

[논문] 태양에너지
Solar Energy
Vol. 19, No. 4, 1999

보텍스튜브의 노즐에 대한 실험적 연구

유갑종*, 방창훈**

* 경북대학교 공과대학 기계공학부, 회원

** 경북대학교 대학원 기계공학부

Experimental Study to Nozzle of Vortex Tube

K. J. Riu*, C. H. Bang**

* *Department of Mechanical Engineering, Kyung-Pook National University, member*

** *Graduate School, Kyung-Pook National University*

Abstract

The phenomena of energy separation through the vortex tube was investigated experimentally, to see the effect of nozzle area ratio and partial admission rate on the energy separation and cooling capacity. The experiment was carried out with various nozzle area ratios from 0.031 to 0.232 and partial admission rate from 0.176 to 0.956 by varying input pressure(0.2 ~ 0.5 MPa) and cold air mass fraction($y = 0.1 \sim 1.0$). From the experimental result, we found the optimum nozzle area ratio and the effective partial admission rate for the available use and best cooling performance in given operation condition. While the maximum drop of cold air temperature was observed at around $y = 0.3$ and $S_n = 0.155$, the maximum cooling capacity was observed at around $y = 0.6$ and $S_n = 0.094$.

기 호 설 명

- A : 부분유입율, 식(1)
 C_p : 정압비열, [kJ/kg · K]
 d : 지름, [mm]
 L : 보텍스튜브 길이, [mm]
 \dot{m} : 질량유량, [kg/hr]
 N : 노즐수
 P : 압력, [MPa]
 q_c : 냉동능력, [kJ]
 R : 기체상수, [kJ/kg · K]
 S_n : 노즐면적비, d_n^2/d_w^2
 ΔT : 입구에 대한 온도차, [°C]
 x : 고온출구 축길이, [mm]
 y : 저온공기유량비, \dot{m}_c/\dot{m}_o

그리이스 문자

- η : 효율
 θ : 접선방향
 ξ : 오리피스지름비, d_c/d_w

하 첨 자

- c : 저온출구
 g : 보텍스 생성기
 h : 수직벽면
 n : 노즐
 \max : 최대 값
 o : 입구
 w : 보텍스튜브 내부 벽면
 ∞ : 외기

1. 서 론

보텍스튜브는 간단한 구조의 관을 이용하여 어떠한 화학작용이나 연소작용없이 압축공기로부터 저온공기와 고온공기를 분리하는 에너지분리 장치이다. 또한 보텍스튜브는 작동부의 움직임이 없고 구조가 간단하며, 조작이 간편하고 순간 ON/OFF가 가능할 뿐만 아니라 유지비용이 거의 없어 매우 경제적인 장점을 가지고 있다.

그리고 고압가스가 확보되어 있는 우주왕복선과 같은 고신뢰도가 요구되는 장치에서 안정적인 국소냉각과 가열에 사용될 수 있도록 개발되어지고 있다.

보텍스튜브는 1928년 Ranque⁽¹⁾에 의하여 처음 발견된 후 Hilsch⁽²⁾에 의하여 학계에 널리 알려지게 되었으며, 그 이후 에너지분리가 일어나는 원인과 그 응용에 관하여 많은 사람들에 의하여 연구가 수행되었다. 먼저 이론적 연구로는 Fulton⁽³⁾, Stephan⁽⁴⁾, Deissler & Permuter⁽⁵⁾, Kassner⁽⁶⁾ 등이 에너지분리에 대한 연구를 수행하여 그들 나름대로의 모델을 제시하였으나 그 중에서도 Fulton⁽²⁾과 Kassner⁽⁶⁾가 제시한 모델이 현재 가장 널리 받아들여지고 있다. 실험적 연구로서는 Hilsch⁽²⁾, Stephan⁽⁴⁾, Hartnett 등⁽⁷⁾이 있으며 특히 Stephan⁽⁴⁾은 튜브내의 접선속도로 인하여 생성된 Görtler vortex⁽⁸⁾가 에너지 분리를 일으키는 구동력이라고 하였다. Sibulkin⁽⁹⁾은 노즐직경이 증가할수록 입구공기 온도와 저온공기 온도의 온도차는 증가한다고 하였다. 또한 Linderstrom-Lang⁽¹⁰⁾과 Marshall⁽¹¹⁾은 보텍스튜브의 원심력을 이용하여 혼합가스를 분리할 수 있음을 보여주었다.

그러나 보텍스튜브의 에너지분리 효과는 튜브의 길이나 직경 외에도 노즐 면적비나 부분유입율에 따라 에너지분리 성능은 큰 영향을 받는다. 이에 관련된 연구로서 Takahama⁽¹²⁾는 노즐 면적비(S_n)가 0.0268~0.1746의 범위, 부분유입율(A)

은 0.221~0.601의 범위에서 실험을 수행한 결과 노즐면적비는 0.1746에서, 부분유입율은 0.601에서 최대효율이 나타난다고 보고하였다. 그러나 노즐 면적비(S_n)가 0.1746보다 작은 경우와 부분유입율이 0.601보다 큰 범위에서의 실험은 미흡하여 노즐면적비와 부분유입율 변화가 에너지분리 성능에 미치는 특성을 파악하기에는 부족한 상태이므로 폭넓은 범위의 노즐면적비와 부분유입율에 대한 연구는 보텍스튜브의 에너지분리 특성을 구명하기 위하여 요구되고 있다.

따라서 본 연구에서는 노즐면적비 변화에 따른 보텍스튜브의 에너지분리특성을 파악하여 에너지분리가 최대가 되는 노즐면적비를 구하고, 최적 노즐면적비에서 부분유입율 변화에 따른 에너지분리특성을 조사하여 효율적인 에너지사용과 최적보텍스튜브 설계의 기초 자료를 제공하는 것을 목적으로 한다.

2. 실험

2.1 실험 장치

보텍스튜브는 유동양상에 따라 counter-flow와 uni-flow의 두 가지 형태로 분류되나, 본 실험에서는 비교적 효율이 우수하고 일반적인 counter-flow형을 사용하였으며 개략적인 보텍스튜브의 형상과 작동유체의 유동 양상은 Fig. 1과 같다.

Fig. 2는 실험장치의 구성을 개략적으로 나타낸 그림이다.

실험장치는 공기공급부, 실험부 및 데이터 처리부로 구성되어 있다. 공기공급부는 공기압축기①와 안전밸브②, 압축공기의 이물질 제거하는 여과기③와 공기건조기④, 보텍스튜브에 일정한 압력의 공기를 공급하기 위한 압력조정기⑤로 구성되어 있다. 여기서 공기건조기는 공기의 습도가 높으면 에너지분리 효과가 감소한다는 Martynovskii⁽¹³⁾의 실험결과에 기초하여 압

