

**공기공급 시스템에 적용되는 Vortex Tube의  
에너지 분리특성에 관한 연구 ( I )**

- 저온출구 orifice의 직경변화에 의한 영향 -

**A Study for Energy Separation of Vortex Tube using  
Air Supply System ( I )**

- the effect of diameter of cold end orifice -

**이 병 화\* · 추 홍 록\*\* · 상 희 선\*\*\***

**B.H. Lee · H.L. Choo · H.S. Sang**

(1998년 4월 14일 접수, 1998년 10월 14일 채택)

**ABSTRACT**

The vortex tube is a simple device for separating a compressed gaseous fluid stream into two flows of high and low temperature without any chemical reactions. Recently, vortex tube is widely used to local cooler of industrial equipments and air supply system. The phenomena of energy separation through the vortex tube was investigated experimentally. This study is focused on the effect of the diameter of cold end orifice diameter on the energy separation. The experiment was carried out with various cold end orifice diameter ratio from 0.22 to 0.78 for different input pressure and cold air flow ratio. The experimental results were indicated that there are an optimum diameter of cold end orifice for the best cooling performance. The maximum cold air temperature difference was appeared when the diameter ratio of the cold end orifice was 0.5. The maximum cooling capacity was obtained when the diameter ratio of the cold end orifice was 0.6 and cold air flow ratio was 0.7.

---

\* 경북대학교 대학원

\*\* 대구보건대학 산업안전과

\*\*\* 경일대학교 안전공학과

## 1. 서 론

Vortex tube는 간단한 구조의 관을 이용하여 어떠한 화학작용이나 연소작용없이 압축유체를 저온 및 고온부분으로 분리하는 에너지 분리장치로서 저온측은  $-50^{\circ}\text{C}$ , 고온측은  $225^{\circ}\text{C}$ 까지 분리가 가능하다. 또한 vortex tube는 작동부의 움직임이 없고 구조가 간단하며, 조작이 간편하고, 순간 on/off가 가능할 뿐만 아니라 유지비용이 거의 들지 않아 매우 경제적이다.

금속학자 Georges Joseph Ranque<sup>1)</sup>에 의해 vortex tube의 에너지분리 현상이 발견된 후 vortex tube는 공작기계에 의한 금속가공에 있어서 가공물의 열변형을 막기위한 국소냉각, 제어기기의 발열방지, 금형제품의 급속냉각 또는 공조설비 등 그 응용범위가 매우 다양하여 산업현장에서 그 이용성이 점차 확대되고 있다. 또한 최근에는 산업현장에서 이러한 vortex tube를 이용하여 제철소 등의 고온, 고습 작업장이나 분진, 석면, 유해먼지나 가스, 증기 등이 많이 발생하는 작업장에서 작업자의 쾌적한 작업환경을 조성하여 작업능률을 향상시킬 목적으로 냉각복(air cooling jacket)에 사용하거나 공기공급식 호흡보호구의 공기공급시스템에 많이 활용되고 있다. vortex tube를 이용한 냉각복 및 호흡보호구는 소형, 경량으로서 근로자의 직접적인 조작이 간단하고, 열기가 신체에 직접적으로 닿지 않아 안전하고, 냉각효율이 높을 뿐만 아니라 매우 경제적이어서 그 이용률이 점차 확대될 전망이다.

이러한 장점에도 불구하고 지금까지 국내에서는 vortex tube의 효율향상이나 산업현장에의 응용에 관한 연구가 거의 이루어지지 않은 상태이다.

지금까지 vortex tube에 의한 에너지분리 현상에 대한 많은 연구결과들이 발표되었으나 Fulton<sup>2)</sup>과 Kassner<sup>3)</sup>에 의해 이론적으로 제시된 모델이 가장 일반적이다. Hilsch<sup>4)</sup>는 vortex tube의 기하학적 형상에 따른 에너지분리 특성을 조사하기 위하여 튜브지름을 4.6, 9.6, 17.6mm의 3종류로 하고, 각 튜브에 알맞은 노즐지름을 1.0, 2.3, 4.1mm, 입구압력을 1.5, 3, 6, 10bar로 변화

시켜 실험을 수행하였다. Stephan<sup>5)</sup>등은 전체 질량유량에 대한 저온출구의 질량유량비가 증가함에 따라 튜브벽면의 온도가 증가하며, 최대벽면온도의 위치가 저온출구 질량유량비에 따라 이동됨을 밝혔다. Sibulkin<sup>7)</sup>은 unsteady-flow 해석을 통하여 vortex tube의 온도와 속도분포를 계산하고, 실험데이터와의 비교를 통하여 해석의 타당성을 입증하였다. 또한 Linderstrom-Lang<sup>8)</sup>은 vortex tube를 에너지 분리뿐 아니라 vortex tube 내부의 원심력을 이용하여 혼합가스를 분리하는데 사용 가능하며, 이러한 분리효과는 저온출구의 질량유량비와 vortex tube의 지름비에 의존함을 보였다.

이상의 연구들은 vortex tube의 기하학적 형상, 입구조 및 작동유체 등에 관한 것들이 대부분이다. 그러나 vortex tube의 에너지 분리 효율을 향상시키기 위해서는 모든 요소의 세부적인 최적조건이 구명되어야 한다. 특히, vortex tube의 저온출구 orifice의 직경변화는 내부압력구배에 직접적 영향을 미치게 된다. 이에 관한 연구로서 유갑종<sup>9)</sup> 등은 vortex tube의 저온출구 orifice가 에너지분리특성에 미치는 영향에 대해서 orifice 지름비 및 노즐형태 변화에 따른 저온공기온도차를 이용하여 최적값을 제시하였다. 그 결과 최대저온출구 온도차는 실험범위중 노즐갯수가 6개, 노즐직경이 0.85인 발생기에서 나타났다.

