噴流性能 L_{pc} を上部圧力 p_0 とスロート部直径 D^* をパラメータとして簡易に評価できる。ただし、噴流の

Fig.5 Relationship between flow rate on each nozzle and total temperature of air jet

Fig.6 Relationship between length of potential core of air jet and flow rate on each nozzle

全温度と L_{pc} が充分確保できるが、噴流冷却性がどの程度示すかは明確ではない。この冷却性が明らかにならない限り、試作先細末広ノズルの冷風旋削加工への適用性は議論できない。噴流の冷却性を次章で確認した。

3. 先細末広ノズルの冷却性評価

冷風加工における加工点では、工具と工作物の接触点およびその周辺が発熱部分となり、その発熱部分の近傍は高温加熱状態となる。この部分を冷風で冷却する際には、衝突噴流状態と予想されるため、衝突噴流の平均熱伝達率で冷却性を評価しても差し支えないと推察される。そのため各ノズルの熱伝達率に及ぼす加工点噴流全圧 P の影響を明らかにする。冷風旋削加工をモデル化する際、超硬工具の厚みは 4mm であるため加工点を中心とする外径 $\text{OD}10\text{mm}$ の範囲内 (円内) を加工点近傍の高温領域と想定し、この部分の平均熱伝達率 h_{Ave} を実験的に求めた。

3.1 冷却性評価方法および事前評価

自由噴流が加工点に衝突する際の h_{Ave} は、平板衝突噴流で求めた平均熱伝達率で関連させて問題はない⁹⁾ ので、図 7 に示す平板衝突噴流の冷却性評価システムを用いて、冷却性 h_{Ave} を評価した。以下に測定の概略を示す。

冷風噴流の h_{Ave} を求める際の基本となる温度差を冷却面での噴流温度と冷却面温度との差 ΔT とした。入熱量は均一に加熱するためカートリッジヒータ (最大出力 150W , $\text{OD}6.25\text{mm}$) を、試験片下部に 3 本取り付け電圧を変化させて調整した。ヒータを試験片下部に挿入する際には、ヒータと穴との隙間が無くなるように嵌めあわせた。冷風噴流による試験片冷却面の定常状態熱量 (放熱量) を把握するため、試験片の温度分布を測定した。温度測定では銅棒試験片の任意の断面温度は一樣であると仮定し、伝熱試験片の断面中心軸上に K 型熱電対を冷却面から 10mm 毎に設置した。測定温度をデータ収集システム (キーエンス NR-1000) を用いてパーソナルコンピュータに取り込み記録した。冷却面温度測定では、定常状態を実現し、温度分布の直線性を確認した上で外挿値より冷却面表面温度を求めた。また、フリエの法則を用いて冷却面熱流束を求めた。これに基づいて定常状態の熱量を算出し、ニュートンの冷却法則から平均熱伝達率 h_{Ave} を求めた。なお、冷却実験におけるノズル位置はノズル中心軸を合わせ、ノズル出口と冷却面距離 z を $z=10, 15, 20\text{mm}$ とした。

h_{Ave} は冷却面における流体温度と冷却面温度差 ΔT に依存する可能性があり、事前に ΔT によらず h_{Ave} は一定であることを

Fig.7 Measurement system of average heat transfer coefficients

確認する。この事前評価では、ヒータの出力を調整し、 $\Delta T=60 \sim 140\text{K}$ にして、定常状態の h_{Ave} を求めた。流体温度は測定した噴流全温度を用いた。この ΔT と h_{Ave} との関係を図 8 に示す。この図から、 ΔT によらず、 h_{Ave} が一定になることが確認できた。したがって、本装置で測定した h_{Ave} は、ニュートンの法則の比例定数として広い温度範囲で噴流冷却性を評価でき、冷風加工を想定した高温領域でも適用可能と推察される。

3.2 冷却性評価結果

冷却面における自由噴流全圧 P と h_{Ave} との関係を把握する。この関係を図 9 に示す。

この結果より、先細末広ノズルの各 h_{Ave} は、 $h_{\text{Ave}}=1000 \sim 1400\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ であった。この h_{Ave} は噴流全圧 P の増加に伴い、全体的に増加傾向を示していることが確認できた。ただし、スロート部直径 $D^*=3\text{mm}$ ($p_0=0.6\text{MPa abs}$) および $D^*=4\text{mm}$ ($p_0=0.4, 0.48\text{MPa abs}$) における h_{Ave} は同一 P の条件下においてバラツキが大きくなるなどの例外が見受けられた。この理由は、ノズル出口から冷却面間距離 z の減少に伴い衝撃波による全圧損失（流速の低下）が冷却面上で増大したと推察される。仮にそうであるなら、ノズルには適切な設置位置が存在すると推定できる。このため L_{pc} に対するノズル位置と冷却面間距離 z の比率 z/L_{pc} を用いて整理した。 z/L_{pc} と h_{Ave} との関係の代表例 ($p_0=0.4, 0.6\text{MPa abs}$) を図 10 に示す。

