

[논문] 태양에너지
Solar Energy
Vol. 18, No. 4, 1998

회전·비회전 복합 히트파이프 개발과 성능 시험

이영수*, 장영석**

* 에너지기술연구소

** 경남정보대학

Performance Test and Development of the Composite Heat Pipe with Rotating and Static Heat Pipe

Y. S. Lee*, Y. S. Jang**

* Korea Institute of Energy Research

** Kyeng Nam College of Information, Technology

ABSTRACT

The purpose of this research is to study the characteristics and manufacture of a composite heat pipe system with rotational and static pipe.

A composite heat pipe system were tested to obtain the relationship between the expansion injector and auxiliary expansion for the motion of the working fluid by the experimental results. In addition the heat transport characteristics were found based on wall temperature of rotor, expansion injector, storage tank and vapor temperature. Water is used as working fluid of heat pipes. As the results of experiments, the composite heat pipe was operated for long times, 10 hour above with various rotational speed in performance. There were a few unexpected data by the capillary pumped loop at small working fluid, but as a whole the testing was successful.

1. 서 론

회전 열교환기는 제지의 건조, 금속의 소성가공, 전자제품 회전기기 냉각 등 그 사용 범위가 매우 광범위 하다. 특히 제지의 건조, 산업용 냉각 및 가열용 회전체는 그 길이가 길기 때문 등 온표면을 갖게 하는 것이 어려워 회전 로울러 내부에 리브를 넣어서 작동유체의 열전달을 촉진^[1]하는 등 여러 가지 방법을 택하고 있다.

히트파이프 특성은 작동유체의 유동속도가 빠르고 증기 유동영역에서는 전 온도가 항상 포화상태로서 유지되고, 열전달 응답성도 탁월하여 등온 표면을 갖기 때문 회전히트파이프를 열교환기 에 응용하면 매우 유용하다.

회전히트파이프는 작동방법에 따라 고전적 밀폐형과 증발부와 응축부가 분리된 분리형으로 나누는데 분리형은 고온측의 열을 거리가 먼 영역의 저온측으로 이동 시킬수 있기 때문 증발부와 응축부의 자유로운 구성이 가능하고 열전달기구의 조절이 용이하여 열전달 능력을 확대 할 수 있는 장점이 있다. 그러나 분리형 히트파이프은 회전체에 비회전 히트파이프에 채용할 때에는 결합의 문제, 회전체가 축지름 보다 크기 때문 회전체에 누적되는 작동유체의 수송문제, 그리고 증발부에 작동유체의 귀환 문제 등이 나타난다. 그렇지만 이러한 문제는 적당한 장치배치와 수송기구를 개발하면 종합 시스템으로 충분한 가치가 있을 것으로 판단 된다. 즉 결합문제는 자성유체를 이용하는 방법, 적당한 열 사이펀에 노즐의 팽창압을 이용하는 방법 그리고 응축된 작동유체 수송은 모세관력을 이용하는 방법 등을 고려하면 문제의 해결은 될 것으로 판단 된다.

회전형 히트파이프 연구는 처음 1969년 Ball Backd^[2]에 의해서 작동한계에 대한 연구를 시작한 후 단일 회전체내에서 증발부, 응축부가 구성되어 있는 연구로서 Marto^[3]는 응축부내 응축액 속도와 응축질량유동을 연구하였으며, Gans^[4]는

유한한 원통내 저점성유체가 들어있고 고속회전 할때 점성과 원통길이에 대한 영향을 이론적, 해석적 연구로 수행한 것이 있다.

모세관력 펌프(Capillary Pumped Loop)에 관한 연구는 1960년대 NASA의 Lewis Research Center의 Stenger^[5]에 의해 처음 시작된 후 1970년대 말까지는 담보 상태를 보였다. 1982년 NASA의 Goddard's에 의해 CPL-1으로 명명된 Al-NH₃를 이용한 실험을 하였으며 1985년 NASA에서는 비행기에서 최초의 실험적 적용에 성공하였다.^[6] 1980년대 중반으로 서구에서는 CPL에 대한 많은 연구가 있어 열전달능력 250KW/m인 모세관력 펌프가 개발되었다는 보고가 있다. 1987년에는 NASA의 Goddard와 Airforce Wright laboratory에서는 High Power Spacecraft Thermal Management System (HPSTM)을 개발하였다.^[7] 이외 CPL에 대한 능력과 한계에 대한 연구가 있다.^[8,9]

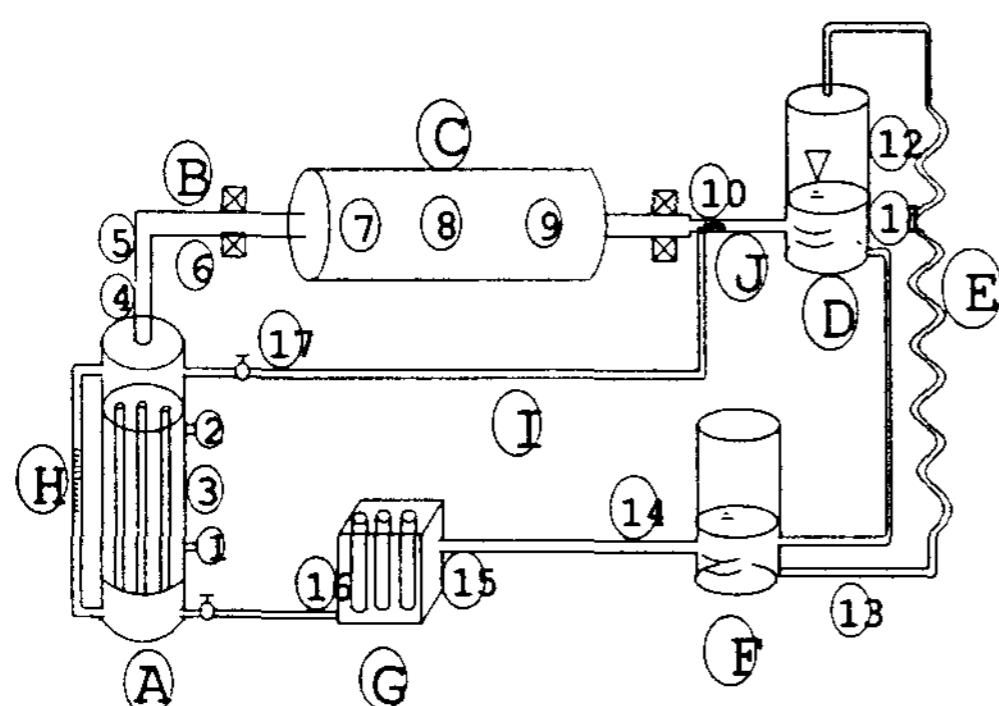
지금까지 대부분 연구범위는 회전형 히트파이프내의 액막 유동특성에 대한 해석적연구가 주류를 이루며, 분리형 히트파이프 경우는 작동유체의 유동력을 증가 시킬 목적으로 모세관력 펌프(capillary pumped loop)에 중심을 두고 있지만 회전 기계의 냉각을 목적으로 한 연구는 찾아보기 어렵다.