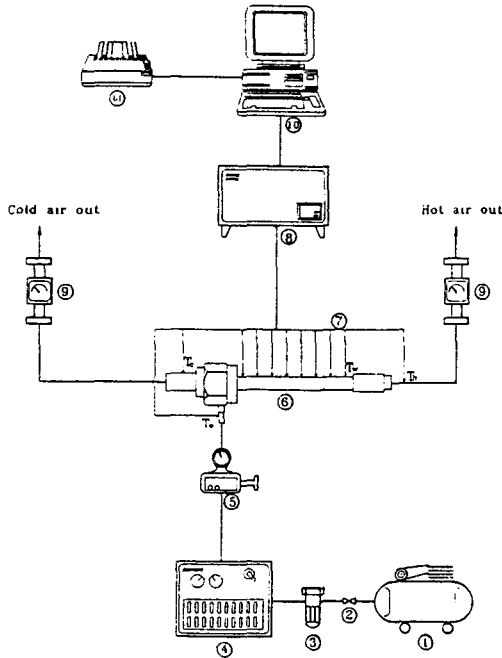
본 연구에서는 유갑종 등의 연구에서 제시된 실용적 가치가 있는 vortex tube발생기를 이용하여 냉각능력 및 저온공기온도차를 이용한 결과를 상호 비교하고자 하였다.

따라서 본 연구에서는 vortex tube의 저온출구 orifice직경의 변화가 냉각특성에 미치는 영향을 실험적으로 조사하여 최적의 조건을 제시하고자 한다. 이를 위해서 본 연구에서는 저온출구 orifice의 지름에 대한 최적값을 찾기 위하여 vortex tube지름에 대한 오리피스 지름의 비로써 저온출구 orifice지름비( $\zeta$ )를 정의하고 그 값을 0.22~0.78까지 변화시켜 조사하였다.

## 2. 실험

2.1 실험 장치

Fig. 1은 본 실험에 사용된 장치의 개략적인 그림이다.



- ① compressor ② safety valve ③ filter ④ air dryer
- ⑤ regulator ⑥ vortex tube ⑦ thermocouples
- ⑧ A/D converter ⑨ flow meter ⑩ computer ⑪ printer

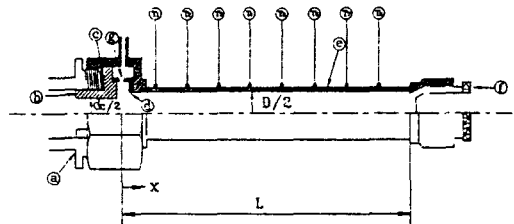
Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

실험장치는 공기 공급부와 실험부 그리고 데이터 처리부로 구성된다. 먼저 공기 공급부는 공기 압축기(air compressor) ①과 안전밸브 ②, 압축된 공기에 포함된 불순물을 제거하기 위한 필터(filter) ③, 습분을 제거하기 위한 공기건조기(air dryer) ④ 및 압축된 공기를 일정한 압력으로 vortex tube에 공급하기 위한 압력 조절기(pressure regulator) ⑤로 구성되어 있다. 실험부는 스테인레스와 텅으로 제작된 vortex tube ⑥과 벽면온도분포를 측정하기 위해 장착한 T형 열전대 ⑦ 그리고 입구와 저온출구 및 고온출구의 온도를 측정하기 위한 열전대로 각각 구성되어 있다. 벽면온도분포는 무차원거리에 따라 등간격으로 튜브표면에 8개의 열전대를 장착

하여 측정하였다.

데이터 처리부는 열전대로부터 온도를 측정하는 A/D converter ⑧와 데이터를 처리하고 출력하기 위한 PC ⑩와 프린터 ⑪ 그리고 저온출구와 고온출구를 통해 유출된 유량을 측정하기 위한 유량계 ⑨로 구성되어 있다.

Fig. 2는 실험에 사용된 vortex tube의 구조 및 열전대의 부착 위치를 나타낸 그림이다.



- Ⓐ holder Ⓑ cold end orifice Ⓒ O-ring Ⓓ vortex generator
- Ⓔ tube ① throttle valve ② nozzle hole
- Ⓙ ① ② thermocouples

thermocouples location

(unit: mm)

number	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	T <sub>3</sub>	T <sub>4</sub>	T <sub>5</sub>	T <sub>6</sub>	T <sub>7</sub>	T <sub>8</sub>
length(x)	11.6	23.2	34.8	46.4	58.0	69.6	81.2	92.8
nondimensional length(x/L)	0.11	0.22	0.33	0.44	0.55	0.66	0.77	0.88

