

냉장고 냉매소음 저감을 위한 단열 발포재의 진동 전달특성 분석

Analysis of the Vibration Transmitting Characteristics of the Insulation-foam for Reducing Refrigerant-induced Noise of a Refrigerator

한형석*. 김민성**. 정의봉†. 서민영***. 이수영****

Hyung-Suk Han, Min-Sung Kim, Weui-Bong Jeong, Min-Young Seo and Soo-Young Lee

(2009년 9월 14일 접수 ; 2009년 12월 8일 심사완료)

Key Words : Refrigerant-induced Noise(냉매소음), Refrigerant-supplying Equipment(냉매공급장치), Insulation-foam(단열재), Vibration Isolation(진동절연)

ABSTRACT

In the refrigerator, the two-phase refrigerant-induced noise of the capillary tube in an evaporator-inlet pipe has been a great concern. The capillary tube is usually covered with insulation-foam packed in the space between inner and outer cabinets without any vibration isolation. Therefore, the refrigerant-induced vibration of the capillary tube can be easily transferred to the outer cabinet, which may increase the radiated noise. In this paper, the characteristics of transferred vibration through the insulation-foam are investigated experimentally by using the refrigerant-supplying equipment. The frequency characteristics, such as dynamic Young's modulus and loss factor, of the insulation-foam are also discussed.

1. 서 론

에어컨이나 냉장고에서 발생하는 소음 중 냉매에 의한 소음은 매우 불규칙적이며 냉동 사이클에 따라 크게 변하기 때문에 이들 소음을 해결하는데 많은 어려움이 존재한다. 이러한 냉동기의 냉매소음은 주로 냉매가 2상 상태로 흐를 때 크게 발생된다. 하지만 냉동기의 원리상 냉매의 상변화를 막을 수 없으므로 냉동기에서의 냉매소음은 발생될 수밖에 없다. 따라서 이러한 2상 상태에서의 냉매소음에 대

해서 많은 연구가 이루어지고 있다.

Han⁽¹⁾은 에어컨 실내기에서 발생하는 냉매소음이 유동양식과 밀접한 관계가 있으며 난방 모드에서 실내기를 빠져나오는 냉매의 유동양식이 슬러그류가 될 때 냉매소음이 크게 발생함을 실험적으로 검증하였다. 또한 실내기 출구 배관 직경을 줄임으로써 질량 유속을 증가시켜 내부 유동양식을 환상류로 천이시키는 방식으로 냉매소음 저감 대책을 제시하였다. Umeda⁽²⁾는 전자팽창 밸브 입구의 유동양식이 슬러그(slug)류일 때 소음이 발생되며 파이프의 구조를 수평으로 하는 것이 슬러그류에 의한 소음 저감에 유리하다는 것을 시험을 통해 검증하였다. Hirakuni⁽³⁾는 냉장고의 모세관 입구에서의 슬러그류에 의한 냉매소음을 다루었고, 이를 저감하기 위해서 드라이어(dryer)를 모세관 입구에 설치하여 슬러그류를 환상류로 변환시켜 소음을 저감하는 방법을 제시하였다. Kim⁽⁴⁾은 냉장고 증발기 입구배관

† 교신저자; 정회원, 부산대학교 기계공학부
E-mail : wbjeong@pusan.ac.kr
Tel : (051)510-2337, Fax : (051)517-3805

* 정회원, 국방기술품질원 합정센터

** 부산대학교 대학원 기계공학부

*** (주)LG전자

**** 성균관대학교 대학원 기계공학부

의 형상과 직경에 따른 내부 유동양식을 유동양식 선도로 예측하고, 유동양식 예측을 통해 관내 유동양식을 환상류로 천이시키는 방법으로 냉매소음 저감을 다루었다.

이와 같이 냉매소음에 대한 연구는 주로 내부 유동관점에서 크게 다루어지고 있으나, 구조적인 측면에서의 냉매소음은 크게 다루어지고 있지 않고 있다. 따라서 이 연구에서는 구조적인 측면에서 냉장고의 작동 냉매가 2상 상태가 되는 구간에서의 구조적 진동 전달 특성을 다루고자 한다. 특히 냉장고의 경우 열손실을 방지하기 위해 단열 발포재를 사용하고 있는데 이들의 진동 전달 특성을 분석함으로써 2상 상태로 냉매가 흐르는 배관에서 발생한 냉매유발소음이 구조기인소음으로 외부로 얼마나 전달이 될 수 있는지를 분석하고자 한다.

