論 文 13-3-6

Vortex Tube의 부분유입율과 저온 입·출구비가 에너지분리 특성에 미치는 영향

Effects of the partial admission rate and cold flow inlet-outlet ratio on energy separation of Vortex Tube

김 정 수* · 추 홍 록** · 상 희 선***
J.S. Kim · H.L. Choo · H.S. Sang
(1998년 7월 13일 접수, 1998년 9월 15일 채택)

ABSTRACT

The vortex tube is a simple device for separating a compressed 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 conditioner for special purpose. The phenomena of energy separation through the vortex tube were investigated to see the effects of cold flow inlet-outlet ratios and partial admission rates on the energy separation experimentally. The experiment was carried out with various cold flow inlet-outlet ratios from 0.28 to 10.56 and partial admission rates from 0.176 to 0.956 by varying input pressure and cold air flow ratio. To find best use in a given cold flow inlet-outlet ratio and partial admission rate, the maximum temperature difference of cold air was presented. The experimental results were indicated that there are an optimum range of cold flow inlet-outlet ratio for each partial admission rate and available partial admission rate.

1. 서 론

보텍스튜브는 간단한 구조의 관을 이용하여 어떠한 화학작용이나 연소작용없이 압축유체로부터 저온유체와 고온유체를 분리하는 장치이다. 보텍스튜브의 작동원리는 압축된 공기가 노

* 경북대학교 대학원
** 대구보건대학 산업안전과
*** 경일대학교 안전공학과

즐을 통해 튜브의 접선방향으로 유입되어 회전하면서 보텍스 생성실에서 보텍스를 형성한다. 이때 노즐을 통과한 흐름은 튜브 벽쪽에 자유와류를 형성하고, 유동이 하류로 흐르면서 튜브의 내부 중심영역에 강제와류가 형성된다. 이러한 자유와류와 강제와류간에 중심영역에서 외부영역으로 운동에너지 전달이 일어나 중심은 저온, 외부는 고온영역이 되고, 내부 유체층의 각속도는 외부층의 각속도보다 더 큰 비율로 감소된다, 동시에 외류 외부영역에서 중심영역으로 열이 전달된다. 이러한 열전달은 반대방향으로 전달되는 운동에너지 전달보다 작다. 따라서 외부영역은 열에너지 손실보다 더 많은 운동에너지를 받게되어 내부에너지가 증가되고 정체온도가 상승된 상태로 스로틀 밸브를 떠난다. 반대로 중심부는 받는 열에너지보다 더 큰 운동에너지를 잃어 더 낮은 정체온도가 되고 저온출구 오리피스를 통해 배출된다.

보텍스튜브의 에너지분리 현상은 Ranque[1]에 의해 처음으로 소개된 이후 금속가공에 있어서 가공물의 열변형을 막기위한 국소냉각, 금형제품의 급속냉각, 제철소 등의 고온, 고습 작업장 또는 분진, 석면, 유해먼지나 가스, 증기 등이 많이 발생하는 작업장에서 냉각복(air cooling jacket)이나 공기공급식 호흡보호구의 공기공급 시스템에 많이 활용되고 있다. vortex tube를 이용한 냉각복 및 호흡보호구는 소형,경량으로서 안전하고 경제적이어서 그 이용률이 점차 확대될 전망이다.

보텍스튜브는 Hilsh[2]에 의해 학계에 알려진후 에너지분리가 일어나는 원인과 그 응용에 관하여 많은 사람들에 의하여 연구가 수행되었다. 이론적 연구로는 Fulton[3], Stephan[4], Deissler & Permuter[5], Kassner[6] 등이 연구를 수행하여 다양한 모델을 제시하였다. 실험적 연구로서는 Hartnett[7], Sibulkin[8] 등이 벽면온도 분포, 반경방향속도 분포, 상사해석, 비정상상태 해석에 대한 연구를 수행하였다.

이상과 같이 보텍스튜브에 대한 이론적, 실험적 연구가 다수 수행되었으나 아직까지 그 특성이 명확히 구명되지 않고 있으며, 이들 대부분은 보텍스튜브의 직경과 길이 및 입구조건에 따른 특성이 에너지분리에 미치는 영향에 관한 것들이다.

Takahama[9,10,11]는 내부의 속도분포 및 유동각을 실험적으로 측정하여 접선속도에 대하여 적절한 모델을 제시하고, 내부 유동조건이 에너지분리에 큰 영향을 준다고 하였다. 따라서 보텍스튜브의 에너지분리 성능은 외부조건 이외에도 내부유동에 영향을 주는 부분유입율과 입·출구 면적비에 따라 큰 영향을 받을것으로 예측된다.