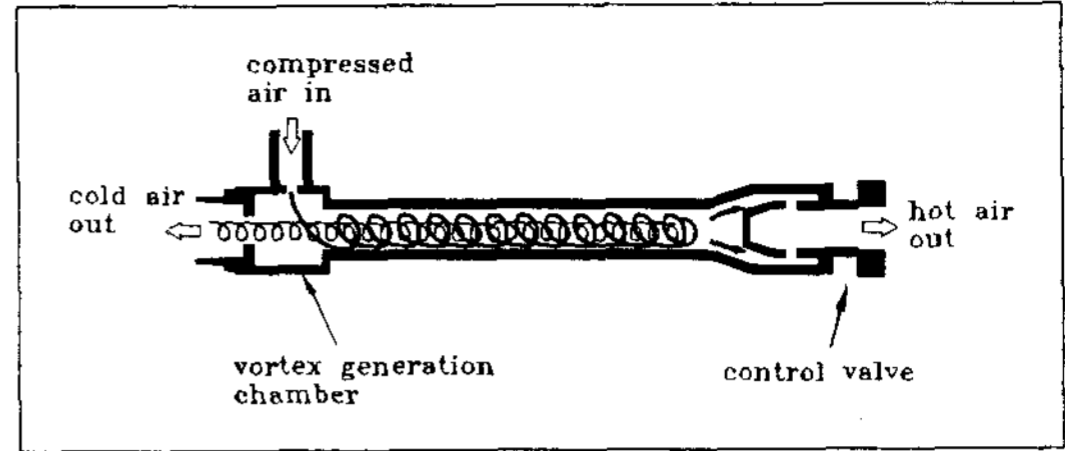


Fig. 1. Schematic diagram and flow pattern of vortex tube

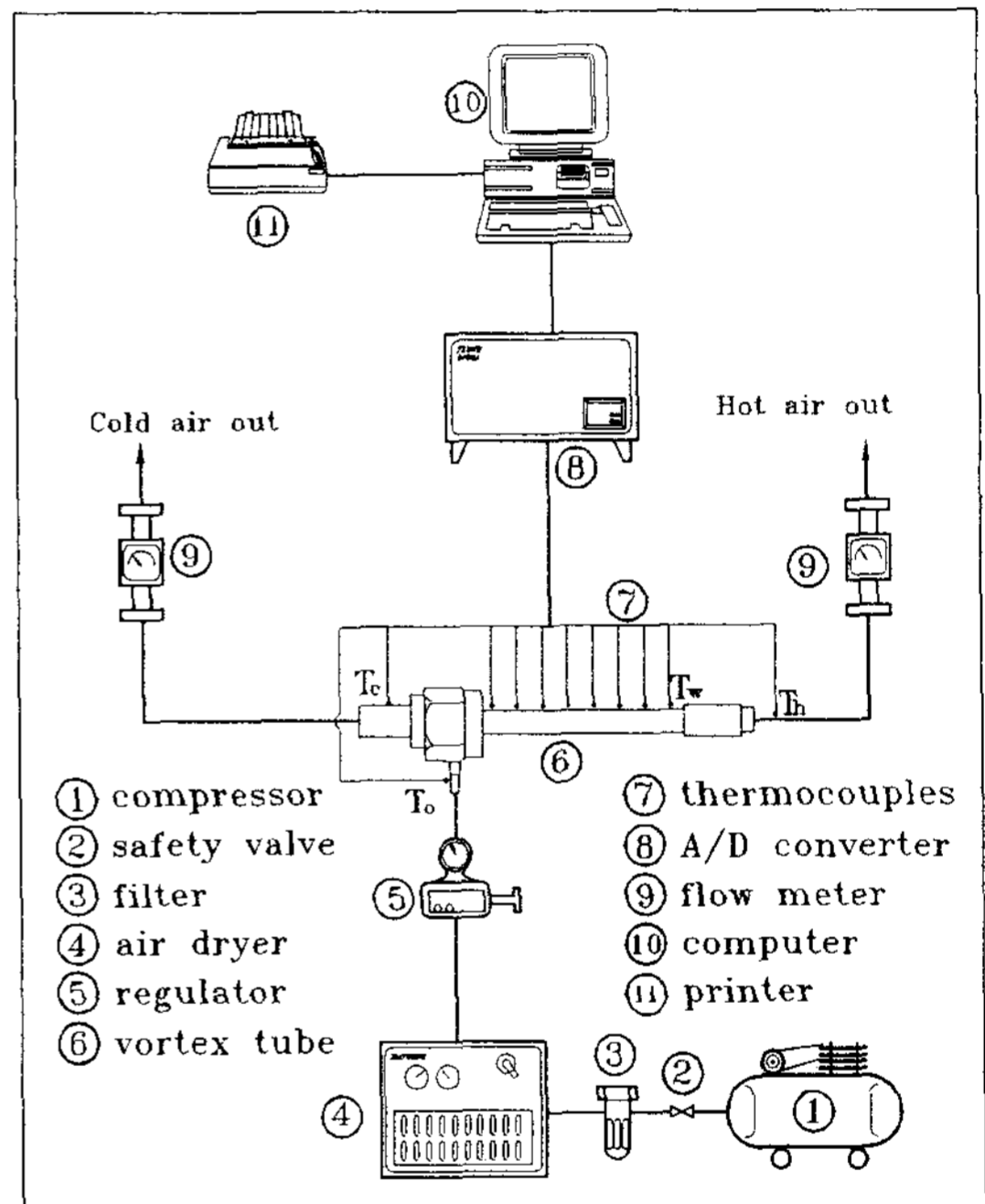


Fig. 2. Schematic diagram of experimental apparatus

축공기의 습도를 제거하기 위한 것이다. 실험부는 스테인레스와 동으로 제작된 보텍스튜브⑥와 튜브 표면 온도를 측정하기 위하여 등간격으로 부착된 8개의 T형 열전대⑦ 그리고 입·출구의 온도를 측정하기 위해 장착된 열전대로 구성되어 있다. 데이터 처리부는 열전대로부터 온도를 측정하는 A/D 변환장치⑧와 저온 및 고온출구의 유량을 측정하기 위한 유량계⑨ 그리고 데이터를 처리하고 출력하기 위한 PC⑩와 프린터⑪로 구

Table 1. Dimension of vortex tube, nozzle area ratio and partial admission rate. unit : mm)

tube length (L) : 104.4				
tube inner diameter(d_c) : 5.6				
cold end orifice(d_c/d) : 2.5 ($\xi=0.446$)				
Experiment 1			Experiment 2	
N	d_n	S_n	S_n	A
6	0.4	0.031	0.155	0.176
	0.5	0.048		0.285
	0.6	0.066		0.484
	0.7	0.094		0.653
	0.8	0.122		0.820
	0.85	0.138		0.956
	0.9	0.155		
	1.0	0.191		
	1.1	0.232		

성되어 있다.

실험에 사용된 보텍스튜브의 상세한 치수는 Table 1에 주어져 있다. 튜브의 길이가 에너지분리를 일으키는 중요한 인자이다. Takahama⁽¹⁴⁾는 튜브의 길이가 튜브의 지름의 약 20배정도 일 때, 충분한 성능을 발휘한다는 것을 밝혔다. 따라서 본 실험에 사용한 보텍스튜브는 지름(d) 5.6 mm이며, 길이(L)는 104.4mm($L=18.7d$)로 하였다. 저온출구오리피스에 Riu⁽¹⁵⁾의 실험결과로부터 최대성능을 나타낸 직경(d_c) 2.5mm를 선택하였으며, 노즐면적비(S_n)는 0.031~0.232까지 9개를 제작하였다. 여기서, 노즐면적비 0.031이하와 0.232보다 큰 범위는 예비실험결과 에너지분리가 거의 이루어지지 않아 제외하였다. 또한 부분유입율(A)이 에너지분리에 미치는 영향을 조사하기 위하여 본 연구에서 구한 최적노즐면적비 0.155에서 부분유입율을 0.176~0.956까지 변화시켜가며 실험을 수행하여 부분유입율 변화에 따른 에너지분리

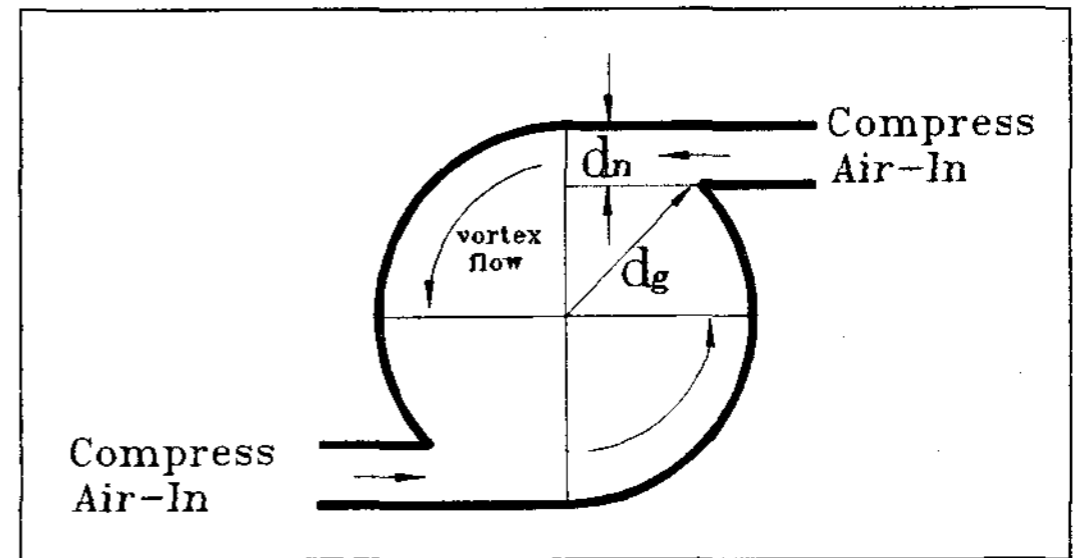


Fig. 3. Cross section of vortex tube chamber for inlet flow

특성을 조사하였다.

