

모세관 삽입 룸 에어컨용 액·가스 열교환 배관에 관한 실험적 연구

김 재 돌†

(원고접수일 : 2006년 7월 3일, 심사완료일 : 2006년 9월 1일)

An Experimental Study of Liquid · Gas Heat Exchange Pipe Inserted Capillary Tube for Room Air-Conditioner

Jae-Dol Kim†

Abstract : This study shows the experimental characteristics of the double pipe inserted liquid pipe with small diameter in the gas pipe with large diameter for circulating of a liquid of high temperature, pressure and a gas of low temperature, pressure at the same time. So the functions of pipe and pipe's expansion and heat transfer are presented simultaneously. In the result, the temperature of gas refrigerant at the inlet of compressor increased about 5°C by the heat transfer with liquid refrigerant in case of the double pipe. And liquid · gas refrigerant which the temperature at the inlet of evaporator decreased about 3°C comparing with the existing type flows into an evaporator. COP of the double pipe increased about 7~10% comparing with that of the conventional pipe. And the noise of the double pipe at capillary tube is less than that of the conventional type about 3dB. Consequently, it is convinced the superiority of the double pipe in the heat loss and soundproofing aspect.

Key words : Room air-conditioner(룸 에어컨), Liquid pipe(액 배관), Gas pipe(가스 배관), Condenser(응축기), Evaporator(증발기), Capillary tube(모세관), Double pipe(2중관)

기호설명

| | | | |
|-----------|-----------------|-------------|----------|
| | SC, a | : 과냉각도 [°C] | |
| | SH, b | : 과열도 [°C] | |
| AW | : 압축기 소요동력 [kW] | | |
| COP | : 성능계수 [-] | 하첨자 | |
| G | : 냉매순환량 [kg/h] | c | : 기존배관 |
| h | : 엔탈피 [kJ/kg] | n | : 액·가스배관 |
| Q | : 냉방능력 [kW] | | |
| r, A, B | : 냉동효과 [kJ/kg] | | |

† 책임저자(동명대학교 환경설비공학과), E-mail : kjd@tu.ac.kr, Tel : 051)620-3537

1. 서 론

에어컨은 개별식 공조기의 주역으로 가정, 사무실, 산업용에 이르기까지 광범위하게 사용되고 있다. 과거 에어컨은 단순히 냉방만이 요구되었으나 최근에는 고효율, 저소음에 대한 정부차원의 규제와 소비자의 욕구를 충족시키기 위해 끊임없이 기술개발이 이루어지고 있다.

에어컨에서 냉매를 수송하기 위한 배관은 압축기, 응축기, 증발기, 팽창밸브 및 각종 부속 기기들을 서로 연결하여 사이클이 이루어지게 하는 중요한 부분으로 배관의 좋고 나쁨은 냉동기의 성능이나 기능, 운전의 안전성 및 경제성 등에 큰 영향을 미치게 되므로 가장 합리적으로 설계되어야 한다⁽¹⁾⁻⁽³⁾. 그러나 최근에는 건물의 고층화, 밀집화 및 법적인 규제 등으로 실외기의 설치공간 확보가 어려워 건물의 옥상이나 지상 등 설치여건에 따라 일반적으로 길어지고 있다.

냉매 배관이 길어지면 마찰손실에 의한 압력손실이 증가하고, 액관에서는 플래쉬 가스(flash gas)가 발생하며, 가스관에서는 냉매의 과열이 증대된다. 이와 같은 원인으로 열교환기인 증발기나 응축기의 압력과 온도가 변화되어 장치의 능력이 설계용량에 미치지 못하거나 시스템이 불안정하게 운전되어 압축기의 동력이 증가되고 최종적으로 시스템의 성능계수(COP)의 감소를 초래하게 된다⁽⁴⁾⁻⁽⁶⁾.

