

증발기 어큐뮬레이터에서의 버블 소음 규명 및 개선

°박 정 희*, 장 의 영*, 박 윤 서*

(Definition and Improvement of the Sound which was generated by Bubbles at the Accumulator of the Evaporator)

(Jung-Hee Park, Eui-Young Chang, Yoon-Ser Park)

ABSTRACT

가정용 냉장고에 있어서 정음화를 위한 다각적인 노력이 냉장고의 주요 소음원이라고 할 수 있는 압축기, 냉기 순환용 팬, 압축기 냉각용 팬 및 냉매 순환용 파이프 방진구조 등의 개선을 통하여 국내외적으로 상당한 진척을 보이고 있다. 이러한 소음원들의 특징은 각 각이 특정한 목적에 의하여 작동하는 하나의 구동부이거나 이러한 구동부와의 직접적인 연결에 의해 가진되는 경우로서 Airborne Noise나 Structureborne Noise를 발생시키고 있다. 본 논문에서는 이러한 압축기나 팬이 꺼진 상태에서 냉장고의 싸이클상에 열교환용 냉매가 봉입된 상태에서 압축기가 운전시 형성되었던 싸이클상의 고압 및 저압측의 압력 차이에 의하여 증발기의 Accumulator내에 형성된 Sleeve(이하, 삽입관 $\Phi 1.5$ Hole)에 의해서 발생하는 Bubble 소음에 대한 실험적 규명과 소음 측정용 통한 주파수 분석을 하였으며, 이러한 Bubble 소음 발생시 싸이클상의 온도 및 압력값을 측정하여 Strasberg²⁾에 의해 도출된 선형화된 식을 이용하여 Bubble 소음 발생시 주파수 분석을 통한 Bubble Size를 결정하였고, Bubble 소음 발생의 직접적인 원인으로 작용하는 Orifice를 제거하여 Bubble 소음의 개선 정도를 비교 검토하였다.

1. 서 론

본 논문에서 거론되는 Bubble의 경우 수중음향학(Underwater Acoustics)에서 많이 거론되는 Bubble Cavitation Noise와는 형성과정이 차이가 있는 것으로서 Cavitation은 속도와 압력의 함수로 표현 가능하며, 불규칙한 유체가 흐르는 날개 표면에 있어서의 최소압력(Minimum Pressure)이 임계압력(Critical Pressure) 또는 증기압력(Vapor Pressure)보다 낮을 경우에 발생된다. 그러나, 냉장고에서 발생되는 Bubble 소음의 경우는 발생원

인이 다르다. 냉장고는 고내의 온도를 낮추기 위하여 냉매가 봉입된 상태에서 압축기 운전시 Fig. 1에서와 같이 고압측과 저압측이 형성된다.

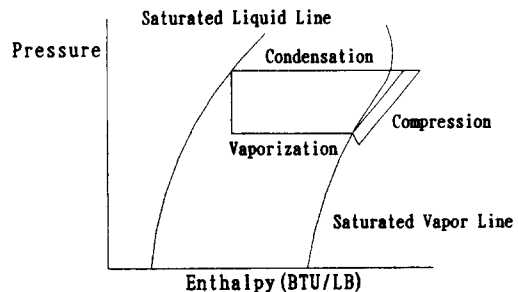


Fig. 1. Pressure-heat diagram for a refrigerant

*삼성전자 기술총괄 생활시스템연구소

냉매의 증발과정을 통하여 고내의 온도(T)가 일정 수준으로 떨어지면 압축기의 운전은 순간적으로 단속되며, 이러한 순간적인 단속이후에도 사이클 상의 고압측으로부터 저압측으로의 압력평형을 이루려는 힘이 작용하고, 이러한 힘에 의하여 증발기내에 잔류한 냉매 및 Oil이 삽입관을 통하여 Accumulator내로 공급되는 과정에서 Bubble의 형성 및 터지는 현상이 생긴다.

Bubble 소음은 이러한 과정에서 형성된 Bubble이 터질때 발생하는 것으로서 기존의 소음원에 비하여 그 정도에 있어서는 상당히 작지만, 이는 압축기가 정지된 상태에서 발생하기 때문에 문제가 되며 또한, 최근의 일반 가정의 주거환경 등이 개선되면서 더욱 문제의 여지가 있다.

