

공기공급 시스템에 적용되는 Vortex Tube의 에너지 분리특성에 관한 연구(I) -저온출구 orifice의 직경변화에 의한 영향-

추홍록*, 상희선**, 김순재***,
대구보건전문대학*, 경일대학교**, 경북대 대학원***

1. 서 론

vortex tube는 간단한 구조의 관을 이용하여 어떠한 화학작용이나 연소작용 없이 압축유체를 저온 및 고온부분으로 분리하는 에너지 분리장치이다.

금속학자 Georges Joseph Ranque⁽¹⁾에 의해 vortex tube의 에너지분리 현상이 발견된 후 vortex tube는 공작기계에 의한 금속가공에 있어서 가공물의 열변형을 막기위한 국소냉각, 금형제품의 급속냉각 또는 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.

지금까지 vortex tube에 의한 에너지분리 현상에 대해 Fulton⁽²⁾과 Kassner⁽³⁾에 의해 이론적으로 제시된 모델이 가장 일반적이다. Hilsch⁽⁴⁾는 vortex tube의 기하학적 형상에 따른 에너지분리 특성을 조사하기 위하여 튜브지름, 노즐지름, 입구압력을 변화시켜 실험을 수행하였다. 그 결과 튜브지름이 증가할 때 입구측과 저온출구와의 온도차가 상승한다고 하였다. Stephan^(5,6)등은 전체 질량유량에 대한 저온출구의 질량유량비가 증가함에 따라 튜브벽면의 온도가 증가하며, 최대 벽면 온도의 위치가 저온출구 질량유량비에 따라 이동됨을 밝혔다.

특히, vortex tube의 저온출구 orifice의 직경변화는 내부압력 구배에 직접적 영향을 미치게 되므로 이에 대한 연구가 요구된다. 유갑중⁽⁷⁾ 등은 vortex tube의 저온출구 orifice가 에너지분리특성에 미치는 영향을 실험적으로 조사하기 위하여 orifice 지름비 및 노즐형태 변화에 따른 저온공기온도차를 이용하여 최적값을 제시하였다. 그 결과 최대저온출구 온도차는 실험범위중 노즐갯수가 6개, 노즐직경이 0.85인 발생기에서 나타났다. 본 연구에서는 유갑중 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.

2. 실험

실험장치는 공기 공급부와 실험부 그리고 데이터 처리부로 구성된다. 먼저 공기 공급부는 공기 압축기(air compressor)와 안전밸브, 압축된 공기에 포함된 불순물을 제거하기 위한 필터(filter), 습분을 제거하기 위한 공기건조기(air dryer) 및 압축된 공기를 일정한 압력으로 vortex tube에 공급하기 위한 압력 조정기(pressure regulator)로 구성되어 있다. 실험부는 스테인레스와 동으로 제작된 vortex tube와 벽면온도분포를 측정하기 위해 장착한 T형 열전대 그리고 입구와 저온출구 및 고온출구의 온도를 측정하기 위한 열전대로 각각 구성되어 있다. 벽면온도분포는 무차원거리에 따라 등간격으로 튜브표면에 8개의 열전대를 장착하여 측정하였다. 데이터 처리부는 열전대로부터 온도를 측정하는 A/D converter와 데이터를 처리하고 출력하기 위한 PC와 프린터 그리고 저온출구와 고온출구를 통해 유출된 유량을 측정하기 위한 유량계로 구성되어 있다.

본 실험에서는 비교적 효율이 우수하고 일반적으로 가장 널리 사용되는 counterflow type의 vortex tube를 사용하였으며, 직경 5 mm, 길이 105 mm로 길이는 지름의 약 21배 ($L \approx 21D$)이다. 노즐직경은 노즐면적비 0.194 ($d_n=0.9\text{mm}$)를 선택하였으며, 저온출구오리피스 지름은 최적값을 찾기 위하여 vortex tube 지름(D)에 대한 오리피스지름(d_c)비 즉, 저온출구 오리피스지름비(ζ) 0.5를 중심으로 하여 상하로 각각 5개씩 0.22에서 0.78까지 총 11개를 제작하였다.

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. 1은 저온출구 오리피스지름비 $\zeta=0.5$ 일 때 각각의 입구압력 P_0 에 있어서 저온공기유량비 y 의 증가에 따른 $\Delta T_c/\Delta T_{c,max}$ 를 나타낸 그림이다.

