

〈論 文〉

증발기 어큐뮬레이터에서의 버블 소음 규명 및 개선

Definition and Improvement of the Sound which was Generated by Bubbles at the Accumulator of the Evaporator

박정희* · 장의영** · 박윤서**

Jung-Hee Park, Eui-Young Chang and Yoon-Ser Park

(1996년 5월 10일 접수 ; 1996년 7월 11일 심사완료)

Key Words : Accumulator(어큐뮬레이터), Orifice(ϕ 1.5 mm Hole), Bubble Resonance Frequency(버블공진주파수), Bubble Wall Size(버블막 크기), Refrigerant Flow(냉매유동)

ABSTRACT

This paper is concerned with the bubble sound at the accumulator which is generated by the difference of the high pressure side and the low pressure side in the cycle of the refrigerator. The causes of the bubble sound generation are verified by the visualized test of the operating refrigerant flow at the accumulator and the measurements of the temperature and pressure. Two cases were tested, one with the accumulator has a orifice and the other with the accumulator hasn't a orifice. So that, it is presented the comparison of the bubble sound levels and spectrums in each cases. To predict the bubble sizes when they are generated, the linearized equation driven by Strasberg⁽²⁾ is used.

기 호 설 명

S	: 표면장력
$\Delta\phi, \Delta\theta$: 각좌표
R, R_1, R_2	: 곡률반경
P_i, P_0, P_v, P_g	: 압력(내부, 초기, 증기, 가스)
γ	: 비열비
ρ	: 밀도
V	: 부피
ω	: 각속도

1. 서 론

본 논문에서 거론되는 버블의 경우 수중음향학(underwater acoustics)에서 많이 거론되는 bubble cavitation noise와는 형성과정의 차이가 있는 것으로서 cavitation은 속도와 압력의 함수로 표현 가능

하며, 불규칙한 유체가 흐르는 날개 표면에 있어서의 최소압력(minimum pressure)이 임계압력(critical pressure) 또는 증기압력(vapor pressure)보다 낮을 경우에 발생된다. 그러나, 냉장고에서 발생하는 버블 소음의 경우는 발생원인이 다르다. 냉장고는 고내의 온도를 낮추기 위하여 냉매가 봉입된 상태에서 압축기 운전시 Fig. 1에서와 같이 고압측과 저압측이 형성된다.

냉매의 증발과정을 통하여 고내의 온도(T)가 일정 수준으로 떨어지면 압축기의 운전은 순간적으로 단속되며, 이러한 순간적인 단속 이후에도 사이클상의 고압측으로부터 저압측으로의 압력평형을 이루려는 힘이 작용하고, 이러한 힘에 의하여 증발기내에 잔류한 냉매 및 오일이 삼입관을 통하여 어큐뮬레이터내로 공급되는 과정에서 버블의 형성 및 터지는 현상이 생긴다.

버블 소음은 이러한 과정에서 형성된 버블이 터질 때 발생하는 것으로서 기존의 소음원에 비하여 그 정도에 있어서는 상당히 작지만, 이는 압축기가 정

*정회원, 삼성전자 기술총괄 생활시스템연구소

**삼성전자 기술총괄 생활시스템연구소

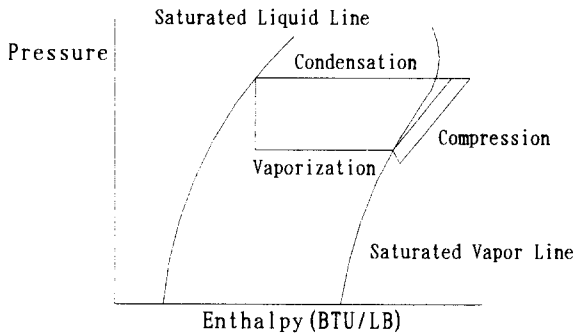


Fig. 1 Pressure-heat diagram for a refrigerant

지된 상태에서 발생하기 때문에 문제가 되며 또한, 최근의 일반 가정의 주거환경 등이 개선되면서 더욱 문제의 여지가 있다.