Fig.8 Relationship between h_{Ave} and ΔT

Fig.9 Relationship between average heat transfer coefficient h_{Ave} of impinging jet air and total pressure P at cooling area

Fig.10 Relationship between non-dimensional potential core ratio z/L_{pc} and average heat transfer coefficient h_{Ave}

この結果から、ポテンシャルコア領域内の h_{Ave} は、 $0.5 < z/L_{\text{pc}} \leq 1.0$ の範囲で z/L_{pc} によらず h_{Ave} はほぼ一定で安定した値を示した。ポテンシャルコア範囲外 $z/L_{\text{pc}} > 1.0$ では、噴流の拡散により、 z/L_{pc} の増大に伴い h_{Ave} は減少傾向を示す。ポテンシャルコアの範囲 $z/L_{\text{pc}} \leq 1.0$ でもノズル出口からの距離が近い領域 $z/L_{\text{pc}} < 0.5$ では冷却面上での衝撃波による全圧損失の影響で、 z/L_{pc} の低下に伴い h_{Ave} は減少する。これにより、冷却特性を向上させるための適切なノズル設定位置 $0.5 < z/L_{\text{pc}} \leq 1.0$ が存在し、それを明らかにできた。この結果は、冷風旋削加工における先細末広ノズルの適正な設定位置に関する有用な指針を与える。図 11 には適正範囲内 $0.5 < z/L_{\text{pc}} \leq 1.0$ の P と h_{Ave} の関係を示す。ただし、パラメータとしての P は冷風加工中の測定・管理が難しいため、バッファータンクに取り付けられている圧力計から読み取れる上部圧力 p_0 を適用することが簡便であり、冷風供給条件を管理しやすい。今回の試作ノズルおよび実験条件では、レイリーのピトー管公式⁴⁾ から測定噴流全圧 P を代入して求めた M と設計条件を式 (3) に代入して求めた M とは等しいと見なせるため、式 (10) が成立する。ゆえに、 P の代替として p_0 で整理可能となる。

$$\frac{P}{p_0} = f(M) \quad (10)$$

図 12 には、 $0.5 < z/L_{\text{pc}} \leq 1.0$ における h_{Ave} と p_0 の関係を示す。この範囲の h_{Ave} は p_0 に比例し増加傾向していた。これより、 p_0 による冷却性の目安が D^* 毎に得られることになる。

この結果より、本実験装置の冷風供給設備の条件下では、噴流の冷却性を確保するため、ノズル位置を適正範囲に設置し、その中で p_0 を増加させるように冷風供給条件を設定することが冷却性向上に有効である。さらに、 p_0 により各ノズルの噴流冷却性を把握できる。これにより、冷風旋削加工における設定条件に対する有用な指針が得られた。

4. 無次元パラメータによる噴流冷却性

噴流全圧 P および上部圧力 p_0 と噴流冷却性 h_{Ave} との関係が定量的に把握できた。ただし、噴流の冷却性は P ばかりでなく、

Fig.11 Relationship between average heat transfer coefficient h_{Ave} of impinging jet air and total pressure P at cooling area

Fig.12 Relationship between average heat transfer coefficient h_{Ave} of impinging jet air and chamber pressure p_0

Fig.13 Relationship between Nusselt number Nu and Reynolds number Re

加工点での噴流温度も低くすることが有効であると考えられるが、ここまでの結果には噴流温度のパラメータが含まれていない。そのため、噴流温度に関するパラメータを考慮して整理する必要がある。また、評価に用いるパラメータとしては一般化したパラメータを適用することが簡便であり、発展性を有する。そこで、3章で明らかにした噴流冷却性を噴流の無次元数で整理することを試みた。

