

튜브의 열전도도와 튜브 외면에서의 대류열전달이 보텍스튜브의 에너지 분리에 미치는 영향

유 감 종[†], 이 병 화, 최 병 철^{*}

경북대학교 기계공학부, ^{*}서라벌대학 자동차과

The Effect of the Thermal Conductivity of a Tube and the Convective Heat Transfer on the Outer Surface of a Tube on the Energy Separation in Vortex Tubes

Kap-Jong Riu[†], Byung-Hwa Lee^{*}, Byung-Cheol Choi^{*}

Department of Mechanical Engineering, Kyungpook National University, Daegu 702-701, Korea

^{}Department of Automotive Engineering, Sorabol College, Kyungpook 780-711, Korea*

(Received September 18, 2000; revision received March 27, 2001)

ABSTRACT: The phenomena of energy separation in vortex tubes was investigated experimentally to see the effects of the conductivity of a tube and convective heat transfer on the outer surface of a tube. The experiment was carried out with different conductivity (pyrex, stainless steel and copper) of a tube and three kinds of convective heat transfer modes (adiabatic condition, natural convection (air) and forced convection (water)) on the outer surface of a tube. The results were obtained that hot exit fluid temperature was highly affected by a change of conductivity of a tube when the outer surface was cooled by the forced convection of water. However, the cold exit temperature was little affected by heat transfer modes on the outer surface in vortex tubes.

Key words: Vortex tube(보텍스튜브), Convection heat transfer(대류열전달), Energy separation(에너지분리), Conductivity(전도도)

기 호 설 명

S_n : 노즐면적비
(=노즐 단면적/보텍스튜브 단면적)
 P : 압력 [MPa]
 ΔT : 유체온도의 입구와 출구에서의 차이 [°C]
 $\Delta \overline{T}_a$: 방열조건이 단열일 때 ΔT 의 평균값 [°C]

$\Delta \overline{T}_b$: 튜브재질이 파이렉스일 때 ΔT 의 평균값 [°C]
 ΔT_I : $\Delta \overline{T}_a$ 와 $\Delta \overline{T}$ 의 온도차, $\Delta \overline{T}_a - \Delta \overline{T}$ [°C]
 ΔT_{II} : $\Delta \overline{T}_b$ 와 $\Delta \overline{T}$ 의 온도차, $\Delta \overline{T}_b - \Delta \overline{T}$ [°C]
 y : 총유입유량에 대한 저온출구 질량유량비

그 리 스 문 자

[†] Corresponding author
Tel.: +82-53-950-5571; fax: +82-53-955-8377
E-mail address: kjriu@kyungpook.ac.kr

η : 보텍스튜브의 효율
 x : 비열비

하첨자

- c : 저온출구
- h : 고온출구
- in : 입구

1. 서 론

보텍스튜브는 1932년 프랑스 금속학자 Ranque⁽¹⁾에 의해 처음 발견되었으며 고압유체가 저온유체와 고온유체로 분리되는 장치이다.

보텍스튜브는 공작기계나 전자장치에 발생하는 고열을 제거하기 위한 국소냉각이나 쿨링재킷에 사용되는 등 여러 분야에서 응용되고 있다. 보텍스튜브의 응용성이 부각됨으로써 보텍스튜브의 효율증대를 위한 다양한 연구들이 진행되어 왔다. Hilsch⁽²⁾는 Ranque⁽¹⁾의 자료를 바탕으로 체계적인 연구를 수행하여 보텍스튜브의 에너지분리 메커니즘과 해석에 대한 토대를 마련하였다. 그리고 Suzuki⁽³⁾는 보텍스튜브 내부유동의 속도분포와 온도분포를 이론 및 실험적으로 연구하였다. Martynovskii and Alekseev⁽⁴⁾은 보텍스튜브의 각종 기하학적 형상에 따른 에너지분리성능을 실험적으로 연구하여 최적의 입구노즐형상 및 저온출구직경을 제시하였다. 형상인자 및 작동유체에 관한 연구로는 Metenin,⁽⁵⁾ Takahama,⁽⁶⁾ Riu et al.,^(7,8) Negm⁽⁹⁾이 있다. Stephan et al.⁽¹⁰⁾은 보텍

스튜브에서 에너지분리의 구동력이 Görtler vortex라고 주장하였고, 튜브가 단열되면 Görtler vortex의 강도가 증대되어 에너지분리성능이 향상되는 것을 밝혔다.

