

보텍스튜브의 노즐홀수가 에너지분리에 미치는 영향

The effect of the number of nozzle holes on the energy separation

유 갑 종*, 이 진 호**

K. J. Riu, J. H. Lee

Key words: Vortex tube(보텍스튜브), The number of nozzle holes(노즐홀수), Cooling capacity(냉각 능력), Cold air flow ratio(저온공기유량비), Energy separation(에너지분리)

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. The phenomena of energy separation through the vortex tube were investigated experimentally, to see the effects of the number of nozzle holes on the energy separation. The experiment was carried out with the number of nozzle holes from 1 to 10 by varying inlet pressure and cold mass fraction. The experimental results were indicated that the effective number of nozzle holes for the best cooling performance was found as 4. Also, to find effective use in a given operation conditions, the temperature difference of cold air and the cooling capacity of vortex tube was compared. The result is that cooling capacity was more important than temperature difference of cold air.

기 호 설 명

에 대한 $H_n > 1$ 일 때 접수길이의 비)

D : 보텍스튜브의 지름 [mm]

d_n : 노즐홀 지름 [mm]

H_n : 노즐홀수

h : 엔탈피 [kJ/kg]

L : 보텍스튜브 길이 [mm]

\dot{m} : 질량유량 [kg/s]

P : 압력 [MPa]

q_c : 냉각능력 [kJ/s]

S_n : 노즐면적비

ΔT : 입구와 출구공기 온도차 [°C]

y : 저온공기 유량비

z : 노즐접수길이의비($H_n=1$ 일 때의 접수길이

그리스 문자

ζ : 오리피스 지름비

η : 보텍스튜브 효율, 식 (2)

하첨자

c : 저온공기

h : 고온공기

o : 입구공기

max: 최대 값

∞ : 외부공기

* 정회원, 경북대학교 기계공학부

** 경북대학교 기계공학과, 대학원

1. 서론

보텍스튜브는 간단한 구조의 관을 이용하여 어떠한 화학작용이나 연소작용없이 압축공기로부터 저온공기와 고온공기를 분리하는 에너지분리 장치로서 저온공기는 -50℃, 고온공기는 225℃까지 분리가 가능하다. 또한 보텍스튜브는 작동부의 움직임이 없고 구조가 간단하며, 조작이 간편하고 순간 ON/OFF가 가능할 뿐만 아니라 유지비용이 적어 매우 경제적인 장점을 가지고 있다.

보텍스튜브는 1928년 Ranque⁽¹⁾에 의하여 처음 발견된 후 Hilsh⁽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 다양한 모델을 제시하였으나 그 중에서도 Fulton⁽²⁾과 Kassner⁽⁶⁾가 제시한 모델이 현재 가장 널리 받아들여지고 있다. 실험적 연구로서는 Hilsh⁽²⁾, Stephan⁽⁴⁾, Hartnett⁽⁷⁾, Sibulkin⁽⁸⁾ 등이 벽면온도 분포, 반경방향속도 분포, 상사해석, 비정상상태 해석을 수행하였다.

이상의 보텍스튜브에 대한 연구는 이론적, 실험적으로 많은 연구가 수행되었으나, 지금까지 이론적 해석이 명확히 이루어지지 않고 있으며, 이들 대부분은 보텍스튜브의 직경과 길이, 입구 조건에 따른 에너지분리특성에 관한 것들이다.

그러나 Takahama^(9,12)는 내부의 속도분포 및 유동각을 실험적으로 측정하여 접선속도에 대하여 적절한 모델을 제시하고, 내부 유동조건이 에너지분리에 큰 영향을 준다고 하였다. 그러므로 보텍스튜브의 에너지분리 성능은 외부조건 이외에도 내부유동에 영향을 주는 노즐출수에 따라 큰 영향을 받는다.