여기서 부분유입율(A)은 Fig. 3에 표시된 노즐 지름(d_n)과 보텍스챔버의 지름(d_g)를 사용하여 식 (1)과 같이 정의되며, N 은 노즐 개수이다.

$$A = N \times \cos^{-1} \left(\frac{1 - 2d_n}{d_g} \right) / 2\pi \quad (1)$$

2.2 실험 범위

보텍스튜브의 표면과 입·출구에 장착한 열전대는 항온조와 표준저항온도계를 이용하여 보정하였으며, 유량계는 표준오리피스유량계를 이용하여 보정하였다. 또한 보텍스튜브가 작동하는 상태에서 출구공기의 온도변화가 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 이내에 들 때를 정상상태에 도달하는 기준으로 정하였으며, 도달하는 시간은 약 5~10분이 소요되었다. 실험은 입구압력을 0.2 MPa~0.5 MPa까지 4단계로 나누고 각 입구압력에서 저온공기유량비를 0.0~1.0까지 변화시키며 수행하였다. Table 1에서 노즐면적비 변화에 따른 영향을 조사하기 위하여 Experiment 1과 같이 9개의 노즐을 제작하여 실험을 수행하였고, 부분유입율(A)의 변화에 따른 특성을 알아보기 위하여 Experiment 2와 같이 최대성능이 나타난 노즐면적비 0.155에서 부분유입율을 0.176~0.956까지 6개를 제작하여 실험을 수행하였다. 여기서 저온공기유량비 y 는 전체 입구공기유량에 대한 저온공기유량의 비로 정의하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 노즐면적비의 영향

Fig. 4는 입구압력(P_0)이 0.2 MPa일때 노즐면적비(S_n)에 대한 보텍스튜브에 공급되는 평균질량유량을 나타낸 그림이다.

노즐면적비가 증가함에 따라 보텍스튜브의 질량유량은 증가하고 있으나 그 증가율은 비선형적으로 증가하고 있다. 실험치를 곡선접합하여 식 (2)와 같이 나타내었다. 이는 노즐직경이 증가할수록 보텍스튜브에 공급되는 공기의 유량은 증가하나 보텍스튜브 내부에서의 유동마찰과 튜브벽면과의 마찰력 증가로 인하여 유량이 선형적으로 증가하지는 않는 것으로 사료된다.

$$\dot{m} = 1.84 \ln(S_n) + 7.23 \quad (2)$$

Fig. 5는 입구압력이 0.2 MPa, 0.4 MPa이고 노즐면적비 S_n 이 0.066일 때 관벽면에 부착한 열전대로부터 측정된 무차원벽면온도차($\Delta T_w/T_0$) 분포를 무차원튜브길이(x/L)에 대하여 나타낸 그림이다. 점선은 중심부에서 냉출구쪽으로 역류가 시작되는 정체점(stagnation point)들을 연결한 선이다.^(3,4)

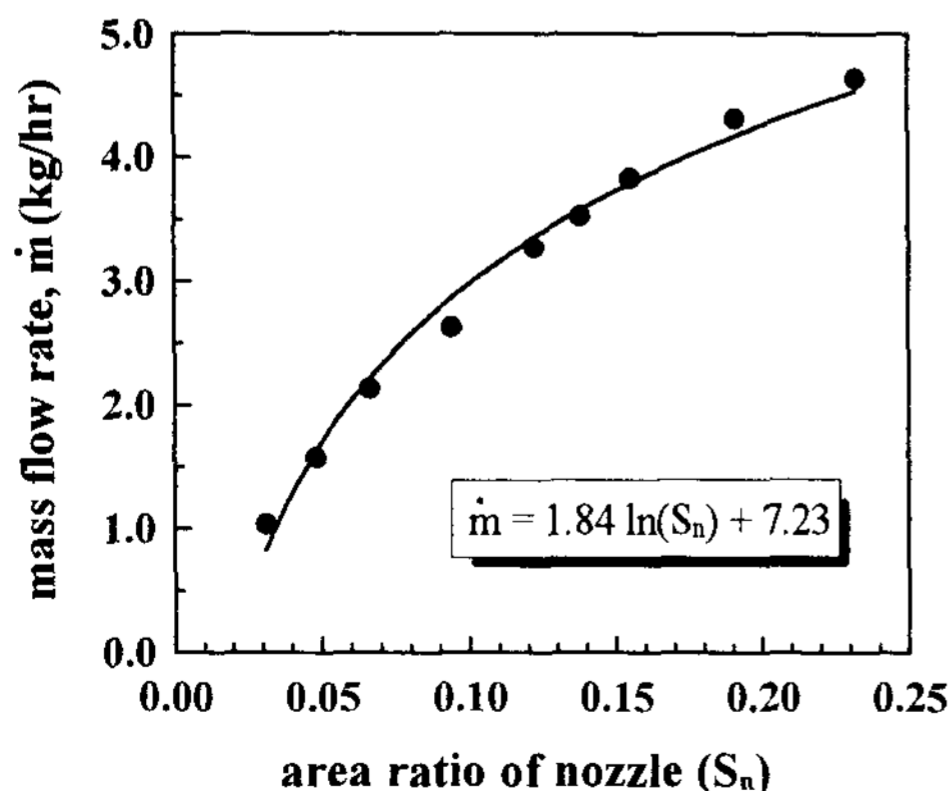
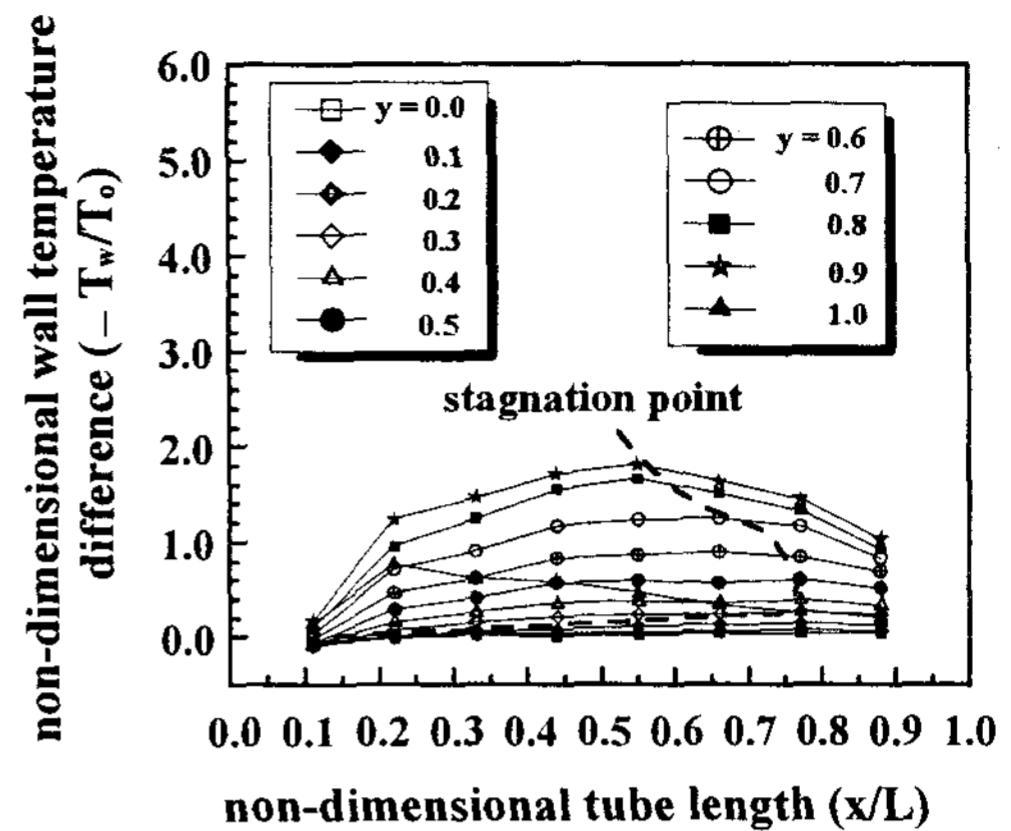
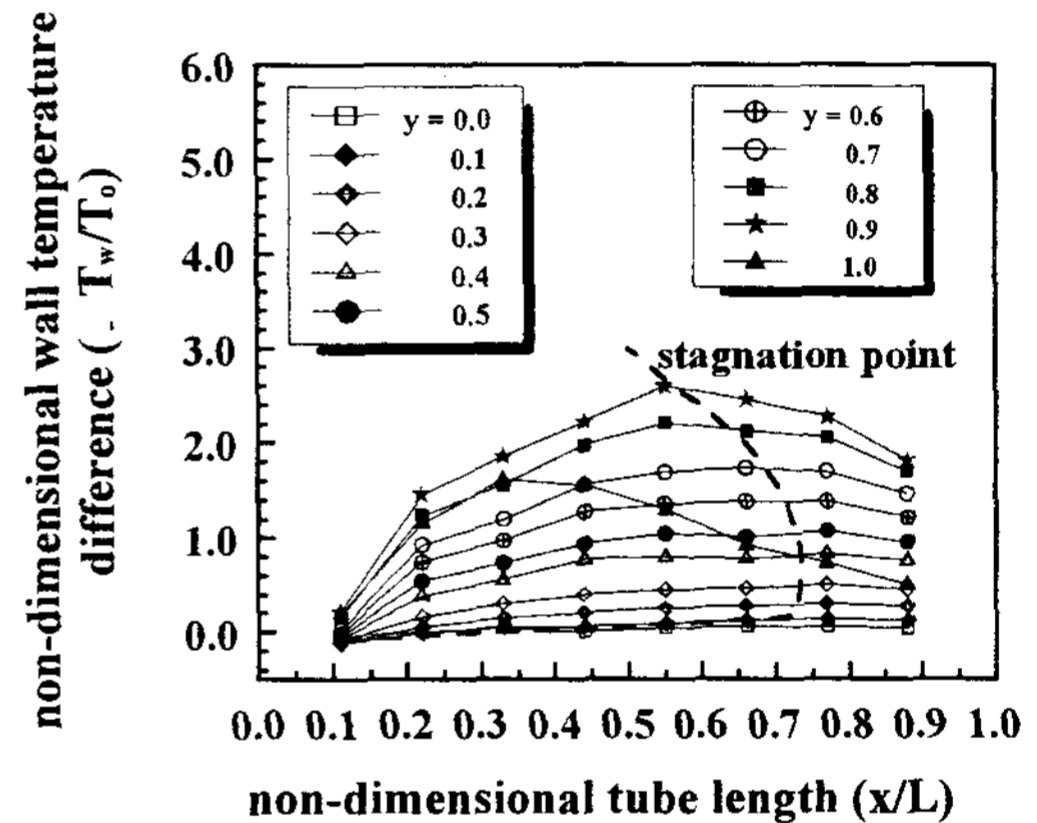