이상에서 본 바와 같이 보텍스튜브의 외면을 단열할 경우의 연구는 보고되었으나, 보텍스튜브 외면에서의 대류열전달특성과 튜브의 전도도가 에너지분리특성에 미치는 영향을 조사한 연구는 미비한 실정이다.

보텍스튜브를 중기압축식 냉동기에 장착하여 냉동성능을 향상시키려면 고온측의 방열량이 증대되어야 한다. 그러므로 보텍스튜브의 냉동기 적용을 위한 선행기초연구로서 보텍스튜브의 열전도도와 튜브 외면에서의 대류열전달이 보텍스튜브의 에너지분리특성에 미치는 영향을 고찰하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

본 실험에서 사용된 실험장치는 Fig. 1과 같다. 실험장치는 크게 공기공급부, 실험부 및 데이터처리부로 구성된다.

공기공급부는 공기압축기(①), 습도 및 먼지를 제거하기 위한 에프터쿨러(②), 메인필터(③), 공기건조기(④), 프리필터(⑤), 보텍스튜브에 일정한 압력의 공기를 공급하기 위한 정압조정기(⑥)로 구성된다. 실험부는 보텍스튜브(⑦)와 저온 및 고온

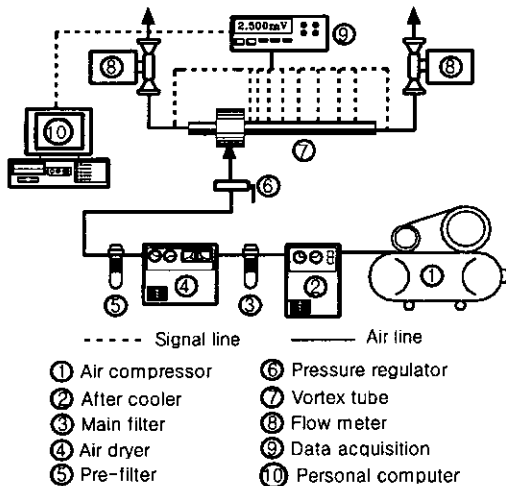


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

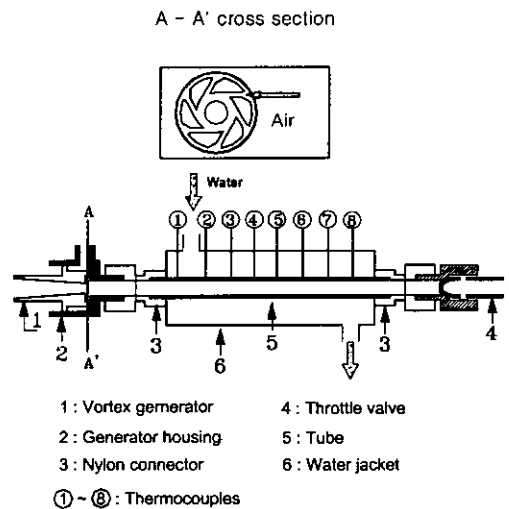


Fig. 2 Detailed cross-section of vortex tube.

Table 1 Dimension of vortex tube and working conditions

Classification		Size
Dimension	Tube inner diameter	10.0 mm
	Tube length	340.0 mm
	Tube wall thickness	1.0 mm
	Cold exit diameter	3.8 mm
	Nozzle area	4.0 mm ²
Working conditions	Pressure ratio : 0.7 MPa	
	Working fluid : Air	
	Surrounding temperature : 25°C	
	Inlet temperature : 27°C	
		Cold air mass flow ratio : 0.1~0.9