따라서 본 연구에서는 부분 유입률과 입·출구 면적비 변화에 따른 보텍스튜브의 냉각특성을 조사하여 최대 냉각성능을 나타내는 입·출구 면적비를 구하고, 최대 저온공기온도차를 나타내는 부분유입율을 구하여 효율적인 에너지사용과 최적의 보텍스튜브 설계자료를 제공하고자 한다.

2. 실 험

2.1 실험 장치

보텍스튜브는 유동양상에 따라 counterflow와 uniflow의 두 가지 형태로 분류된다. 본 실험에서는 비교적 효율이 우수한 counterflow형을 사용하였으며, 개략적인 보텍스튜브의 형상과 작동유체의 유동형태는 Fig. 1과 같다.

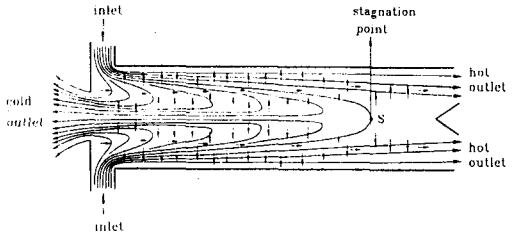
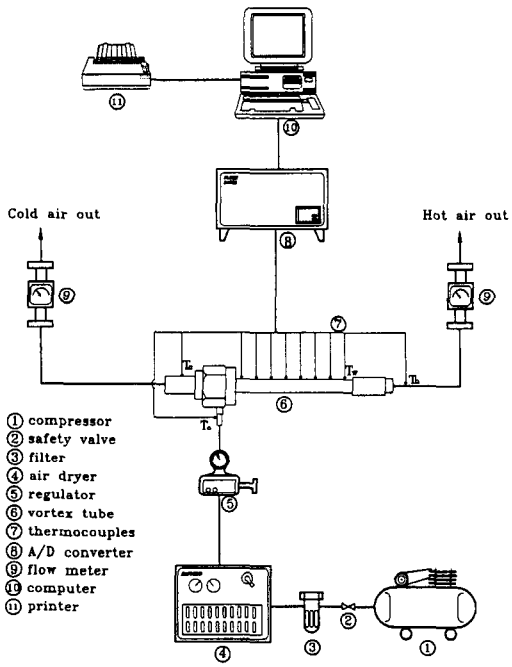


Fig. 1 Schematic diagram of counterflow type vortex tube

Fig. 2는 실험장치의 구성을 개략적으로 나타낸 그림이다. 실험장치는 공기공급부, 실험부 및 데이터 처리부로 구성되어 있다. 공기공급부는 공기압축기 ①과 안전밸브 ②, 압축공기의 이물질을 제거하는 여과기 ③과 공기건조기(air dryer) ④, 보텍스튜브에 일정한 압력의 공기를 공급하기 위한 압력조정기(pressure regulator) ⑤로 각각 구성되어 있다. 여기서 공기건조기는 공기

의 습도가 높으면 에너지분리 효과를 저하시킨다는 Martynovskii[12]의 실험결과에 기초하여 압축공기의 수분을 제거하기 위한 것이다. 실험부는 스테인레스와 동으로 제작된 보텍스튜브 ⑥과 튜브 표면온도를 측정하기 위하여 등간격으로 부착된 8개의 T형 열전대 ⑦ 그리고 입·출구의 온도를 측정하기 위해 장착된 열전대로 구성되어 있다. 데이터 처리부는 열전대로부터 온도를 측정하는 A/D 변환장치 ⑧과 저온 및 고온출구의 유량을 측정하기 위한 유량계(rotameter) ⑨, 데이터를 처리하고 출력하기 위한 PC ⑩과 프린터 ⑪로 구성되어 있다.