Fig. 4. Mean air flow rate as a function of the nozzle area ratio for inlet pressure (P_0) = 0.2MPa, number of nozzle (N) = 6



(a) 0.2 MPa



(b) 0.4 MPa

Fig. 5. Non-dimensional wall temperature along the vortex tube length for nozzle area ratio(S_n)=0.066

무차원벽면온도는 $y = 1.0$ 을 제외하고는 고온출구쪽으로 갈수록 상승하다가 다시 감소하고 있다. 이는 압축공기가 노즐을 통하여 고속으로 분출하여 보텍스 유동을 형성한 후 스톱밸브를 향하여 유동하면서 에너지분리가 연속적으로 일어나 벽면이 계속 가열되기 때문에 튜브표면 온도가 증가하는 것으로 생각된다. 그러나 정체점에서 고온공기와 저온공기의 분리가 종료되어 튜브 표면 온도가 최대가 되고, 그 이후부터는 에너지분리가 이루어지지 않으므로 다시 감소하는 것으로 사료

된다.

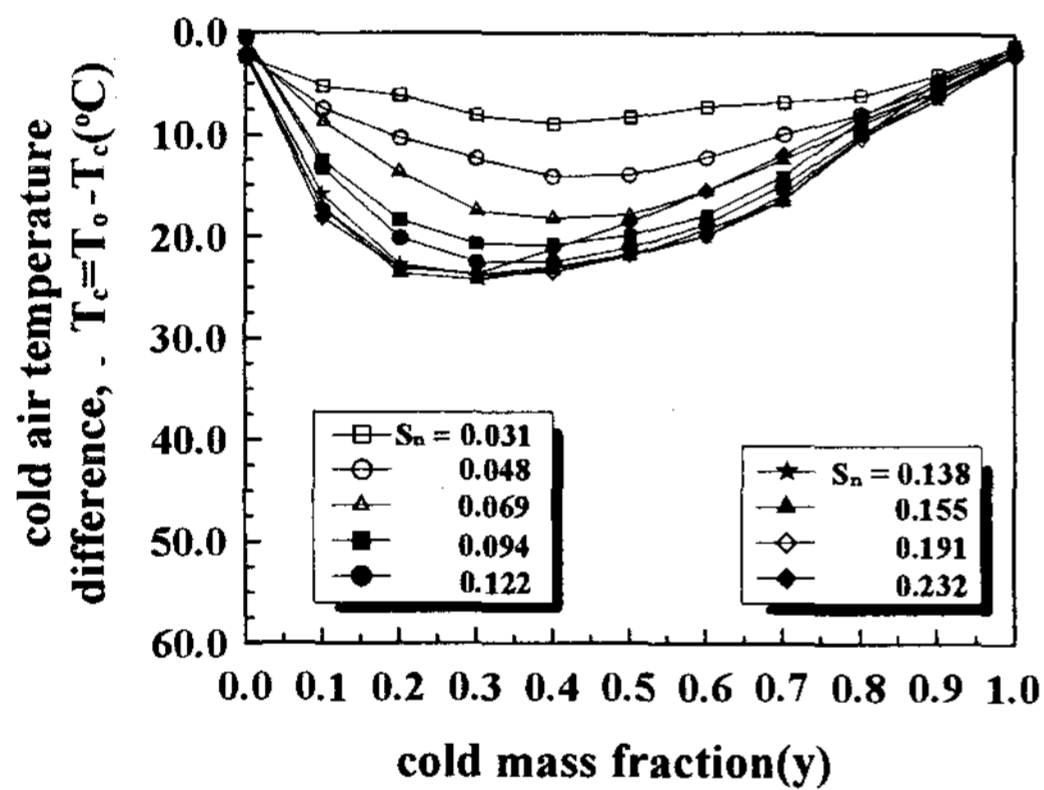
또한 y 가 증가할수록 무차원벽면온도는 증가하고 있으며, 정체점의 위치는 고온출구쪽으로 급격히 이동하다가 y 가 0.3~0.4를 기준으로 다시 저온출구쪽으로 약간 이동한다. 이는 y 가 증가하면 고온출구의 유동단면적이 감소되어 벽면 부근의 고온 유체만이 고온 출구로 배출되기 때문에, 저온공기와 고온공기의 온도차가 커지고 고온인 벽면부근의 공기는 튜브 벽면을 계속 가열하여 y 가 커질수록 벽면 온도는 높게 나타나고 있다.