Table 2 Experimental parameter

Tube material (conductivity)	Pyrex (1.09 W/mK)
	Stainless steel (15 W/mK) Copper (380 W/mK)
Heat transfer modes (velocity)	Adiabatic condition
	Natural convection(air)
	Forced convection(water) I (0.03 cm/s)
	Forced convection(water) II (0.05 cm/s)
	Forced convection(water) III (0.11 cm/s)

출구의 유량을 측정하는 유량계(⑧)로 구성된다. 데이터 처리부는 열전대로부터 온도를 읽는 데이터 획득장치(Netdaq 2640A, ⑨)와 데이터를 처리하고 저장하기 위하여 PC(⑩)를 사용하였다. 입구, 저온출구 및 고온출구의 온도를 측정하기 위해 K형 열전대를 각각 장착하였다. 실험에 사용된 보텍스튜브의 상세한 구조와 열전대의 부착 위치는 Fig. 2와 같다.

본 실험에서 사용한 보텍스튜브는 상용 보텍스튜브 Model 208을 토대로 하여 튜브의 재질을 달리 제작하였다. 보텍스튜브는 황동으로 제작된 보텍스챔버, 챔버와 튜브를 연결하는 커넥터, 튜브의 끝에 유량비를 조절하는 스토폴밸브로 구성된다. 튜브의 재질은 파이렉스(1.09 W/mK), 스테인레스강(15 W/mK), 동(380 W/mK) 3종류의 튜브를 각각 사용하였다. 보텍스튜브의 입구압력은 보텍스튜브 입구에 장착된 정압조정기를 조절하여 0.7 MPa로 유지하였다. 총유입공기유량에 대한 저온측의 질량유량비(y)는 보텍스튜브의 끝에 있는 스토폴밸브로 y 의 값이 0.1~0.9 범위가 되도록 조절하여 실험하였다. 그리고 강제수냉조건을 부여하기 위해 내경이 5.6 cm인 아크릴관으로 물재킷(water jacket)을 만들어 보텍스튜브의 튜브부에 장착하여 물을 순환시켰다. 실험에 사용된 보텍스튜브의 치수와 작동조건은 Table 1과 같다.

2.2 실험방법 및 범위

Table 2는 실험인자를 나타낸다. 실험에 앞서 TC-calibrator(FLUKE 741B)를 사용하여 열전대

를 보정하였고, 표준오리피스유량계로 유량계를 보정하였다. 공기건조기와 에프터쿨러를 사용하여 보텍스튜브에 공급되는 압축공기의 습도를 일정하게 시켰고, 프리필터(40 μ m)와 메인필터(5 μ m)를 사용하여 먼지 등의 이물질 제거하였다. 또한 압축공기가 보텍스튜브에 공급되어 안정적인 조건하에서 실험이 수행될 수 있도록 하였다. 보텍스튜브의 외측에 설치된 수로의 단면적이 23.5 cm²일 때 평균유속이 0.03 cm/s, 0.05 cm/s 그리고 0.11 cm/s로 되도록 하여 강제수냉실험을 하였다. 이때 물의 온도는 주위온도와 동일한 25°C가 되도록 하였다.

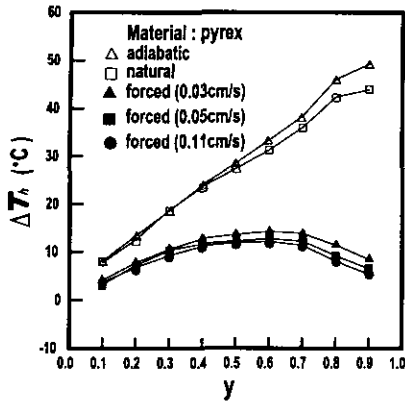
3. 실험결과 및 고찰

3.1 보텍스튜브의 에너지분리특성

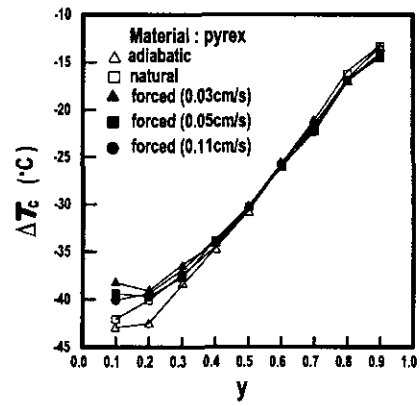
Fig. 3과 4는 5종류의 튜브 외면의 방열조건을 변화시켰을 때 저온출구 질량유량비(y)에 따른 튜브의 재질별 고온 및 저온출구유체온도와 입구유체온도의 차 ΔT_h 와 ΔT_c 를 나타낸 그림이다.