본 연구에서는 이러한 버블 소음의 개선을 위한 방안으로서 삽입관 하단에 형성된 오리피스를 제거 하였으며, 오리피스 유·무에 따른 어큐뮬레이터내에서의 냉매의 유동과 단속 이후 시간별 버블 형성 과정 및 버블 크기를 관찰하였으며, 이러한 결과를 근거로 소음, 사이클상의 온도 및 압력을 동시에 측정하여 압축기 단속이후의 버블 소음 발생시 식에 의한 시간별 버블 크기의 분포를 계산하여 앞의 관찰결과와 비교 검토하였다.

2. 본 론

2.1 어큐뮬레이터에서의 냉매 유동 가시화 테스트 및 버블 소음 발생형태 분석

본 실험의 주요 관찰부인 어큐뮬레이터는 Fig. 2에서와 같이 증발기(열교환기)의 출구쪽에 위치하고 있으며, 이는 압축기 운전시 순환되는 냉매가 증발기에서 증발된 후 그 일부가 액상으로 압축기쪽으로 유입될 때 발생하는 suction line의 이슬맺힘 및 압축기 과부하 발생을 방지하기 위하여 형성된 것으로 Fig. 3에서와 같이 기상의 냉매는 어큐뮬레이터의 sleeve를 통하여 토출된 후 압축기 suction line으로 공급되며 반면, 액상의 냉매는 어큐뮬레이터 하단에 고이도록 설계되어 있다.

이러한 어큐뮬레이터를 투명한 내열 유리로 제작 및 냉장고에 조립하여 냉장고의 운전 및 정지시 냉매의 유동 및 버블의 형성과 소멸을 관찰하였다. 그 결과 압축기 기동후 4~6분 사이에 고압측의 압력상승과 증발기에서의 100%에 가까운 액냉매의 증발이