냉매 배관은 관내 냉매의 상태에 따라 크게 가스관과 액관으로 분류할 수 있으며, 이들 배관들은 냉매의 종류 및 상태, 사용온도나 압력, 시스템의 능력 및 설치장소 등에 따라 적정 관경과 길이가 결정된다. 특히, 현재 가정용 에어컨들과 같이 압축기와 응축기, 증발기와 팽창밸브가 각각 실외기와 실내기로 하나의 유니트로 구성되어 있는 장치들은 상기의 배관들 가운데 압축기와 응축기를 연결하는 고온 고압의 가스 배관과 팽창밸브와 증발기를 연결하는 저온 저압의 액·가스 배관의 길이는 다른 배관들에 비해 무시해도 좋을 정도로 짧다. 그러나 룸 에어컨에서는 팽창장치인 모세관이 실내 소음 발생의 원인이 되어 압축기, 응축기와

함께 실외기에 일체화됨으로서 열손실의 원인이 되고, 각 유니트를 연결하는 저온 저압의 액가스 배관과 저온 저압의 가스 배관의 길이가 상대적으로 길어질 때, 이들 배관은 장치의 성능에 영향을 미치게 된다⁽⁷⁾.

따라서, 본 연구에서는 가정용 룸 에어컨을 대상으로 기존 실외기의 고온 고압의 액관에 연결되는 모세관을 증발기인 실내기측 가까이 상대적으로 직경이 큰 저온 저압의 가스 배관 내에 삽입하여 2중관 구조로 제작하여 열손실 방지효과 및 소음 특성을 파악하였다. 또한, 고온의 액관과 저온의 가스관의 온도차에 의한 열교환 효과 및 장치의 성능 특성에 미치는 영향도 파악하여 새로운 냉매 배관 개발에 관한 기초 자료를 제공하고자 하였다.

2. 냉매 배관

2.1 액·가스 열교환 겸용 배관

동일한 용량과 길이에 대한 냉매 배관의 관경은 고온 고압의 액관이 저온 저압의 가스관에 비해 작다. 이는 관내로 순환하는 냉매의 비체적에 기인하는 것으로 일반적으로 장치의 용량이나 설치 위치에 따른 배관 길이에 따라 적절한 액관과 가스관이 결정된다.

액·가스 열교환 겸용 배관은 Fig. 1과 같이 냉매의 비체적에 따른 관경 차이를 이용하여 상대적으로 관경이 큰 저온 저압의 가스관 내에 팽창장치가 연결된 고온 고압의 액관을 삽입하는 2중관 구조로 제작하여 배관의 기능을 수행할 수 있도록 하였다.

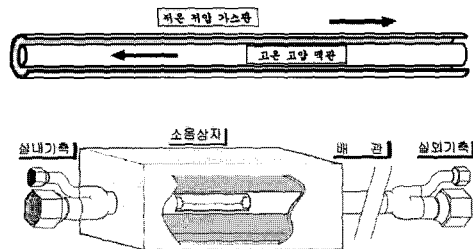


Fig. 1 Schematic diagram of double pipe and soundproof chamber.

이때, 관내 저온 저압의 가스 냉매와 고온 고압의 액 냉매는 서로 역순환하며, 온도차에 의한 열교환이 가능하고, 기존의 실외기인 응축기 출구에 설치되는 모세관을 증발기 입구측 가스관 내부에 위치시켜 관내에 삽입한 구조로 제작하였다.

2.2 액·가스 열교환 겸용 배관 이론 해석

Fig. 2는 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서 고온의 액 냉매와 저온의 가스 냉매의 열교환에 의한 냉동사이클의 특성 변화를 p-h선도 상에 나타낸 것이다. 그림에서 기존 배관으로 설치할 경우 냉동효과(r_c) 및 냉방능력(Q_c)은 다음 식과 같다.

$$r_c = (h_1 - h_3) = A \tag{1}$$

$$Q_c = G(h_1 - h_3) \tag{2}$$

여기서, h_1, h_3 는 증발기 입·출구의 엔탈피를 나타내며, G 는 장치 내로 순환하는 냉매순환량을 나타낸다. 그리고 액·가스 열교환 겸용 배관을 설치할 경우에 있어서 냉동효과(r_n) 및 냉방능력(Q_n)은 다음과 같다.

$$r_n = (h_1 - h_{4=5}) = B \tag{3}$$

$$Q_n = G(h_1 - h_{4=5}) \tag{4}$$

여기서, $h_{4=5}$ 는 액·가스에 의해 과냉각된 액 냉매의 팽창밸브 입구 엔탈피를 나타낸다.