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

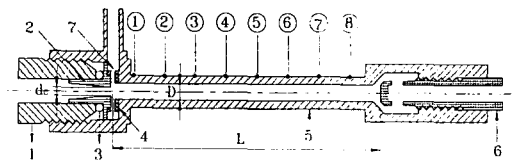
Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

실험에 사용된 보텍스튜브의 상세한 치수는 Fig. 3, 실험범위는 Table 1에 나타내었다. 보텍스튜브는 직경 5.6 mm의 비단열튜브로서 길이는 지름의 약 18.7배(L≒18.7D)로 하였다. 이는 튜브의 길이가 지름의 약 20배 정도이면 충분한 성능을 발휘한다고 발표한 Raiskii[13]의 실험결과를 기초로 한 것이다. 저온 입·출구비가 에너지분리에 미치는 영향을 조사하기 위하여 저온출구 오리피스를 1.1~3.9 mm까지 11개를 제작하고, 노즐을 3가지 형태로 제작하였다. 부분유입율에 따른 특성을 조사하기 위하여 오리피스 직경을 2.5 mm로 고정하고 노즐 홀수와 직경을 변화시켜 A=0.176~0.956까지 6개를 제작하였다. 여기서 부분유입율 0.176이하는 보텍스튜브 내의 보텍스강도 저하로 인해 에너지분리가 거의 이루어지지 않았고, 0.956보다 큰 범위는 제작이 불가능하여 제외하였다.

Table 1 Dimensions of vortex tube and ranges of experiments

(unit : mm)

diameter (D)	length(L) L≒18.7D	nozzle		parameter
		number	partial admission rate (A)	On
5.6	104.4	Type Ⅰ 4×0.6 An=1.131	0.353	0.84, 1.36, 2.00, 2.51 3.36, 4.34, 5.44, 6.25 7.56, 9.00, 10.56
		Type Ⅱ 6×0.6 An=1.657	0.530	0.56, 0.91, 1.34, 1.67 2.24, 2.89, 3.63, 4.17 5.04, 6.00, 7.04
		Type Ⅲ 6×0.85 An=3.405	0.634	0.28, 0.45, 0.67, 0.83 1.12, 1.44, 1.81, 2.08 2.51, 2.99, 3.51



1 : holder 2 : cold end orifice 3 : O-ring 4 : vortex generator
5 : tube 6 : throttle valve 7 : nozzle ①~⑧ : thermocouple

Fig. 3 Cross-section of vortex tube and thermocouple locations

2.2 실험 방법

보텍스튜브의 표면과 입·출구에 장착한 열전대와 유량계는 예비실험을 통하여 보정하였다. 또한 보텍스튜브가 작동하는 상태에서 저온공기와 고온공기 각각의 온도변화가 ±0.2℃이내일

때를 정상상태에 도달하는 기준으로 정하였으며, 정상상태에 도달하는 시간은 입구압력, 저온공기 유량비 등의 실험조건에 따라 약 5-10분이 소요되었다. 모든 데이터는 보텍스 튜브가 정상상태에 도달한후 수집하였다. 실험은 입구압력을 0.2 MPa~0.5 MPa까지 4단계로 나누고, 각 입구압력에서 저온공기유량비를 0.0~1.0까지 변화시키며 수행하였다. 저온 입·출구비 변화에 따른 영향을 조사하기 위하여 Table 1과 같이 3개의 노즐과 11개의 저온출구 오리피스를 제작하여 실험을 수행하였다. 또한 부분유입을 변화에 따른 특성을 알아보기 위하여 저온출구 오리피스를 2.5 mm로 고정시키고 노즐면적을 조절하여 부분유입율을 0.176~0.956의 범위에서 실험을 수행하였다. 여기서 저온공기유량비 y는 전체 입구공기유량에 대한 저온공기유량의 비로 정의하였다.

보텍스튜브의 부분유입률을 정의하기 위해 Fig. 4에 보텍스튜브 챔버의 계략도를 나타내었으며, 정의는 식(1)로서 나타내었다.

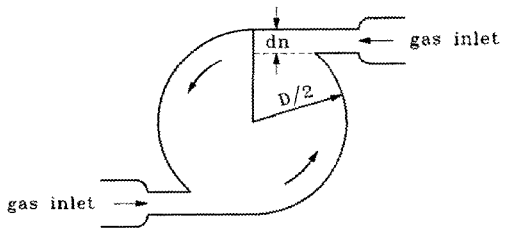


Fig. 4 Cross section of vortex chamber for inlet flow

$$A=\frac{H_n}{2\pi}\times\cos^{-1}\left(\frac{2-2d_n}{D}\right) \quad \cdots\cdots\cdots (1)$$

A : 부분유입율　H_n : 노즐 홀수
d_n : 노즐직경　D : 보텍스 튜브의 직경

3. 결과 및 고찰

Fig. 5는 부분유입율(A)이 각각 0.353, 0.530, 0.634일때 저온 입·출구비(O_n)에 대한 최대 저온공기온도차($\Delta T_{c,max}$)를 나타낸 그림이다.