본 연구는 회전히트파이프와 비회전히트파이프의 밀봉을 위한 결합방법, 회전부와 고정부 사이 턱이 있는 경우 작동유체 수송장치 개발, 응축부에서 증발부로의 작동유체의 순환펌프개발 등 복합히트파이프의 종합적 시스템개발에 목적을 두고 시제품을 제작하여 성능측정 평가를 목적으로 한다.

2. 실 험

2.1 실험 장치

Fig. 1은 회전·비회전히트파이프의 조립된 실



A : evaporator B : slip ring
 C : rotor D : expansion tank
 E : condenser tubing F : storage tank
 G : capillary pump H : water level
 I : auxiliary expansion J : injector nozzle

Fig. 1. Schematic Diagram of Experimental Set Up

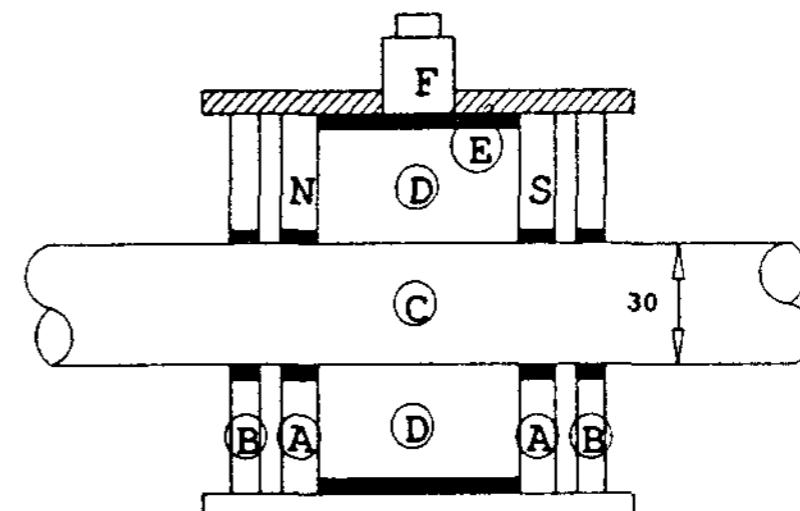
험장치의 구성을 보여준다.

실험장치는 증발기, 회전로울러, 팽창탱크, 작동유체 일시저장 탱크, 냉각관, 모세관력 펌프, 슬립링, 팽창노즐 및 보조팽창노즐등으로 구성 되어 있다. 작동유체는 먼저 증류수를 사용한다.

작동유체의 흐름은 증발부(A)에 가열된 작업유체는 증발기에서 증기를 발생하고 회전로울러(C)와 보조팽창노즐(I)을 통해 흐르는 증기는 팽창노즐(J)을 통하여 팽창되어 팽창탱크로 냉각되어 저장된다. 팽창되어 냉각된 작동유체는 저장탱크(F)에 임시 보관하여 모세관력 펌프에 의하여 증발부(A)에 귀환 하도록 설계되어 있다.

Fig. 2는 회전히트파이프와 비회전히트파이프의 결합방법을 나타낸다. 회전부와 고정부사이의 밀봉은 자성유체로 하였으며 자성유체는 물분산 자성유체를 사용하여 밀봉하였다.

Table 2는 모세관력 펌프(Capillary Pumped Loop)에 사용된 PVA 스폰지의 물리적 성질을 나타낸다. 유체의 순환력은 CPL을 채용하여 작동



A : Ring Magnetic B : Rubber O Ring
 C : Shaft D : Ring Block
 E : Magnetic Liquid F : Pressure Transducer

Fig. 2. Sealed State of Rotator and Static Heat Pipe by Magnetic Fluid

유체를 작동유체 순환탱크로부터 증발부로 원활하게 순환되도록 하였다.

Fig. 3은 팽창노즐(J)와 보조팽창노즐(I)에 대한 개략도이다. 회전로울러는 지름 135mm, 길이 325mm, 회전부와 고정부 사이의 턱 높이는 62.5mm이다. 이 턱의 높이에 작동유체를 수송하기 위해 회전로울러(C)에 있는 응축액을 지름 3 mm, 길이 600mm의 작은 관을 그림처럼 만들었다. 증발기(A)의 증기를 팽창 탱크에 분사시키는 힘에 의하여 작동유체를 회전로울러(C)로부터 팽창탱크(D)로 수송하도록 고안 되어 있다.

Table 1. Specifications of Test Heat Pipe

	Length (m)	Diameter (m)	Volume (m ³)	Remark
Rotor	0.32	0.13	0.0036	
E/T	0.4	0.08	0.0018	
E/P	0.4	0.0316	0.00024	3 EA
C/P	0.22	0.0316	0.00013	4 EA

E/T : Expansion Tank, C/P:Capillary Pipe,

E/P : Evaporator Pipe

Table 2. Physical Properties of the Sponge used as wick

Materials	Polyvinyl formal resin
Porosity(%)	88 ~ 94
Average pore size (μ)	60 ~ 2000
Tensile strength (kPa)	202.7 ~ 608
Water absorption rate (wt %)	900 ~ 1500
Water absorption speed (sec/cm)	2 ~ 15
Melting point (°C)	180

