

입 · 출구의 압력조건에 따른 보텍스 튜브의 에너지분리 특성에 관한 실험적 고찰

유 갑 종[†], 김 정 수, 최 인 수*

경북대학교 기계공학부, *상주대학교 기계공학부

Experimental Investigation for the Characteristics of Energy Separation of a Vortex Tube at Various Inlet and outlet Pressure Conditions

Kap Jong Riu[†], Jung Soo Kim, In Soo Choi*

School of Mechanical Engineering, Kyungpook National University, Taegu 702-701, Korea

**School of Mechanical Engineering, Sangju University, Sangju 742-711, Korea*

(Received July 26, 2001; revision received October 4, 2001)

ABSTRACT: The experimental investigation on energy separation in a vortex tube has been carried out to show the effect of inlet and outlet pressures with various working fluids (air, O₂, and CO₂). Those outlet pressure means cold outlet and hot outlet pressure which were set equally. The results showed that the total enthalpy variation became a maximum when the mass flow rate at the cold outlet was a half of the total mass flow rate in the vortex tube ($y=0.5$). The total enthalpy variation was quite affected by the pressure difference between the inlet and outlet of vortex tube when the ratio of the inlet pressure to the cold outlet pressure remained constant. Although specific enthalpy differences between the inlet and the outlet (both cold and hot outlet) did not noticeably vary with the pressure difference, the specific enthalpy difference between the inlet and cold outlet was dominantly affected by physical properties of working gases.

Key words: Vortex tube(보텍스 튜브), Energy separation(에너지분리), Pressure ratio(압력비), Cold exit mass fraction(저온출구 질량유량비)

기 호 설 명

D : 튜브의 내경 [mm]

d_c : 저온출구 오리피스 지름 [mm]

H_t : 총 엔탈피 변화량 [W]

L : 튜브의 길이 [mm]

h : 비엔탈피 [kJ/kg]

\dot{m} : 질량유량 [g/s]

P : 압력 [MPa]

X : 압력비, P_{in}/P_c

y : 저온출구 질량유량비

S_n : 노즐 변적비

그리스 문자

Δ : 변화량

[†] Corresponding author

Tel.: +82-53-950-5571; fax: +82-53-957-4994

E-mail address: kjriu@knu.ac.kr

하첨자

- h : 고온출구
- c : 저온출구
- in : 입구

1. 서론

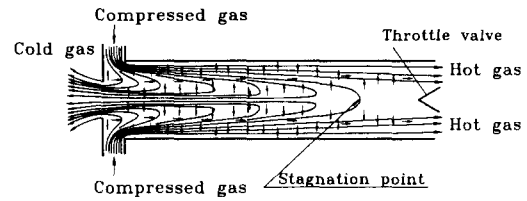
보텍스 튜브는 고압유체가 고온유체와 저온유체로 분리되는 장치이다. 1928년 Ranque⁽¹⁾에 의하여 최초로 에너지 분리 현상이 발견된 이후, Hilsch⁽²⁾에 의하여 체계적인 연구가 수행되었다. Fulton,⁽³⁾ Kassner et al.⁽⁴⁾은 보텍스 튜브 내의 유동 모델 및 에너지분리 모델을 제시하였다.

에너지분리의 원리 및 그 기하학적인 형상에 관한 연구로는 Riu et al.,^(5,6) Stephan et al.⁽⁷⁾이 있다. 그러나 보텍스 튜브의 에너지분리 특성은 보텍스 튜브의 기하학적인 형상뿐만 아니라 저온출구 질량유량비와 입·출구 압력조건에 많은 영향을 받는다. 특히 작동유체가 압축성 유체일 경우 압력비에 대하여 큰 영향을 받는다. 따라서 보텍스 튜브에서 작동유체로 압축성 유체가 사용될 경우 에너지분리 특성을 정확히 평가하기 위해서는 압력비에 관한 조사가 필요한 실정이다. 이에 대한 연구로 공기를 작동유체로 하여 실험을 수행한 Keller⁽⁸⁾의 연구가 있다. 그러나 압력비 범위는 0.1~1.8이고 압력차는 최대 0.29 MPa이며 입구압력은 최대 0.39 MPa 정도였다. 그러므로 그들의 연구결과는 낮은 압력범위와 공기에 대한 결과이므로 일반적인 압력비 및 압력차에 대한 영향을 얻을 수 없었다. 또한 보텍스 튜브를 공업적으로 적절하게 사용하기 위해서는 다량의 냉각유체가 필요하므로 유량이 많을수록 사용범위가 넓어진다.