본 연구에서는 이러한 Bubble 소음의 개선을 위한 방안으로서 삽입관 하단에 형성된 Orifice를 제거하였으며, Orifice 유, 무에 따른 Accumulator내에서의 냉매의 유동과 단속 이후 시간별 Bubble 형성 과정 및 Bubble Size를 관찰하였으며, 이러한 결과를 근거로 소음, 사이클상의 온도 및 압력을 동시에 측정하여 압축기 단속이후의 Bubble 소음 발생시 식에 의한 시간별 Bubble Size의 분포를 계산하여 앞의 관찰결과와 비교 검토하였다.

2. 본 론

2.1. Accumulator에서의 냉매 유동 가시화 Test 및 Bubble 소음 발생형태 분석

본 실험의 주요 관찰부인 Accumulator는 Fig. 2에서와 같이 증발기(열교환기)의 출구쪽에 위치하고 있으며, 이는 압축기 운전시 순환되는 냉매가 증발기에서 증발된 후 그 일부가 액상으로 압축기쪽으로 유입될때 발생하는 Suction Line의 이슬맺힘 및 압축기 과부하 발생을 방지하기 위하여 형성된 것으로서 Fig. 3에서와 같이 기상의 냉매는 Accumulator의 Sleeve를 통하여 토출된 후 압축기 Suction Line으로 공급되며 반면, 액상의 냉매는 Accumulator하단에 고이도록 설계되어 있다. 이러한 Accumulator를 투명한 내열 유리로 제

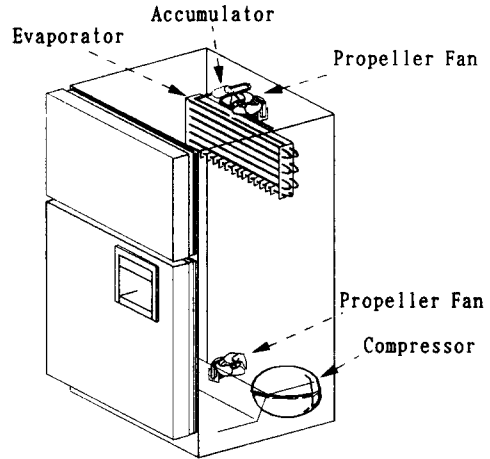


Fig. 2. Components of a refrigerator

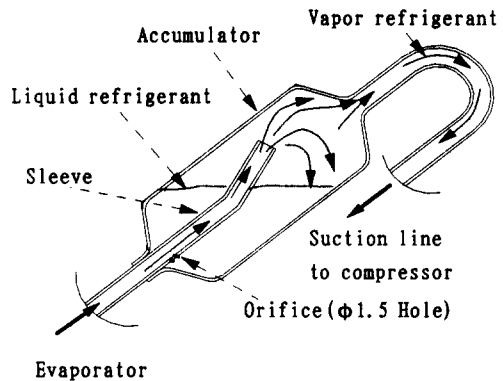


Fig. 3. Components of an accumulator and refrigerant flow

작 및 냉장고에 조립하여 냉장고의 운전 및 정지시 냉매의 유동 및 Bubble의 형성과 소멸을 관찰하였다. 그 결과 압축기 기동후 4~6분 사이에 고압측의 압력상승과 증발기에서의 100%에 가까운 액냉매의 증발이 이뤄지면서 Fig. 4에서와 같이 Accumulator하단에 형성된 Orifice를 통하여 토출되는 기상의 냉매가 Accumulator내에 채워진 Oil이 함유된 액냉매의 유체쪽으로 토출되면서 Bubble 소음이 발생하였다. 하지만, 이때의 소음은 압축기 및 팬 등의 각종 소음원이 작용하는 상태에서 발생되기 때문에 큰 문제는 안된다. 이렇게 압축기의 운전과 냉매의 증발기에서의 증

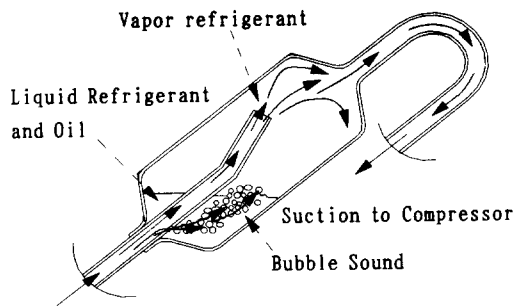


Fig. 4. Drawing of the 1st bubbles when they are being generated



Fig. 5. The picture of the 1st generated bubbles (compressor on)