Table 3은 방열조건에 따른 튜브의 재질별 고온출구온도차(ΔT_h)와 저온출구온도차(ΔT_c)의 평균값($\overline{\Delta T_h}$, $\overline{\Delta T_c}$)을 정량적으로 나타내었고, Table 4는 방열조건이 단열일 때 입구와 출구온도 차의 평균값($\overline{\Delta T_a}$)과 다른 방열조건일 경우의 입구와 고온 및 저온출구의 온도차의 평균값($\Delta T_{I,h}$, $\Delta T_{I,c}$)과의 차이를 정량적으로 나타내었다.

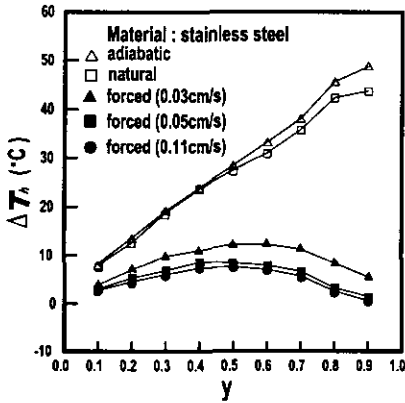
Table 5는 튜브 재질이 파이렉스일 때의 입구와 출구 사이의 온도차의 평균값($\overline{\Delta T_b}$)과 다른 재질일 경우의 입구와 고온 및 저온출구 사이의



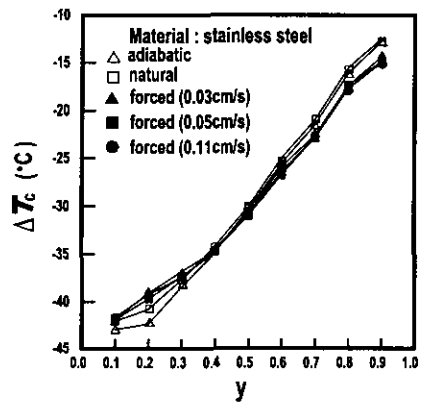
(a)



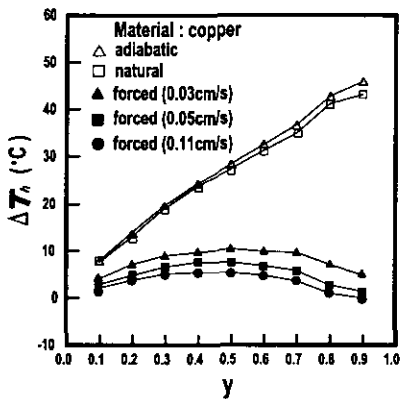
(a)



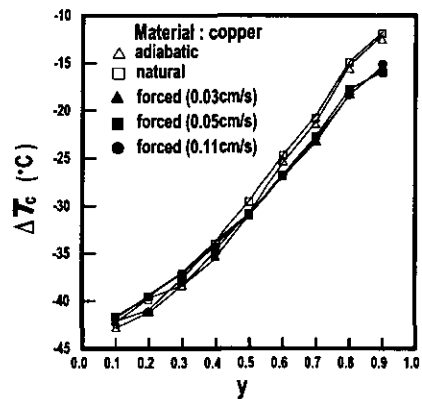
(b)



(b)



(c)



(c)

Fig. 3 Hot exit temperature differences versus cold air flow ratio for different cooling modes and tube materials: (a) pyrex, (b) stainless steel, (c) copper.

Fig. 4 Cold exit temperature differences versus cold air flow ratio for different cooling modes and tube materials: (a) pyrex, (b) stainless steel, (c) copper.