이 연구에서는 냉장고에서 냉매가 2상 상태로 흐르는 모세관과 압축기 흡입 배관에 적용되어 있는 단열 발포재에 대한 동적강성, 손실계수를 평가한다. 이들 평가를 통해 단열 발포재의 진동 전달 특성을 파악하고, 냉장고 냉매소음 평가를 위한 냉매 공급장치를 통해 단열 발포재가 냉매소음에 얼마만큼 기여하는지 파악해 보고자 한다.

2. 단열 발포재를 통한 냉매소음의 전달

일반적으로 냉장고나 에어컨의 냉매소음은 냉매가 2상 상태로 흐를 때 발생되며 주로 고주파 영역의 넓은 주파수 구간에서 발생하는 광대역 소음이다. 이와 같은 이상 유동 구간의 냉매를 가지는 배관 표면의 가속도는 실제 발생하는 냉매소음과 패턴이 매우 유사한 것으로 알려져 있다⁵⁾. 이는 배관

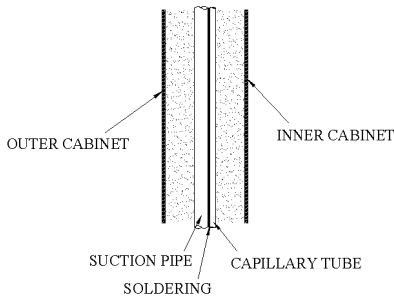


Fig. 1 Schematic diagram of the soldering pipe in the refrigerator

내부에서 발생된 냉매유발소음이 배관의 구조기인소음으로 외부로 전달되고 있음을 나타낸다.

따라서 이러한 배관이 캐비닛과 간섭이 발생할 경우 냉매소음이 크게 증폭되어 문제가 되기 때문에 설계 및 제조 시 배관과 타 부품간의 간섭은 냉매소음 관점에서 피해야 하는 항목 중 대표적인 항목이다.

냉장고의 경우 과냉도 확보를 위해 모세관과 압축기 흡입 배관을 서로 용접한 솔더링 배관이 널리 사용되고 있으며 이들 배관은 Fig. 1과 같이 단열 발포재를 사용하여 단열시킨 후 주로 냉장고 후면의 내, 외 캐비닛 사이에 놓여진다. 모세관을 포함한 모세관 입출구 배관의 경우 냉매가 2상 상태로 흐를 뿐만 아니라 내부 유속도 빠르며, 특히 모세관 출구에서의 내부 유동양식은 매우 복잡하기 때문에 냉매소음이 가장 크게 발생할 수 있는 구간이다. 하지만 Fig. 1에서와 같이 이들 배관이 발포재와 캐비닛 사이에 별다른 진동 절연 없이 연결되어 있기 때문에 단열재의 진동 전달 특성에 따라 냉매소음에 미치는 영향이 달라질 것으로 예측된다. 하지만 이러한 단열 발포재에 대한 진동 절연 특성은 거의 다루어 지지 않았기 때문에 단열 발포재에 대한 진동 전달 특성을 파악하기가 쉽지 않다. 따라서 이 연구에서는 이들 단열 발포재에 대한 진동 전달 특성을 파악하기 위해서 진동 전달 특성을 결정하는 대표적인 항목인 강성과 손실계수를 시편을 통해 평가하고자 한다.

3. 단열 발포재의 진동 전달 특성

진동계를 질량-감쇠-스프링의 1자유도계로 가정하면 진동 절연체의 진동 절연 능력은 식 (1)과 같이 진동 전달률로 평가된다.

$$T = \frac{(1 + \delta^2)^{1/2}}{[1 - (\omega/\omega_0)^2]^2 + \delta^2}^{1/2} \quad (1)$$

여기서 T는 전달률, δ 는 손실계수(loss factor), ω 는 주파수(rad/s), ω_0 는 계의 고유주파수이다.

하지만 식 (1)의 경우 재료의 동적특성이 고려되지 않기 때문에 고무와 같은 비선형 재료의 진동 전달률을 평가하는데 있어서는 적절치 않다. 단열 발포재의 경우도 선형 재료로 볼 수 없기 때문에 식 (2)와 같이 재료의 동적 특성을 고려하여 진동

전달률을 평가해야만 한다⁽⁶⁾.

$$T = \frac{(1 + \delta_\omega^2)^{1/2}}{[1 - (\omega/\omega_0)^2 (E_0/E_\omega)]^2 + \delta_\omega^2]^{1/2}} \quad (2)$$

여기서 δ_ω 는 주파수 “ ω ”에서의 손실계수, E_0 는 고유주파수에서 진동 절연재의 탄성률, E_ω 는 주파수 “ ω ”에서 진동 절연재의 탄성률이다.