발 및 열교환이 이뤄지면서 냉장고내에 설정되었던 온도(°C)에 도달하면, 압축기 및 대부분의 구동부가 정지한다. 하지만, 작동 유체인 냉매는 압축기 운전시 형성되었던 사이클상의 고압측 압력과 저압측 압력과의 압력차에 의하여 유동이 계속 이뤄지며 이로 인하여 냉매가 흐르는 Pipe상의 Volume이 급팽창하는 증발기의 Accumulator내에서 Bubble 소음이 발생된다.

이때 관찰된 Bubble 소음의 형태는 두가지 형태로 나타났으며, 이는 사이클상의 압력과 밀접한 관계를 나타내었다. 즉, 두번째 Bubble 소음은 Fig. 6의 ㉠과정에서 Fig. 7과 같이 발생되었다. 이는 압축기 단속 직후로서 이때에는 고압측과 저압측의 압력차가 크기 때문에 Bubble 소음도 크게 발생하였다. 그리고, 세번째 Bubble 소음은 고압측과 저압측의 급격한 압력평형이 이뤄진 이후인 Fig. 6의 ㉢과정에서 Fig. 8과 같이 발생하였다.

Fig. 7에서와 같이 발생하는 Bubble 소음은 고압측

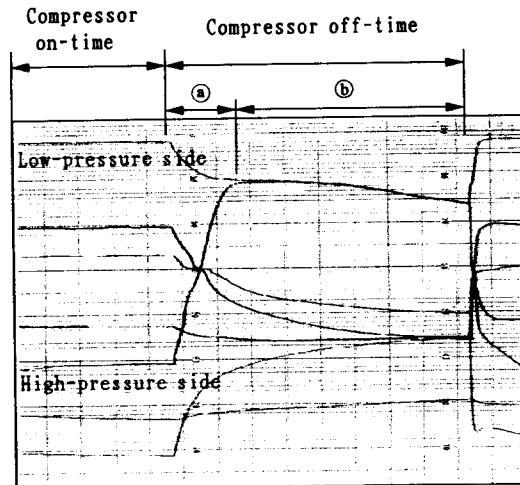


Fig. 6. A pressure and temperature graph



Fig. 7. the picture of the 2nd generated bubbles (when the pressures in the cycle are changed rapidly)

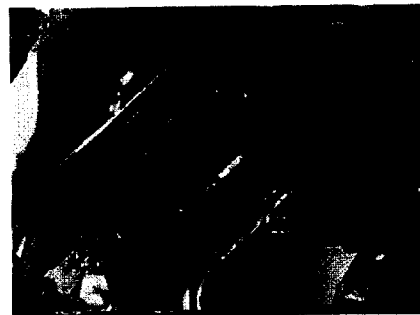


Fig. 8. the Picture of the 2nd generated Bubbles (when the Pressures in the Cycle are changed slowly)

으로부터 발생하는 힘에 의하여 증발기에 잔류한 냉매 및 Oil이 Accumulator내로 공급되는 과정에

서 생기는 것이지만, Fig. 8과 같은 과정은 사이클 내의 압력평형이 이뤄진 이후에 발생하는 것으로서 이의 직접적인 원인은 삼입관 하단에 형성된 Orifice ($\phi 1.5\text{mm}$ Hole)에 의한 영향이 상당히 큰 것으로 나타났다.

즉, 단속후 2~3분 뒤에는 고압측과 저압측의 급격한 압력차이는 없으며, 약 $0.1\sim 0.2\text{kgf/cm}^2$ 정도의 미소한 압력차만이 형성된다. 그러므로, Fig. 9에서와 같이 증발기보다 상단에 위치한 Accumulator 내에 있는 액냉매가 자중에 의하여 Orifice를 통하여 증발기쪽으로 회수되는 과정 (㉔)에서 액냉매의 일부가 고압측과 저압측의 미소한 압력차에 의하여 삼입관을 타고 Accumulator내로 공급되는 기상냉매 (㉕)에 실려 다시 Accumulator내로 공급되는 과정에서 Bubble 소음이 발생된다.