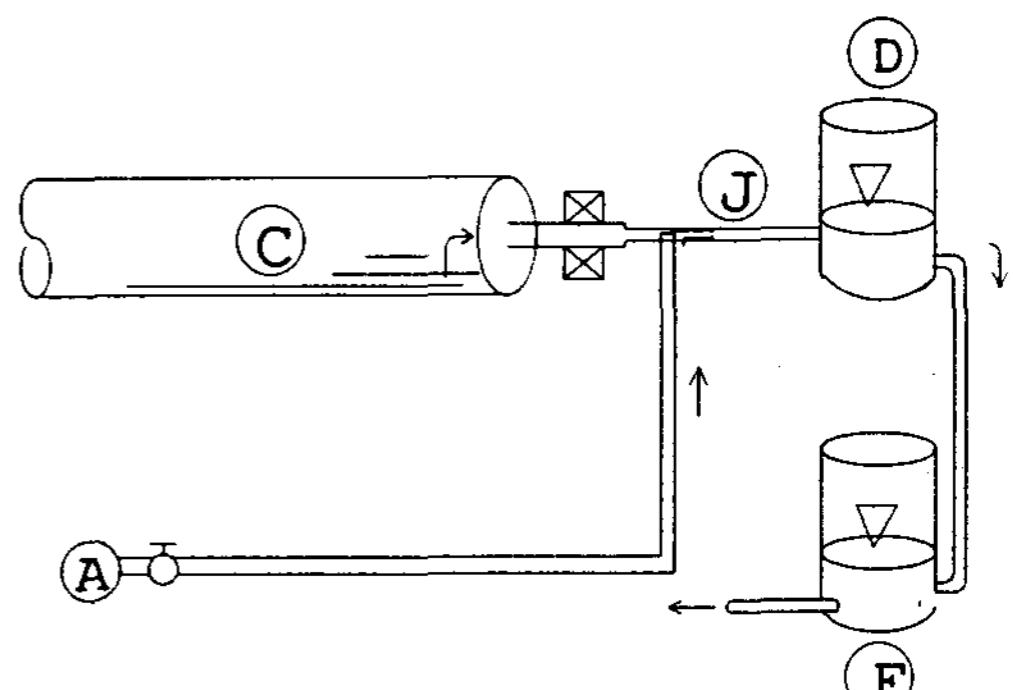
Table 3. Experimental conditions

Fill Charge cc	Operating Temp. °C	Rotational Speed rpm	Auxiliary Expansion Nozzle
100	40	100	
300	50	200	
450	60	300	with
550	70	400	
	80	500	without
		600	

2.2 실험방법

회전·비회전 히트파이프의 성능을 표현하기 위한 실험 인자는 히트파이프의 입열량의 변화, 회전수, 작동유체량 그리고 보조팽창노즐의 작동 유무이다.

본 연구의 실험조건을 Table 3에 정리하였다. 작동유체량은 100cc, 300cc, 550cc로 하였으며, 입열량은 작업유체를 항온가열기로서 온도를 40,



A : auxiliary expansion C : rotor
D : expansion tank F : storage tank
J : expansion nozzle

Fig. 3. View of expansion nozzle with auxiliary expansion.

50 60 70 80 °C를 단계적으로 증발부를 가열하도록 되어 있다. 회전수는 100에서 600rpm으로 하며, 온도의 측정은 C-A열전대 $\phi 0.3\text{mm}$ 를 사용하였으며 Fig. 1에 나타냈다

3. 결과 및 고찰

3.1 보조팽창 노즐작동 특성

Fig. 4는 증발기의 온도를 40°C에서 80°C까지 순차적으로 10°C간격으로 증가시킬 때 팽창노즐에 보조팽창기를 사용하지 않을 경우 팽창노즐과 팽창탱크를 통한 작동유체의 유동을 관찰한 것이다.

보조팽창기의 온도는 296°C로 고정되어 있고 팽창 노즐은 불규칙한 동작으로 40°C에서부터 80°C까지 움직이며 80°C에서는 약 6000sec 정도에서 압력의 불평형이 있었으며 더 이상 작동유체의 순환이 되지 않고 있음을 보여 준다.

Fig. 5는 팽창노즐에 보조 팽창기를 사용하여 작동하는 경우 보조팽창기가 팽창노즐에 미치는 영향을 나타낸 것이다.

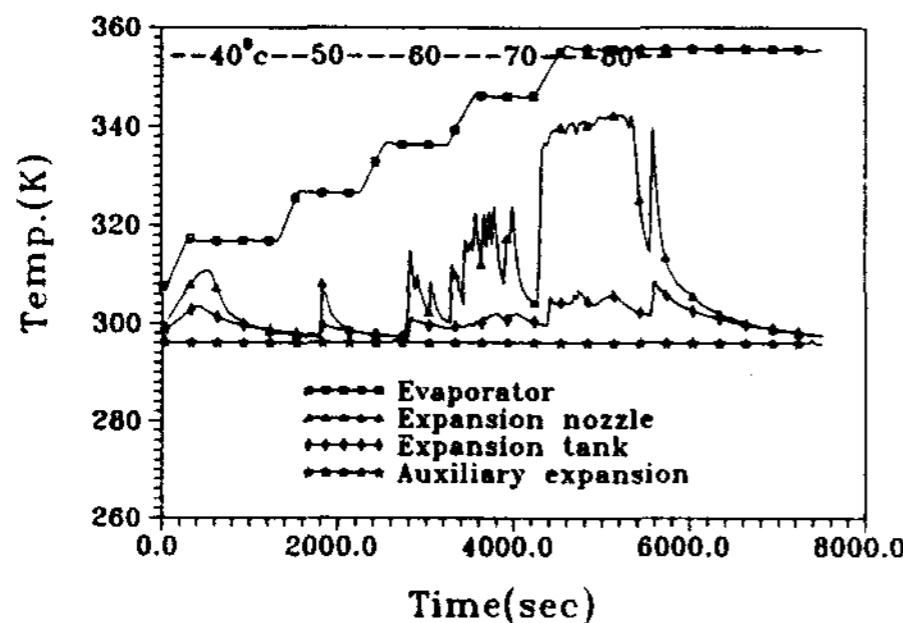


Fig. 4. Temperature profiles by various thermal input without auxiliary expansion.

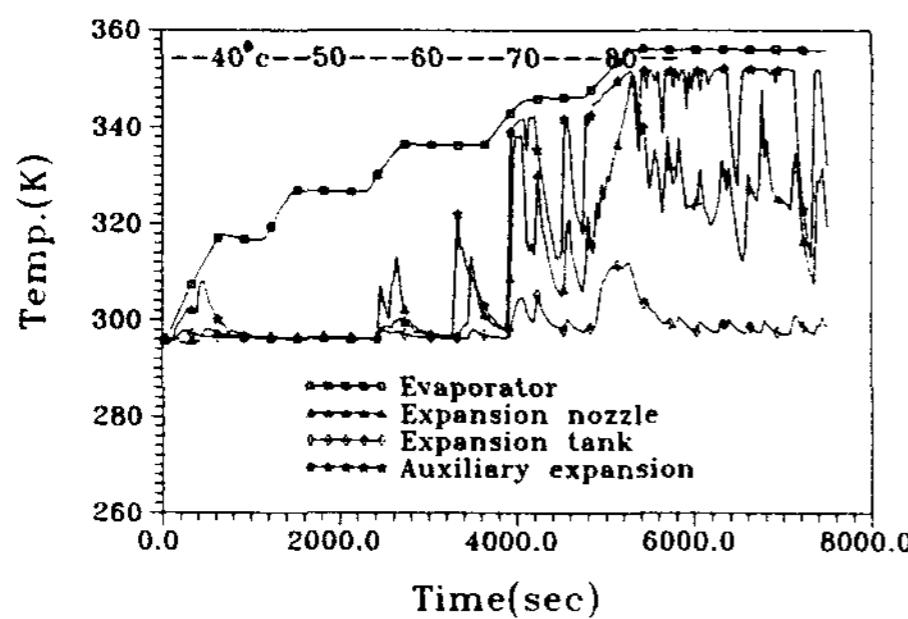


Fig. 5. Temperature profiles by various thermal input with auxiliary expansion.