상기와 같이 기존 배관과 액·가스 열교환 겸용

배관에 의한 사이클 상의 차이 즉, 열교환에 의한 고온 고압 액 냉매의 과냉각도(SC)와 저온 저압 가스 냉매의 과열도(SH)는 각각 다음과 같다.

$$SC = (h_3 - h_{4=5}) = a \tag{5}$$

$$SH = (h'_1 - h_1) = b \tag{6}$$

그리고 기존 배관 및 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서 장치의 성능계수(COP)는 각각 다음과 같다.

$$COP_c = \frac{Q_c}{AW_c} \tag{7}$$

$$COP_n = \frac{Q_n}{AW_n} \tag{8}$$

여기서, $AW_c = h_2 - h_1$ 과 $AW_n = h'_2 - h'_1$ 은 기존 및 액·가스 열교환 겸용 배관의 압축기 소요동력을 각각 나타낸다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

Fig. 3은 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도를 나타낸다.

실험장치는 크게 압축기, 응축기, 증발기 및 배관 부분으로 구성되는 장치부와 증발기와 응축기의 열부하를 조절하기 위한 물 순환부로 구성되어 있다.

증발기와 응축기의 열부하는 실험의 편의 및 열량계산의 정확도를 높이기 위해 물로서 조절할 수 있도록 하였으며, 증발기와 응축기는 외부와 단열된 수조 내에 설치하였다. 두 수조를 연결하는 가스 배관과 액 배관은 기존 룸 에어컨 설치시 구성되는 액 및 가스 배관 각각의 경우와 액·가스 열교환 겸용 배관을 동일하게 설치하였다.

본 연구에 사용된 룸 에어컨의 정격용량은 2.6kW급을 사용하였으며, 냉매 배관은 Fig. 4와 같이 전체 길이 5m로 동일하게 하였고, 기존 배관에 사용되는 액관의 관경은 6.35mm, 가스관은 9.52mm를 사용하였다.

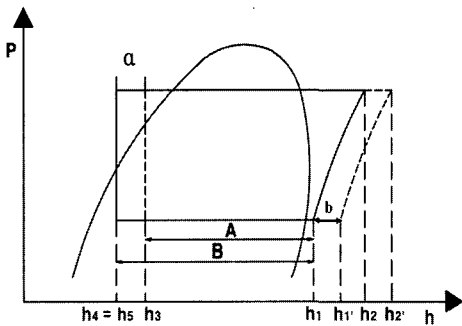
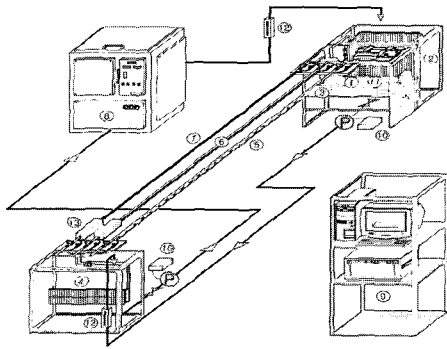


Fig. 2 Schematic diagram of pressure-enthalpy.



- 1. Compressor
- 2. Condenser
- 3. Capillary tube
- 4. Evaporator
- 5. Conventional gas pipe
- 6. Conventional liquid pipe
- 7. Double pipe
- 8. Thermostatic oven
- 9. Temperature meter
- 10. Inverter
- 11. Refrigerant flow meter
- 12. Water flow meter
- 13. Soundproof chamber

Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus.

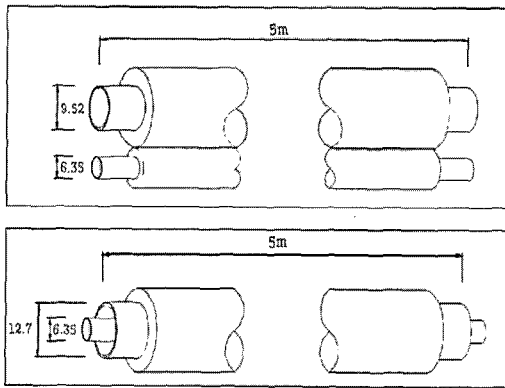


Fig. 4 Detail diagram of liquid and gas pipe.