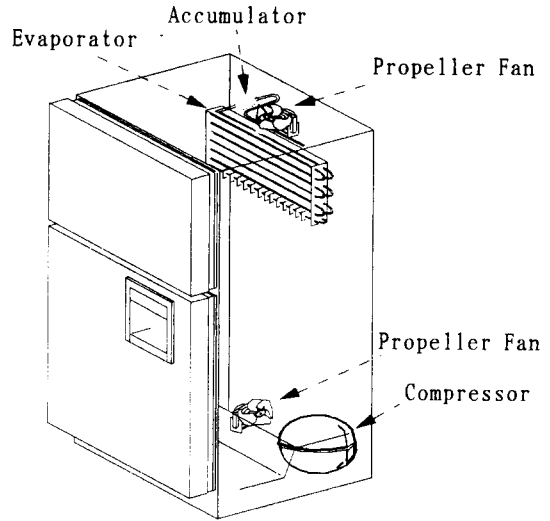


Fig. 2 Components of a refrigerator

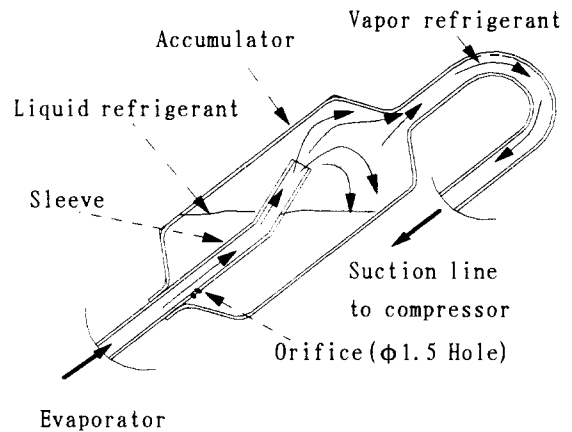


Fig. 3 Components of an accumulator and refrigerant flow

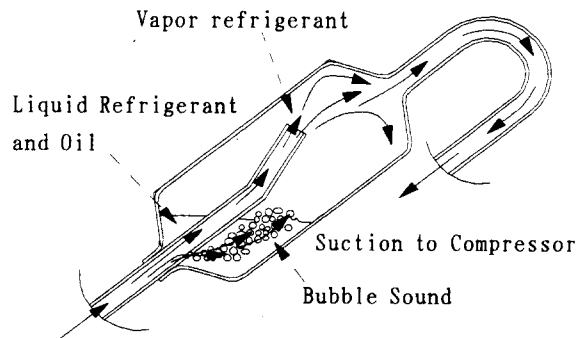


Fig. 4 Drawing of the 1st bubbles when they are being generated

이러면서 Fig. 4에서와 같이 어큐뮬레이터 하단에 형성된 오리피스를 통하여 토출되는 기상의 냉매가 어큐뮬레이터내에 채워진 오일이 함유된 액냉매의 유체쪽으로 토출되면서 버블 소음이 발생하였다. 하지만, 이때의 소음은 압축기 및 팬 등의 각종 소음원이 작용하는 상태에서 발생되기 때문에 큰 문제는 안된다.

이렇게 압축기의 운전과 냉매의 증발기에서의 증발 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 압력과 압력차에 의하여 유동이 계속 이뤄지며 이로 인하여 냉매가 흐르는 파이프상의 체적이 급팽창하는 증발기의 어큐뮬레이터내에서 버블 소음이 발생된다.

이때 관찰된 버블 소음의 형태는 두 가지 형태로 나타났으며, 이는 사이클상의 압력과 밀접한 관계를 나타내었다. Fig. 6은 압축기 on/off에 따른 사이클상의 고압 및 저압측의 압력과 온도를 측정된 것으로서, 두번째 버블 소음은 Fig. 6의 ㉠과정에서 Fig. 7과 같이 발생되었다. 이는 압축기 단속 직후로서 이때에는 고압측과 저압측의 압력차가 크기 때문에 버블 소음도 크게 발생하였다. 그리고 세번째 버블 소음은 고압측과 저압측의 급격한 압력평형이 이뤄진 이후인 Fig. 6의 ㉡과정에서 Fig. 8과 같이 발생하였다.

Fig. 7에서와 같이 발생하는 버블 소음은 고압측으로부터 발생하는 힘에 의하여 증발기에 잔류한 냉매 및 오일이 어큐뮬레이터내로 공급되는 과정에서 생기는 것이지만, Fig. 8과 같은 과정은 사이클내의 압력평형이 이뤄진 이후에 발생하는 것으로서 이의 직접적인 원인은 삼입관 하단에 형성된 오리피스(ϕ 1.5 mm Hole)에 의한 영향이 상당히 큰 것으로 나타났다.

즉, 단속후 2~3분 뒤에는 고압측과 저압측의 급격한 압력차이는 없으며, 약 0.1~0.2 kgf/cm² 정도의 미소한 압력차만이 형성된다. 그러므로, Fig. 9에서와 같이 증발기보다 상단에 위치한 어큐뮬레이터내에 있는 액냉매가 자중에 의하여 오리피스를 통하여 증발기쪽으로 회수되는 과정(㉠)에서 액냉매의 일부가 고압측과 저압측의 미소한 압력차에 의하여 삼입관을 타고 어큐뮬레이터내로 공급되는 기상냉매(㉡)에 실려 다시 어큐뮬레이터내로 공급되는 과정에서 버블 소음이 발생된다.