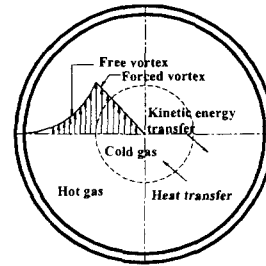
따라서 본 연구에서는 작동유체를 공기(Air), 산소(O₂), 이산화탄소(CO₂)로 하고, 보텍스 튜브 출구와 입구에서의 압력조건이 보텍스 튜브의 에너지분리 현상과 질량유량에 미치는 영향을 실험적으로 조사하였다.

2. 보텍스 튜브의 작동원리

현재까지 보텍스 튜브의 내부유동과 에너지분리의 원리에 대한 다양한 모델들이 제안되었지만



(a) Axial flow pattern



(b) Cross sectional flow pattern

Fig. 1 Axial and cross sectional flow pattern of Kassner and Knoernschild.

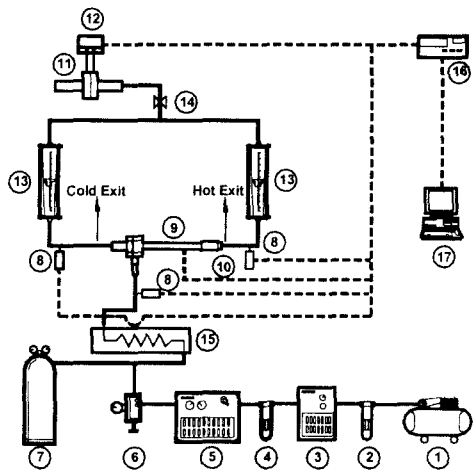
이론적으로 완전하게 체계화된 것은 없는 실정이다. 그러나 일반적으로 가장 널리 받아들여지고 있는 에너지분리 현상에 대한 모델은 Kassner and Knoernschild⁽⁴⁾가 제시한 것으로 다음과 같다.

Fig. 1과 같이 압축된 기체가 노즐을 통해 실린더의 접선방향으로 유입되어 스톱틀밸브를 향하여 진행한다. 스톱틀밸브가 중심부근의 유동을 가로막아서 역유동이 발생하게 된다. 스톱틀밸브에서 가장 가까운 곳에서 일어나는 역류지점을 정체점이라 한다. Fig. 1(b)에서와 같은 유동이 발생하면 튜브 벽면 쪽 유동은 속도가 증가하면서 자유와류(free vortex)를 형성하고 중심부의 유동은 속도가 감소하면서 강제와류(forced vortex)형태로 변한다. 이러한 유동형태의 변화로 인하여 관의 중심부에서 벽면방향으로 운동량 전달이 일어나고 열평형을 이루기 위하여 벽면 쪽에서 중심부로 열전달이 일어난다. 그러나 운동량 전달이 열전달량보다 더 크기 때문에 중심부는 냉각되고 벽면 쪽은 가열된다. 이것이 보텍스 튜브의 에너지분리 현상이다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

본 실험에서 사용된 실험장치는 Fig. 2와 같다.