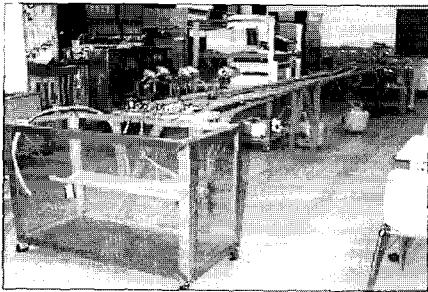


Fig. 5 Photograph of overall experimental apparatus.

그리고 액·가스 열교환 겸용 배관의 액관 관경은 6.35mm로 기존과 동일하며, 가스관은 배관 저항을 고려하여 기존 가스관보다 한 치수 큰 12.7mm로 하였다.

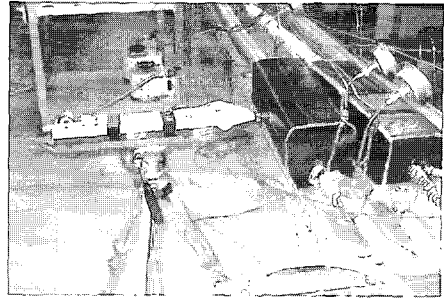


Fig. 6 Photograph of noise measuring apparatus.

Fig. 5는 실험장치의 전체 사진을 나타내며, Fig. 6은 소음측정 장치의 사진을 나타낸다. 또한 각 배관의 모세관 부분에 방음 챔버를 제작하여 액 냉매 팽창시 모세관 소음을 비교 측정하였다. 소음 측정은 RION사의 소음계(모델명 : NL-10A)를 사용하였다.

3.2 실험방법

실험은 먼저 증발기 및 응축기에 일정한 조건의 열원수 및 냉각수를 공급하고, 장치 안정성을 확인한 후 데이터를 획득하였다.

실험은 냉매 유량조건을 2가지로 나누어 실시하였으며, 각각의 배관을 대상으로 3시간 동안 운전하여 데이터를 획득하였다. 각 배관은 5m로 관 입구측과 출구측에 온도 및 압력계를 설치하여 각 운전시 온도와 압력을 측정하였으며, 측정된 데이터는 PC로 전송하여 처리하였다. 그리고, 각 수조의 입구측에 수 유량계를 설치하여 열원수와 냉각수 순환량을, 입·출구 온도측정에 의해 냉방능력을 계산하였다. 또한, 압축기 입력 전원에 파워미터를 설치하여 각 운전조건에 따른 소비동력을 측정하였다.

응축기 출구측에는 냉매 유량계를 설치하여 순환 냉매량을 측정하였으며, 동일한 조건으로 각 배관으로의 교체 운전이 가능하도록 하였다.

소음 측정은 두 종류의 배관을 총 30분 동안 운전하여 각각 1분 간격의 소음을 측정하여 평균하였다.

4. 실험결과 및 고찰

Fig. 7은 냉매 유량 36kg/h 순환시 압축기 입

구축 및 응축기 출구측에 있어서 기존 및 액·가스 열교환 겸용 배관의 액관 및 가스관 내 냉매 온도 변화를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 기존 배관에서 압축기 입구측 가스관 냉매온도는 13.9℃ 정도로 유지되고, 응축기 출구측 액관 냉매온도는 약 19℃ 정도로 유지되고 있다. 그러나 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우 가스관의 냉매온도는 평균 18.9℃ 정도, 액관의 냉매온도는 기존관과 거의 동일하게 나타났다. 즉, 기존 배관에 비해 가스관의 냉매온도는 약 5℃ 정도 높게 나타났다. 이와 같은 결과는 고온고압의 액과 저온저압 가스의 열교환에 기인한 것이다. 그리고 액관의 냉매온도는 기존관에 비해 다소 높게 나타나야 하지만 응축기를 물론 냉각한 응축열량의 영향으로 본 실험 범위에서는 거의 차이가 없는 것으로 판단된다.