따라서 본 연구에서는 노즐출수 변화에 따른 보텍스튜브의 냉각특성을 조사하여 최대냉각성능을 나타내주는 노즐출수를 구하여 효율적인 에너지 사용과 최적 보텍스튜브 설계의 자료를 제공하는 것을 목적으로 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

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

Fig. 2는 실험장치의 구성을 개략적으로 나타낸 그림이다. 실험장치는 공기공급부, 실험부 및 데이터 처리부로 구성되어 있다. 공기공급부는 공기압축기①과 안전밸브②, 압축공기의 이물질 제거하는 여과기③과 공기건조기(air dryer)④, 보텍스튜브에 일정한 압력의 공기를 공급하기 위한 압력조정기(pressure regulator)⑤로 구성되어 있다. 공기건조기는 공기의 습도가 에너지분리효과를 저하시킨다는 Martynovskii⁽¹¹⁾의 실험결과에 기초하여 압축공기의 수분을 제거하기 위한 것이다. 실험부는 스테인레스와 동으로 제작된 보텍스튜브⑥와 튜브표면온도를 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 유량계(rotameter)⑨ 그리고 데이터를 처리하고 출력하기 위하여 PC⑩, 프린터⑪로 구성되어 있다.

실험에 사용된 보텍스튜브의 상세한 치수는 Table 1에 주어져 있다. 보텍스튜브는 직경 5.6 mm이며, 길이는 지름의 약 18.7배(L=18.7D)로 하였다. 이는 "튜브의 길이가 지름의 약 20배 정도이면 충분한 성능을 발휘한다"고한 기존의 실험결과⁽¹²⁾를 기초로 한 것이다. 저온출구오리피스 는 Riu⁽¹³⁾의 실험결과에서 최대성능을 나타낸 직

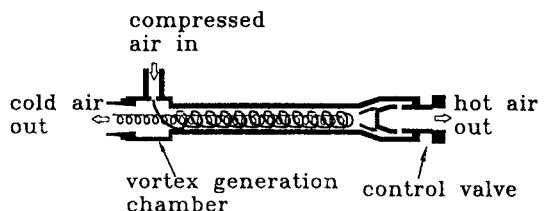


Fig. 1 Schematic diagram and flow pattern of vortex tube.

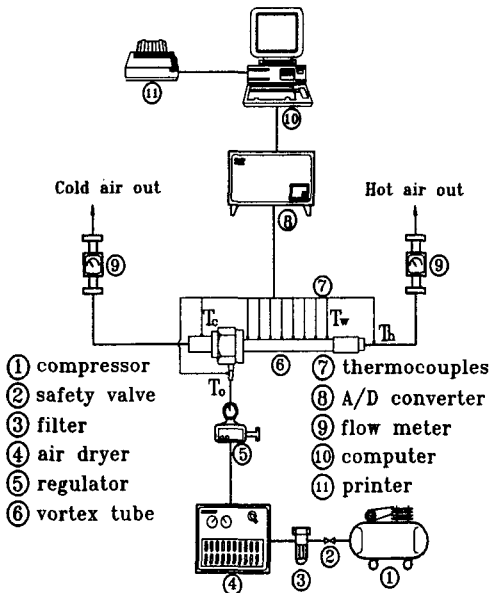


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus.

경 2.5 mm를 선택하였으며, 노즐홀수가 에너지 분리에 미치는 영향을 조사하기 위하여 예비실험에서 구한 최적 노즐면적비 0.155에서 노즐홀수를 1~10개까지 변화시켜 노즐홀수 변화에 따른 에너지분리특성을 조사하였다.

2.2 실험방법

보텍스튜브의 표면과 입·출구에 장착한 열전대는 표면저항온도계(RTD-373, KAYE)와 항온조(HTR-300, KAYE) 및 영점조정기(K140-4, KAYE)를 이용하여 보정하였고, 유량계는 표준유량계를 이용하여 보정하였다. 이와 같은 보정을 통하여 나타난 온도 및 유량에 대한 총괄정확도(Uncertainty)⁽¹⁴⁾는 각각 0.6°C, 0.04597 kg/hr이다. 또한 보텍스튜브가 작동하는 상태에서 저온공기와 고온공기 각각의 온도변화가 ±0.2°C 이내에 들 때를 정상상태에 도달하는 기준으로 정하였으며, 정상상태에 도달하는 시간은 실험조건에 따라 약 5~10분이 소요되었다. 실험은 입구압력을 0.2 MPa~0.5 MPa까지 4단계로 나누고 각 입구압력에서 저온공기유량비를 0.0~1.0까지 변화시키며 수행하였다. 노즐홀수 변화에 따른 영

Table 1 Diameter of vortex tube, number of nozzle holes (unit :mm)