그러나 y 가 1.0부근에서는 상이한 성향을 나타내는데, 이는 정체점이 입구근처에 위치하여 에너

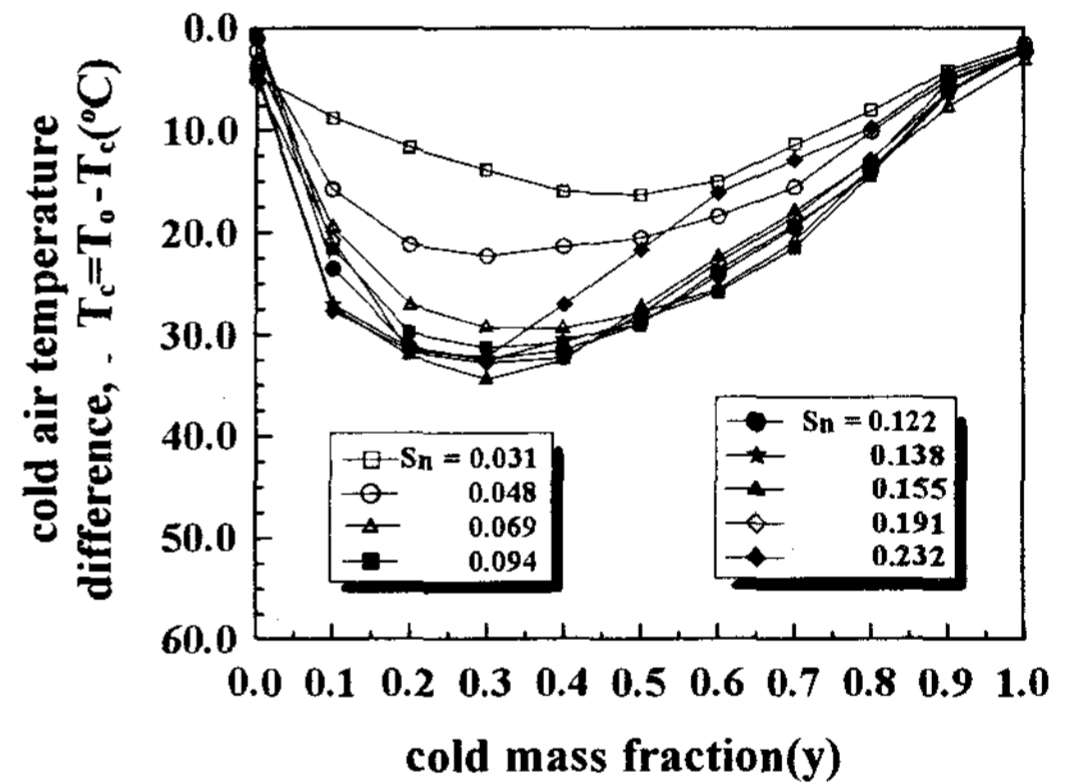
지분리가 잘 일어나지 않으며, 또한 고온출구가 거의 닫혀있어 유입된 공기가 대부분 역류되어 저온출구를 향해 유동하기 때문이다.

입구압력(P_0)이 0.4 MPa인 그림(b)는 0.2 MPa인 (a)와 전체적인 성향은 같게 나타나고 있으나 입구압력이 증가하면 보텍스 유동이 왕성하게 되어 에너지분리 효과의 증가로 모든 영역에서 무차원 벽면 온도차는 입구압력이 0.2 MPa일 때 보다 크게 나타나고 있다.

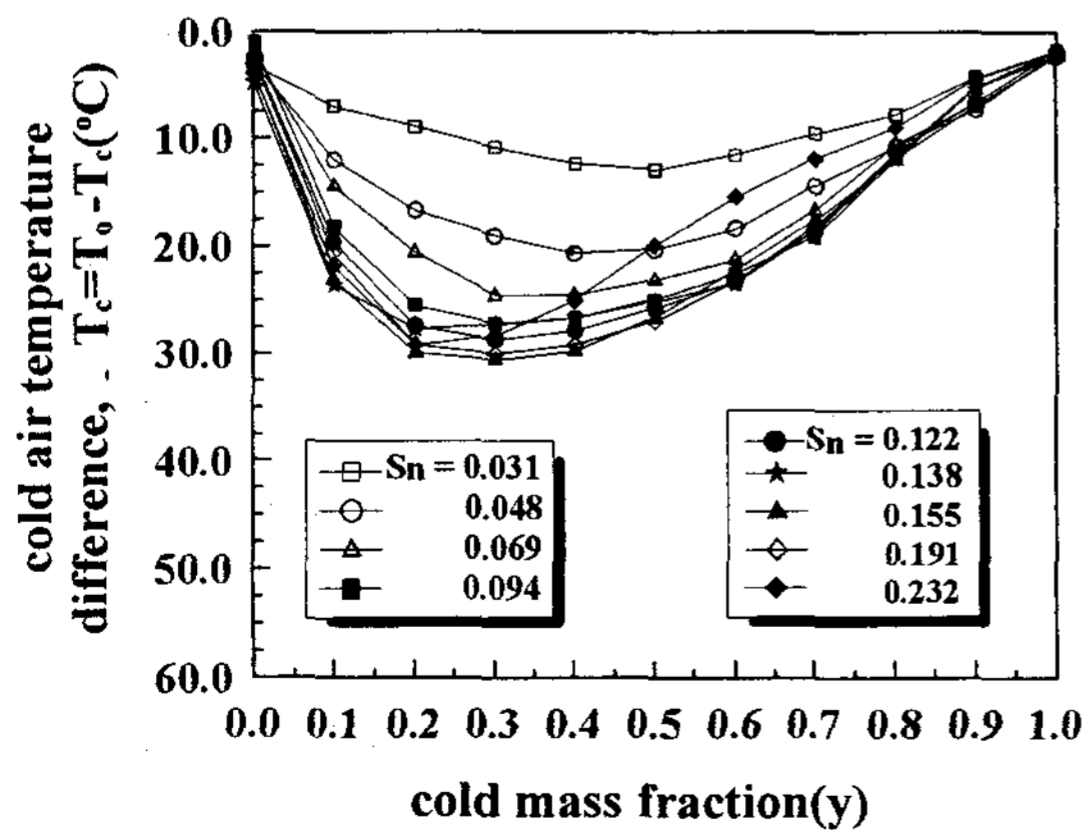
Fig. 6은 노즐면적비 S_n 이 0.031에서 0.232까지이고 입구압력 P_0 가 각각 0.2, 0.3, 0.4, 0.5MPa일 때 입구공기의 온도와 저온출구공기 온도와의 차



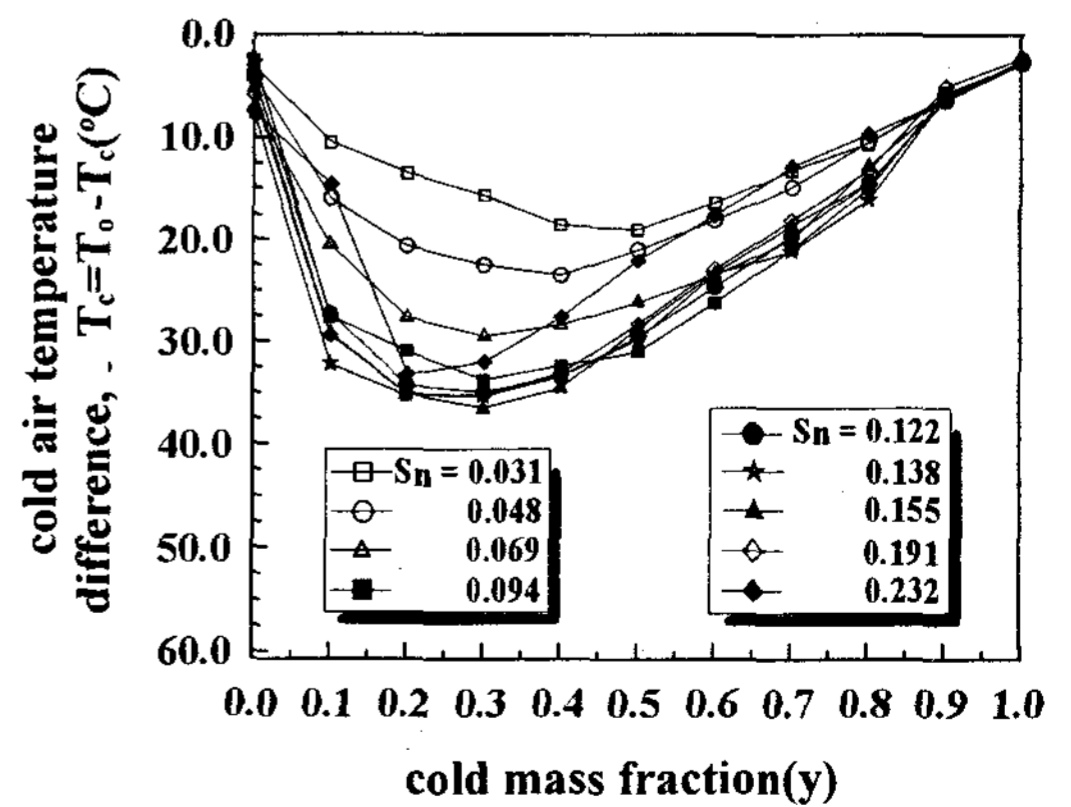
(a) 0.2 MPa



(c) 0.4 MPa



(b) 0.3 MPa



(d) 0.5 MPa

Fig. 6. Cold air temperature difference as a function of cold mass fraction with nozzle area ratio, $N=6$.