Table 3 Mean temperature difference of hot exit and cold exit ($\Delta \overline{T}_h, \Delta \overline{T}_c$) at different heat transfer modes and tube materials (unit: $^{\circ}\text{C}$)

Conditions		Conductivities	Pyrex ($\Delta \overline{T}_p$) (1.09 W/mK)	Stainless steel (15.0 W/mK)	Copper (380.0 W/mK)
$\Delta \overline{T}_h$ (Hot exit)	Adiabatic condition ($\Delta \overline{T}_a$)		28.95	28.54	27.96
	Natural convection (air)		28.28	28.02	27.78
	Forced convection (water) (0.03 cm/s)		12.55	10.12	8.01
	Forced convection (water) (0.05 cm/s)		12.25	9.85	7.68
	Forced convection (water) (0.11 cm/s)		11.94	9.38	7.23
$\Delta \overline{T}_c$ (Cold exit)	Adiabatic condition ($\Delta \overline{T}_a$)		-29.89	-28.62	-28.31
	Natural convection (air)		-28.72	-28.52	-27.82
	Forced convection (water) (0.03 cm/s)		-28.34	-28.51	-28.55
	Forced convection (water) (0.05 cm/s)		-28.46	-28.73	-28.83
	Forced convection (water) (0.11 cm/s)		-28.56	-28.92	-29.12

Table 4 $\Delta T_1 (= \Delta \overline{T}_a - \overline{T})$ of hot exit and cold exit when the reference heat transfer mode is adiabatic condition (\blacktriangle : increase, \blacktriangledown : decrease) (unit: $^{\circ}\text{C}$)

Heat transfer modes		Adiabatic condition	Natural convection (air)	Forced convection (water) (0.03 cm/s)	Forced convection (water) (0.05 cm/s)	Forced convection (water) (0.11 cm/s)
$\Delta T_{1,h}$ (Hot exit)	Pyrex	-	\blacktriangledown 0.67	\blacktriangledown 16.40	\blacktriangledown 16.70	\blacktriangledown 17.01
	Stainless steel	-	\blacktriangledown 0.52	\blacktriangledown 18.42	\blacktriangledown 18.69	\blacktriangledown 19.16
	Copper	-	\blacktriangledown 0.18	\blacktriangledown 19.95	\blacktriangledown 20.28	\blacktriangledown 20.73
$\Delta T_{1,c}$ (Cold exit)	Pyrex	-	\blacktriangle 1.17	\blacktriangle 0.55	\blacktriangle 1.43	\blacktriangle 1.33
	Stainless steel	-	\blacktriangle 0.10	\blacktriangle 0.11	\blacktriangledown 0.11	\blacktriangledown 0.30
	Copper	-	\blacktriangle 0.49	\blacktriangledown 0.24	\blacktriangledown 0.52	\blacktriangledown 0.81

Table 5 $\Delta T_{II} (= \Delta \overline{T}_p - \overline{T})$ of hot exit and cold exit when the reference tube material is pyrex (\blacktriangle : increase, \blacktriangledown : decrease) (unit: $^{\circ}\text{C}$)

Conditions		Conductivities	Pyrex	Stainless steel	Copper
$\Delta T_{II,h}$ (Hot exit)	Adiabatic condition		-	\blacktriangledown 0.41	\blacktriangledown 0.99
	Natural convection (air)		-	\blacktriangledown 0.26	\blacktriangledown 0.50
	Forced convection (water) (0.03 cm/s)		-	\blacktriangledown 2.43	\blacktriangledown 4.54
	Forced convection (water) (0.05 cm/s)		-	\blacktriangledown 2.40	\blacktriangledown 4.57
	Forced convection (water) (0.11 cm/s)		-	\blacktriangledown 2.56	\blacktriangledown 4.71
$\Delta T_{II,c}$ (Cold exit)	Adiabatic condition		-	\blacktriangle 1.27	\blacktriangle 1.58
	Natural convection (air)		-	\blacktriangle 0.32	\blacktriangle 0.35
	Forced convection (water) (0.03 cm/s)		-	\blacktriangledown 0.17	\blacktriangledown 0.21
	Forced convection (water) (0.05 cm/s)		-	\blacktriangledown 0.27	\blacktriangledown 0.37
	Forced convection (water) (0.11 cm/s)		-	\blacktriangledown 0.36	\blacktriangledown 0.56

온도차의 평균값($\Delta T_{\Pi,h}$, $\Delta T_{\Pi,c}$)과의 차이를 정량적으로 나타내었다.