Tube length (L) = 104.4			
Tube inner diameter = 5.6			
Cold end orifice = 2.5 ($\xi = 0.4464$)			
S_n	nozzle		
	H_n	d_n	z
0.155	1	2.2	1.00
	2	1.5	1.36
	4	1.1	2.00
	6	0.9	2.45
	8	0.8	2.91
	10	0.7	3.18

향을 조사하기 위하여 Table 1과 같이 9개의 노즐을 제작하여 실험을 수행하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 노즐홀수가 에너지분리에 미치는 영향

Fig. 3는 노즐면적비 S_n 이 0.155이고, 저온출구 오리피스지름비 ξ 가 0.4464일 때 각각의 입구압력에 있어서 노즐홀수(H_n) 변화(1, 2, 4, 6, 8, 10개)에 따른 저온공기온도차 ΔT_c 를 저온공기유량비 y 의 변화에 대하여 나타낸 그림이다.

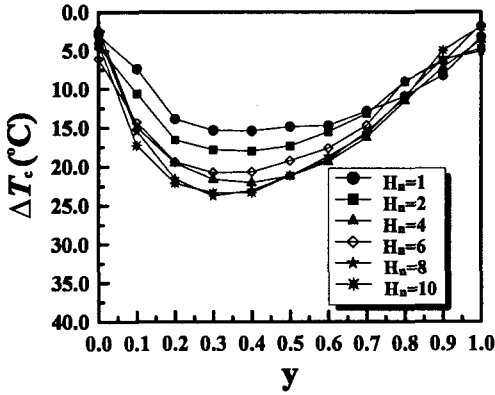
전체적인 성향은 저온공기유량비 y 가 증가할수록 저온공기온도차 ΔT_c 는 증가하다가 $y=0.3$ 부근에서 최대값을 나타낸 후 서서히 감소하고 있다.

이는 실제로 에너지분리는 $y=0.5$ 부근에서 가장 크지만, $y=0.3\sim 0.7$ 범위에서 큰 차이가 나지 않으므로 저온출구로의 유량이 상대적으로 작은 $y=0.3$ 에서 저온공기가 가장 낮게 나타나는 것이다. 이러한 성향은 Ranque⁽¹⁾, Hilsch⁽²⁾, Fulton⁽³⁾, Stephan⁽⁴⁾의 성향과 일치한다.

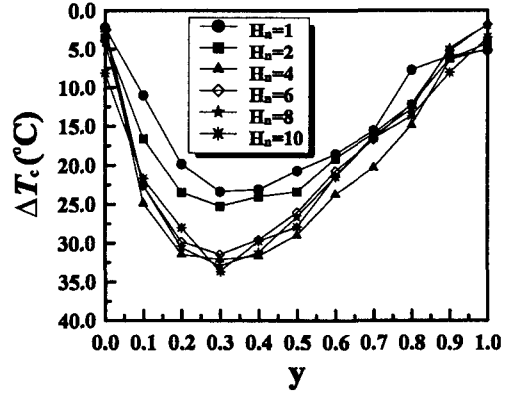
또한 입구압력이 증가할수록 저온공기온도차 ΔT_c 는 더 크게 나타나고 있다. 이는 구동력의 증가로 에너지분리가 활발해졌기 때문이다.

노즐홀의 개수 H_n 의 변화에 대해서는 $H_n=8\sim 10$ 에서 ΔT_c 가 가장 크게 나타나고 있다. 따라서 저온공기온도차 ΔT_c 는 실험범위에서 노즐홀수가 8~10개 일 때, 보텍스 생성실에서 보텍스 유동이 원활하게 생성되어 보텍스튜브에 유입된 공기의 에너지분리가 증가하기 때문이다.