Fig. 2 Cross-sectional view of vortex tube and thermocouple location

본 실험에서는 비교적 효율이 우수하고 일반적으로 가장 널리 사용되는 counterflow type의 vortex tube를 사용하였으며, 직경 5mm, 길이 105mm로 길이는 지름의 약 21배(L≃21D)이다. 노즐직경은 노즐면적비 0.194(d<sub>n</sub>=0.9mm)를 선택하였으며, 저온출구오리피스 지름은 최적값을 찾기 위하여 vortex tube 지름(D)에 대한 오리피스지름(dc)비 즉, 저온출구 오리피스지름비(ξ) 0.5를 중심으로 하여 상하로 각각 5개씩 0.22에서 0.78까지 총 11개를 제작하였다. 여기서 0.22미만과 0.78보다 큰 저온출구 오리피스지름비에서는 예비실험 결과 vortex tube의 에너지분리 특성이 효과적으로 나타나지 않아 제외하였다. 실험에 사용된 보테스튜브의 상세한 치수를 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Dimension of vortex tube and cold end orifice  
(unit: mm)

tube inner diameter		5	
tube length(L)		104.4	
cold end orifice			
nozzle		dia.	$\zeta$
holes	$d_n$	(dc)	
6	0.85	1.1	0.22
		1.4	0.28
		1.7	0.34
		1.9	0.38
		2.2	0.44
		2.5	0.50
		2.8	0.56
		3.0	0.60
		3.3	0.66
		3.6	0.72
		3.9	0.78

2.2 실험방법 및 범위

실험전에 온도보정장치와 아이스포인트를 이용하여 vortex tube의 입·출구 및 튜브벽면온도를 측정하는 열전대들을 보정하였고, 저온출구와 고온출구를 통하여 유출되는 유량을 측정하는 유량계를 보정하였다.

실험은 먼저 모든 실험장치의 전원을 연결하고 공기 건조기를 충분히 예열시킨 후 안전 밸브를 닫은 상태에서 공기 압축기를 가동시켰다. 공기 탱크(tank)내에 공기가 충전하여 적정 압력이 되면 안전밸브를 서서히 열어 압축공기가 공기 필터(filter)를 거쳐 공기 건조기를 지나 압력 조절기(pressure regulator)에 도달하게 하였다. 압력 조절기를 이용하여 설정된 압력으로 조절한 후, 저온공기와 고온공기 각각의 유량을 확인하면서 스톱밸브를 이용하여 저온공기유량비  $y$ 값을 실험 범위에 맞게 조정하였다. 정상상태에 도달하면 아날로그-디지털 변환기(A/D converter)로 10회의 온도를 측정한 후 평균하여 출력하였다. 여기서 정상상태는 vortex tube가 작동하여 저온출구와 고온출구로 나오는 각각의 공기 온도가  $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 범위 이내에 들 때를 정상상태의 기준으로 정하였으며, 약 5분의 시간이

소요되었다.

실험범위는 입구압력을 0.2MPa에서 0.5MPa까지 0.1MPa씩 4단계로 나누어 증가시켰으며 각각의 입구압력에서 저온공기유량비  $y$ 를 0~1.0까지 각각 0.1씩 10단계로 나누어 저온출구 오리피스직경의 변화에 따른 에너지분리 특성을 측정하였다. 여기서 저온공기유량비  $y$ 는 vortex tube로 공급되는 입구공기의 유량에 대한 저온공기의 유량비로 나타내었다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 3은 저온출구 orifice지름비  $\zeta = 0.5$ ( $d_c = 2.5$ )일 때 각각의 입구압력  $P_0$ 에 있어서 저온공기유량비  $y$ 의 증가에 따른 공기유량  $Q$ 를 나타낸 그림이다.

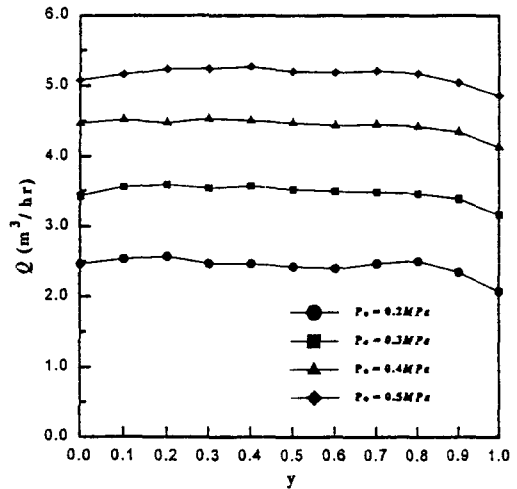


Fig. 3 Input air flow rate with the cold air flow ratio for different input pressure,  $\zeta = 0.5$

저온공기유량비  $y$ 값이 증가하여도 vortex tube에 공급되는 공기유량은 동일 압력에서는 거의 균일한 분포를 보이고 있다. 단, 유입된 공기가 모두 저온출구를 통하여 유출되는  $y=1$ 에서만 유량이 약간 감소한다. 이는  $y=1$ 인 경우 스톱밸브가 완전히 닫혀진 상태로서 노즐을 통하여 vortex tube 내부로 유입된 공기가 에너지 분리를 일으켜 스톱밸브 쪽으로 유동하다가

정체점을 기준으로 다시 저온출구 쪽으로 역류되어 유입되는 주유동에 의해 내부저항이 증가하게 된다. 이로 인해 vortex tube내에서의 압력이 상승하여 vortex tube로 유입되는 공기의 양이 감소하기 때문이다. 입구압력이 증가하면 유량도 증가한다. 또한 유량은 입구압력이 증가할수록 증가한다. 이러한 결과는 유압중 등<sup>9)</sup>의 연구에서의 결과와 잘 일치한다. 단,  $\zeta$ 가 0.6인 경우에 비해 동일압력에서 유량이 30%정도 감소한다.