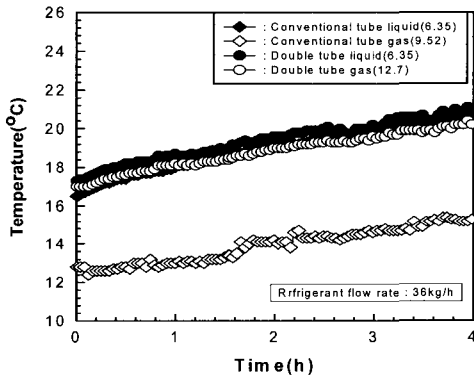


Fig. 7 Temperature distribution of liquid and gas pipe on compressor inlet(refrigerant flow rate 36kg/h).

Fig. 8은 냉매 유량 36kg/h에 있어서 증발기 입·출구측에 있어서 기존 배관 및 액·가스 열교환 겸용 배관의 액 냉매 및 가스 냉매의 온도를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 증발기 출구측 가스 냉매의 온도는 기존 배관 및 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우 약 2℃ 정도 차이를 나타내고 있다. 그러나 소음 문제로 인하여 실외기인 응축기 출구에 모세관을 설치한 기존 배관의 액 냉매온도는 평균 6℃ 정도이고, 모세관을 실내기인 증발기측 가스관 내에 삽입한 액·가스 열교환 겸용 배관의 냉매온도는 약 3℃ 정도이다. 이는 기존 배관의 경

우보다 약 3℃ 정도 낮아진 결과로 기존 배관의 경우에는 실외기에서 팽창되어 5m의 배관 내를 냉매가 이동할 때 열손실에 의한 온도 상승을 의미하며, 모세관을 삽입한 액·가스 2중관 배관의 경우에는 고온의 액 냉매와 저온의 가스 냉매의 열교환과 모세관이 증발기 입구측에 위치함에 따른 열손실의 감소에 기인하는 것으로 판단된다.

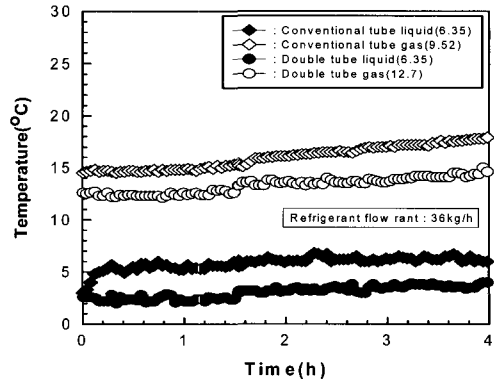


Fig. 8 Temperature distribution of liquid and gas pipe on capillary tube outlet(refrigerant flow rate 36kg/h).

Fig. 9, 10은 냉매 유량 36kg/h, 43.2kg/h 일 때, 기존 및 액·가스 열교환 겸용 배관의 냉방열량의 변화를 나타낸 것이다.

그림에서와 같이 기존 배관에 비해 액·가스 열교환 겸용 배관이 평균 11~13% 정도 높게 나타났다. 이와 같은 결과는 2중관 구조의 액·가스 열교환 겸용 배관에서 고온의 액 냉매와 저온의 가스 냉매와의 열교환에 의해 증발기 입구에서 냉매의 과냉각도 증가와 기존 배관에 비해 실외기측 팽창에 의한 열손실 감소에 기인한 것으로 판단된다.

Fig. 11은 냉매유량 43.2kg/h일 때, 압축기가 소비한 동력을 파워미터로 측정 한 실질 소비동력을 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 소비동력의 경우에는 거의 차이가 없는 것으로 나타났다. 이와 같은 결과는 액관의 냉각에 따른 가스 냉매의 과열에 의한 과열도 증가가 압축기 효율 등과 복합적으로 작용하여 본 실험 범위 내에서의 실질 소비동력에는 미소하게 작용한 것으로 판단된다.