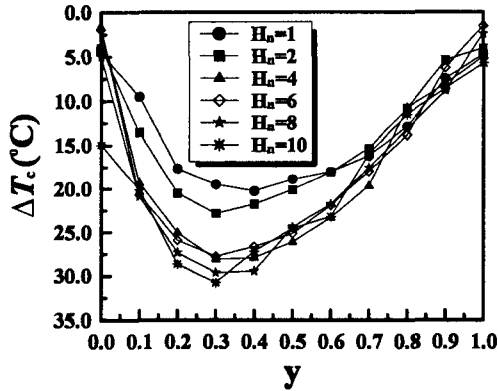
Fig. 4는 노즐면적비 S_n 이 0.155이고, 저온출구



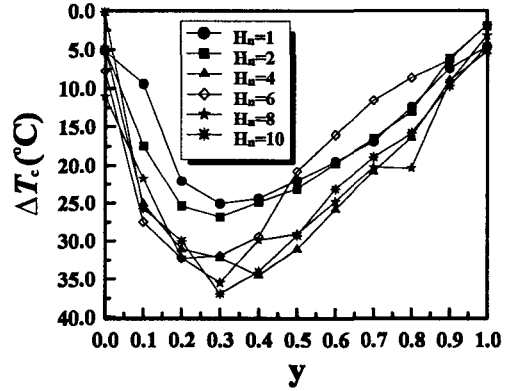
(a) 0.2 MPa



(c) 0.4 MPa



(b) 0.3 MPa



(d) 0.5 MPa

Fig. 3 Cold air temperature difference as a function of cold mass fraction with H_n

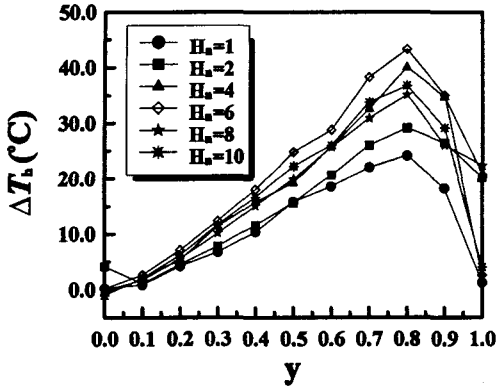
오리피스지름비 ζ 가 0.4464일 때 저온공기유량비 y 에 대한 고온공기온도차 ΔT_h 를 입구압력 0.2 MPa, 0.4 MPa에 대하여 대표적으로 나타낸 그림이다.

저온공기유량비 y 가 증가할수록 ΔT_h 는 증가하다가 $y=0.8\sim 0.9$ 에서 최대값을 나타낸 후 급격히 감소하고 있다. 이는 이전의 연구에서 제시된 경향과 유사하다⁽¹⁻⁴⁾. 노즐홀수 변화에 있어서는 노즐홀수가 많아지면 고온공기온도차도 커진다. 그러나 노즐홀수 6개 일 때 최대공기온도차 $\Delta T_{h,max}$ 를 보이고 8개와 10개에서는 약간 감소하는 성향을 나타낸다.

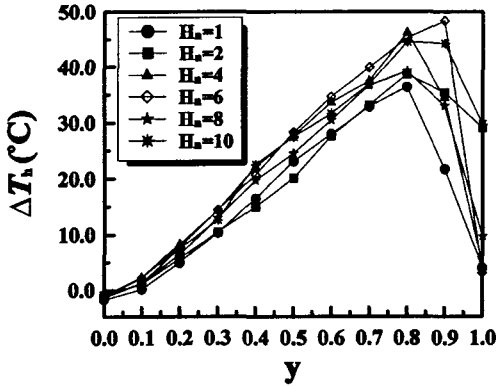
여기서, 노즐홀수의 증가는 보텍스 생성실에서 보텍스 유동을 원활하게 만들어 에너지분리를 증가시킨다. 이로 인해 고온공기온도차는 증가하지

만 작동유체가 노즐을 통과할 때 접수길이가 증가하여 마찰손실또한 증가하고 이때 발생한 열이 보텍스 제너레이터벽을 통하여 방열된다. 또한 접수길이가 증가에 의하여 작동유체가 노즐을 통과할 때 압력강하도 증가한다. 이러한 압력강하는 줄-톰슨효과에 의해 온도강하량을 증가⁽¹⁵⁾시켜 고온공기온도차는 감소하고 저온공기온도차는 증가한다. 따라서 ΔT_h 는 H_n 이 4와 6일 때가 H_n 이 8과 10일 때보다 크게된다. 결국 Table 1에서 표시된 접수길이비(z)는 H_n 의 증가에 따른 특성변화에 많은 영향을 미치는 것으로 생각된다.

Fig. 5는 노즐홀수(H_n) 변화에 따른 보텍스튜브의 냉각능력 q_c 를 저온공기 유량비 y 값의 변화에 대하여 나타낸 것으로 입구압력 0.5 MPa인 경우이다.