여기서 사용된 기호들은 실험적 결과이고, 실선은 Stephan⁽⁵⁾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. 2는 입구압력 $P_0=0.5\text{MPa}$ 일 때 저온공기 유량비 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 감소하는 성향이다. 그러나 $\Delta T_c/\Delta T_{c,max}=1$ 이 나타나는 y 값은 오리피스직경비 ζ 가 증가함에 따라 $y=0.1$ 에서 0.5로 이동한다. 이러한 성향은 본 연구에서 적용된 입구압력의 범위가 Stephan⁽⁵⁾의 실험과 동일한 범위이지만 vortex tube의 크기가 1/10정도로

작은 소형 vortex tube를 사용하였기 때문으로 생각된다. 따라서 Stephan^(5,6)이 제시한 $\Delta T_c / \Delta T_{c,max} = f(y)$ 라는 일반식에서 $\Delta T_c / \Delta T_{c,max}$ 는 y 값만의 함수로 표현되지 않으며, 이는 저온출구오리피스직경이 변하는 경우 최대저온공기온도차가 나타나는 y 값이 달리 나타나기 때문이다.

Fig. 3은 입구압력 $P_0=0.5\text{MPa}$ 일 때 저온공기유량비 y 의 증가에 따른 vortex tube의 냉각능력 q_c 를 나타낸 그림이다.

여기서 vortex tube의 냉각능력 q_c 는 저온공기유량(m_c)과 입구공기와 저온공기의 엔탈피차(Δh_c)의 곱으로 구하였다. 전반적으로 냉각능력은 저온공기유량비 y 값의 증가에 따라 증가하다가 최대값을 나타낸후 다시 감소하는 성향이다. 이때 최대냉각능력은 저온공기온도차의 경우보다는 y 가 더욱 증가된 $y=0.7$ 에서 나타나고 있다. 이는 저온공기온도차는 $y=0.3$ 을 전후한 범위에서 최대값과 큰 차이를 보이지 않고 비슷한 성능을 나타내기 때문에 저온공기온도차의 증감보다는 오히려 유량 증가의 영향을 더욱 크게 받아 y 값이 증가된 영역에서 최대값이 나타나기 때문으로 생각된다. ζ 의 변화 따른 성향은 ΔT_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 저온공기온도차 ΔT_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. 4는 $\zeta=0.6$ 일 때 저온공기 유량비 y 의 증가에 따른 vortex tube의 냉각능력 q_c 를 나타낸 그림이다.

입구압력 P_0 가 증가함에 따라 vortex tube의 냉각능력은 증가한다. 그러나 냉각능력의 증가율은 입구압력이 커질수록 감소한다. 이는 vortex tube에 공급되는 유량이 입구압력의 제곱근에 비례하여 선형적으로 증가하기 때문이다. 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 비례하지는 않는다. 이러한 결과로부터 vortex tube의 효율은 오히려 입구압력이 낮은 경우에 더욱 증대됨을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 vortex tube의 저온출구 orifice직경의 변화가 냉각특성에 미치는 영향을 실험적으로 구명하였다. 이를 위하여 저온출구 orifice저름비($\zeta=0.22\sim 0.78$)에 따른 냉각능력을 조사하여 저온공기온도차에 의한 결과와 비교하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. vortex tube로 유입되는 공기 유량은 입구압력의 제곱근에 비례한다.

2. 저온출구 오리피스직경비 변화에 따라 최대저온공기온도차 $\Delta T_{c,max}$ 는 저온출구 오리피스지름비 $\zeta=0.5$ 일 때 나타나고, 최대고온공기온도차 $\Delta T_{h,max}$ 는 $P_o=0.2\sim 0.4\text{MPa}$ 의 범위에서는 $\zeta=0.6$, $P_o=0.5\text{MPa}$ 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.

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", *Refrig. 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-USAF, 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) 유갑종, 최병철, "Vortex Tube의 냉출구 Orifice에 관한 실험적 연구", 대한기계학회 논문집(B), 제 20권, 제 3호, pp. 1061~1073, 1996.