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

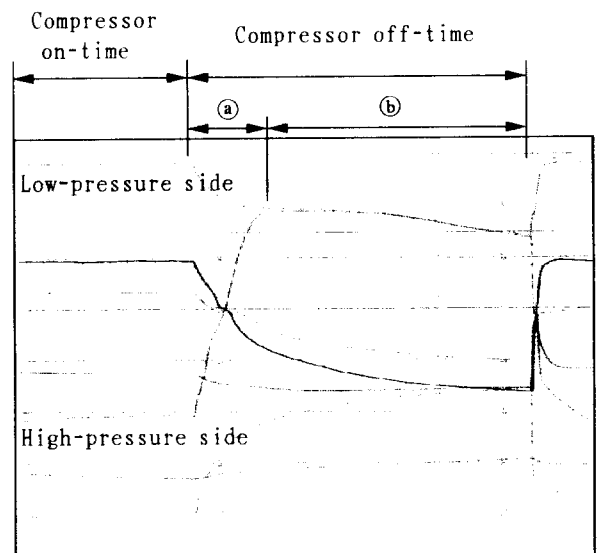


Fig. 6 A pressure and temperature graph



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

2.2 버블의 공진주파수 결정을 위한 기본식

유체(fluid)에 있어서 버블의 동특성은 버블에 작용하는 상당히 복잡한 압력장에 의하여 직접적으로 영향을 받는다. 이에 있어서 아주 단순화된 분석이 Rayleigh⁽¹⁾에 의해 이뤄졌다. Rayleigh analysis에 의하면 버블이 있는 유체는 비압축성유체로서 버블 내의 중심부는 liquid vapor이기 때문에 버블내의 압력은 일정하다고 본다. Fig. 10은 상대좌표로서 버블막의 각 절편(segment)의 압력차이는 표면장력에 의하여 조절됨을 나타내고 있다. Fig. 10(b)에 있어서 임의의 한 순간에 있어서의 힘의 평형은 다음과 같다.

$$(P_i - P(R, t))R_2R_1\Delta\Phi\Delta\theta = (SR_1\Delta\Phi)\Delta\theta + (SR_2\Delta\theta)\Delta\Phi$$

이때 구형 버블의 경우 $R_1=R_2=R$ 이므로

$$P_i - P(R, t) = 2S/R \tag{1}$$

의 평형식이 성립된다.

버블이 운동할 경우 이러한 가스는 압축과 팽창이 이뤄져 버블의 반경 변화와 더불어 부분압력이 변한다. 밀폐된 가스의 열역학적 성질을 이용하여 버블막에서의 평형압력을 식으로 나타내면 다음과 같다.

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

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

비압축성 운동에 있어서, spherically symmetric potential은

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

이며, sphere에 있어서 boundary condition은 $r = R$, $U_r = \dot{R}$ 이므로 버블막 velocity는 다음과 같이 표현된다.

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

이며 local hydrodynamic pressure $P(r, t)$ 가 감소하면 버블막은 바깥쪽으로 커진다는 것을 알 수 있으며, 작은 진동의 경우 즉, 자승성분이 작지만, $P(r, t)$ 가 상당히 작을 경우 결과값은 항상 양수로서 버블막 velocity가 linear acceleration term에 직접적으로 영향을 주어 버블 growth를 좌우한다는 것을 알 수 있다.

안정된 체적 V_0 를 갖는 버블이 임의의 한 순간에 가진압력 $P(r, t)$ 에 의해서 가진될 경우, 작은 진



Fig. 8 The picture of the 3rd generated bubbles(when the pressures in the cycle are changed slowly)

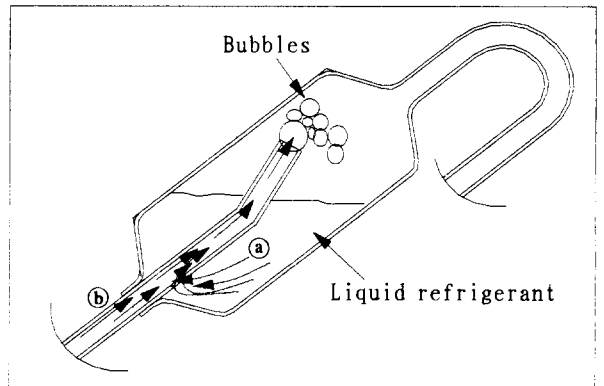
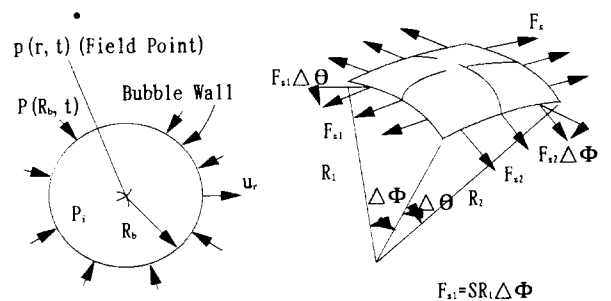


Fig. 9 Drawing of the 3rd bubbles when they are being generated



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

Fig. 10 Force diagrams for a spherical bubble

동에 있어서 Taylor series의 첫번째 항을 이용하면

$$P_{g0}(R) \left(\frac{V_0}{V} \right)^{\gamma} - P_{g0}(R) \cong -\frac{\gamma}{V_0} P_{g0}(R) (V - V_0) \tag{4}$$