- | | |
|----------------------|----------------------|
| — fluid line | ----- signal line |
| ① Air compressor | ⑩ Thermocouple |
| ② Pre-filter | ⑪ Orifice flow meter |
| ③ After cooler | ⑫ D/P transmitter |
| ④ Main filter | ⑬ Rotameter |
| ⑤ Air dryer | ⑭ Valve |
| ⑥ Pressure regulator | ⑮ Heat exchanger |
| ⑦ Gas container | ⑯ Data acquisition |
| ⑧ Pressure sensor | ⑰ Personal computer |
| ⑨ Vortex tube | |

Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus.

실험장치는 크게 작동유체 공급부, 실험부, 데이터 처리부로 구성된다.

작동유체 공급부는 공기압축기(①), 불순물을 제거하는 필터(②), 에프터 쿨러(③), 불순물 제거를 위한 메인 필터(④), 수분을 제거하는 공기건조기(⑤), 일정 압력을 공급하기 위한 압력조정기(⑥), 볼브(⑦)로 구성된다.

실험부는 압력센서(⑧), 보텍스 튜브(⑨), 온도 측정을 위한 K형 열전대(⑩), 차압계(⑪), 측정된 압력차를 차압모듈(⑫)에서 전기적 신호로 변환하였다. 저온출구 유량을 측정하기 위한 로타메타(⑬), 출구측 압력조절을 위한 밸브(⑭), 입구온도를 일정하게 유지하기 위한 열교환기(⑮)를 설치하였다.

데이터 처리부는 각 측정기에서 출력되는 전기 신호들을 처리하는 데이터 획득장치(⑯)와 데이터를 저장하는 컴퓨터(⑰)로 구성된다.

본 실험에서 사용된 보텍스 튜브의 단면과 기하학적 형상은 Fig. 3에 나타내었다. 튜브의 내경

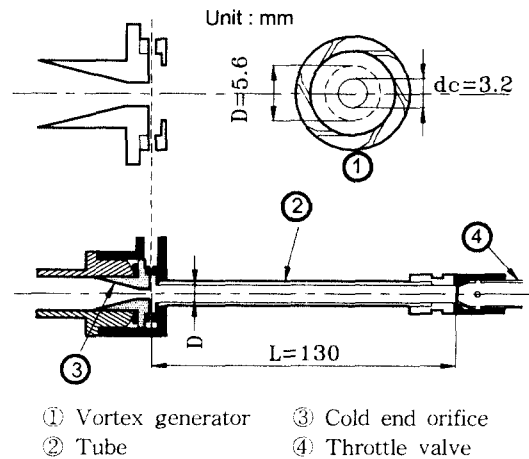


Fig. 3 Cross section and dimension of vortex tube.

(D)은 5.6 mm, 저온출구 오리피스 지름(d_c)은 3.2 mm, 튜브의 길이(L)는 130 mm로 내경의 약 23배($L = 23D$)로 하였다. 저온출구 오리피스 지름비(ζ)는 0.571, 노즐 면적비(S_n)는 0.155로 하였다. 이들 값은 보텍스 튜브가 최대 성능을 보이는 연구결과^(5,6,9)에 기초한 것이다. 여기서 저온출구 오리피스 지름비는 오리피스 지름(d_c)을 튜브 내경(D)으로 나눈 값으로 정의한다. 또한 저온출구 질량유량비(y)를 변화시키기 위해 스톨 밸브를 이용하여 조절할 수 있도록 Fig. 3과 같이 제작하였다

3.2 실험방법

작동유체는 공기(air), 산소(O_2), 이산화탄소(CO_2)를 사용하였다. 실험은 압력차(ΔP)가 일정한 경우(case A)와 압력비(X)가 일정한 경우(case B)에 대하여 각각 수행하였다. 실험범위는 Table 1과 같다. 예를 들면 압력비가 2로 일정한 경우 압력차는 0.25에서 0.40 MPa로 변화시키며 실험하였고 압력차가 0.2 MPa인 경우 압력비를 1.4에서 2.0변화시키며 실험을 수행하였다. 여기서 출구압력인 저온출구압력(P_c)과 고온출구압력(P_h)은 전체 실험에서 동일한 값을 갖게 하였다. 또한 Table 1에 나온 실험변수들을 모든 저온출구 질량유량비 범위에 대해 실험하는 것은 너무 광