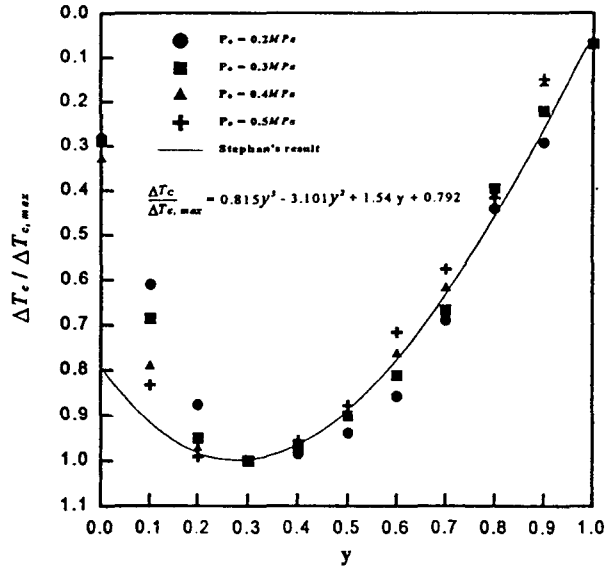


Fig. 1 Comparison of present experimental result with Stephan's result for $\zeta=0.5$

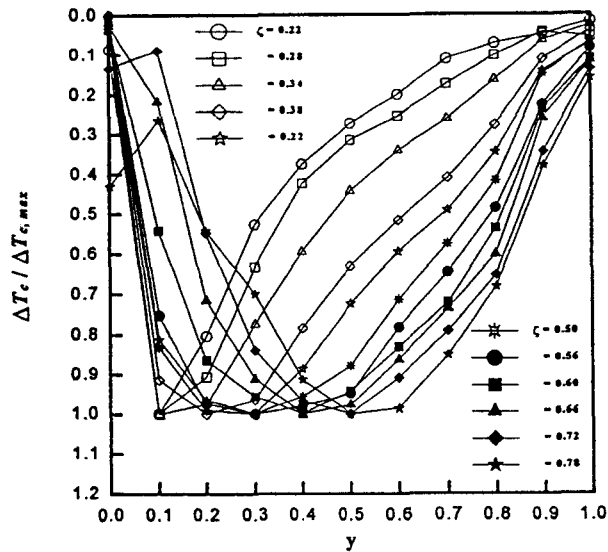


Fig. 2 The ratio of cold air temperature to maximum cold air temperature with cold air flow ratio for various cold end orifice diameter ratio, ζ at $P_o=0.5Mpa$

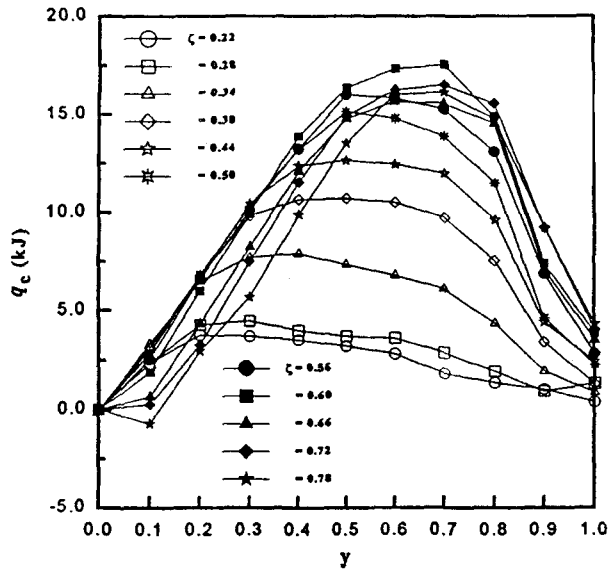


Fig. 3 Cooling capacity of vortex tube with cold air flow ratio, y for various cold end orifice diameter ratio, ζ at $P_o=0.5\text{Mpa}$

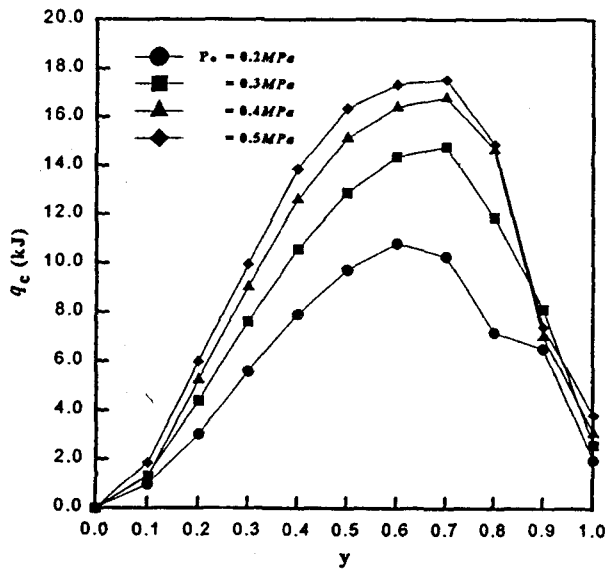


Fig. 4 Cooling capacity of vortex tube with cold air flow ratio, y for different input pressure at $\zeta=0.6$