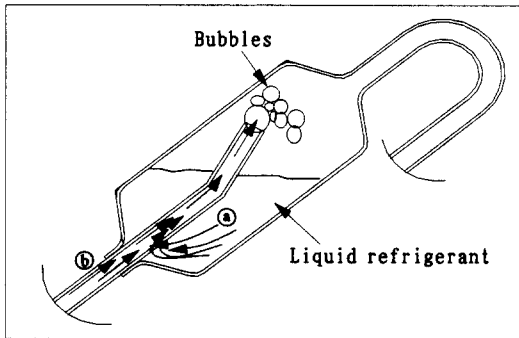
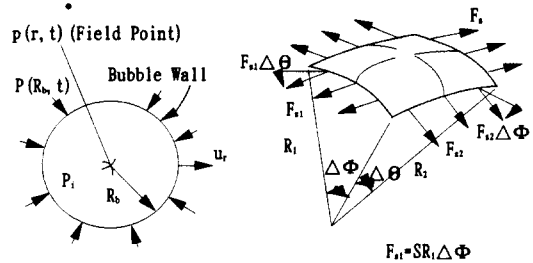


Fig. 9. Drawing of the 3rd bubbles when they are being generated

2.2. Bubbles의 Resonance Frequency 결정을 위한 기본식

유체 (Fluid)에 있어서 Bubble의 동특성은 Bubble에 작용하는 상당히 복잡한 압력장에 의하여 직접적으로 영향을 받는다. 이에 있어서 아주 단순화된 분석이 Rayleigh⁽¹⁾에 의해 이뤄졌다. Rayleigh Analysis에 의하면 Bubble이 있는 유체는 비압축성유체로서 Bubble내의 중심부는 Liquid Vapor이기 때문에 Bubble내의 압력은 일정하다고 본다. Fig. 10은 상대좌표로서 Bubble Wall의 각 절편 (Segment)의 압력차이는 표면장력에 의하여 조절됨을 나타내고 있다. Fig. 10 (B)에 있어서 임



(A) Spherical bubble in an unbounded liquid (B) Force diagram for a thin film

FIG. 10. Force diagrams for a spherical bubble

의 한 순간에 있어서의 힘의 평형은 다음과 같다.

$$(P_i - P(R, t)) R_i R_i \Delta \Phi \Delta \theta - (SR_i \Delta \Phi) \Delta \theta + (SR_i \Delta \theta) \Delta \Phi$$

이때 구형 bubble의 경우 $R_1 = R_2 = R$ 이므로

$$P_i - P(R, t) = 2S/R \quad (1-1)$$

의 평형식이 성립된다.

Bubble이 운동할 경우 이러한 Gas는 압축과 팽창이 이뤄져 Bubble의 반경 변화와 더불어 부분압력이 변한다. 밀폐된 가스의 열역학적 성질을 이용하여 Bubble Wall에서의 평형압력을 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$P(R, t) = P_v + P_{g0} (R_0 / R)^{3\gamma} - 2S / R \quad (1-2)$$

여기에서, γ 는 단열과정에 있어서 정압과정 ($P = \text{const}$)에서의 비열 (C_v)에 대한 정적과정 ($V = \text{const}$)에서의 비열 (C_p) 비이다.

비압축성 운동에 있어서, Spherically Symmetric Potential은

$$\frac{\partial}{\partial r} (r^2 \frac{\partial \phi}{\partial r}) = 0$$

이며, Sphere에 있어서 Boundary Condition은 $r = R, U_r = \dot{R}$ 이므로 Bubble Wall Velocity는 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{R}R + \frac{3}{2} (\dot{R})^2 = \frac{P(R) - P(r, t)}{\rho_0} \quad (1-3)$$

이는 Local Hydrodynamic Pressure $P(r, t)$ 가 감소하면 Bubble Wall은 바깥쪽으로 커진다는 것을 알 수 있으며, 작은 진동의 경우 즉, 자중성분이 작

지만, $P(r, t)$ 가 상당히 작을 경우 결과 값은 항상 양수로서 Bubble Wall Velocity가 Linear Acceleration Term에 직접적으로 영향을 주어 Bubble Growth를 좌우한다는 것을 알 수 있다.