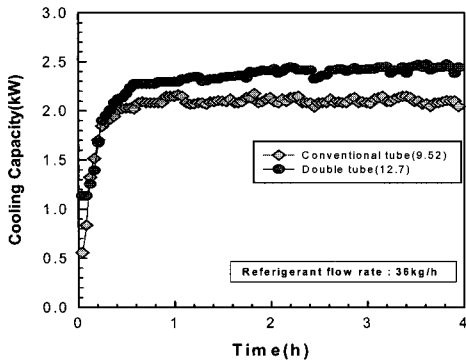


Fig. 9 Comparison of cooling capacity(refrigerant flow rate 36kg/h)

Fig. 12, 13은 상기의 각 운전조건에 따른 시스템의 성능계수(COP)를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 액·가스 열교환 겸용 배관이 기존 배관보다 7~10%정도 높게 나타났다. 이와 같은 결과는 액·가스 열교환 배관의 경우 액 및 가스의 열교환에 의한 액 냉매의 과냉각도 증가와 팽창장치의 위치변화에 따른 열손실 감소가 냉방능력의 증가에 기인한 결과로 판단된다.

Fig. 14는 냉매유량 43.2kg/h일 때, 기존 및 액·가스 열교환 겸용 배관의 모세관 소음측정 결과이다. 그림에서와 같이 액·가스 열교환 겸용 배관이 기존 배관에 비해 평균 약 3dB 정도 낮게 나타났다.

이와 같은 현상은 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우 모세관이 가스관 내부에 설치됨으로서 소음이

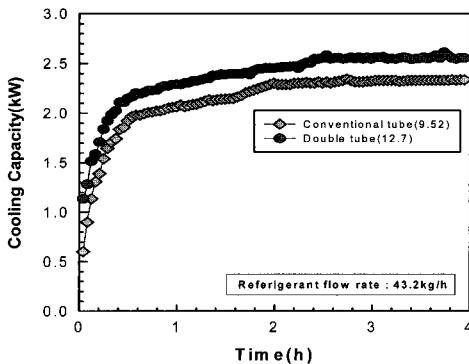


Fig. 10 Comparison of cooling capacity (refrigerant flow rate 43.2kg/h).

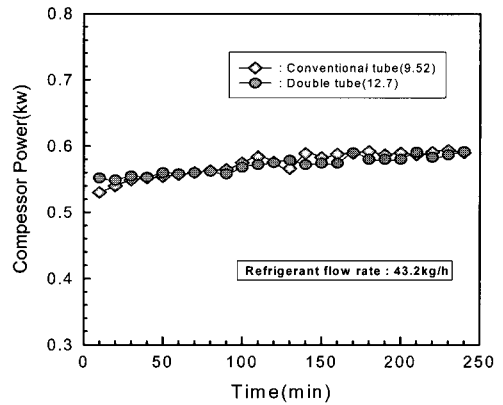


Fig. 11 Comparison of compressor power (refrigerant flow rate 43.2kg/h).

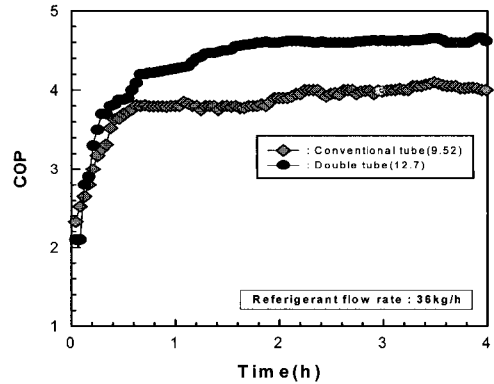


Fig. 12 Comparison of COP(refrigerant flow rate 36kg/h).

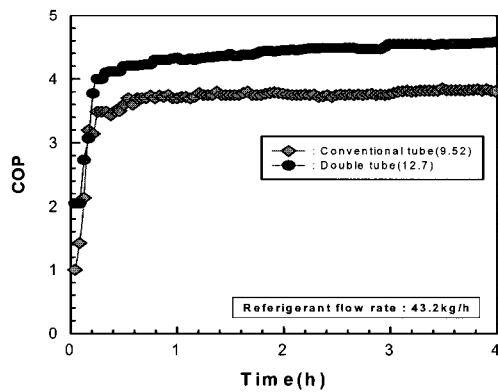


Fig. 13 Comparison of COP(refrigerant flow rate 43.2kg/h).