Fig. 3에서 방열조건이 단열 및 자연공냉한 경우 저온출구 질량유량비 y 가 증가함에 따라 ΔT_h 가 선형적으로 증가하고 있다. 이는 Kim⁽¹¹⁾의 논문과 같은 성향을 나타낸다.

방열조건 특성으로 Table 3에서 단열일 때의 $\Delta \overline{T_h}$ 는 자연공냉일 때보다 약간 높으나 자연공냉의 $\Delta T_{1,h}$ 가 1°C 미만으로 방열조건에 의한 영향이 매우 작다(Table 4 참조). 강제수냉의 경우 ΔT_h 가 증가하다가 y 가 0.6 부근에서 최대치를 나타낸 후 차차 감소하고 있다. 저온측의 유량이 적을 때는 저온출구 단면적이 작아서 저온출구저항 때문에 보텍스 유동이 원활하지 못하여 에너지 분리가 왕성하게 일어나지 않는다. 하지만 저온 질량유량비 y 가 0.6 이상에서는 고온측 스로틀밸브를 점차 닫게 되어 고온측으로 나가는 공기는 튜브의 벽면에 더욱 가까운 쪽에서만 배출된다. 그러므로 튜브의 벽면을 강제수냉한 경우의 고온출구 온도차는 더욱 낮아지는 것으로 판단된다. Table 3에서 강제수냉의 $\Delta \overline{T_h}$ 는 단열 및 자연공냉일 경우에 비해 약 25~45% 정도의 크기이며, 이때 $\Delta T_{1,h}$ 의 최대값이 20.73°C로서, 유속이 클수록 커진다(Table 4 참조). 이는 튜브 외면을 통한 방열량이 증가하기 때문이다.

튜브의 재질별 특성으로 Table 5에서 $\Delta T_{\Pi,h}$ 의 최대값이 4.71°C이며, 튜브의 전도도가 클수록 $\Delta T_{\Pi,h}$ 가 크다. 즉, 전도도가 클수록 입구온도와 고온출구온도의 차이는 더욱 줄어든다. 이는 튜브의 전도도가 클수록 튜브 내벽에서 외벽으로 전달되는 열유속이 증가하여, 튜브 외면에서 방출되는 열량이 많기 때문이다.

한편, 튜브 재질에 상관없이 방열조건이 단열일 때 ΔT_h 가 가장 크다. 따라서 고온출구의 공기를 활용할 경우 방열조건을 단열로 사용하면 가장 우수할 것으로 사료된다.

Fig. 4에서 y 가 0.4 이하에서는 단열, 자연공냉, 강제수냉 순으로 ΔT_c 가 약간 크다. 이는 튜브 외면으로의 방열량이 적을수록 Görtler vortex의 강도가 커지기 때문으로 생각된다.⁽⁹⁾ 반면, y 가 0.4 이상에서 강제수냉조건에 ΔT_c 가 단열 및 자

연공냉조건보다 약간 증가한다. 이는 y 가 증가할수록 관벽과 물과의 온도차가 커져 튜브 외면에서의 냉각열량이 증가하기 때문이다. 강제수냉조건에서 $\Delta T_{1,c}$ 의 최대값이 1.43°C 정도로 거의 비슷한 수준의 온도강하가 발생하고 있다(Table 4 참조). 따라서 저온출구의 공기를 활용할 경우 튜브 외면의 방열조건에 크게 영향을 받지 않으므로 방열조건에 상관없이 보텍스튜브를 활용할 수 있을 것으로 판단된다.