Table 1 Experimental range

Case A			Case B		
Constant	Variable		Constant	Variable	
Pressure difference ΔP (MPa)	Pressure ratio (X)	$P_{in} - P_c$	Pressure ratio (X)	Pressure difference (ΔP)	$P_{in} - P_c$
0.5	2.67	0.8-0.3	5	0.64	0.8-0.16
	3.50	0.7-0.2		0.56	0.7-0.14
	6.00	0.6-0.1		0.48	0.6-0.12
0.4	2.00	0.8-0.4	4	0.60	0.8-0.2
	2.34	0.7-0.3		0.53	0.7-0.175
	3.00	0.6-0.2		0.45	0.6-0.15
	5.00	0.5-0.1		0.38	0.5-0.125
0.3	1.60	0.8-0.5	3	0.53	0.8-0.27
	1.75	0.7-0.4		0.47	0.7-0.233
	2.00	0.6-0.3		0.40	0.6-0.2
	4.00	0.4-0.1		0.34	0.5-0.167
0.2	1.40	0.7-0.5	2	0.40	0.8-0.4
	1.50	0.6-0.4		0.35	0.7-0.35
	1.67	0.5-0.3		0.30	0.6-0.3
	2.00	0.4-0.2		0.25	0.5-0.25

범위하여 우선 Fig. 4와 같은 실험조건에서 스톨밸브를 조절하여 전체 저온출구 질량유량비에 대해 실험을 수행하였다. 여기서 최대 에너지 분리가 일어나는 저온출구 질량유량비 $y=0.5$ 에 대해서 Case A와 Case B를 각각 실험하였다.

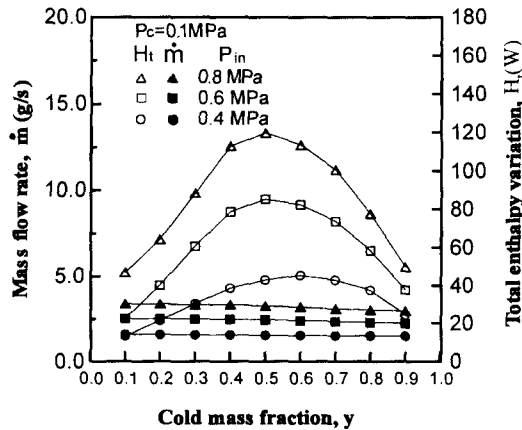


Fig. 4 Mass flow rate and total enthalpy variations as a function of cold mass fraction at different inlet pressure for air.

4. 실험결과

4.1 저온출구 질량유량비에 따른 영향

Fig. 4는 작동유체가 공기이고, 저온 출구압력 (P_c)은 0.1 MPa로 고정시킨 후, 입구압력(P_{in})을 변화시켰을 때 저온출구 질량유량비(y)에 따른 질량유량(\dot{m})과 총 엔탈피 변화량(H_t)을 나타낸 그림이다.

보텍스 튜브에서 저온출구의 유체는 냉각되고 고온출구의 유체는 가열되므로 총 엔탈피 변화량을 입구에 대한 저온출구 엔탈피 변화량과 고온출구 엔탈피 변화량의 합으로 식(1)과 같이 정의하였다. 상기의 총 엔탈피 변화량이 크면 클수록 보텍스 튜브에서 에너지분리가 크게 된다는 것을 의미한다.

$$\dot{H}_t = \dot{H}_c + \dot{H}_h = \dot{m}_c \Delta h_c + \dot{m}_h \Delta h_h \quad (1)$$

여기서, $\Delta h_h = h_h - h_{in}$, $\Delta h_c = h_{in} - h_c$ 를 나타낸다.