(a) 0.2 MPa



(b) 0.4 MPa

Fig. 4 Hot air temperature difference as a function of cold mass fraction with the number of nozzle holes.

여기서 냉각능력은 아래의 식 (1)로 정의하였다.

$$q_c = \dot{m}_c (h_o - h_c) = y \dot{m}_o (h_o - h_c) \quad (1)$$

보텍스튜브의 냉각능력은 저온공기유량비 y 값이 증가할수록 증가하다가 $y = 0.6$ 부근에서 최대값을 나타낸 후 다시 감소하는 경향성을 보이고 있다.

최대저온공기온도차는 $y = 0.3$ 에서 나타나지만 최대냉각능력 $q_{c,max}$ 은 $y = 0.6$ 부근에서 나타나고 있다. 이는 $y = 0.2 \sim 0.6$ 사이의 범위에서는 최대

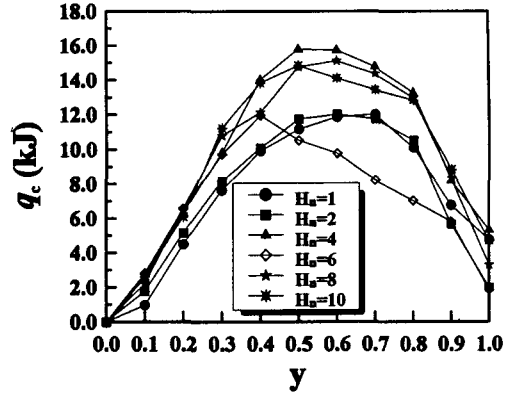


Fig. 5 Cooling capacity of vortex tube as a function of cold mass fraction and number of nozzle holes at inlet pressure $P_o = 0.5$ MPa.

저온공기온도차 $\Delta T_{c,max}$ 가 큰 차이를 보이지 않으나 저온공기유량은 크게 증가하기 때문이다.

Fig. 6은 입구압력 변화에 따른 최대저온공기온도차 $\Delta T_{c,max}$ 와 최대고온공기차 $\Delta T_{h,max}$ 를 노즐홀수의 변화에 대하여 나타낸 그림이다.

최대저온공기온도차 $\Delta T_{c,max}$ 는 노즐홀수가 많을수록 보텍스 유동이 원활하여 보텍스튜브 내의 와류 강도를 증가시키므로 에너지분리가 더욱 활발하게 이루어지고, 줄-튐순효과에 의한 온도강하가 더 크게 발생하기 때문이다.

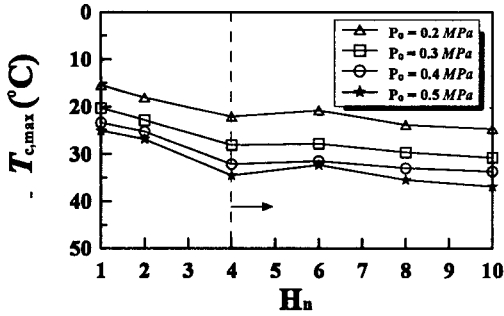
그러나 노즐홀수가 4개 이상에서는 그 변화가 완만하게 나타난다. 이는 노즐홀수의 증가와 함께 접수길어도 증가하여 손실도 증가하기 때문이다.

최대고온공기온도차 $\Delta T_{h,max}$ 도 노즐홀수 증가에 따라 증가하다가 $H_n = 8$ 에서 감소하여 $H_n = 10$ 에서 다시 조금 증가하는 경향을 나타내고 있다.

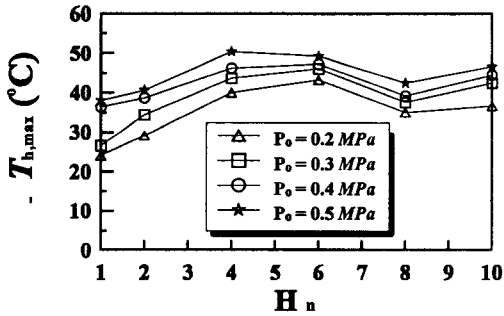
노즐홀수에 따른 최대고온공기온도차의 증가는 Fig. 4에서 설명되었으며, $H_n = 10$ 일 때 다시 증가하는 것은 Table 1에 나타난 접수길이비가 노즐홀수가 8개에서 10개로 증가할 때 접수길이비 증가량이 0.27로서 작은데 비해 보텍스강도는 더욱 증가하기 때문인 것으로 생각된다.