(ΔT_c)를 저온공기유량비 y 에 대하여 나타낸 그림이다.

전반적으로 $y = 0.3$ 부근까지 y 가 증가함에 따라 저온공기온도차 ΔT_c 는 증가하고, $y > 0.3$ 인 경우 y 값 증가에 따라 ΔT_c 는 감소한다. 이는 고온출구쪽 스톱밸브가 조금씩 닫히면 고온출구의 유동단면적이 감소하게 되고 이로 인해 저온출구로 역류되는 유동이 원활해져서 중심부 유동과 벽면부근 유동사이의 운동량전달이 증가하므로 에너지분리가 활발해진다. 또한 $y = 0.3$ 부근에서 최대저온공기온도차 $T_{c,max}$ 를 나타낸다. 그러나 y 가 더 큰 값으로 증가하면 고온출구의 유동단면적이 더욱 감소하고 유동저항이 증가하여 벽면부근의 고온유체층의 일부를 저온출구로 역류시키므로 저온인 중심부 공기와 고온공기가 혼합되어 ΔT_c 는 다시 감소하는 것으로 사료된다.

그리고 노즐면적비가 증가할수록 ΔT_c 는 증가하다가 $S_n = 0.155$ 에서 최대를 나타낸 후 감소하는 경향을 보인다.

이는 노즐면적비가 커짐에 따라 튜브 내로 유입되는 유동이 원활하게 되고 에너지 손실이 감소되어 보텍스유동의 회전속도가 증가하게 된다. 따라서 튜브중심부와 벽면부근 유동 사이의 운동량전달이 활발해짐으로 에너지분리가 증대되어 노즐면적비 0.155에서 최대성능을 나타낸다. 그러나 노즐면적비가 더욱 증가하면 노즐 홀의 직경이 너무 커져서 오히려 분출 속도를 감소시키므로 에너지분리 성능은 다시 감소하는 것으로 사료된다.

그림 (a)~(d)에서 입구압력 P_0 가 증가할수록 저온공기온도차 ΔT_c 는 증가하고 있다. 입구압력의 증가는 유량을 증가시키며 동일한 노즐을 통한 유량의 증가는 노즐출구에서의 속도 증가를 의미한다. 이로 인해 보텍스튜브 내에서 회전하는 보텍스 유동을 더욱 원활하게 하여 에너지분리가 크게 일어나서 더 큰 ΔT_c 를 나타내는 것으로 생각된다.

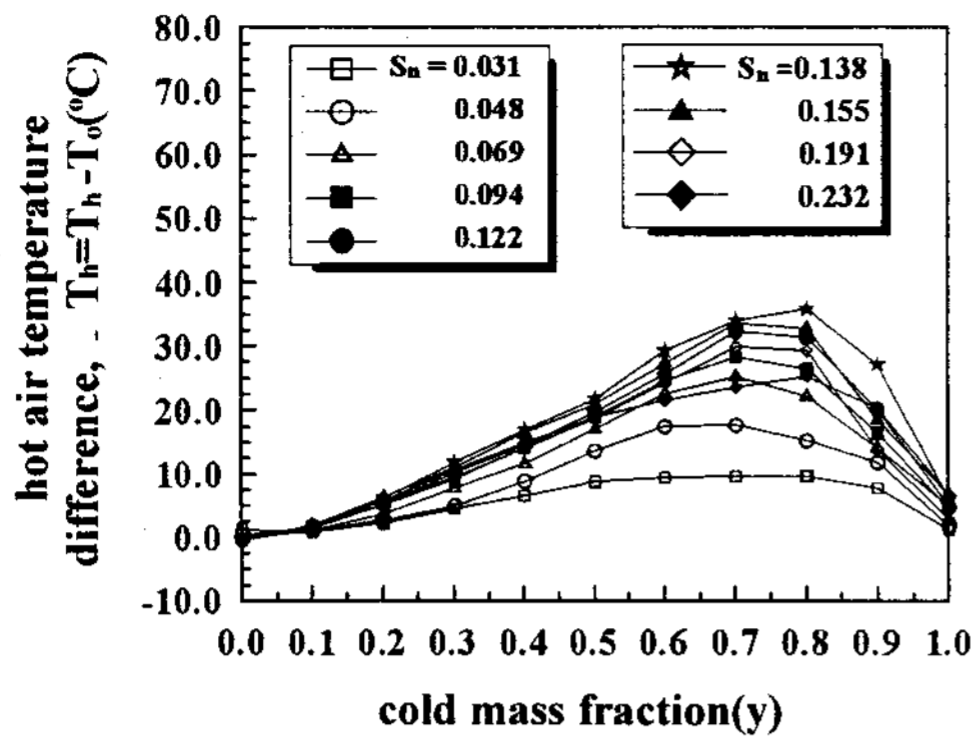
최대저온공기온도차 $\Delta T_{c,max}$ 는 입구압력 0.2 MPa~0.5 MPa 사이에서 노즐면적비 S_n 이 0.155에서 나타났다.

이러한 결과는 Takahama⁽¹²⁾의 노즐면적비 0.17에서 $\Delta T_{c,max}$ 가 나타난다는 결과와는 다소 차이가 나고 있으나, 이는 Takahama⁽¹²⁾가 노즐면적비에 대한 충분하지 못한 실험 데이터로 결론을 내렸기 때문이라 사료된다. 그리고 각각의 노즐면적비에 대하여 최대저온공기온도차 $\Delta T_{c,max}$ 의 10% 이내 값에 포함될 때를 유효 노즐면적비로 하면 유효 노즐면적비는 0.122~0.232 ($d_n=0.8\sim 1.1$)이다.

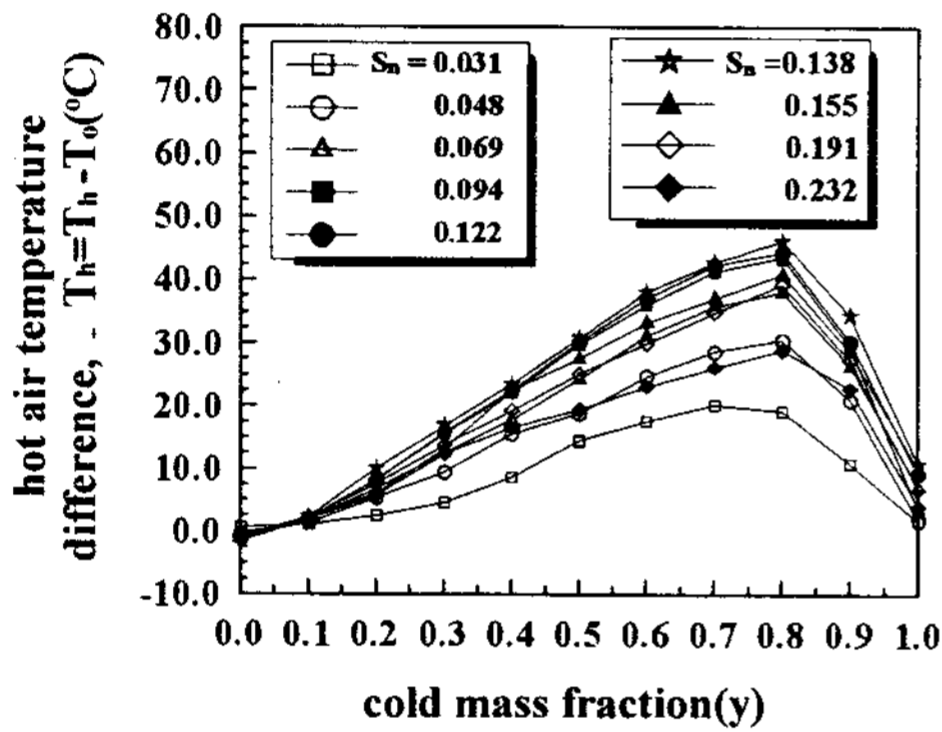
Fig. 7은 노즐면적비 S_n 이 0.031에서 0.232까지 일 때 저온공기유량비 y 에 따른 고온공기와 입구공기의 온도차 ΔT_h 를 입구압력이 0.2, 0.4MPa인 경우에 대하여 나타낸 그림이다.