強制対流熱伝達に関する種々な実験より得た結果は、流体と冷却面間の熱伝達の強さを示す無次元数ヌセルト数 Nu 、流体の運動量の伝わる度合いと熱量の伝わる度合いを示すプラントル数 Pr および Re を用いて行われる¹⁰⁾。同時に、これらの無次元数との関係は次式の関数形にまとめられている¹⁰⁾。

$$Nu = f(Pr, Re) \quad (11)$$

ここで、空気の Pr は温度が上昇しても一定と取り扱える¹⁰⁾ ので、式 (11) の Nu は Re を変数とする関数として表現できる。ここで、 $Nu = h d / \lambda$: h , λ , d はそれぞれ冷風噴流の熱伝達率、冷却面噴流温度に依存する熱伝導率および代表長さである。そのため、 $h = h_{Ave}$, λ に冷却面噴流温度に依存する噴流の熱伝導率 λ_{air} , 代表長さには有効ノズル出口直径 d を用いることにより、冷却面噴流温度を λ_{air} に考慮することが可能になる。ここで、 λ_{air} は温度と熱伝導率の関係図⁷⁾ から読み取った値である。ゆえに、 h_{Ave} とノズル噴流との関係は噴流温度を考慮した無次元数で表現することができる。図 13 には、 Nu と Re との関係を示す。さらに、噴流の冷却性を示す Nu と噴流の Re との関係には最小自乗法により以下の関係式が確認できた。

$$Nu = 8.0 \times 10^{-4} Re^{0.9724} \quad (12)$$

式 (12) から、超音速ノズルの冷風旋削加工における様々な設定条件において超音速噴流の冷却性が推定できるようになった。

今後は、冷風旋削加工において、本推定式の妥当性および冷風供給温度と冷却性、加工特性(工具寿命および面粗さ)との関連を実験的に明らかにする。さらに、この結果を基に冷風旋削加工とエアブロー(常温空気供給)におけるコスト、品質、冷却性に関する総合的な得失を明らかにする。

5. 結 論

本研究により、超音速先細末広ノズルは、冷風旋削加工に適用可能である。冷風加工における設定条件に対する有用な指針が得られた。得られた結論を以下に要約する。

- (1) 冷風を完全気体および次元等エントロピー流れと仮定および排除厚さを有効出口断面直径の 2~3% 考慮することにより、本冷却実験装置 ($Q \leq 0.8 \text{ Nm}^3/\text{min}$) においてポテンシャルコア L_{pc} が最大 37 mm 確保できる超音速ノズルを製作できる。
- (2) ポテンシャルコア領域 L_{pc} は、流量 Q に比例して増大する。さらに、 L_{pc} は p_0 および $(D^*)^2$ に対しても線形関係が成立する。これにより、ノズルの噴流の性能を上部圧力とスロート部直径をパラメータとして簡易評価できる。
- (3) 超音速先細末広ノズル噴流の平均熱伝達率 h_{Ave} を明らかにした。
- (4) 冷却特性を向上させるためには、適切なノズル位置 $0.5 < z/L_{pc} \leq 1.0$ が存在し、それを明らかにした。
- (5) 噴流の冷却性を確保するため、ノズル位置を適正範囲に設置し、その中で p_0 を増加させるように冷風供給条件を設定することが冷却性向上に有効である。
- (6) P および p_0 により各ノズルの噴流冷却性を把握できる。
- (7) 噴流の冷却性を示す Nu と噴流の Re の関係を明らかにし、様々な設定条件において超音速噴流の冷却性が推定できるようになった。

謝 辞

本研究は、工学院大学(故)横川宗彦 助教授の助言を基にして行われた研究です。ここに多大なる感謝の意を表しますとともに、ご冥福をお祈りいたします。

参 考 文 献

- 1) 横川宗彦：グリーンマシニングの動向，工業調査会，9，10，(1999)
- 2) 日本機械学会：伝熱ハンドブック，丸善株式会社，(1993)。
- 3) 横川宗彦：冷風旋削加工における冷風供給条件が加工性能に及ぼす影響，日本機械学会第3回生産加工・工作機械部門講演会講演論文集，213，(2001)，61。
- 4) 松尾一泰，圧縮性流体力学，内部流れの理解と解析，理工学会，(2001)。
- 5) 杉山 弘，遠藤 剛，新井隆景 共著，流体力学 機械工学 2 入門講座 坂田 勝 編集，(1995)。
- 6) 広瀬直喜，池川昌弘，登坂宣好，久保田弘敏，本間弘樹，圧縮性流体解析数値流体力学シリーズ2，東京大学出版会，(1995)。
- 7) 日本機械学会，伝熱工学資料改訂第4版，丸善，(1986)。
- 8) 児島忠倫，松岡祥浩，不足膨張噴流に関する研究(第一報 擬似衝撃波の構造と圧力・速度について)，日本機械学会論文集 B 編，52，477，(1986)，2021。
- 9) 岡本史紀・平田賢ほか：熱流体フォーラムシリーズ，熱流体とエネルギー，日刊工業新聞社，(1996)。
- 10) 西川兼康監修，北山直方著，図解伝熱工学の学び方，オーム社，(1997)。