질량유량 \dot{m} 는 저온출구 질량유량비 y 가 증가할수록 약간 감소한다. 이는 y 가 증가할수록 고온출구측의 드로틀밸브가 닫혀서 고온쪽 유로 단면적이 작아지게 됨으로써 유동저항이 증가하여 발생하는 현상으로 생각된다. 입구압력 P_{in} 이 클수록 출구압력과 압력차로 인하여 질량유량은 커진다.

총 엔탈피 변화량 H_t 는 y 가 증가함에 따라 증가하다가 y 가 0.5 부근에서 최대값에 도달한 후 다시 감소한다. 이는 y 가 작을 때에는 고온출구 단면적이 증가하므로 고온출구로 바로 유출되는 유량이 증가하여 실제로 에너지분리에 관여하는 유동이 감소하게 된다. 즉 에너지분리가 발생하려면 고온출구로 흘러가던 유동이 고온출구의 스톨밸브 앞단에서 정체점을 갖고 중앙부로 역류하여야만 관 내의 중심부 유동과 외각유동 사이에 전단력과 열전달이 발생하여 에너지분리가 발생하게 된다.⁽¹⁻⁴⁾ 반면 y 가 너무 크게 되면 고온출구의 유로 단면적이 감소하여 고온측 출구로 유동저항이 증가하여 입구로 들어온 공기가 고온출구로 흘러가지 못하고 상대적으로 유동저항이

낮은 저온출구로 직접 유출되어 저온출구온도가 상승하기 때문이다.

4.2 압력비에 따른 영향

Fig. 5는 작동유체는 공기, 압력차 (ΔP)가 0.4 MPa, 저온출구 질량유량비(y)가 0.5일 때 압력비(X)에 따른 질량유량(\dot{m})과 고온과 저온출구 비엔탈피차 및 총 엔탈피 변화량($\Delta h_h, \Delta h_c, H_t$)을 나타낸 그림이다.

저온출구에 대한 보텍스 튜브 입구의 압력비가 증가함에 따라 질량유량은 비선형적으로 감소한다. 아음속의 압축성 유동에서 질량유량은 유체의 밀도와 압력비가 증가하면 보텍스 튜브의 입구와 출구에 가해지는 압력이 상대적으로 감소하게 됨으로써 작동유체의 밀도가 저하된다. 또한 압력비가 증가하면 질량유량은 감소하게 된다.

그러나 고온 및 저온출구 비엔탈피차는 압력비가 증가함에 따라 약간 증가한다. 본 실험범위에서 점성계수(dynamic viscosity)는 거의 변화가 없지만,⁽¹⁰⁾ 압력비가 증가함에 따라 작동유체의 밀도는 감소하므로 동점성 계수(kinetic viscosity)가 커진다. 그리고 압력비가 증가함에 따라 유속도 상승하므로 동점성 계수가 클 경우 보텍스 튜브 내의 유체의 운동량 전달을 강화시켜 에너지 분리를 증가시킨다.⁽³⁾

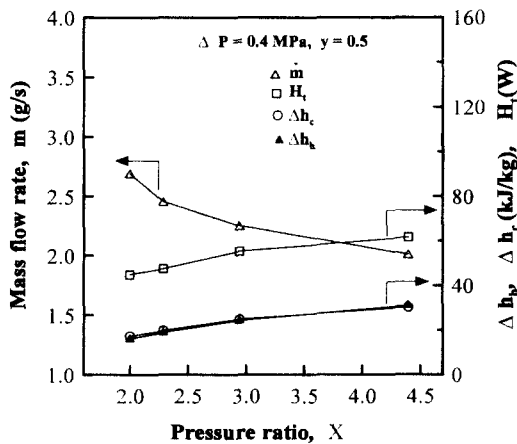


Fig. 5 Mass flow rate, hot and cold specific enthalpy difference and total enthalpy variation as a function of pressure ratio for air.

총 엔탈피 변화량도 압력비가 증가할수록 비엔탈피의 변화와 유사하게 서서히 증가한다. 이는 압력비가 커짐에 따라 질량유량은 감소하지만, 유량의 절대치가 매우 작고 출구측 비엔탈피차의 증가율이 상대적으로 더 크기 때문이다.