저온공기유량비 y 가 증가함에 따라 ΔT_h 는 증가하다가 최대값을 나타낸 후 다시 감소하고 있다. 그러나 ΔT_c 의 경우와는 다르게 저온공기유량비 y 가 0.7과 0.8부근에서 최대고온공기온도차 $\Delta T_{h,max}$ 가 나타난다. 이는 y 가 증가함에 따라 고온공기층중 비교적 온도가 낮은 중심부쪽에 위치한 고온공기층의 일부가 저온출구를 통하여 배출되기 때문에 ΔT_h 는 계속 증가하는 것으로 생각된다.

저온공기유량비 y 가 1에 가까운 값에서는 ΔT_h 가 급격히 감소하고 있다. 이는 y 가 1에 가까워지면 고온출구의 스톱밸브가 거의 닫혀져 유동저항이 증가하므로 노즐에서 분출된 공기유동이 원활한 보텍스유동을 형성하지 못하여 에너지분리 효과가 감소하기 때문이라 생각된다. 이러한 성향은 Stephan⁽⁴⁾의 결과와 잘 일치하고 있다. 그리고 노즐면적비가 증가함에 따라 고온공기온도차 ΔT_h 는 증가하나 저온공기와는 다르게 노즐면적비 S_n 이 0.138에서 최대고온공기온도차 $\Delta T_{h,max}$ 가 나타나는데 이는 노즐면적비는 보텍스유동 속도를 변화시켜 에너지분리에 영향을 주고



(a) 0.2 MPa



(b) 0.4 MPa

Fig. 7. Hot air temperature difference as a function of the cold mass fraction with nozzle area ratio, number of nozzle (N)=6

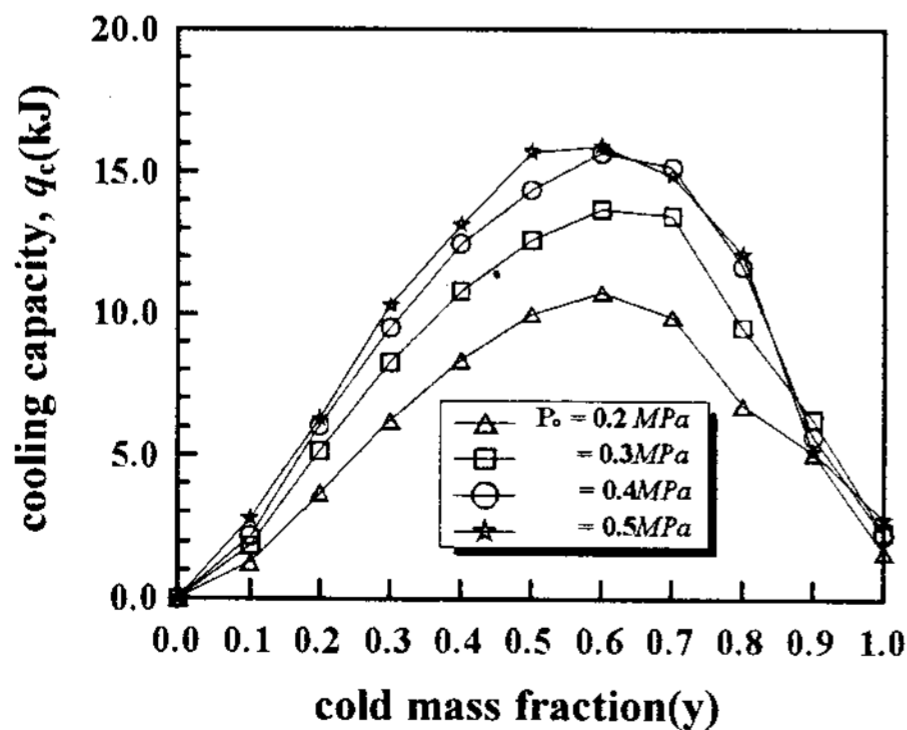


Fig. 8. Cooling capacity of vortex tube as a function of cold mass fraction with inlet pressure at nozzle area ratio(Sn)=0.094, number of nozzle (N)=6.

또한 벽면과의 마찰로 인하여 튜브 벽면부근의 작동유체를 가열하여 고온공기온도차에 영향을 주는 것으로 사료된다. 또한 입구압력 증가에 대해서도 고온공기온도차 ΔT_h 는 증가하는 것으로 나타난다.

Fig. 8는 입구압력이 0.2~0.5 MPa일 때 저온 공기 유량비에 따른 보텍스튜브의 냉각능력 (q_c)를 나타낸 그림이다.

여기서 냉각 능력은 아래의 식(3)으로 정의하였다.

$$q_c = \dot{m}_c c_p (T_o - T_c) \tag{3}$$

$$= y \dot{m}_o c_p (T_o - T_c)$$

보텍스튜브의 냉각능력은 저온공기유량비가 증가함에 따라 증가하다가 $y=0.6$ 부근에서 최대값을 나타낸 후 다시 감소하는 경향을 보여주고 있다.

Fig. 6에서 최대 저온공기 온도차는 $y=0.3$ 부근에서 나타나지만, Fig. 8에서는 최대냉각능력이 $y=0.6$ 부근에서 나타난다. 이는 Fig. 6에서 보면 $y=0.2\sim0.6$ 사이의 범위에서 최대저온공기 온도차는 큰 차이를 보이지 않지만 저온공기 유량비(y)가 크게 증가하기 때문이다.

입구압력이 증가함에 따라 냉각능력은 증가하고 있지만 증가율은 점차로 감소하고 있다. 이는 보텍스튜브의 압력이 증가함에 따라 노즐출구에

Table 2. $\Delta T_{c,max}$ values and their increasing rate with varying inlet pressure.

P_o	$\Delta T_{c,max}$	increasing rate(%)
0.2MPa	24.07	-
0.3MPa	30.57	21.26
0.4MPa	34.33	10.95
0.5MPa	36.5	5.95

서 공기유량이 증가하여 보텍스 유동이 활발해지기 때문이다. 그러나 압력의 증가에 따른 추가적인 압축일이 필요하므로 냉각능력의 증가율은 감소하고 있다.⁽¹¹⁾

입구압력의 증가에 따른 최대저온공기온도차 ($\Delta T_{c,max}$)의 값과 증가율을 Table 2에 나타내었다. 압력이 증가할수록 최대저온공기온도차의 증가율은 감소하고 있다.

3. 2 부분유입율의 영향

Fig. 9는 노즐면적비(S_n)가 0.155부근일 때 부분유입율(A)에 대한 $\Delta T_{c,max}$ 의 분포를 나타낸 그림이다.