Fig. 5(a)는 A=0.353인 Type I에 대한 $\Delta T_{c,max}$를 나타낸 그림이다.

전반적으로 $\Delta T_{c,max}$는 O_n=0.84~2.5범위에서 급격히 증가한 후 2.5~3.36범위에서 일정한 값을 나타내다가 3.36이상에서 서서히 감소하고 있다. 이는 노즐을 통과한 공기가 보텍스튜브에서 에너지분리를 이룬후 오리피스를 통하여 방출될 때 O_n=0.84~2.5에서 역류하던 저온공기가 오리피스의 유동저항으로 인하여 일부 정체되면서 에너지분리가 일어나지 않은 입구공기와 에너지 교환을 하기 때문으로 생각된다. 그러나 O_n=3.36이상에서는 노즐을 통해 보텍스튜브로 유입된 공기의 일부가 에너지분리가 일어나기 전에 오리피스를 통해 유출되기 때문으로 생각된다. 따라서 부분유입율이 일정할 경우 저온 입·출구비의 최적값이 존재함을 알 수 있다. 여기서 최적값은 $\Delta T_{c,max}$의 최대값에서 5%이내의 변동값 일때로 정하였다. 이와같은 성향은 A=0.302인 Takahama등[9,10,11]의 실험결과에서 최적의 저온 입·출구비가 2.906으로 나타난 결과와 유사하다.

또한 입구압력이 증가할수록 $\Delta T_{c,max}$는 증가한다. 단, 그 증가폭은 입구압력이 증가할수록 감소한다. 이는 입구압력이 증가할수록 노즐을 통과한 공기의 유동속도가 증가하여 에너지분리에 필요한 구동력이 증가하고, 유동저항도 증가하므로 $\Delta T_{c,max}$의 증가폭이 감소한다. 또한 입구압력이 증가할수록 $\Delta T_{c,max}$의 최대값은 저온 입·출구비가 작은 곳에서 나타난다. 이는 입구압력의 증가로 보텍스 유동의 내부 저온공기층과 외부 고온공기층사이의 압력차가 증가하여 상대적으로 저온영역의 반경이 감소하고, 저온공기를 배출하기에 적절한 오리피스 직경이 감소하기 때문으로 생각된다.

이상에서 A=0.353일 때 $\Delta T_{c,max}$의 최대값은 O_n=3.361인 경우에 나타난다.

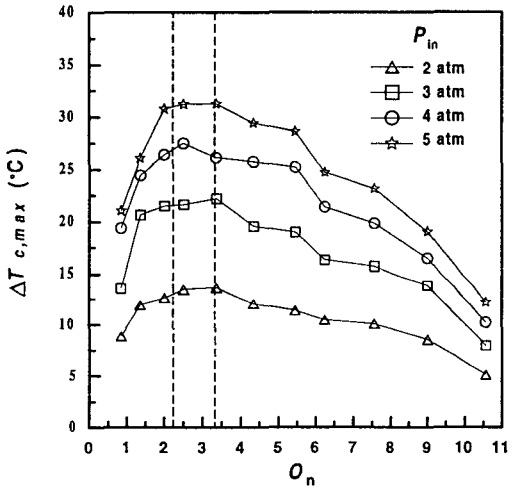
Fig. 5(b)는 A=0.530인 Type II에 대한 $\Delta T_{c,max}$를 나타낸 그림이다.

전반적인 성향은 Fig. 5(a)인 경우와 유사하지만 최적 저온 입·출구비 범위가 상대적으로 줄어든다. 이는 에너지분리에 있어서 저온출구 오리피스의 면적보다 노즐면적 영향이 중요하게 작용하여[10] 최적 오리피스 면적이 일정한 상태에서 상대적으로 노즐면적이 증가되었기 때문이다.

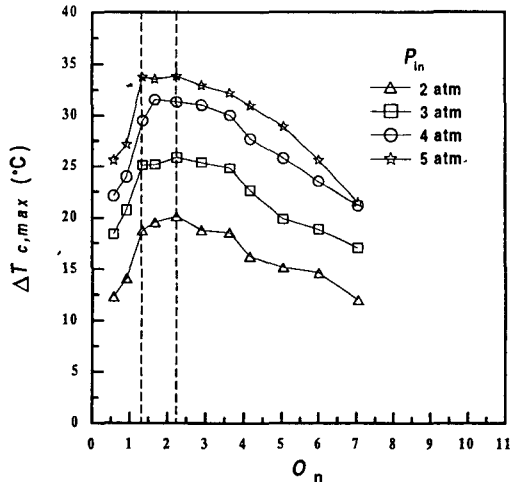
또한 O_n=0.56~1.67의 범위에서 $\Delta T_{c,max}$는 A=0.353일때 보다 그 증가폭이 크게 나타난다. 이는 부분유입율이 증가함에 따라 전반적으로 노즐을 통한 손실이 감소하여 오리피스를 통한 손실이 에너지분리에 미치는 영향이 상대적으로 커지기 때문이다.