4.3 압력차에 따른 영향

Fig. 6은 작동유체가 공기, 저온출구 질량유량비(y)가 0.5, 압력비(X)가 4일 때 압력차(ΔP)의 변화에 따른 질량유량(\dot{m})과 고온, 저온출구 비엔탈피차 및 총 엔탈피 변화량($\Delta h_h, \Delta h_c, H_t$)을 나타낸 그림이다. 압력비는 일정하고 압력차가 커짐에 따라 질량유량은 선형적으로 증가한다. 이는 압력차가 증가함에 따라 보텍스 튜브 입구의 압력이 상대적으로 높아지고, 그에 따라 작동유체의 밀도가 상승한 것에 기인한다. 하지만 압력차가 증가하더라도 고온 및 저온출구 비엔탈피차는 거의 일정한 수준을 유지한다. 따라서 보텍스 튜브 내에서의 와류유동은 입구와 출구의 압력차보다 입구와 출구의 압력비에 더 큰 영향을 받는 것을 의미한다. 이는 입구와 출구의 압력비가 와류유동을 원활히 하여 와류강도(vortex intensity)를 크게 하여서 에너지분리가 크게 나타나는 것으로 생각된다.

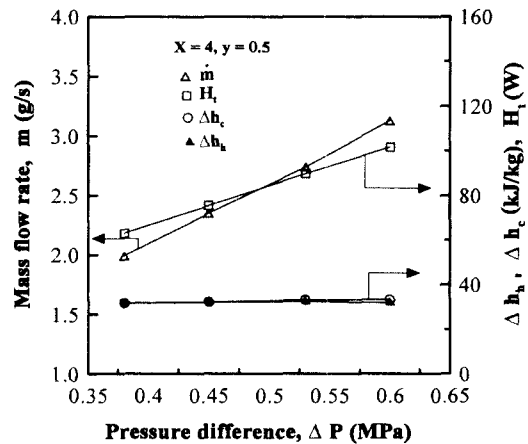


Fig. 6 Mass flow rate, hot and cold specific enthalpy difference and total enthalpy variation as a function of pressure difference for air.

4.4 작동유체에 따른 영향

Fig. 7은 압력비(X)가 3일 때 압력차(ΔP)에 따른 작동유체별 질량유량(\dot{m})과 총 엔탈피 변화량(H_t)을 나타낸 그림이다.

질량유량 \dot{m} 은 압력차가 커질수록 증가하고 있으며, 같은 압력차에 대해서는 이산화탄소, 산소, 공기 순서로 질량유량은 크다. 이는 분자량의 크기 순서와 질량유량의 순서가 일치하므로 작동유체의 분자량 때문이다.

총 엔탈피 변화량 H_t 는 각각의 압력차에 대해서 산소, 공기, 이산화탄소의 순서로 크다. 이산화탄소가 질량유량이 많음에도 불구하고 총 엔탈피 변화량이 가장 작은 이유는 공기나 산소에 비해 상대적으로 저온출구 비엔탈피차가 작기 때문이다.

압력차 ΔP 에 따른 저온출구 비엔탈피차 Δh_c 를 Table 2에 나타내었다.

Table 2에서 압력차 ΔP 에 대한 비엔탈피차 Δh_c 는 거의 일정하며 이산화탄소, 산소, 공기 순서로 크다. 이는 참고문헌^(7,12,13)의 결과와 일치하는 결과이다.