Fig. 4는  $\zeta=0.5$ 일 때 입구압력의 제곱근값에 대해서 vortex tube에 공급되는 평균 공기유량을 나타낸 그림이다.

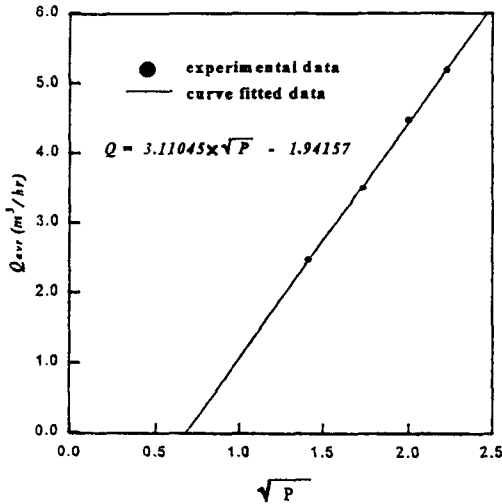


Fig. 4 Input air flow rate with the square root of input pressure for  $\zeta=0.5$

Vortex tube에 공급되는 유량은 입구압력의 제곱근값이 증가함에 따라 선형적으로 증가한다. 실험결과로부터 압력제곱근값의 함수로 입구공기 유량을 예측할 수 있는 식을 식(1)과 같이 구하였다.

$$Q = 3.11045\sqrt{P} - 1.94157 \dots\dots\dots (1)$$

여기서 직선의 기울기는 vortex tube의 기하학적 크기에 의하여 결정되는 값으로 유량은 노즐직경에 비례하고 vortex tube의 무차원길이 (L/D), 저온출구 오리피스지름비( $\zeta$ ) 및 저온공기유량비 y 등에 의해 영향을 받는 것으로 생각

된다.

Fig. 5는 입구압력  $P_0=0.2, 0.3, 0.4, 0.5$ MPa일 때  $\zeta$ 에 대해서 저온공기 유량비 y의 증가에 따른 입구공기와 저온공기의 온도차  $\Delta T_c$ 를 나타낸 그림이다.

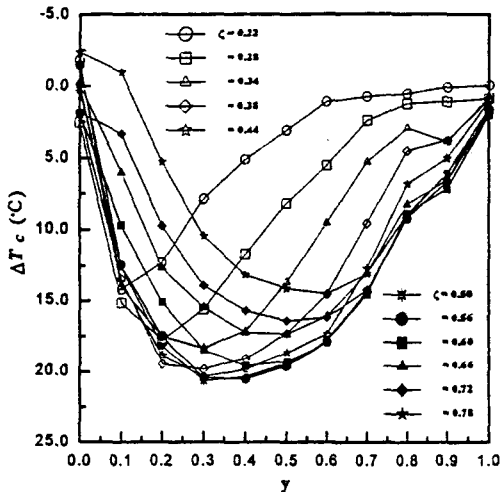
저온공기유량비 y가 증가함에 따라 입구공기와 저온공기의 온도차  $\Delta T_c$ 는 증가하다가 감소한다. 이러한 현상은 스토틀밸브의 개도(opening ratio)에 따라 고온출구 쪽의 압력이 변하기 때문에 나타난다. 즉,  $y=0$ 에 가까워지면 스토틀밸브가 완전히 개방된 상태로서 vortex tube내로 유입된 공기가 상대적으로 압력이 낮은 고온출구 쪽으로 대부분 유출되어 중심 영역과의 압력차가 작아져 중심부에서 역류되는 유동이 적어진다. 그 결과 정체점이 노즐에서 가까운 부분에 위치하게 되어 에너지분리가 일어나는 길이가 짧아 에너지분리의 효과가 미약해진다.

이후 y의 증가로 스토틀밸브가 조금씩 닫히면 고온출구 유출단면적의 감소로 인해 유동에 대한 저항이 증가하고, 고온출구 쪽에서의 압력이 상대적으로 증가하게 된다. 이러한 고온출구 쪽의 압력상승은 튜브벽면과 중심부의 역압력구배를 형성하게 되고, 저압인 중심부의 저온공기를 역유동하게 하는 구동력으로 작용한다.  $y=0.3$  및  $0.4$ 일 때 에너지분리효과가 가장 활발하여  $\Delta T_c$ 가 가장 크게 된다. 그러나 y가 더 증가하게 되면, 고온출구의 유출단면적이 더욱 감소하여 상당히 큰 역압력구배를 형성하여 고온인 벽면부근의 공기도 함께 저온출구 쪽으로 역유동시킴으로써  $\Delta T_c$ 가 급격히 감소한다.