이상에서 A=0.530일때 $\Delta T_{c,max}$의 최대값은 O_n=2.241인 경우에 나타났다.

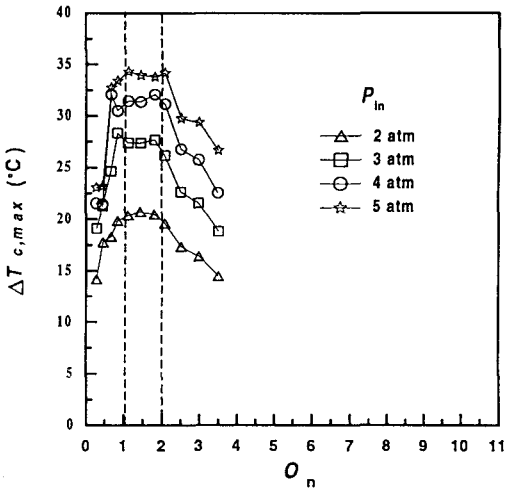
Fig. 5(c) 는 A=0.634인 Type Ⅲ에 대한 $\Delta T_{c,max}$를 나타낸 그림이다.



(a) A=0.353



(b) A=0.530



(c) A=0.634

Fig. 5 Maximum cold air temperature as a function of cold flow inlet-outlet ratio with input pressure ((a) A=0.353, (b) A=0.530, (c) A=0.634)

전반적인 성향은 Fig. 5(a), (b)인 경우와 유사하지만 O_n>2.0이상에서 Type Ⅰ, Ⅱ와 다르게 $\Delta T_{c,max}$가 급격히 감소한다. 이는 부분유입율이 증가할수록 에너지분리는 활발해지지만 유동속도가 증가하여 적정오리피스 면적이상에서는 고온공기의 역류량이 급격히 증가하기 때문으로 생각된다.

$\Delta T_{c,max}$의 최대값은 보다 낮은 저온 입·출구비에서 나타난다. 이는 Fig. 5(b)와 같은 영향으로 생각된다. 또한 $\Delta T_{c,max}$를 나타내는 저온 입·출구비의 범위는 부분유입율이 증가할수록 감소한다. 이는 부분유입율이 증가할수록 노즐면적이 증가하지만 최대 저온공기온도차를 나타내는 오리피스 직경이 일정하게 유지되기 때문이다.

이상에서 A=0.634일 때 $\Delta T_{c,max}$의 최대값은 O_n=1.442인 경우에 나타났다.

Fig. 6은 입구압력(P_{in})이 3 atm이고 A=0.353, 0.530, 0.634인 경우에 저온 입·출구비에 대한 $\Delta T_{c,max}$를 나타낸 그림이다.

전반적으로 $\Delta T_{c,max}$는 저온 입·출구비가 작은 범위에서 급격히 증가하여 최대값을 나타낸 뒤 감소한다(Fig. 5 설명참조).

부분유입율이 증가할수록 $\Delta T_{c,max}$는 증가하고 있다. 이는 노즐을 통한 손실이 감소하여 유동속

도가 증가하므로 에너지 분리가 활발하기 때문이다. 또한 부분유입율이 증가할수록 $\Delta T_{c,max}$가 나타나는 저온 입·출구비의 최적값은 감소한다 (Fig. 5(c) 설명참조). A=0.353과 0.634인 경우를 비교하면 O_n>2.512에서는 A=0.634일때가 A=0.353일때 보다 $\Delta T_{c,max}$가 작게 나타난다. 따라서 부분유입율이 증가하면 $\Delta T_{c,max}$의 최대값은 작은 저온 입·출구비에서 나타나고, 저온 입·출구비의 최적값은 보다 작은 범위를 갖는다.