보조팽창기 온도의 극대값이 먼저 발생하며 그 후에 노즐의 온도의 극대값도 동시에 발생하게 됨을 볼 수 있다. 이것은 팽창노즐이 보조팽창기에 의해서 작동 된다는 것을 $40^{\circ}\text{C} \sim 80^{\circ}\text{C}$ 범위에서 보여 주고 있다. 팽창노즐에서 나타나는 온도 값은 증발기에서 공급되는 온도가 증가에 따라 더욱 증가하고 픽크가 발생하는 빈도는 온도가 증가 할 때 증가하여 가열온도 80°C 에서는 더욱 활발한 상태를 보여준다. 가열온도 80°C 의 픽크의 주기는 큰 주기와 작은 주기로 나누어지는데 큰 주기는 약 1500sec정도이며 작은 주기는 40sec정도로 나타나고 있다. 이러한 주기는 응축된 작동유체가 관을 지날 때 벽면에 그 온도의 영향이 픽크처럼 보여진다는 것을 확인 할 수 있었다. 이 때 노즐 및 보조팽창기에 지나가는 작

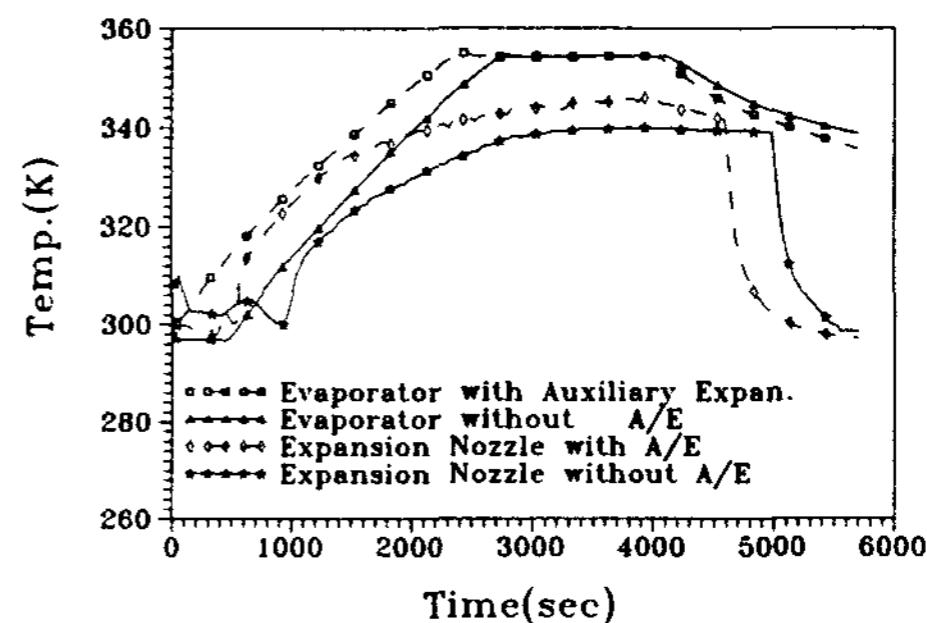


Fig. 6. Temperature profiles by various thermal input with auxiliary expansion

동유체의 속도는 측정하기 어려울정도의 빠른 속도이며 작동유체의 유동속도 측정방법에 대한 연구는 다음과제에 남겨 둔다. 결국 보조팽창기는 턱높이가 다른 복합히트파이프의 작동유체수송에 매우 유용함을 알 수 있었다.

Fig. 6은 팽창노즐을 부착한 상태와 팽창노즐을 부착하지 않은 경우 회전로울러 외벽온도를 시간에 따라 나타낸 것이다. 증발기의 온도를 팽창 노즐을 사용한 경우나 사용하지 않은 경우 정상점에 도달한 온도는 일치한다는 가정하에서 회전로울러의 외벽온도는 팽창 노즐을 사용한 경우의 온도보다 $5\sim 6^{\circ}\text{C}$ 정도 높은 것으로 나타났다. 팽창노즐을 사용한 경우 증기의 손실에도 불구하고 회전로울러 벽면의 온도가 증가 한 것은 로울러내의 압력 상승을 감소시키고 응축된 작동유체를 적절하게 추출시킬수 있는 팽창 탱크의 기능에 있다고 생각한다

Fig. 7은 보조팽창기를 사용한 경우와 그렇지 않은 경우를 작동온도 변화에 따라 증발부에서 열회수량을 나타낸 것이다

증발부의 체적 550cc를 기준하여 100cc는 귀환하는 작동유체의 포트입구 높이 정도로서 가열체 표면에 작동유체가 젖지 않는 상태이며, 300cc는 증발기 체적의 54%정도의 높이 상태를 나타 내는데 이때 보조팽창기를 사용한 경우가 사용하지 않는 경우 보다 작업온도가 증가 할수록 높은 값

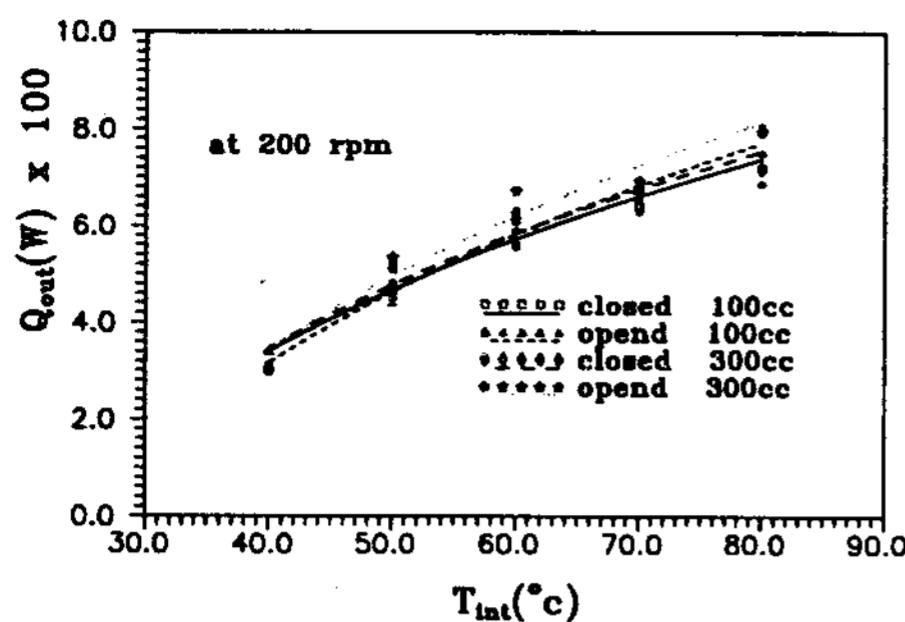


Fig. 7. Relation of Recovery Heat on Evaporator by Auxiliary Expansion.

을 나타내며 그 범위는 50~100 W 범위 까지 나타낸다.