이고, 버블이 표면장력을 충분히 무시할 정도로 크다면 Strasberg⁽²⁾에 의해 식 (3)은 다음과 같이 선형화된 형태로 표현된다.

$$\frac{\rho_0}{4\pi R_0} \dot{V} + \frac{\gamma P_{g0}}{V_0} (V - V_0) = -P(r, t) \quad (5)$$

버블의 공진주파수를 결정하기 위하여 체적이 다음과 같이 주파수 ω_0 로 free simple harmonic motion을 한다면, volume fluctuation은 다음과 같으며

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

자유운동(free motion)의 주파수는 다음을 만족한다.

$$-\omega_0^2 \left(\frac{\rho_0}{4\pi R_0} \right) + \frac{\gamma P_{g0}}{V_0} = 0$$

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.

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

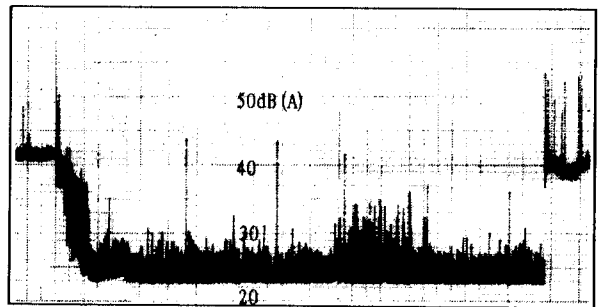
2.3 오리피스 유·무에 따른 사이클 온도, 압력 측정 및 소음 측정

Fig. 11에서와 같이 정상적인 냉장고 세트 상에서 오리피스 유·무에 따른 소음 레벨의 차이 및 이때의 주파수 특성을 분석하기 위하여 무향실 「암소음 21 dB(A)」에서 P측정점(냉장고 후면 어큐레이터 쪽에서 20 mm 이격 지점)에서 소음을 측정하였으며 동시에 사이클상의 온도 및 압력을 측정하여 압축기 단속이후 버블 소음 발생시 냉매의 물성치(온도, 압

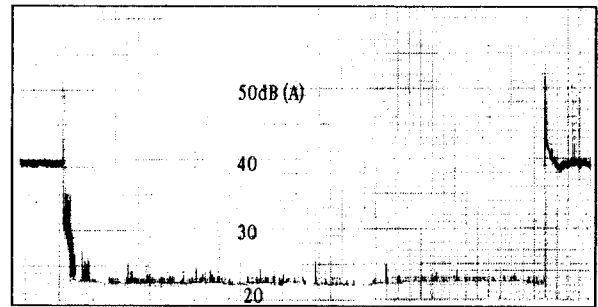
력 등)를 구하여 버블 소음 발생시 버블 크기를 결정하는 기초자료로 활용하였다.

(1) 오리피스 유·무에 따른 소음특성

기존 증발기의 어큐레이터내의 삼입관에 오리피스가 있는 경우는 앞에서 언급한 바와 같이 압축기 기동 및 정지시 어큐레이터에서 버블 소음이 발생하였으며 특히, 압축기가 정지시 발생하는 버블 소음의 경우는 상당히 크게 발생하였다. 따라서, 이러한 버블 소음의 직접적인 원인으로 작용되는 오리피스를 제거한 상태에서 P측정점에서 음향레벨[dB