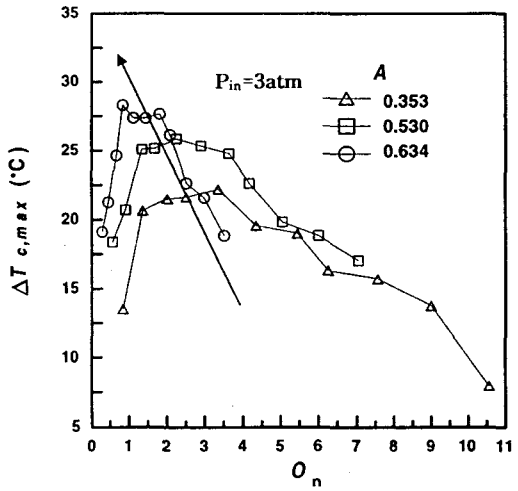
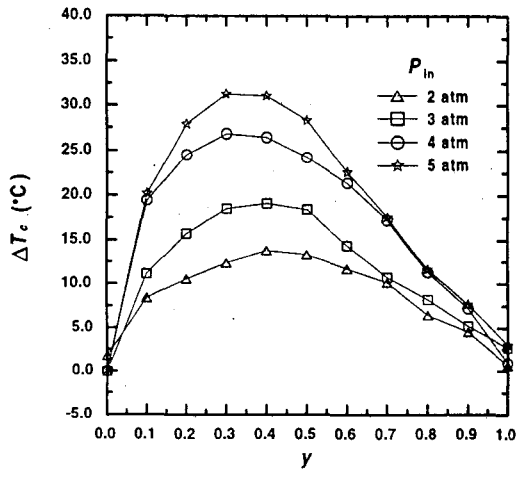
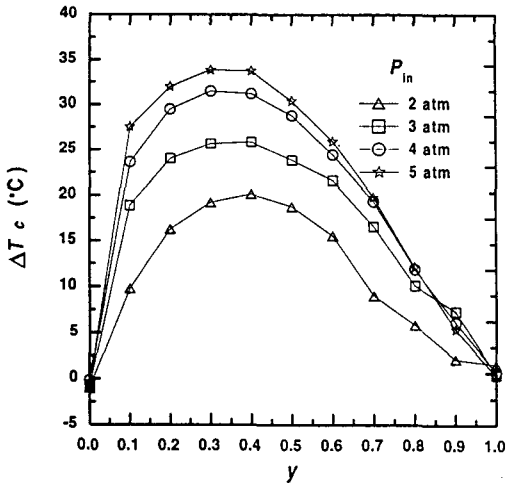


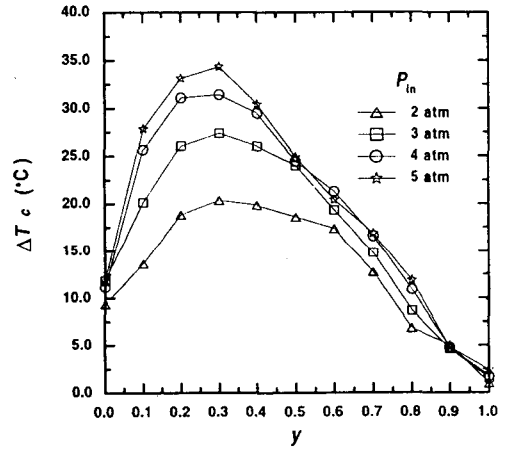
Fig. 6 Maximum cold air temperature as a function of cold flow inlet-outlet ratio with partial admission rate



(a) A=0.353, O_n=3.361



(b) A=0.530, O_n=2.241



(c) A=0.634, O_n=1.442

Fig. 7 Cold air temperature as a function of cold air flow ratio with input pressure ((a) A=0.353, O_n=3.361, (b) A=0.530, O_n=2.241, (c) A=0.634, O_n=1.442)

Fig. 7은 부분유입율에 따른 $\Delta T_{c,max}$의 최대값을 갖는 저온 입·출구비에서 저온공기유량비(y)에 따른 저온공기 온도차(ΔT_c)를 나타낸 그림이다.

Fig. 7(a)는 A=0.353, O_n=3.361에서 ΔT_c를 나타낸 그림이다.