3.2 작동유체량 비교

작동유체량을 100cc, 300cc, 550cc로 변화 시켰을 때 회전로울러의 외벽온도를 Fig. 8에 나타내었다. 작동유체의 체적이 증발기 용량을 기준할 때 각각 18, 54, 100%이며 작동유체가 증발관체적의 54%일 때 다른경우보다 온도가 증가 됨을 나타내고 있다. 작동유체가 18%정도 경우 증발관내부의 압력이 증가할 때 CPL 펌프가 압력받아 작동유체가 후퇴하여 일시적인 증기 건조가 일어나고 발생증기량이 감소하고, 증기량의 감소는 실린더 외벽의 온도를 증가시키는데 열용량이 다소 부족한 것이 아닌가 생각한다.

이와 반대로 작동유체가 증발관에 완전히 충만되는 경우 작동유체를 포화온도까지 만드는데 시간이 지연되고, 증발면적이 감소하고 작동유체 유동이 증가하여 실린더내의 작동유체의 량이 증가 한다. 따라서 평균 액막두께가 증가 하여 벽면온도는 감소되는것이라고 사료된다.

Fig. 9는 작업온도와 작동유체의 량에 따라 증발부에서의 열회수를 비교하여 나타낸 것이다. 작업온도는 40°C에서 80°C까지 변화 하는 동안 열회수는 350W에서 900W 범위이며, 작동유체가 300CC 인 경우는 00cc인 경우에 비해서 전체의

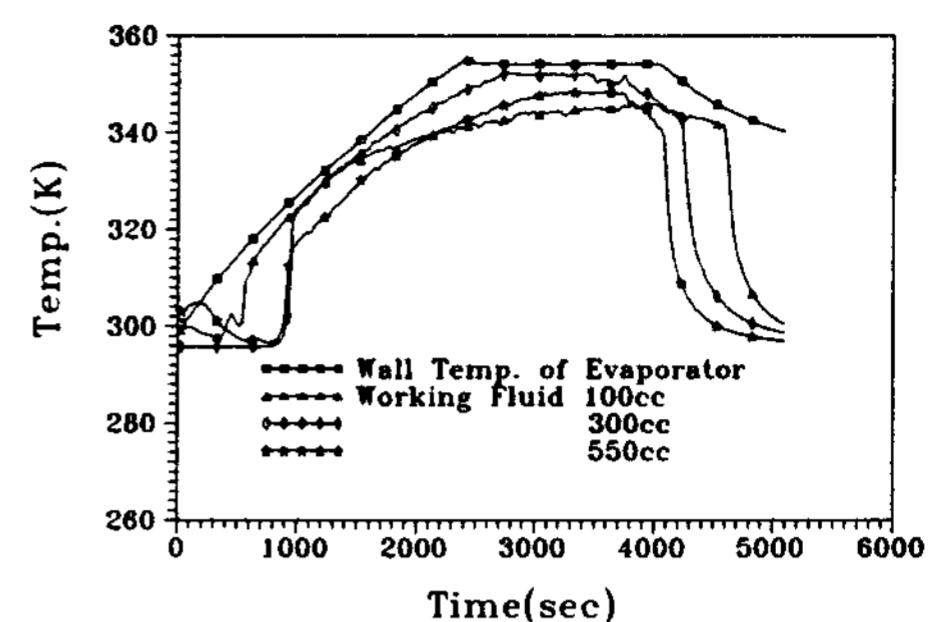


Fig. 8. Relation of working fluid amounts.

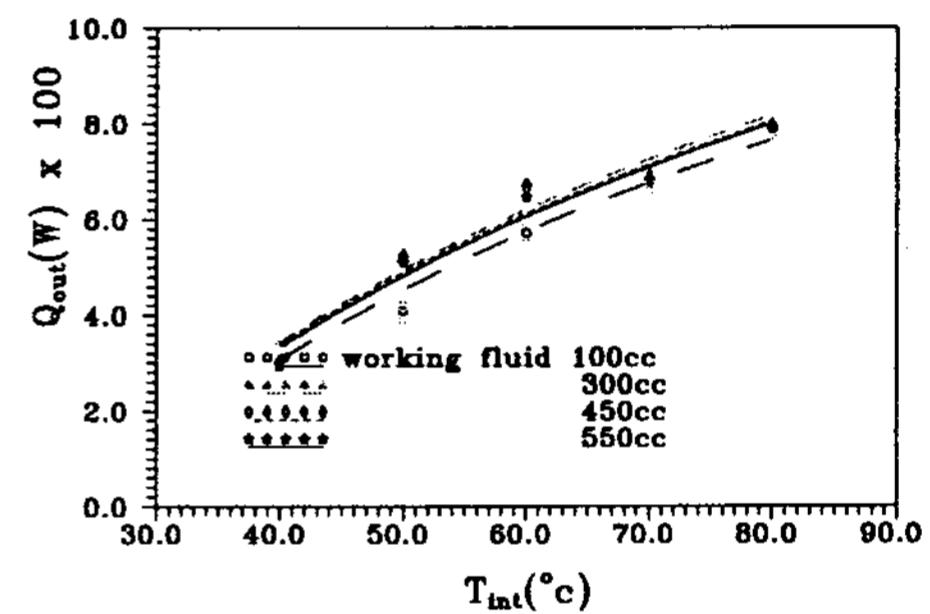


Fig. 9. Recovery Heat on Evaporator by Charging of Working Fluid

작업유체에 온도구간에서 에너지회수는 40W 정도의 증가된 값을 보여 준다. 그러나 100cc 부근을 제외하면 작동 유체량에 큰 영향을 보여 주지 않지만 가장적절한 작동유체량은 증발관 체적의 50% 부근이 가장 적절한 것으로 사료된다.

3.3 작업유체 온도 영향

Fig. 10은 회전로울러를 중심으로 작업유체의 입열온도를 40°C에서 80°C까지 10°C씩 증분할 때 벽면의 온도를 나타낸다.

측정점 2를 가열 온수의 온도로 하고 4, 5, 6을 회전로울러 외벽에 온도라고 하면 가열온수의 온도 증가에 따라 벽면의 온도도 증가됨을 보여준다. 7 번점은 보조팽창기의 외벽의 온도로서 40°C 와 50°C에서는 작동하지 않고 있으나 60°C 이후에는 정상적인 작동으로 회전로울러 내부의