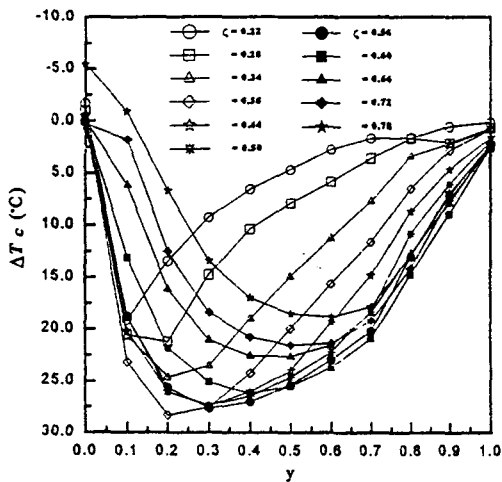
$\zeta$ 가 증가할수록  $\Delta T_c$ 의 값은 증가하다가  $\zeta=0.5$ 를 전후하여 최대값을 나타낸 후 다시 감소한다. 여기서 저온출구 오리피스직경의 변화는 노즐에서 분출되는 주유동과 역류되는 냉각공기와의 경계층을 증가 또는 감소시킨다. 이때  $d_c$ 가 작을 때는 주유동과 저온공기와의 경계층반경이 작아지고, 저온공기의 역유동이 감소된다. 이는 저온의 공기가 비교적 작은 저온출구 오리피스직경에 의해 방해를 받아 vortex tube 내부의 주유동과 중심영역의 압력차가 감소하기 때문이다. 반면에  $d_c$ 가 클 때는  $\Delta T_c$ 가 작게 나타난다. 이는 경계층반경이 커져서 주유동층이

상대적으로 작아지고 관중심에 큰 부압이 발생하여 노즐에서 유출된 공기의 일부가 미처 에너지분리를 일으키기 전에 저온출구 오리피스를 통해 유출되기 때문이다.

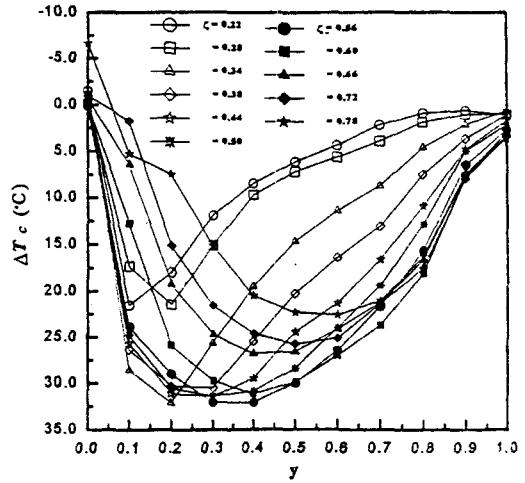
그림 (a)~(d)에서 입구압력  $P_0$ 가 증가할수록 전반적으로  $\Delta T_c$ 는 증가한다. 이는 입구압력이 증가할수록 유량이 증가하여 노즐출구에서의 점선속도가 증가하게 되고, 이로 인하여 vortex tube내에서 회전하는 공기의 각운동량이 증가되어 에너지분리가 더욱 활발해지기 때문이다. 또한 입구압력의 증가는 vortex tube 내부와 입구



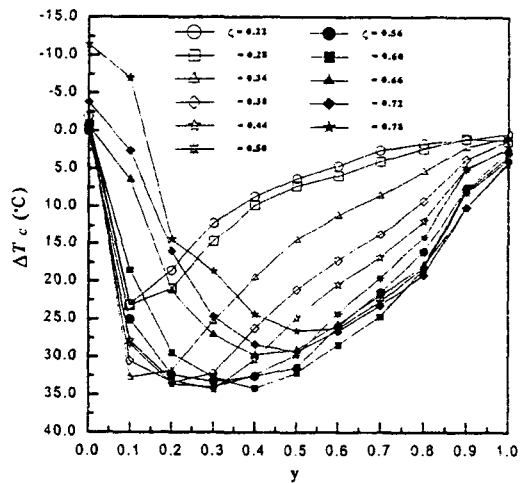
(a) 0.2 MPa



(b) 0.3 MPa



(c) 0.4 MPa



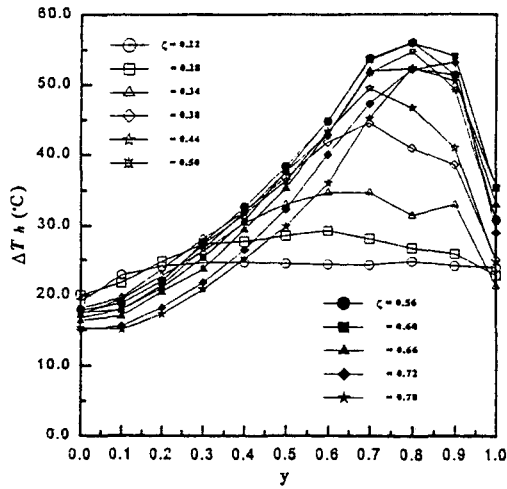
(d) 0.5 MPa

Fig. 5 Cold air temperature difference with the cold air flow rate for different cold end orifice diameter ratio, (a) 0.2 MPa, (b) 0.3 MPa, (c) 0.4 MPa, (d) 0.5 MPa

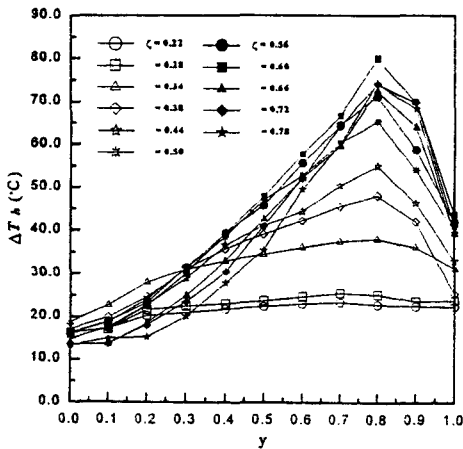
사이의 압력차를 증가시켜 증가된 압력차로 인해 Joule-Tomson 효과가 커져 에너지분리 효과가 더욱 증대된다. 각각의 입구압력에서  $\Delta T_{c,max}$ 는  $P_0=0.2\text{MPa}$ 일 때 0.5,  $P_0=0.3\text{MPa}$ 일 때 0.38,  $P_0=0.4\text{MPa}$ 일 때 0.56,  $P_0=0.5\text{MPa}$ 일 때 0.44로서 전체적으로  $\zeta=0.38\sim 0.60$ 의 범위에서 온도차가  $\Delta T_{c,max}$ 의 5%미만으로 최대성능이 나타난다. 이

러한 결과는 유압중 등<sup>9)</sup> 및 Takahama<sup>11)</sup>의 연구결과와 잘 일치한다.