튜브의 재질별 특성으로 단열 및 자연공냉인 경우 $\Delta T_{\Pi,c}$ 의 최대값이 1.58°C 정도로서 튜브 재질의 전도도가 클수록 $\Delta T_{\Pi,c}$ 가 약간 크다. 이에 대한 원인을 보텍스튜브의 구조에서 찾아볼 수 있다. 보텍스 튜브에서는 Generator housing을 기준으로 한쪽(Fig. 2의 우측)은 고온이며 다른 한쪽은 저온의 공기가 배출된다. 이로 인해 Generator housing에서는 항상 온도구배가 존재하게 된다. 따라서 고온부인 튜브의 전도도가 클수록 Generator housing으로의 열전달이 원활하게 되어 저온측 공기의 온도가 상승하게 된다. 한편, 강제수냉의 경우 $\Delta T_{\Pi,c}$ 의 최대값이 0.56°C이며 튜브재질의 전도도가 클수록 $\Delta T_{\Pi,c}$ 가 약간 작다(Table 5 참조). 이는 전도도가 클수록 물에 의한 냉각열량이 약간 증가하기 때문이다.

Fig. 5는 3가지 튜브재질과 튜브외면의 방열조건이 단열, 자연공냉 및 강제수냉(0.11 cm/s)일 때 y 에 따른 보텍스튜브의 효율(η)을 나타낸 그림이다. 그리고 보텍스튜브 효율(η)은 식(1)에 의하여 계산하였다. 식(1)은 Takahama⁽⁶⁾의 등온압축 효율식으로서 고온부의 온도와 저온부의 온도를 모두 고려하여 효율을 평가하여 구한 식이다.

$$\eta = \frac{y(T_{in} - T_c) + (1-y)(T_h - T_{in})}{\frac{x-1}{x} \left[\left(\frac{P_{in}}{P_c} \right)^{\frac{x-1}{x}} - 1 \right]} \quad (1)$$

보텍스튜브의 효율(η)은 y 가 증가함에 따라 증가하다가 y 가 0.6 부근에서 최대값에 도달한 후 다시 감소한다. 방열조건이 단열일 때 효율이 가장 우수한데, 이는 Stephan⁽¹⁰⁾이 주장한 Görtler vortex의 강도가 증대되어 에너지분리의 성능을

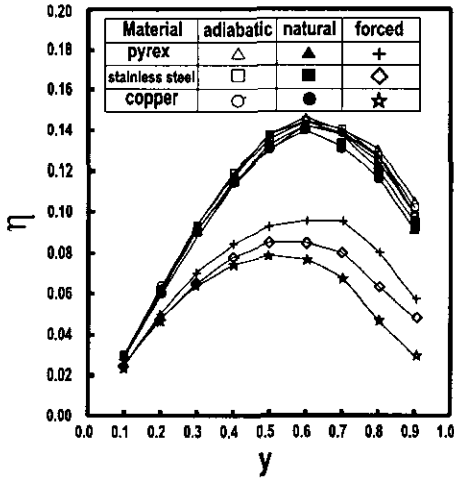


Fig. 5 Efficiencies of vortex tubes versus cold air flow ratio for different tube materials and heat transfer modes.

향상시킨 것으로 사료된다. 강제수냉의 경우, 보텍스튜브의 효율(η)이 상대적으로 낮은 것은 물에 의한 냉각열량이 크기 때문에 Görtler vortex의 강도를 감소시키는 것으로 생각된다.

튜브의 전도율이 낮을수록 효율이 좋다. 이는 관의 외면에서 방열량이 증가하면 효율은 감소하기 때문이다.

Table 6은 보텍스튜브의 효율이 최대인 y 가 0.6일 때 방열조건에 따른 튜브의 재질별 고온출구 온도차와 저온출구 온도차를 나타내었다.

고온 및 저온출구 온도차는 튜브 외면이 단열

이고 전도도가 작을 때 최대값이 되며, 그 값은 각각 34.2°C 와 -27.3°C 이다.