안정된 Volume V_0 를 갖는 Bubble이 임의의 한 순간에 가진 압력 $P(r, t)$ 에 의해서 가진될 경우, 작은 진동에 있어서 Taylor Series의 첫번째 항을 이용하면

$$P_{s0}(R)\left(\frac{V_0}{V}\right)^{\gamma} - P_{s0}(R) \cong -\frac{\gamma}{V_0} P_{s0}(R)(V - V_0) \quad (1-4)$$

이고, Bubble이 표면장력을 충분히 무시할 정도로 크다면 Strasberg^[2]에 의해 식 (1-3)은 다음과 같이 선형화된 형태로 표현된다.

$$\frac{\rho_0}{4\pi R_0} \ddot{V} + \frac{\gamma P_{s0}}{V_0} (V - V_0) = -P(r, t) \quad (1-5)$$

Bubble의 공진 주파수를 결정하기 위하여 체적이 다음과 같이 주파수 ω_0 로 Free Simple Harmonic Motion을 한다면, Volume Fluctuation은 다음과 같으며

$$V - V_0 = v e^{-i\omega_0 t}$$

자유운동 (Free Motion)의 주파수는 다음을 만족한다.

$$-\omega_0^2 \left(\frac{\rho_0}{4\pi R_0}\right) + \left(\frac{\gamma P_{s0}}{V_0}\right) = 0$$

따라서, 평형가스압력 (Equilibrium Gas Pressure)은 평형정압 (Equilibrium Static Pressure)과 표면장력 (Surface Tension)의 합으로 표현가능하며, 결과적으로 공진주파수 (Resonance Frequency)는 다음과 같은 식으로 구할 수 있다.

$$\omega_0 R_0 = \sqrt{(3\gamma / \rho_0)(P_0 + 2S / R_0 - P_v)} \quad (1-6)$$

2.3. Orifice 유, 무에 따른 Cycle 온도, 압력 측정 및 소음 측정

Fig. 11에서와 같이 정상적인 냉장고 Set 상에서 Orifice 유, 무에 따른 소음 Level의 차이 및 이때의 주파수 특성을 분석하기 위하여 무향실 「압소음 21dB (A)」에서 P측정점 (냉장고 후면 Accumulator쪽에서 20mm 이격 지점)에서 소음을 측정하였으며 동시에 Cycle상의 온도 및 압력을 측

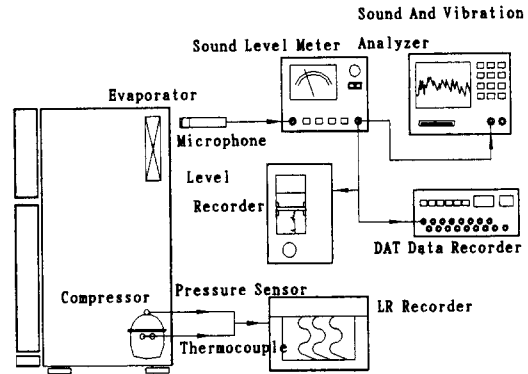


Fig. 11. Schematic diagram of the measurement of sound, temperature and pressure 정하여 압축기 단속이후 Bubble 소음 발생시 냉매의 물성치(온도, 압력 등)를 구하여 Bubble 소음 발생시 Bubble Size를 결정하는 기초자료로 활용하였다.

2.3.1. Orifice 유, 무에 따른 소음특성

기존 증발기의 Accumulator내의 삽입관에 Orifice가 있는 경우는 앞에서 언급한 바와 같이 압축기 기동 및 정지시 Accumulator에서 Bubble 소음이 발생하였으며 특히, 압축기가 정지시 발생하는 Bubble 소음의 경우는 상당히 크게 발생하였다. 따라서, 이러한 Bubble 소음의 직접적인 원인으로 작용되는 Orifice를 제거한 상태에서 P측정점에서 Sound Level [dB (A)]를 비교한 결과 Fig. 12와 같이 상당히 개선된 결과를 얻을 수 있었다. 즉, 압축기 단속직후에는 38~41dB (A)로 약 130초 동안 Bubble 소음이 발생하던 것이 30~35dB (A)로 소음의 세기도 떨어졌으며, 소음발생 지속시간도 약 40초 동안만 발생하였다. 압력평형이후에는 28~35dB (A)로 압축기 재기동 전까지 계속적으로 발생하던 것이 25dB (A) 이하로 발생하였다.