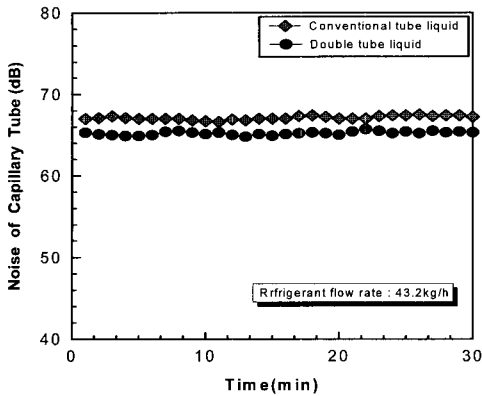


Fig. 14 Comparison of noise of capillary tube.

차단되는 것으로 판단된다. 따라서 본 액·가스 열교환 겸용 배관은 팽창장치를 실내기측 가까이 설치함으로써 기존 실외기에 설치시 보다 열손실 및 소음방지 효과가 있는 것으로 판단된다.

5. 결 론

룸 에어컨용 모세관 삼입형 액·가스 열교환 겸용 배관의 특성을 파악하기 위하여 기존 배관 설치시와 비교 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 액·가스 열교환 겸용 배관에서 증발기 실내기측과 응축기 실외기측 5m의 냉매배관에서 냉매온도는 가스관의 경우 약 5°C정도, 액관의 경우 약 3°C정도 열교환에 의한 온도차가 발생되었다. 따라서 액·가스 열교환 겸용 배관은 배관 내에서 상당한 열교환이 이루어지는 것을 확인할 수 있었다.

(2) 냉방능력은 액·가스 열교환 겸용 배관이 기존 배관 방식보다 열교환에 의한 과냉각 증대와 모세관 위치에 따른 열손실 감소로 평균 11~13%정도 높게 나타나 냉방능력 증대에 기여함을 알 수 있었다.

(3) 장치의 성능계수는 액·가스 열교환 겸용 배관이 기존의 배관에 비해 7~10%정도 높게 나타나 장치의 효율측면에서도 우수함을 알 수 있었다.

(4) 모세관 소음은 액·가스 열교환 겸용 배관이 기존 배관에 비해 약 3dB정도 낮게 나타나 소

음 방지적 측면에서도 우수함을 확인할 수 있었다.

참고문헌

1. Frank M. White, "Fluid Mechanics", McGraw Hill 3th Edition, pp. 361-410, 1995.
2. ASHRAE, "Refrigeration Systems and Applications", pp. 3.1-3.25, 1990.
3. 방덕제, 김재돌, 윤정인, "HCFC22 냉동 공조 장치의 배관결정", 공기조화 냉동공학회 학술발표회 논문집, pp. 282-286, 1996.
4. 池元眞佐美, 山本泰司, 黒河通匡, 名迫賢二, 片岡久典, "HFC冷媒·冷凍サイクルシミュレーション", 第30回空氣調和·冷凍聯合講演文集, pp. 173-176, 996.
5. 설원실, 김재돌, 윤정인, "냉매 배관 길이가 냉동장치의 성능에 미치는 영향", 한국박용기관학회 추계학술대회 논문집, pp. 68-73, 1997.
6. 최인수, 김재돌, 윤정인, "실외기 설치위치가 냉동시스템의 성능에 미치는 영향", 공기조화 냉동공학회 동계학술발표회 논문집, pp. 313-318, 1997.
7. 김태현, 김진국, 이진우, 이재효, "저소음 패키지 에어컨 실내기 개발에 관한 연구", 공기조화 냉동공학회 2000 하계학술발표회 논문집, pp. 314-320, 2000.

저자 소개



김재돌 (金在亨)

1964년생, 1991년 부산수산대학교 냉동공학과 졸업, 1993년 부산수산대학교 대학원 냉동공조공학과 졸업(공학석사), 1996년 동대학원 졸업(공학박사), 현재 동명대학교 공과대학 환경설비공학과, 조교수