전반적으로 ΔT_c는 y가 0.0에서 0.3까지 증가하여 y=0.3~0.4에서 최대값을 가진후 y=1.0까지 감소한다. 이와같은 성향은 드로틀밸브의 개

도(opening ratio)에 따라 고온출구 쪽의 압력이 변하기 때문에 나타나는 현상이다. y가 0.0에 가까울 때는 드로틀밸브가 완전히 개방된 상태로 노즐로부터 보텍스튜브내로 유입된 공기가 상대적으로 압력이 낮은 고온출구 쪽으로 대부분 유출되어 중심 영역과 압력차가 감소하여 중심부에서 역류되는 유동이 적고, 정체점이 노즐에서 가까운 부분에 위치하므로 에너지 분리가 일어나는 길이가 짧아 에너지 분리의 효과가 미약하기 때문이다.

y의 증가로 드로틀밸브가 조금씩 닫히면 고온출구의 유동 단면적이 감소하여 유동저항이 증가하므로 고온출구 쪽에서의 압력이 상대적으로 증가하게 된다. 이러한 고온출구 쪽에서의 압력은 튜브벽면과 중심부의 역압력구배를 형성하게 되고, 저압인 중심부의 저온공기를 역유동하게 하는 구동력으로 작용한다. y=0.3~0.4일 때 에너지 분리효과가 가장 활발하여 ΔT_c는 가장 크게 된다. 그러나 y가 더욱 증가하면, 고온출구의 유동단면적이 더욱 감소하여 상당히 큰 역압력구배를 형성하여 고온인 벽면부근의 공기도 함께 저온출구 쪽으로 역유동하여 저온출구로 유출되므로 ΔT_c가 급격히 감소한다.

입구압력이 증가할수록 ΔT_c는 증가하고 있다. 입구압력의 증가는 유량을 증가시키며 동일한 노즐을 통한 유량의 증가는 노즐출구에서의 접선속도를 증가시킨다. 이로 인하여 보텍스튜브 내에서 회전하는 공기의 각 운동량이 증가되므로 에너지분리가 더욱 활발하게 되어 더 큰 ΔT_c를 나타낸다. 또한 입구압력의 증가는 보텍스튜브 내부와 입구사이의 압력차를 증가시키므로 증가된 압력차로 인해 Joule-Tomson효과도 증가하여 에너지 분리효과가 더욱 크게 나타나는 것으로 생각된다.

Fig. 7(b)는 A=0.530, O_n=2.241에서 ΔT_c를 나타낸 그림이다.

전반적인 성향은 Fig. 7(a)와 유사하지만 ΔT_c의 최대값이 증가하고, y=0.2이하의 범위에서 ΔT_c의 변화율이 크다. 이는 부분유입율이 증가함에 따라 유동의 접선속도(tangential velocity)가 증가하여 에너지 분리가 활발하고 상대적으로 저온영역의 범위가 감소하기 때문으로 생각된다. 또한 y=0.6이상에서는 Fig. 7(a)보다 입구압력에 따른 ΔT_c의 값의 차가 작다.

Fig. 7(c)는 A=0.634, O_n=1.442에서 ΔT_c를 나타낸 그림이다.

전반적인 성향은 Fig. 7(a), (b)와 동일하지만 ΔT_c의 최대값은 A=0.530보다 증가하고, ΔT_c가 비교적 크게 나타나는 y값은 더욱 감소한다. 또한 y=0.6이상에서 ΔT_c는 A=0.530인 경우와 다르게 $P_{in} \geq 2$에서 입구압력의 영향이 적게 나타난다.

따라서 부분유입율이 증가되면 최적의 저온 입·출구비는 감소하며 $\Delta T_{c,max}$의 최대값은 증가한다. 또한 y=0.6이상에서 입구압력의 영향은 더욱 감소한다.

Fig. 8은 저온 입·출구비가 1.3부근일 때 부분유입율에 대한 $\Delta T_{c,max}$의 분포를 나타낸 그림이다.

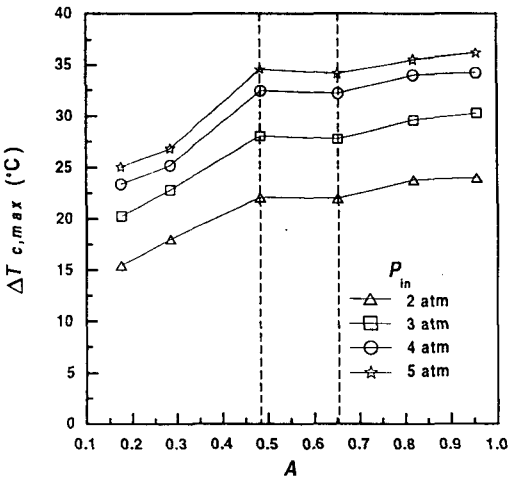


Fig. 8 Maximum cold air temperature as a function of partial admission rate with input pressure

전반적으로 $\Delta T_{c,max}$는 A=0.17~0.48까지 급격히 증가하다가 A=0.48~0.65사이에서 일정한 값을 나타낸 후 A>0.65에서 다시 서서히 증가하여 A=0.96에서 최대값을 나타낸다. 이는 A가 0.17에서 0.48로 증가함에 따라 노즐을 통한 손실이 감소하고 A=0.48이상에서는 노즐에 의한 손실이 거의 변하지 않기 때문이다. 그러나 A>0.65에서는 노즐에 의한 손실은 변동없지만 유

동단면적이 증가하여 유량이 증가하므로 에너지 분리의 구동력이 접선속도가 증가하기 때문이다.