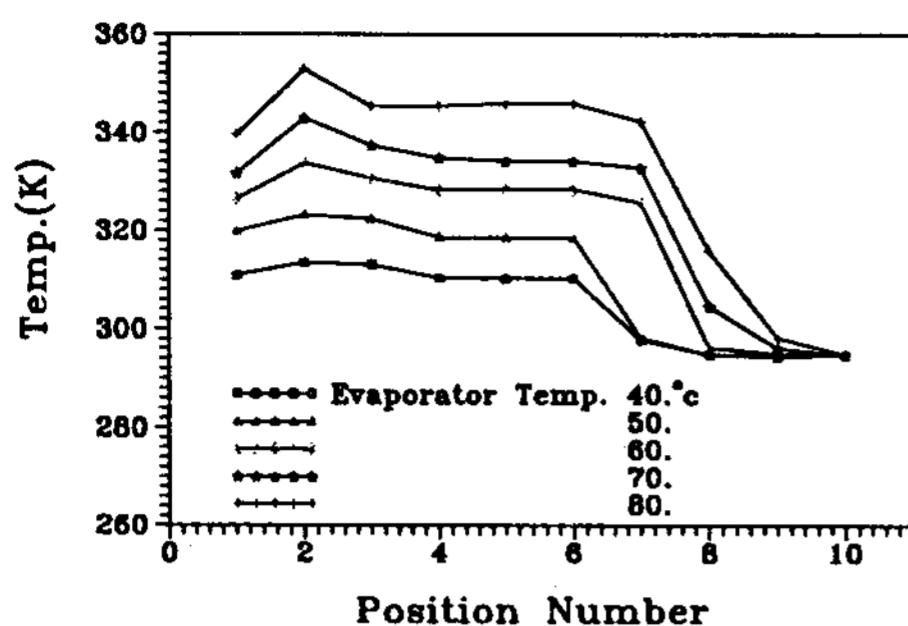


Fig. 10. Wall temperature by various thermal input

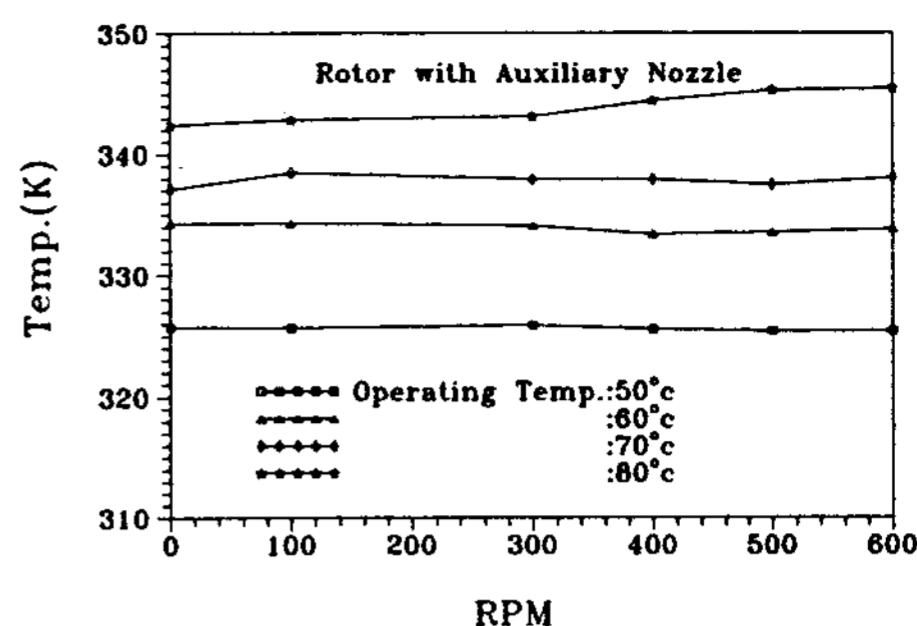


Fig. 12. Wall Temperature of Rotor by Rotaional Speed

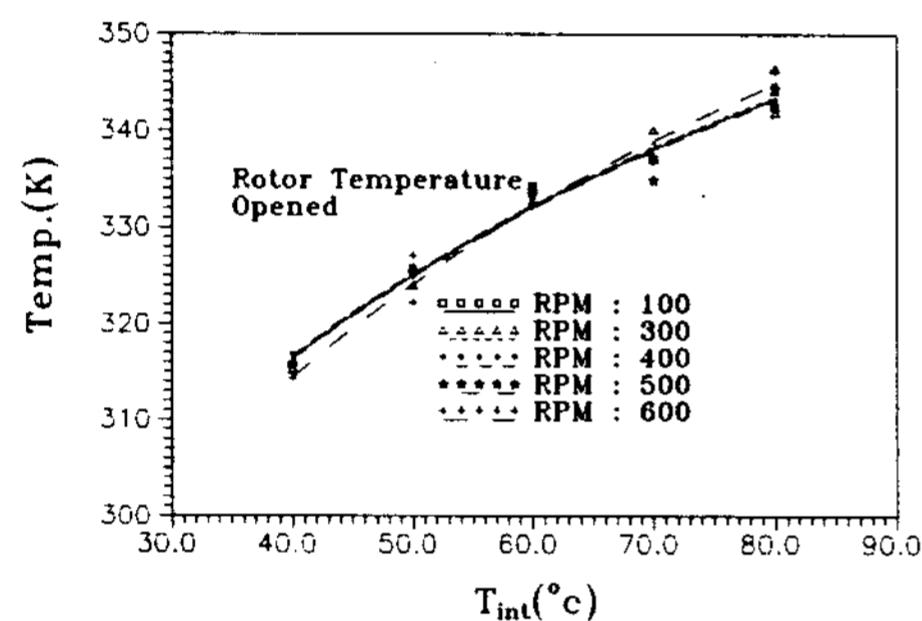


Fig. 11. Recovery Heat on Evaporator by Operating Temperature

응축액 및 증기의 추출에 도움을 주고 있음을 알 수 있으며 팽창관의 온도는 작업유체의 온도 증가에 따라 증가한 값을 보여 준다.

Fig. 11은 작업유체의 온도를 40 ~ 80까지 순차적으로 변화시킬 때 회전수변화가 회전로울러에 미치는 영향을 보여 준다. 회전로울러의 온도는 회전수에는 무관하고 작업유체 온도에는 거의 직선적으로 증가 함을 알 수 있다.

3.4 회전수 비교

회전로울러의 회전속도에 따라 회전체 벽면의 온도 변화를 Fig. 12에 나타냈다. 벽면온도는 회전수의 증가에 따라 2 ~ 3°C 범위 내에서 거의 일정한 값을 나타내고 있다. 회전수의 증가는 회전체 표면에서 높은 열전달이 일어 난다. 회전로