3.2 보텍스튜브의 성능비교

Stephan⁽⁴⁾은 작동유체를 이상유체로 가정하여 기하학적 형상이 유사하고 입구압력의 변화가 크



(a) Maximum temperature difference of cold air.



(b) Maximum temperature difference of hot air.

Fig. 6 The maximum temperature difference of cold and hot air as a function of number of nozzle holes and inlet pressure.

지 낮은 경우에 있어 최대저온공기온도차 $\Delta T_{c,max}$ 와 저온공기온도차 ΔT_c 의 비를 차원해석을 통하여 저온공기유량비 y 만의 함수라고 하였으며 식(2)의 상관식을 제시하였다.

$$\frac{\Delta T_c}{\Delta T_{c,max}} = f(y) \quad (2)$$

Fig. 7은 저온출구 오리피스지름비 ζ 가 0.4464이고 $H_n=6$ 일 때 각각의 입구압력에 있어서 $\Delta T_c/\Delta T_{c,max}$ 를 저온공기유량비 y 에 대하여 나타낸 그림이다.

여기서 기호는 실험을 통하여 얻은 결과이며 실선은 Stephan⁽⁴⁾이 제시한 실험식으로부터 구한 결과이다. $y = 0.3$ 을 전후하여 y 값이 작은 영역에

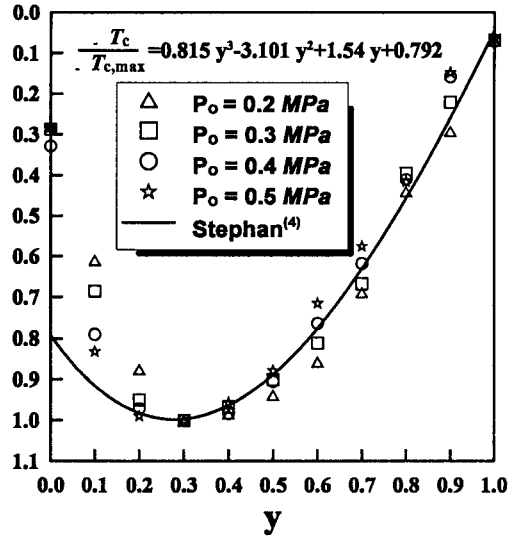


Fig. 7 Comparison of experimental data and the proposed result by stephan for $\zeta = 0.4464$, $H_n=6$.

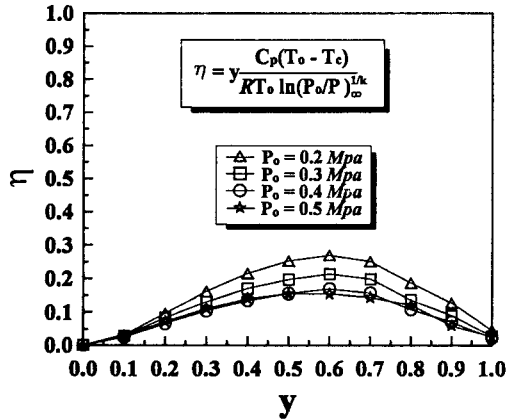


Fig. 8 Efficiency as a function of cold mass fraction (y) with inlet pressure.

서는 Stephan⁽⁴⁾이 제시한 결과보다는 다소 낮은 값을 보이며, y 값이 0.3보다 큰 영역에서는 비교적 잘 일치하는 결과를 보이고 있다.

압축기에 의하여 대기압상태의 공기를 보텍스튜브의 입구압력으로 압축하는데 필요한 일과 보텍스튜브에 의하여 분리된 저온공기의 냉각된 에너지비를 보텍스튜브의 효율식을 식 (3)과 같이 나타내었다.

$$\eta = y \frac{C_p (T_o - T_c)}{RT_o \ln \left(\frac{P_o}{P_\infty} \right)^{\frac{1}{k}}} \quad (3)$$

Fig. 8는 노즐면적비 0.155이고 저온출구 오리 피스직경비 0.4464에서 저온공기유량비에 따른 보텍스튜브의 효율을 나타낸 그림이다.