(a) With an orifice



(b) Without an orifice

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

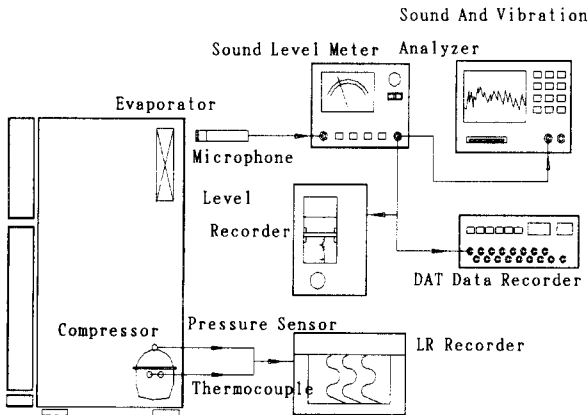


Fig. 11 Schematic diagram of the measurement of sound, temperature and pressure

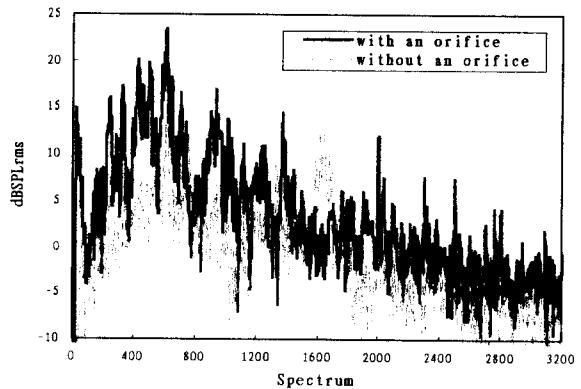


Fig. 13 Comparison of the spectrum(after 1min. when the compressor is stopped)

(A)]을 비교한 결과 Fig. 12와 같이 상당히 개선된 결과를 얻을 수 있었다. 즉, 압축기 단속직후에는 38~41 dB(A)로 약 130초 동안 버블 소음이 발생하던 것이 30~35 dB(A)로 소음의 세기도 떨어졌으며, 소음발생 지속시간도 약 40초 동안만 발생하였다.

압력평형 이후에는 28~35 dB(A)로 압축기 재기동전까지 계속적으로 발생하던 것이 25 dB(A) 이하로 발생하였다.

(2) 압축기 단속후 버블 소음 발생시 버블 크기의 동특성 비교

압축기 단속직후 1분 뒤 오리피스 유·무에 따른 소음발생시 스펙트럼 비교는 Fig. 13과 같다. 이러한 방법으로 P측정점에서 1분 간격으로 측정된 소음스펙트럼을 기준으로, 스펙트럼상에서 dominant한 주파수를 구하여 앞에서 언급한 식 (6)에 대입한 결과 Fig. 14 및 Fig. 15와 같은 결과를 얻을 수 있었다. Fig. 14에서와 같이 삽입관에 오리피스가 있는 경우

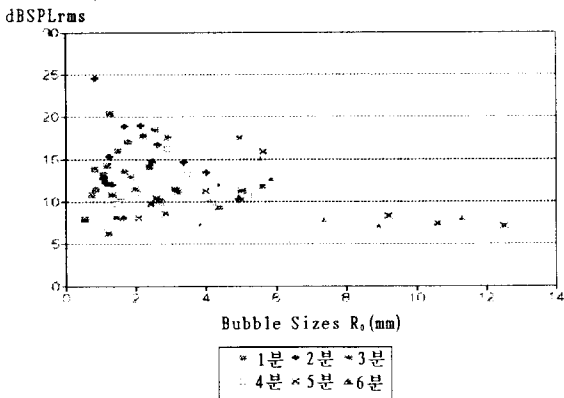


Fig. 14 Bubble sizes vs. sound level(with an orifice)

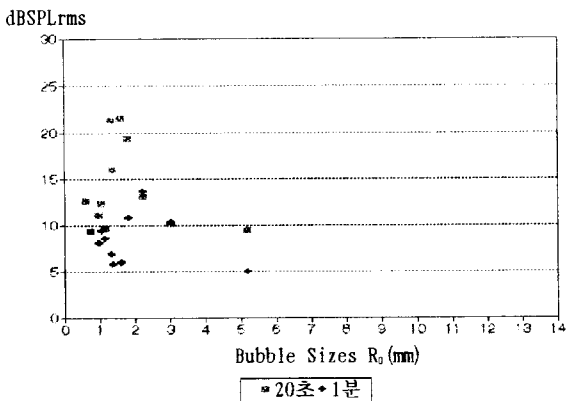


Fig. 15 Bubble sizes vs. sound level(without an orifice)