2.3.2. 압축기 단속후 Bubble 소음 발생시

Bubble Size의 동특성 비교

압축기 단속직후 1분 뒤 Orifice 유, 무에 따른 소음발생시 Spectrum 비교는 Fig. 13과 같다. 이러한 방법으로 P측정점에서 1분 간격으

로 측정된 소음 Spectrum을 기준으로, Spectrum상에서 dominant한 주파수를 구하여 앞에서 언급한 식 (1-6)에 대입한 결과 Fig.14 및 Fig.15와 같은 결과를 얻을 수 있었다. Fig.14에서와 같이 삽입판에 Orifice가 있는 경우 압축기 정지 직후에는 Bubble Size (R_0)가 1~3mm에 밀집된다. Cycle상에서 고압측의 압력평형력이 상당히 크기 때문에 Sleeve에서의 토출력이 크고, 따라서 다량의 Bubble이 Sleeve를 통하여 토출되면서 전체소음값이 높게 나타났다. 시간이 지나면서 Cycle상의 고압측과 저압측의 압력이 점차 평형을 이루면서 전체 Bubble에 의한 소음값은 점차 감소하면서 Bubble Size (R_0)는 4~11mm에 이르기까지 고르게 분포하였다. 반면, Orifice가 없는 경우에는 Fig.15에서 알 수 있는 바와 같이 단속 초기에는 Orifice가 있는 경우와 유사하게 Bubble Size가 형성되어 소음이 발생하지만 약 40초 뒤부터는 현저히 감소하였으며 2분 뒤부터는 Spectrum 측정이 어려울 정도로 감소하였다.

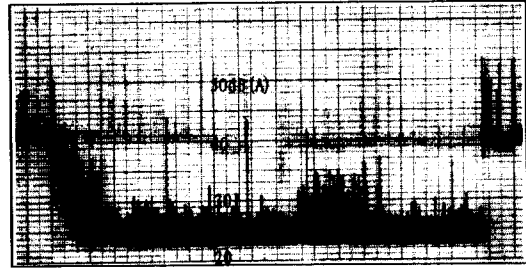
이러한 계산결과는 앞에서 Orifice 유, 무별로 Accumulator를 투명한 내열 유리를 이용하여 제작 및 냉장고에 조립하여 Video Recorder (SV-H38)로 Bubble이 형성될때의 촬영결과와 거의 유사한 결과를 나타내었다.

2.3.2. Orifice 유, 무에 따른 온도 (°C)

및 압력 (kgf/cm²) 특성

기존의 Accumulator내의 삽입판에 Orifice를 만드는 직접적인 이유는 압축기 운전시 Accumulator내에 잔류하였던 액냉매 및 Oil이 압축기가 정지하면 Orifice를 통하여 증발기쪽으로 다시 회수되었다가 압축기 재기동시 Suction Line을 통하여 압축기쪽으로 회수되어 전체 Cycle상의 액냉매 및 Oil량의 손실을 막기 위한 것이다. 그러나, 본 실험을 통하여 Orifice가 없는 경우에도 실제 압축기가 운전시 Accumulator내에 잔류하는 액냉매 및 Oil량은 큰 차이가 없었으며 냉장고의 성능상으로도 큰 차이가 없는 것으로 나타났다.

i) with an orifice



ii) without an orifice

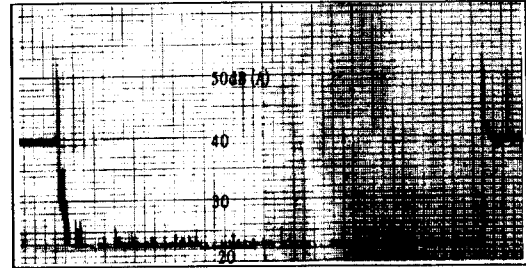


Fig. 12. Comparison of the sound level at the 'P' point

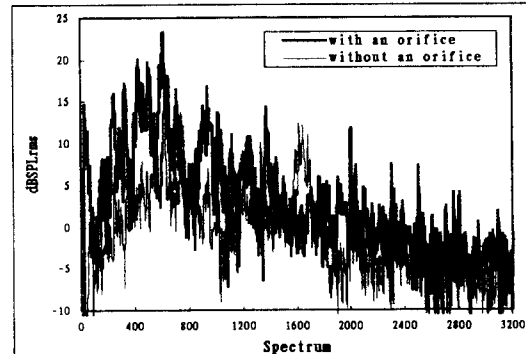


Fig. 13 Comparison of the spectrum (after 1min. when the compressor is stopped)