전반적으로 최대저온공기 온도차 ($\Delta T_{c,max}$)는 부분유입율(A)의 범위가 0.176~0.48까지 일 때 급격히 증가하고, 0.48~0.65사이에서는 일정한 값을 나타낸 후 부분유입율이 0.65이상에서 다시 조금 증가하여 0.956에서 최대값을 나타낸다. 이는 부분유입율이 0.176에서 0.48로 증가함

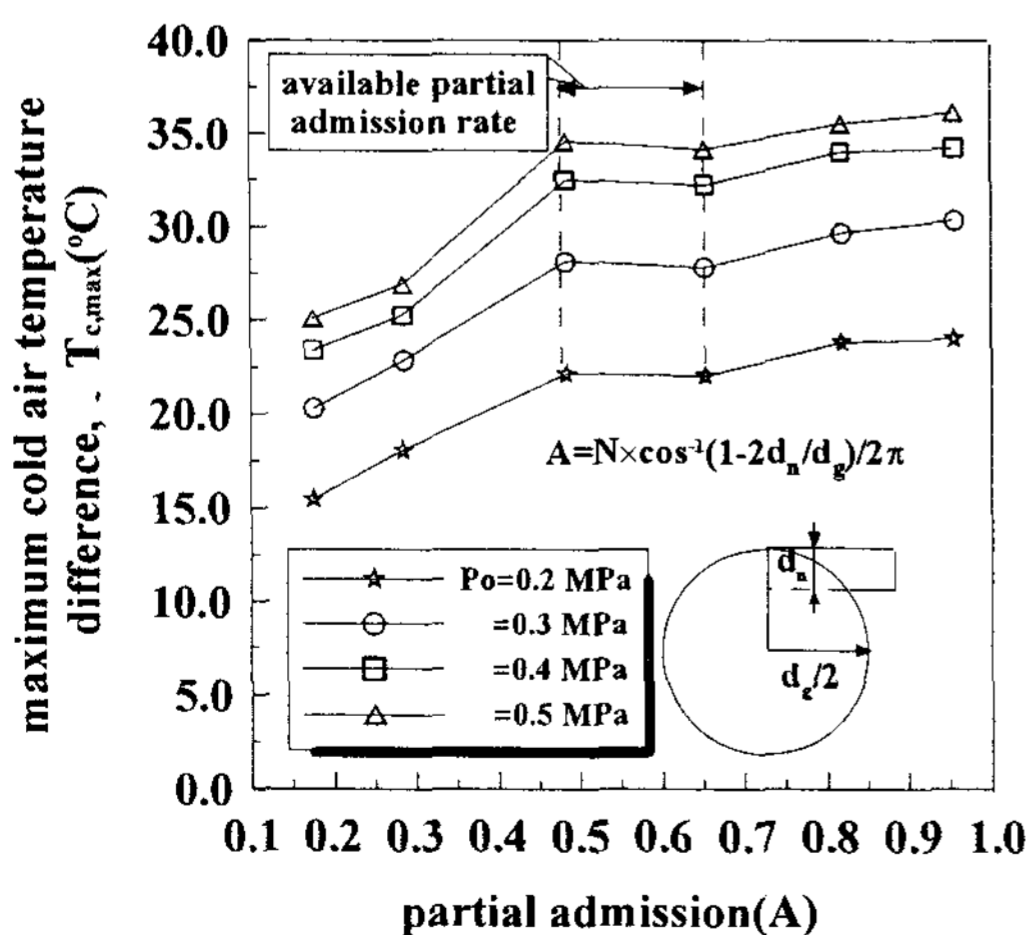


Fig. 9. Maximum cold air temperature difference as a function of partial admission rate with inlet pressure.

에 따라 노즐을 통한 손실이 감소하고 0.48이상에서는 노즐에 의한 손실이 거의 변하지 않기 때문이다. 그러나 0.65이상에서는 노즐에 의한 손실은 거의 변화 없지만 유동단면적의 증가로 유량이 증가하여 에너지 분리의 구동력인 접선속도가 증가하기 때문이다.

따라서 부분유입율에 의한 에너지 분리효과는 0.48이상에서는 2°C이상 차이가 없으므로 노즐 제작의 경제적인 측면으로 보면 유효 부분유입율 (available partial admission rate)은 0.48~0.65 사이로 결정하는 것이 합당하다.

4. 결 론

압축공기를 작동유체로 사용하는 counter-flow 형의 보텍스튜브에 대하여 노즐면적비(S_n)가 0.031에서 0.232까지, 부분유입율(A)이 0.176에서 0.956까지, 입구압력(P_o)이 0.2에서 0.5 MPa까지, 저온공기유량비(y)는 0.0에서 1.0까지 변화시키면서 에너지분리가 최대가 되는 조건을 찾기 위한 실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 최대저온공기온도차($\Delta T_{c,max}$)는 $y = 0.3$ 부근에서 노즐면적비(S_n)가 0.155일 때 나타났다.
2. 최대고온공기온도차($\Delta T_{h,max}$)는 저온공기유량비가 0.7 ~ 0.8부근에서, 노즐면적비(S_n)가 0.138일 때 나타났다.
3. 부분유입율이 증가할수록 최대저온공기온도차 ($\Delta T_{c,max}$)는 증가하지만 0.48이후에는 증가량이 미소하므로 유효 부분유입율은 0.48 ~ 0.65가 가장 적절하다.

후 기

본 연구는 학술진흥재단의 96년도 학술연구조성비(MF96-F-01) 지원사업의 연구비지원에 의

해 수행되었습니다. 관계자 여러분께 깊은 감사의 뜻을 표합니다.

참 고 문 헌

1. Rangué, G. J., "United State Patent", Applied December 6. 1932 Serial No.646.020
2. Hilsch, R., "The Use of Expansion of Gases in a Centrifugal Field as a Cooling Process", Review of Scientific Instruments, Vol. 8, No. 2, pp.108~113, 1947
3. Fulton, C. D., "Ranque's Tube", Refrig. Engineering, Vol. 5, pp.473~479, 1950
4. Stephan, K., Lin, S., Durst, M., Huang & D. Seher, H., "An Investigation of Energy Separation in a Vortex Tube", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 26, No. 3, pp.341~348, 1983
5. Deissler, R. G. & Permuter, M., "Analysis of the Flow and Energy Separation in a Turbulent Vortex" Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 1, pp.173~191, 1960
6. Kassner, R. & Knoernschild, E., "Friction Laws and Energy Transfer in Circular Flow", U.S.A.F. Air Material Command, Wright-Patterson AFB, Proj. No. LP-259, Tech. Rept. No. F-TR-2198-ND, GS-USAF, AF Base No.78, March, 1948
7. Hartnett, J. P. & Eckert, E. R. G., "Experimental Study of the Velocity and Temperature Distribution in a High Velocity Vortex-type Flow", Trans. ASME, Vol. 79, pp.751~758, 1957
8. Görtler, H., Dreidimensionales zur Stabilitätstheorie Laminarer Grenzschichten, Z. Angew. Math. Mech., Vol.35, pp.326~364, 1955
9. Sibulkin, M., "Unsteady, Viscous, Circular Flow. Part 3. Application to the Ranque-Hilsch Vortex Tube", J. Fluid Mech., Vol.12, pp.269~293, 1962
10. Linderstrom-Lang, C. U., "Gas Separation in the Ranque-Hilsch Vortex Tube", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.7, pp.1195~1206, 1964
11. Marshall, H., "Effect of Operating Conditions, Physical Size and Fluid Characteristics on the Gas Separation Performance of a Linderstrom-Lang Vortex Tube." Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 20, pp.227~231, 1977
12. Takahama, H., "Study on Vortex Tubes (2nd Report, ReynoldsNumber The Effects of the Cold Air Rate and the Partial Admission of nozzle on the Energy Separation)", Bulletin of JSME, Vol. 9, No. 33, pp.121~130, 1966
13. V. S. Martynovskii & V. P. Alekseev, "Investigation of the Vortex Thermal Separation Effect for Gases and Vapors", Soviet Phys., Vol. 1, pp.2233~2243, 1957
14. Takahama, H. & Ykosawa, H., "Energy Separation in Vortex Tube with a Divergent Chamber", J.Heat Transfer, Vol. 103, May, pp.196~203, 1981
15. 유갑종, 최병철 "Vortex Tube의 냉출구 Orifice에 관한 실험적 연구", 대한기계학회 논문집(B) 제20권 제3호, pp.1061~1073, 1996