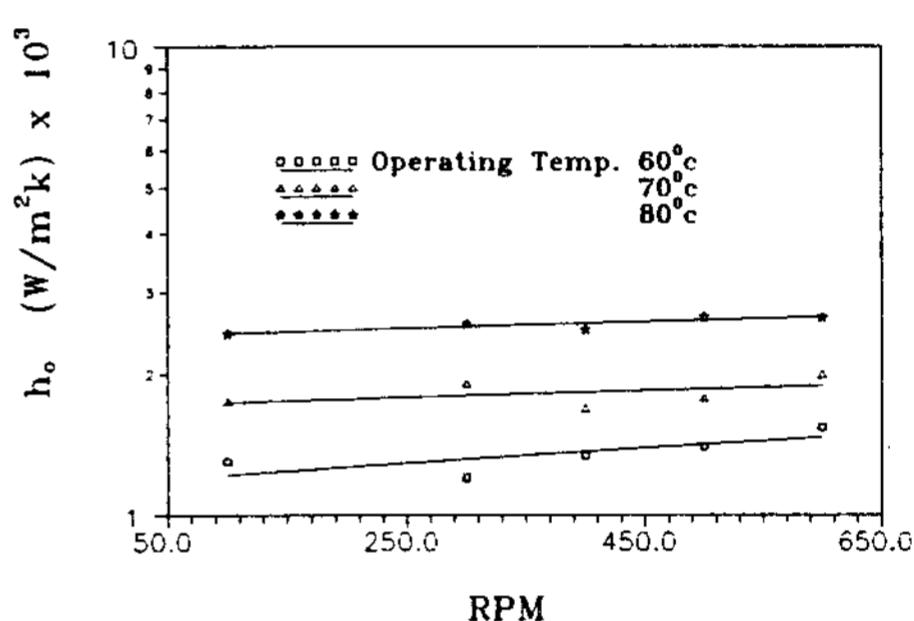


Fig. 13. Influence of the Heat Transfer on Rotor according to Operating Temperature

울러내부의 작동유체는 일정한 액막이 형성되어 있어 열저항을 크게 하는 원인이 된다. 그러나 작동유체의 액막에서 외벽에 이르기까지 부분별 열저항중 회전체의 재질과 두께의 열저항이 제일 크다고 생각되므로 회전속도에 미치는 외벽의 온도의 영향은 미약하다고 판단된다.

Fig. 13, Fig. 14는 회전체의 표면에 전달하는 열전달특성을 정량적으로 나타내기 위하여 증기 온도가 회전체외벽에 미치는 영향을 열관류율로서 설명한 것이다. 열관류율은 증기의 온도와 회전로울러 외벽온도를 기준으로 하여 계산되었다. 열관류율을 회전수와 작동온도에 따른 변화는 작동온도가 높을수록 높게 나타나며, 회전수에 대해서는 큰 영향이 없는 것으로 나타났다.

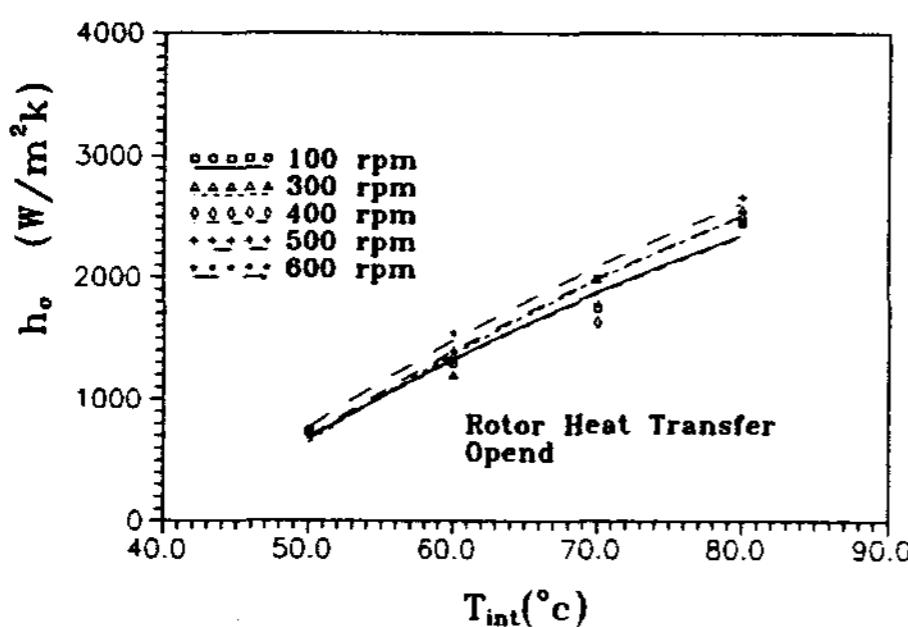


Fig. 14. Influence of the Heat Transfer the Rotor according to Rotational Speed

본 연구와 같은 논문은 찾을 수 없지만 회전하지 않은 경우의 논문과 비교할 수 있는데 M. KATUTA^[10] 단일 히트파이프의 성능특성연구 결과와 비교 할 수 있다. M. KATUTA 연구는 실험온도 범위가 70 ~ 130 °C 일 때 열전달계 수가 4000 ~ 7000(w/m'k) 사이로서 나타났으며 이 값은 본 연구에 비하여 상당히 높은 값으로 나타나고 있다. 그러나 비교논문은 회전체를 동관(copper tube)이며, 단일 회전체라는 점을 감안하고 그의 요약된 결과에 의하면 상당한 일치성이 있다고 생각 된다.

3.5 종합 성능평가

Fig. 15는 지금까지 개발된 기기, 장치를 고려하여 장시간동안 작동 시킨 결과를 나타 낸 것으로서 회전수 200rpm, 보조팽창기 주기 15sec, 5sec동안 유지하는 경우 증기 온도변화에 따라 회전로울러의 외벽온도, 작동유체저장탱크 및 모세관펌프의 온도를 10시간동안 작동 시킨 결과의 일부를 보여 준다. 증기온도에 대해 회전로울러온도는 거의 평형 상태를 유지하면서 작동되며, 처음 40°C에서 증기온도와 회전로울러온도는 다소 차이를 보여주고 있으며 정상적인 상태에서 약 3 도정도의 차이로 계속 유지되면서 거의 변화가 없음을 알 수 있다. 작동유체의 저장탱크에서는 거의 1시간 동안 온도 변화를 볼 수 없으나 그

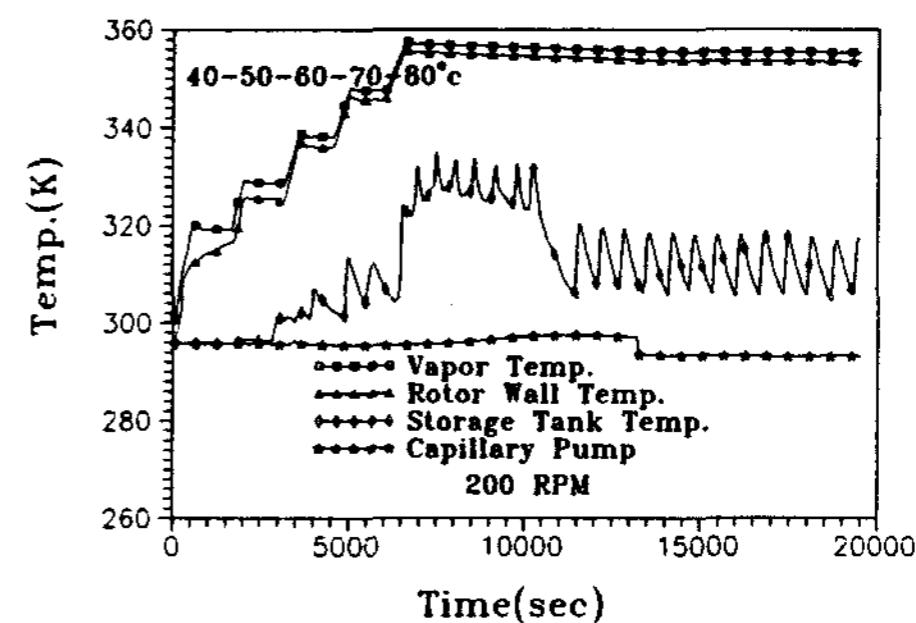


Fig. 15. Temperature profiles of expansion nozzle around at 200rpm.