Fig. 6은  $P_0=0.2$  및  $0.4\text{MPa}$ 일 때  $\zeta$  값에 대해서 저온공기유량비  $y$ 의 증가에 따른 입구공기와 고온공기의 온도차  $\Delta T_h$ 를 나타낸 그림이다.



(a) 0.2 MPa



(b) 0.4 MPa

Fig. 6 Hot air temperature difference with the cold air flow rate for different cold end orifice diameter ratio, (a) 0.2 MPa, (b) 0.4 MPa

전반적으로  $y$ 가 증가함에 따라  $\Delta T_h$ 는 증가하다가 최대값을 나타낸 후 급격히 감소하고 있다. 그러나  $\Delta T_c$ 의 경우에는 달리 최대고온공기

온도차  $\Delta T_{h,max}$ 는  $y=0.7\sim 0.8$ 의 범위에서 나타난다. 이는  $y$ 값이 비교적 작은 경우 중심부의 역류된 유량이 적어 반경방향의 운동량전달이 미약해지기 때문이다.  $y$ 값이 증가하면 저온출구를 통해 유출되는 저온공기유량이 증가하게 되고, 상대적으로 유량이 줄어든 고온공기와 운동량 교환이 활발하여  $\Delta T_h$ 는 계속 증가한다. 그리고  $y=1$ 부근에서  $\Delta T_h$ 가 급격히 감소한다. 이는  $y=1$ 부근에서는 대부분의 공기가 역류되어 저온출구를 통하여 밖으로 유출되어 내부압력이 증가하게 되고, 이러한 압력증가는 유동저항을 증가시키고 노즐을 통한 공기의 원활한 유입이 방해받아 노즐을 통과한 주유동이 충분한 접선속도를 갖지 못해 에너지분리 효과가 감소하기 때문이다. 이는  $y=0.8$ 에서 최대고온공기온도차가 나타난다고 한 Stephan<sup>5)</sup>의 실험결과와는 잘 일치한다.

저온출구 오리피스지름비  $\zeta$ 가 증가할수록  $\Delta T_h$ 는 증가하다가  $\zeta=0.6$ 에서 최대값을 보인 후 다시 감소한다. 결국 최대온도차가 나타나는  $\zeta$ 는 0.6으로 오리피스지름비가 더 큰 경우에 최대고온공기온도차  $\Delta T_{h,max}$ 가 나타난다.

Stephan<sup>5,6)</sup>은 작동유체를 이상유체로 가정하여 기하학적 형상이 유사하고 입구압력의 변화가 크지 않은 경우에 있어 최대저온공기온도차  $\Delta T_{c,max}$ 와 저온공기온도차  $\Delta T_c$ 의 비를 차원해석을 통하여  $y$ 만의 함수로 나타내었다.

Fig. 7은  $\zeta=0.5$ 일 때 각각의 입구압력  $P_0$ 에 있어서  $y$ 의 증가에 따른  $\Delta T_c/\Delta T_{c,max}$ 를 나타낸 그림이다.

그림에서 기호들은 실험적 결과, 실선은 Stephan<sup>5)</sup>이 제시한 상관식으로부터 구한 결과이다.  $\Delta T_c/\Delta T_{c,max}=1$ 을 전후하여  $y$ 값이 작은 영역에서는 Stephan이 제시한 결과보다는 다소 낮은 값이지만  $y$ 값이 큰 영역에서는 비교적 잘 일치한다.

Fig. 8은  $P_0=0.5\text{MPa}$ 일 때  $y$ 의 증가에 따른  $\Delta T_c/\Delta T_{c,max}$ 를 나타낸 그림이다.

전반적으로는  $y$ 가 증가할수록  $\Delta T_c/\Delta T_{c,max}$ 는 증가하다가 다시 감소한다. 그러나  $\Delta T_c/\Delta T_{c,max}=1$ 이 나타나는  $y$ 값은  $\zeta$ 가 증가함에 따라  $y=0.1$ 에서 0.5로 이동한다. 이는 본 연구에서 적

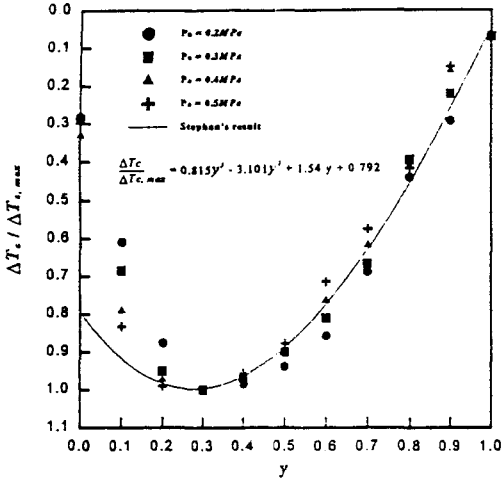


Fig. 7 Comparison of experimental data and the proposed result by Stephan for  $\xi = 0.5$