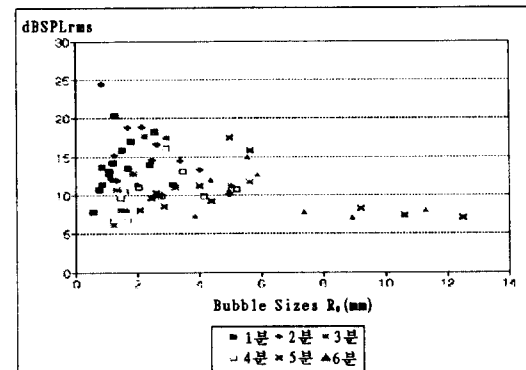
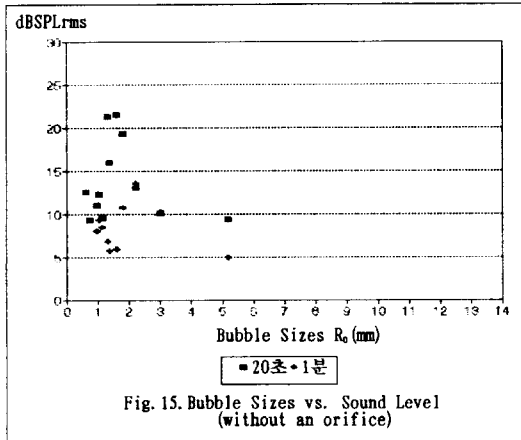


Fig. 14. Bubble Sizes vs. Sound Level (with an orifice)



3. 결 론

1) 냉장고 증발기의 출구쪽에 위치한 Accumulator에 있어서 Accumulator내 삽입관 하단에 형성되어 있는 Sleeve에 의하여 Accumulator내에서 Bubble 소음이 발생되며 특히, 압축기 정지시에 더욱 심하게 발생됨을 확인할 수 있었다.

2) 증발기 Accumulator내의 sleeve에 형성되어 있는 Orifice ($\phi 1.5$ Hole)를 제거할 경우 Accumulator내에서 발생하는 Bubble의 경우 P측정점에서 압축기 단속직후에는 약 6~8dB(A) 정도가 감소하며, 고압축과 저압축의 압력평형 이후에는 3~10 dB(A) 정도의 소음값을 감소시킬 수 있었다.

3) Orifice 유, 무에 따른 Accumulator내에서 발생하는 Bubble에 있어서 식 (1-6)을 이용하여 결정된 Bubble Size가 Accumulator를 투명한 내열 유리를 이용하여 제작하여 냉장고 운전 및 정지시 냉매의 유동 및 Bubble의 형성등을 관찰한 결과와 상당히 일치함을 알 수 있었다.

REFERENCES

[1] Lord Rayleigh, On the pressure developed in a liquid during the collapse of a spherical cavity. *Philos. Mag.* 34, 94~98 (1917)

[2] Strasberg, M. Gas bubbles as sources of sound in liquids. *J. Acoust. Soc. Am.* 28, 20~26 (1956)

[3] Lawrence E. Kinsler, "Fundamentals of acoustics", 3rd edition, pp. 160~161, 228~230 (1980)

[4] William K. Blake, "Mechanical of flow-induced sound and vibration", Vol.1, General concepts and elementary sources, Academic Press, Inc, pp. 370~385 (1986)

[5] William K. Blake, "Mechanical of flow-induced sound and vibration", Vol.2, Complex flow-structure interactions, Academic Press, Inc, pp. 474~483 (1986)

[6] 서정일, 이창식, "냉동 및 공기조화공학", 교학연구사, pp. 20~25 (1990)