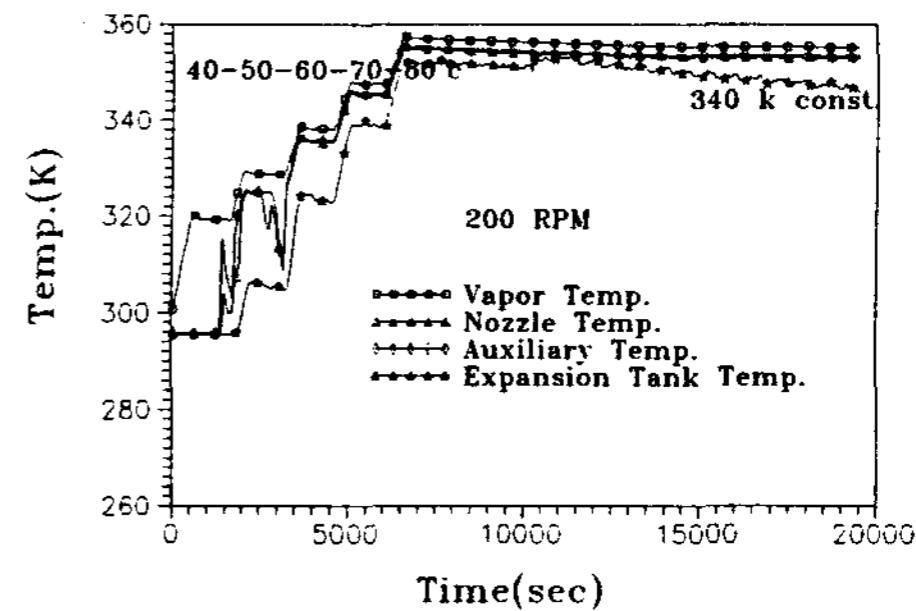


Fig. 16. Temperature profiles of rotor around at 200 rpm

이후에는 약간의 온도 진동을 볼 수 있고 2시간 이후 부터는 주기적인 진동을 볼 수 있는데 이것은 팽창 탱크에서 유입되는 작동유체가 흐름주기에 기인하는 것으로 사료 된다.

모세관 순환펌프는 초기 시작하는 온도에 해당하는 290K 부근에서 거의 변화가 없고 증발기가 근접하고 있는 지점을 감안 한다면 증발기에서 작동유체가 시계 방향으로 운동되고 있는 극히 정상적인 작동을 보여 준다.

Fig. 16은 Fig. 15의 같은 조건으로서 회전수 200rpm, 보조팽창기 팽창주기 15sec, 유지 5sec의 변화에 따라 보조팽창기, 노즐, 그리고 팽창탱크의 온도 응답을 측정한 결과의 일부분을 나타내었다. 5500sec 까지는 40°C ~ 80°C의 단계적인 경우이며, 그 이후는 80°C로서 10시간동안 작

동 시킨 결과이다. 증기온도 변화에 따른 보조팽창기의 온도가 먼저 팽창되고 다음 팽창노즐의 온도가 따른다는 것을 알 수 있다. 60°C 이후에는 주팽창기인 노즐의 온도가 보조 팽창기 보다 0.2°C에서 0.5°C 정도로 낮게 연속적으로 진행된다. 팽창 탱크의 온도는 약간의 감소 현상을 보여 주지만 10시간이후 340k 이하의 온도 강하는 볼 수 없었다. 결국 보조팽창창기, 팽창탱크등의 배치가 회전히트파이프에 중요한 기능을 하고 있음을 보여 주며 복합히트파이프의 종합 시스템이 적절하게 구성된 것으로 사료 된다.

4. 결 론

회전히트파이프와 비회전히트파이프를 이용한 분리형 복합히트파이프의 종합적인 시스템에 대하여 열성능을 시험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 작동유체 량은 증발부 체적의 50%부근이 가장 열응답이 좋았고 작동유체의 감소는 열응답의 감소결과를 나타내었다.
- (2) 회전로울러의 열전달은 회전수 증가에도 영향이 적었으나, 작업유체의 온도가 증가할 수록 증가 하였다.
- (3) 회전히트파이프의 액체 귀환장치를 팽창노즐을 활용하는 것이 바람직하고 안정적 작업을 할 수 있었다.
- (4) 회전, 비회전체의 밀봉 및 결합은 자성유체 사용이 바람직하였고 복합 히트파이프 종합 시스템은 적절하게 구성되었다.

후 기

본 연구는 1997년도 학술진흥재단의 공모과제 연구비에 의하여 연구되었기에 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. A. W. Taped, 1973 "Flow in Tubes Containing Twisted Tapes", H and VE, Dep. of Mechanical Engineering, Imperial College, London S.W.7 pp.240~249.
2. L, J Ballback, 1969 "The Operation of Rotating Wickless Heat Pipe" M.S. California.,
3. P.J. Marto, 1973, "Laminar Film Condensation on the Inside of Slender, Rotating Truncated Cones", ASME, pp. 270~272.
4. R. F. Gans, 1977 "On Steady Flow in a Partially Filled Rotating Cylinder" J. Fluid Mech., Vol.82. Part3, pp.415~427.
5. F.J Stenger, 1966 "Experimental Feasibility Study of Water-Filled Capillary - Pumped Heat Transfer Loops", NASA TM-x-1310.
6. J.kuetal, 1986, "Capillary Pumped Loop GAS and Hitch-Hiker Flight Experiments", AIAA-86-1249. AIAA/ASME 4th Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference. June.
7. M.E. McCabe ,Jr.etal 1988 "Design and Testing of a High Power Spacecraft Thermal Management System", NASA TM 4051. June.
8. B.Cullimore, 1992 "Recent Advances in Capillary Pumped Loop Technology, Proceedings of the Aerospace Corporation Spaeraft Thermal Control Technology Workshop". February
9. 宇宙用 Capillary Pump Loop(CPL) 關限 研究, 日本機械學會, 1996년 62권 597(復水 平板形 蒸發器 使用限 CPL 作動特性)

10. M.Katsuta, H. Kigata, 1984 "A Study on Performance and Characteristics of the Rotating Heat Pipe", 5th int. Heat Pipe Conf.