압축기 정지 직후에는 버블크기(R_0)가 1~3 mm에 밀집된다. 사이클상에서 고압측의 압력평형력이 상당히 크기 때문에 sleeve에서의 토출력이 크고, 따라서 다량의 버블이 sleeve를 통하여 토출되면서 전체 소음값이 높게 나타났다. 시간이 지나면서 사이클상의 고압측과 저압측의 압력이 점차 평형을 이루면서 전체 버블에 의한 소음값은 점차 감소하면서 버블크기(R_0)는 4~11 mm에 이르기까지 고르게 분포하였다. 반면 오리피스가 없는 경우에는 Fig. 15에서 알 수 있는 바와 같이 단속 초기에는 오리피스가 있는 경우와 유사하게 버블크기가 형성되어 소음이 발생하지만 약 40초 뒤부터는 현저히 감소하였으며 2분 뒤부터는 스펙트럼 측정이 어려울 정도로 감소하였다.

이러한 계산결과는 앞에서 오리피스 유·무별로 어큐뮬레이터를 투명한 내열 유리를 이용하여 제작 및 냉장고에 조립하여 비디오 레코더(SV-H38)로 버블이 형성될 때의 촬영결과와 거의 유사한 결과를 나타내었다.

(3) 오리피스 유·무에 따른 온도($^{\circ}\text{C}$) 및 압력 (kgf/cm^2) 특성

기존의 어큐뮬레이터내의 삽입관에 오리피스를 만드는 직접적인 이유는 압축기 운전시 어큐뮬레이터 내에 잔류하였던 액냉매 및 오일이 압축기가 정지하면 오리피스를 통하여 증발기쪽으로 다시 회수되었다가 압축기 재기동시 suction line을 통하여 압축기 쪽으로 회수되어 전체 사이클상의 액냉매 및 오일량의 손실을 막기 위한 것이다. 그러나, 본 실험을 통하여 오리피스가 없는 경우에도 실제 압축기가 운전시 어큐뮬레이터내에 잔류하는 액냉매 및 오일량은 큰 차이가 없었으며 또한, 냉장고내의 온도 및 압력상의 큰 차이가 없어 성능상으로도 큰 변화가 없는 것으로 나타났다.

3. 결 론

(1) 냉장고 증발기의 출구쪽에 위치한 어큐뮬레이터에 있어서 어큐뮬레이터내 삽입관 하단에 형성되어 있는 sleeve에 의하여 어큐뮬레이터내에서 버블 소음이 발생되며 특히, 압축기 정지시에 더욱 심하게 발생됨을 확인할 수 있었다.

(2) 증발기 어큐뮬레이터내의 sleeve에 형성되어 있는 오리피스($\phi 1.5 \text{ mm}$ hole)를 제거할 경우 어큐뮬레이터내에서 발생하는 버블의 경우 P측정점에서 압축기 단속직후에는 약 6~8 dB(A) 정도가 감소하며, 고압측과 저압측의 압력평형 이후에는 3~10 dB

(A) 정도의 소음값을 감소시킬 수 있었다.

(3) 오리피스 유·무에 따른 어큐레이터내에서 발생하는 버블에 있어서 식 (6)을 이용하여 결정된 버블 크기가 어큐레이터를 투명한 내열 유리를 이용하여 제작하여 냉장고 운전 및 정지시 냉매의 유동 및 버블의 형성등을 관찰한 결과와 상당히 일치함을 알 수 있었다.

참고 문헌

- (1) Lord Rayleigh, 1917, On the Pressure Developed in a Liquid During the Collapse of a Spherical Cavity, Philos. Mag. 34, 94~98.
- (2) Strasberg, M., 1956, Gas Bubbles as Sources of

Sound in Liquids. J. Acoust. Soc. Am. 28, 20~26.

- (3) Lawrence, E. Kinsler, 1980, "Fundamentals of Acoustics," 3rd Edition, pp. 160~161, 228~230.
- (4) William, K. Blake, 1986, "Mechanical of Flow-Induced Sound and Vibration," Vol. 1, General Concepts and Elementary Sources, Academic Press, Inc, pp. 370~385.
- (5) William K. Blake, 1986, "Mechanical of Flow-Induced Sound and Vibration," Vol. 2, Complex Flow-Structure Interactions, Academic Press, Inc., pp. 474~8483.
- (6) 서정일, 이창식, 1990, "냉동 및 공기조화공학," 교학연구사, pp. 20~25.