따라서 부분유입율에 의한 에너지 분리효과는 0.48이상에서 2℃이상의 변동이 없기 때문에 노즐제작의 경제적인 측면에서 볼때 적절한 부분유입율(available partial admission rate)은 0.48~0.65사이로 결정하는 것이 적절하다.

4. 결 론

압축공기를 작동유체로 사용하는 counterflow형 보텍스튜브에 대하여 저온 입·출구비(O_n=0.28~10.56), 부분유입율(A=0.176~0.956), 입구압력(P_{in}=0.2~0.5 Mpa), 저온공기유량비(y=0.0~1.0)를 변화시키면서 냉각능력을 최대로 하는 조건을 찾기 위한 실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 부분유입율이 증가하면 $\Delta T_{c,max}$의 최대값은 보다 작은 저온 입·출구비에서 나타나고, 저온 입·출구비의 최적범위는 보다 좁은 범위에서 나타난다.
2) 저온 입·출구비의 증가에 따른 최적의 부분유입율에서 저온공기 온도차의 최대값은 보다 낮은 저온공기 유량비에서 나타난다.
3) 실험조건에서 유효한 부분유입율(available partial admission rate)의 범위는 0.48~0.65사이로 나타났다.

기 호 설 명

A : 부분유입율($= \frac{H_n}{2\pi} \times \cos^{-1}\left(\frac{2-2d_n}{D}\right)$)
D : 보텍스튜브 지름, mm
d : 지름, mm
L : 보텍스튜브 길이, mm
O_n : 저온 입·출구비
P : 압력, MPa
H_n : 노즐 홀수
T : 온도, ℃
ΔT_c : 저온공기 온도차($=T_o-T_c$), ℃
y : 저온공기유량비
($=$저온공기 유량/전체유입 유량)

▣ 하첨자
c : 저온공기
n : 노즐
max : 최대값
o : 입구공기

참 고 문 헌

1) G.J. Rangue, "United State Patent", Applied December 6. 1932 Serial No 646.020.
2) R. Hilsch, "The Use of Expansion of Gases in a Centrifugal Field as a Cooling Process", Review of Scientific Instrument, Vol. 8, No. 2, pp. 108~113, 1947.
3) C.D. Fulton, "Ranque's Tube", Refrig. Engng., Vol. 5, pp. 473~479, 1950.
4) 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.
5) R.G. Deissler & M. Perlmutter, "Analysis of the Flow and Energy Separation in Vortex Tube", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 1, pp. 173~191, 1960.
6) R. Kassner & E. Knoernschild, "Friction Laws and Engrgy 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.
7) J.P. Hartnett & E.R.G. Eckert, "Experimental Study of the Velocity and Temperature Distribution in a High Velocity Vortex-type Flow", Trans. ASME, Vol. 79, pp. 751~758, 1957.
8) M. Sibulkin, "Unsteady, Viscous, Circular Flow. Part 3. Application to the Ranque-Hilsch Vortex Tube", J. Fluid Mech., Vol. 12, pp. 269~293, 1962.
9) H. Takahama, "Studies on Vortex Tubes (2nd Report) The Effects of the Cold Air

Rate and Partial Admission of Nozzle on the Energy Separation", Bulletin of JSME, Vol. 8, No. 31, pp. 433~440, 1965.

10) H. Takahama & K.I. Kawashima, "An Experimental Study of Vortex Tube", Bulletin of JSME, Vol. 9, No. 33, pp. 227~245, 1966.

11) H. Takahama & H. Ykosawa, "Energy Separation in Vortex Tube with a Divergent Chamber", J. of Heat Transfer, Vol. 103, pp. 196~203, May, 1981.

12) V.S. Martynovskii & V.P. Alekseev, "Investigation of the Vortex Thermal Separation Effect for Gases and Vapers", Soviet Phys., pp. 2233~2243, 1957.

13) Yu. D. Raiskii 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.