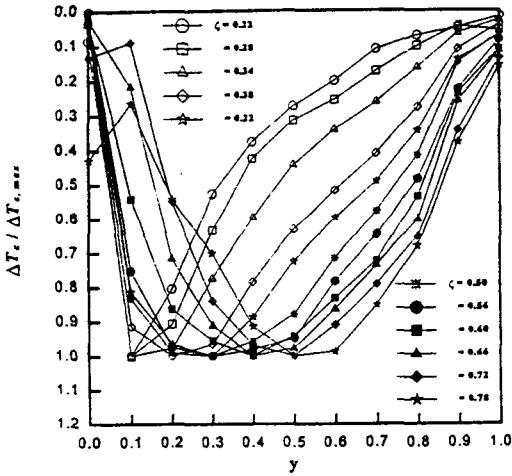


Fig. 8 Ratio of cold air temperature to maximum cold air temperature with the cold air flow ratio for different cold end orifice diameter ratio,  $P_0 = 0.5$  MPa

용된 입구압력의 범위가 Stephan의 실험과 동일한 범위이지만 vortex tube의 크기가 1/10 정도로 작은 소형 vortex tube를 사용하였기 때문에로 생각된다. 따라서 Stephan<sup>5,6)</sup>이 제시한  $\Delta T_c / \Delta T_{c,max} = f(y)$ 의 일반식에서  $\Delta T_c / \Delta T_{c,max}$ 는 y값만의 함수로 표현되지 않는다. 이는 저온출구 오리피스직경이 변하는 경우 최대저온공기온도차가 나타나는 y값이 달리 나타나기 때문이다.

Fig. 9는  $P_0 = 0.5$  MPa일 때 y의 증가에 따른 vortex tube의 냉각능력  $q_c$ 를 나타낸 그림이다.

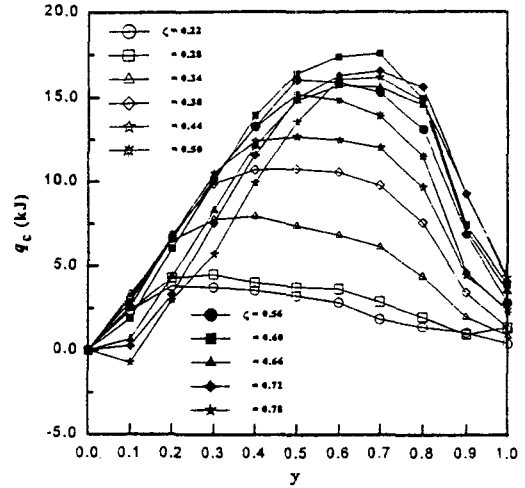


Fig. 9 Cooling capacity of vortex tube with the cold air flow ratio for different cold end orifice diameter ratio,  $P_0 = 0.5$  MPa

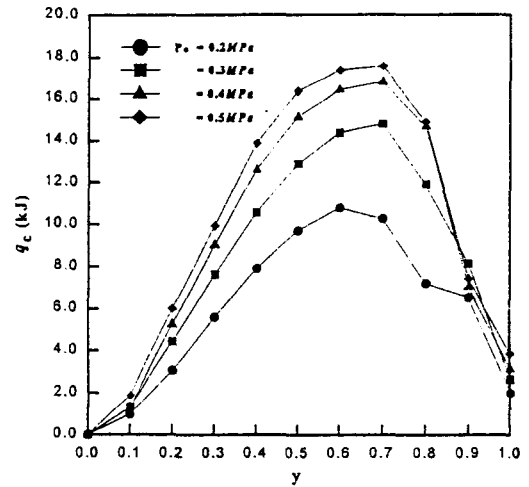


Fig. 10 Cooling capacity of vortex tube with the cold air flow ratio for different input pressure,  $\xi = 0.6$

여기서 vortex tube의 냉각능력  $q_c$ 는 저온공기유량( $m_c$ )과 입구공기와 저온공기의 엔탈피차 ( $\Delta h_c$ )의 곱으로 구하였다.  $q_c$ 는 y에 따라 증가하다가 최대값을 나타낸후 다시 감소한다. 이때



최대냉각능력은 저온공기온도차의 경우보다는  $y$ 가 더욱 증가된  $y=0.7$ 에서 나타나고 있다. 이는 저온공기온도차는  $y=0.3$ 을 진후한 범위에서 최대값과 큰 차이를 보이지 않고 비슷한 성능을 나타내기 때문에 저온공기온도차의 증감보다는 오히려 유량증가의 영향을 더욱 크게 받아  $y$ 값이 증가된 영역에서 최대값이 나타나기 때문으로 생각된다.  $\zeta$ 의 변화에 따른 성향은  $\Delta T_c$ 에서의 성향과 같지만 최대값은 오리피스직경이 다소 증가된  $\zeta=0.6$ 일 때 나타난다.

현재 vortex tube는 다른 장비나 국소 부위의 냉각을 목적으로 사용되고 있으며 앞으로의 적용성 개발도 대부분 저온공기의 이용에 그 관심이 집중되고 있다. 따라서 vortex tube의 효율적인 사용을 위해서는 최적조건을  $\Delta T_c$ 를 최대로 하는 것보다는 냉각 능력  $q_c$ 를 최대로 하는 즉,  $\zeta=0.6$ 일 때  $y=0.7$ 의 조건에서 사용하는 것이 최적의 조건으로 판단된다.