4. 결 론

보텍스튜브의 재질을 파이렉스, 스테인레스 강 및 동으로 하고, 튜브의 외면에서의 대류열전달을 고려한 보텍스튜브의 에너지분리의 특성을 실험으로 조사한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 고온출구의 작동유체 온도는 튜브 외면의 방열조건이 단열과 자연공냉일 때는 거의 비슷하고, 강제수냉일 때는 저온출구 유량비가 증가함에 따라 고온측 온도가 증가하다가 감소한다.

(2) 입구의 유체온도와 저온출구 온도의 차이는 튜브 외면의 방열조건과 튜브재질의 열전도도에 따라서 크게 영향을 받지 않는다.

(3) 보텍스튜브의 효율은 저온출구 질량유량비가 0.6일 때 가장 크고, 튜브재질별 성향은 튜브 외면의 방열조건이 단열과 자연공냉일 때는 거의 영향을 받지 않지만 강제수냉일 때는 크게 영향을 받으며 단열과 자연대류일 때보다 효율이 크게 떨어진다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단의 1997년도 에너지 기술개발사업과제 중 에너지절약사업의 연구비지원에 의해 수행되었습니다. 관계자 여러분께 깊은 감사의 뜻을 표합니다.

Table 6 Temperature differences of hot exit and cold exit (ΔT_h , ΔT_c) when the efficiency of vortex tube is maximum at $y=0.6$ (unit: $^{\circ}\text{C}$)

Conditions		Conductivities	Pyrex (1.09 W/mK)	Stainless steel (15.0 W/mK)	Copper (380.0 W/mK)
ΔT_h ($y=0.6$) (Hot exit)	Adiabatic condition		34.2	33.5	32.6
	Natural convection(air)		33.8	33.7	31.9
	Forced convection(water) (0.03 cm/s)		16.1	13.5	11.2
	Forced convection(water) (0.05 cm/s)		15.9	13.1	10.3
	Forced convection(water) (0.11 cm/s)		15.6	12.7	10.1
ΔT_c ($y=0.6$) (Cold exit)	Adiabatic condition		-27.3	-26.5	-26.3
	Natural convection(air)		-26.3	-26.0	-25.8
	Forced convection(water) (0.03 cm/s)		-23.8	-24.1	-24.9
	Forced convection(water) (0.05 cm/s)		-24.6	-24.8	-25.1
	Forced convection(water) (0.11 cm/s)		-25.3	-25.4	-25.5

참고문헌

1. Ranque, G. J., 1932, United State Patent, Serial No. 646,020, Application December.
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. Suzuki Makato, 1960, Theoretical and Experimental Studies on the Vortex Tube, Sci. Papers I.P.C.R., Vol. 54, No. 1, pp. 43-87.
4. Martynovskii, V. S. and Alekseev, V. P., 1957, Investigation of the Vortex thermal Separation Effect for Gases and Vapors, Soviet Phys., Vol. 1, pp. 2233-2243.
5. Metenin, V. I., 1964, An investigation of counter-flow vortex tubes, International Chemical Engineering. Vol. 4, No. 3, pp. 461-466.
6. Takahama, H., 1965, Studies on Vortex Tubes, J. of JSME, Vol. 8, No. 31, pp. 433-440.
7. Riu, K. J. and Choi, B. C., 1996, An Experimental Study for Cold End Orifice of Vortex Tube, Trans. KSME(B), Vol. 20, No. 3, pp. 1061-1073.
8. Riu, K. J. and Lee, J. H., 1999, The Effect of the Number of Nozzle Holes on the Energy Separation, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 5, pp. 692-699.
9. Negm, M. I. M., 1998, Generalized Correlations for the Process of Energy Separation in Vortex Tube Modelling, Simulation & Control, Vol. 14, pp. 47-64.
10. Stephan, K., Lin, S., Durst, M., Huang, F. and Seher, D., 1983, An Investigation of Energy Separation in a Vortex Tube, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 26, No. 3, pp. 341-348.
11. Kim Young-Tae, 1981, Study on the Characteristics of Vortex Tube and its Applications to Refrigeration Cycle, M. Sc. Thesis, KAIST, Korea.