5. 결 론

공기, 산소, 그리고 이산화탄소를 작동유체로 하고 이들의 공급압력을 최대 0.8MPa로 할 때, 보

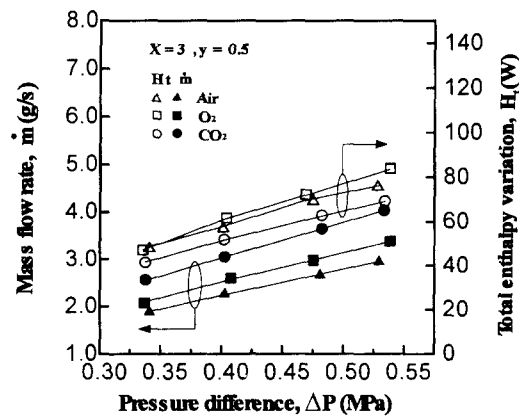


Fig. 7 Mass flow rate and total enthalpy variation as a function of pressure difference for different working gases.

Table 2 Cold outlet specific enthalpy difference at various pressure difference ($X=3, y=0.5$)

Pressure difference ΔP (MPa)	Specific enthalpy difference Δh_c (kJ/kg)		
	Air	O ₂	CO ₂
0.34	26.2	24.2	15.2
0.40	25.8	24.3	16.1
0.47	26.6	24.2	16.0
0.53	25.5	25.1	15.8

텍스 튜브의 입구와 저온출구의 압력비와 압력차가 보텍스 튜브에서 에너지분리에 미치는 영향을 실험적으로 조사한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 보텍스 튜브의 입구와 저온출구의 압력차가 일정한 경우, 총 엔탈피 변화량과 비엔탈피차는 압력비가 클수록 증가한다.

(2) 저온출구에 대한 입구의 압력비가 일정할 경우, 총 엔탈피 변화량은 압력차와 함께 증가하지만, 비엔탈피차는 압력차의 변화에 관계없이 거의 일정하다.

(3) 작동유체의 물성치는 보텍스 튜브 내의 에너지분리 현상에 영향을 미치는 중요한 인자로서, 분자량이 작고 비열비가 클수록, 저온출구 비엔탈피차는 커진다. 하지만 비엔탈피차가 비슷한 경우, 분자량이 큰 유체를 사용할 때 유량 및 총 엔탈피 변화량은 증가한다.

참고문헌

1. Ranque, G., 1933, Expériences sur la Dé-tente Giratoire avec Production Simultan ées d'une Chappement d'air Chaud et d'nn Échappement d'air Froid.
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. Eng., Vol. 5, pp. 473-479.
4. Kassner, R. and Knoernschild, E., 1948, Friction Laws and Energy Transfer in Circular Flow, U.S.A.F. Air Material Com-

- mand, Wright-Patterson AFB, Proj. No. LP-259, Tech. Rept. No. F-TR-2198-ND, GS-USAF, AF Base No. 78, March.
5. 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.
 6. Riu, K. J. and Lee, J. H., 1999, The Effect of the Number of Nozzle Holes on the Energy Separation, *SAREK*, Vol. 11, No. 5, pp. 692-699.
 7. Stephan, K., Lin, S., Durst, M., Huang, F. and Seher, D., 1983, An Investigation in a Vortex Tube, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 26, No. 3, pp. 341-348.
 8. Keller, J. U. and Göbel, M. U., 1997, Increasing the COP of heat Pumps and Refrigerators by Vortex Tube Expansion, *Inst. Fluid & Thermodynamics*, University of Siegen, Germany.
 9. Takahama, H., 1965, Studies on Vortex Tubes, *B. of JSME*, Vol. 8, No. 31, pp. 433-440.
 10. Son, B. J., 1992, *Fluid Mechanics*, Scitech Media.
 11. Heywood. J. B., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamental*, McGraw-Hill.
 12. Negm, M. I. M., Serag, A. Z. and Abdel Ghany, S. M., 1988, Generalized Correlation for the Process of Energy Separation in Vortex Tubes, *Modelling, Simulation & Control*, B. ASME, Vol. 14, No. 4, pp. 47-64.
 13. Yun, H. M., 1996, Effect of the Working Medium on Energy Separation Phenomenon of a Vortex Tube, M. Sc. Thesis, Kyungpook National University, Taegu, Korea.