Fig. 10은  $\zeta=0.6$ 일 때  $y$ 의 증가에 따른 vortex tube의 냉각능력  $q_c$ 를 나타낸 그림이다.

$P_0$ 가 커짐에 따라 vortex tube의 냉각능력은 증가한다. 그러나 냉각능력의 증가율은 입구압력이 커질수록 감소한다. 이는 vortex tube에 공급되는 유량이 입구압력의 제곱근에 비례하여 선형적으로 증가하기 때문이다(Fig. 4참조). 여기서 노즐단면적은 일정하므로 본 실험에서와 같이 작동유체가 공기이고, 노즐에서의 속도가 음속을 넘지않는 경우에는 노즐출구의 속도는 공급되는 유량에 비례하여 노즐출구의 속도를  $\sqrt{2}$ 배 증가시킨다. 결국 vortex tube의 에너지분리 성능은 유입되는 공기가 가지는 운동량의 크기에 의해 결정되기 때문에 입구압력의 증가에 따라 노즐출구에서의 속도는 제곱근에 비례하게 되어 냉각능력이 입구압력의 증가에 따라 단순 비례하지 않는다. 따라서 vortex tube의 효율은 오히려 입구압력이 낮은 경우에 더욱 증대됨을 알 수 있다<sup>11)</sup>.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 vortex tube의 저온출구 orifice직경의 변화가 냉각특성에 미치는 영향을 실

험적으로 구명하였다. 이를 위하여 저온출구 orifice지름비( $\zeta=0.22\sim 0.78$ )에 따른 냉각능력을 조사하여 저온공기온도차에 의한 결과와 비교하였다.

- 1) Vortex tube로 유입되는 공기유량은 입구압력의 제곱근에 비례한다.
- 2) 저온출구 오리피스직경비 변화에 따라 최대 저온공기온도차  $\Delta T_{c,max}$ 는 저온출구 오리피스지름비  $\zeta=0.5$ 일 때 나타나고, 최대고온공기온도차  $\Delta T_{h,max}$ 는  $P_0=0.2\sim 0.4MPa$ 의 범위에서는  $\zeta=0.6$ ,  $P_0=0.5MPa$ 일 때는  $\zeta=0.78$ 에서 나타난다. 냉각능력은  $y=0.7$ 이고  $\zeta=0.6$ 에서 최대가 된다.
- 3) Vortex tube의 효율적 사용을 위해서는 저온공기온도차보다는 냉각능력을 최대로 나타내는 조건에서 작동시키는 것이 최적의 조건으로 판단된다.

#### 기 호 설 명

D: vortex tube의 지름, mm

d: 지름, mm

L: vortex tube의 길이, mm

P: 압력, MPa

Q: 공기유량,  $m^3/hr$

Sn: 노즐면적비

(=노즐면적/vortex tube 단면적)

$\Delta T_c$ : 저온공기온도차(= $T_0 - T_c$ ),  $^{\circ}C$

$\Delta T_h$ : 저온공기온도차(= $T_0 - T_h$ ),  $^{\circ}C$

$q_c$ : vortex tube의 냉각능력(= $m_c(h_i - h_c)$ ), KJ

y: 저온공기유량비

(=저온공기유량/입구공기유량)

#### 【그리스 문자】

$\zeta$ : 저온출구 오리피스지름비(=저온출구 오리피스지름/vortex tube지름)

#### 【하첨자】

c: 저온공기

h: 고온공기

max: 최대값

o: 입구공기

참 고 문 헌

- 1) G.J. Ranque, "United State Patent", Applied December 6, Serial No. 646.020, 1932.
- 2) C.D. Fulton, "Ranque's Tube", *Refrigerating Engineering*, Vol. 5, pp. 473~479, 1950.
- 3) R. Kassner & E. Knoernschild, "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-US-AF, AF Base No. 78, March, 1948.
- 4) R. Hilsch, "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.
- 5) K. Stephan, S. Lin, M. Durst, F. Huang & D. Seher, "An Investigation of Energy Separation in a Vortex Tube", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 26, No. 3, pp. 341~348, 1983.
- 6) K. Stephan, S. Lin, M. Durst, F. Huang & D. Seher, "A Similarity Relation for Energy Separation in a Vortex Tube", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 27, No. 6, pp. 911~920, 1984.
- 7) Sibulkin, M., "Unsteady, Viscous, Circular Flow. Part 3. Application to the Ranque-Hilsch Vortex Tube". *J. Fluid Mech.*, Vol. 12, pp. 269~293, 1962.
- 8) Linderstrom-Lang, C.U., "Gas Separation in the Ranque-Hilsch Vortex Tube", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 7, pp. 1195~1206, 1964.
- 9) 유갑중, 최병철, "Vortex Tube의 냉출구 Orifice에 관한 실험적 연구", *대한기계학회 논문집(B)*, 제20권, 제3호, pp. 1061~1073, 1996.
- 10) Yu. D. Raikii and L.E. Tunkel, "Influence of Vortex-Tube Configuration and Length on the Process of Energetic Gas Separation", *J. of Engineering Physics*, Vol. 27, No. 6, pp. 1578~1581, 1974.
- 11) H. Takahama & K.I. Kawashima, "An Experimental Study of Vortex Tube", *Bulletin of JSME*, Vol. 9, No. 33, pp. 227~245, 1966.