보텍스튜브의 효율은 y 가 증가함에 따라 증가하여 y 가 0.6부근에서 최대값을 나타낸 후 감소하고 있다.

입구압력변화에 대해서는 0.2 MPa에서 최대효율을 나타내고 입구압력이 증가함에 따라 보텍스튜브의 효율은 감소하고 있다. 이는 입구압력을 증가시키기 위해 필요한 압축일의 증가에 비하여 에너지분리는 입구압력이 증가하여도 비례적으로 증가하지 않기 때문이다.

4. 결론

압축공기를 작동유체로 사용하는 counterflow 형의 보텍스튜브에 대하여 노즐면적비($S_n=0.155$), 노즐홀수($H_n=1, 2, 4, 6, 8, 10$), 입구압력($P_o=0.2\sim 0.5$ MPa), 저온공기유량비($y=0.0\sim 1.0$)를 변화시키면서 냉각능력을 최대로 하는 조건을 찾기 위한 실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 최대저온공기온도차 $\Delta T_{c,max}$ 는 노즐홀수 $H_n=4\sim 10$ 개 일 때이고, 거의 같은 값을 갖는다. 그러나 최대냉각능력은 $y=0.5$ 일 때 $H_n=4$ 개에서 나타났다.

(2) 최대고온공기온도차 $\Delta T_{h,max}$ 는 노즐홀수 H_n 이 6개 일 때 나타나고 이후 감소하는 경향을 나타내었다.

(3) 보텍스튜브의 효율적 사용을 위해서는 저온공기온도차보다는 냉각능력을 최대로 나타내는 조건에서 작동시키는 것이 바람직하다.

(4) 보텍스튜브의 성능은 입구압력이 낮을수록 증가하며 y 값이 0.6부근에서 최대값을 나타내었다.

후 기

본 연구는 에너지자원 기술개발지원 센터의

1997년도 에너지 기술개발사업과제의 연구비지원에 의해 수행되었습니다. 관계자 여러분께 깊은 감사의 뜻을 표합니다.

참고문헌

1. Rangué, G. J., 1932, United State Patent, Applied December 6. Serial No 646.020
2. Hilsch, R., 1947, 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.
3. Fulton, C. D., 1950, Ranque's tube, Refrig. Engineering, Vol. 5, pp. 473-479.
4. Stephan, K., Lin, S., Durst, M., Huang & D. Seher, H., 1983, An investigation of energy separation in a vortex tube, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 26, No. 3, pp. 341-348.
5. Deissler, R. G. & Permuter, M., 1960, Analysis of the flow and energy separation in a turbulent vortex, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 1, pp. 173-191.
6. Kassner, R. & Knoernschild, E., 1948, 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.
7. Hartnett, J. P. & Eckert, E. R. G., 1957, Experimental study of the velocity and temperature distribution in a high velocity vortex-type flow, Trans. ASME, Vol. 79, pp. 751-758.
8. Sibulkin, M., 1962, Unsteady, viscous, circular flow. Part 3. Application to the Ranque-Hilsch Vortex Tube, J. Fluid Mech., Vol.12, pp. 269-293.
9. Takahama, H., 1966, Study on vortex tubes (2nd Report, reynolds number 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.
10. Westly, R., The College of Aeronautics

- (Crafield) Note, No. 30 (1955-5) ; No. 67(1957-7)
11. V. S. Martynovskii & V. P. Alekseev, 1957, Investigation of the vortex thermal separation effect for gases and vapors, Soviet Phys., Vol. 1, pp. 2233-2243.
 12. Takahama, H. & Ykosawa, H., 1981, Energy separation in vortex tube with a divergent chamber, J. Heat Transfer, Vol. 103, pp. 196-203.
 13. 유갑중, 최병철, 1996, Vortex Tube의 냉출구 Orifice에 관한 실험적 연구, 대한기계학회논문집(B) 제20권, 제3호, pp. 1061-1073.
 14. ANSI/ASME PTC 19.1-1985, Measurement Uncertainty, ASME.
 15. 유갑중, 이진호, 김병하, 보텍스튜브에서 랭귀-힐쉬효과와 줄톰슨효과의 영향, 공기조화냉동공학회 논문집 투고중.