식 (2)로부터 진동 절연재의 탄성률과 손실계수의 주파수 의존도에 따라 진동 전달률이 달라짐을 알 수 있다. 따라서 이 절에서는 KS M 6604⁽⁷⁾의 비공진법을 이용하여 냉장고에 사용되는 폴리우레탄 계열의 특정 단열 발포재에 대하여 동적강성과 손실계수를 실험을 통해 평가하였다. 이러한 평가를 통해 단열 발포재가 고주파영역까지 진동 절연체로써 충분히 낮은 강성과 높은 손실계수를 가지는지 확인하고 단열 발포재를 캐비닛 사이에 진동 절연 없이 직접 적용하였을 때 냉매소음을 야기하는 배관 진동을 충분히 절연할 수 있을지 평가한다.

단열 발포재의 동적 강성 및 손실계수를 파악하기 위한 시편은 Fig. 2와 같이 정육면체로 제작하였다. 이들 시료에 대해 Fig. 3과 같이 지그를 구성하고 두 개의 가속도계(Endevco model 27AM1-10)를 각각 마운트 상부 및 하부에 장착하여 측정된 가속도 값을 시간에 대해 두 번 적분하여 변위를 구하였다. 또한 각 시험 주파수에서 가진력을 일정하게 가해지도록 모니터링하기 위해서 가진기와 마운트 사이에 가진력 센서(force transducer)를 설치하였다. 가진기는 LING사의 LMT-100을 사용하였으며 20 Hz ~1.6 kHz 구간의 1/3 옥타브 대역의 중심주파수에서 동일한 수직력(15 N)으로 사인(sine) 가진하였다.

KS M 6604에 따라 마운트의 동적 강성 및 손실계수는 Fig. 4와 식 (3)~(5)로부터 구할 수 있다⁽⁷⁾.

$$|k^*| = P_0/x_0 \quad (3)$$

$$\sin \delta = (2/\pi)(\Delta W/W) \quad (4)$$

$$k_1 = |k^*| \cos \delta, \quad k_2 = |k^*| \sin \delta, \quad l = k_2/k_1 = \tan \delta \quad (5)$$

여기서 k^* 는 복소 스프링 상수, k_1 은 저장 스프링 상수, k_2 는 손실 스프링 상수, l 은 손실계수, P_0 는 하중 진폭(=15 N), x_0 는 변형 진폭, W 는 장방향 면적 ($2x_0 \times 2P_0$), ΔW 는 하중-변형 곡선에 둘러싸인 부분의

면적이다.

측정 시 지그의 공진이 측정에 미치는 영향을 피하기 위해서, 동적 강성 측정에 앞서 지그의 모달 시험을 통해 고유진동수를 파악하고 변위 대 입력의 전달함수 레벨이 큰 고유주파수 근방의 주파수는 시험에서 제외시켰다.

Fig. 5는 실험 결과 단열 발포재의 동적 강성과 손실계수이다. Fig. 5(a)로 부터 주파수가 올라갈수록 단열 발포재의 강성은 지속적으로 증가함을 알

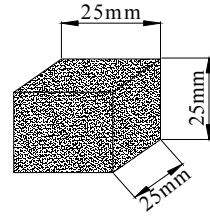


Fig. 2 Test sample

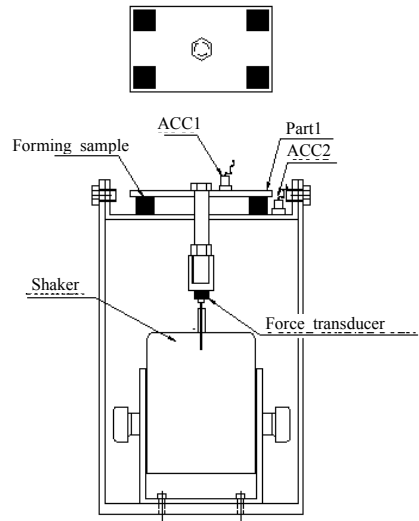


Fig. 3 Test setup

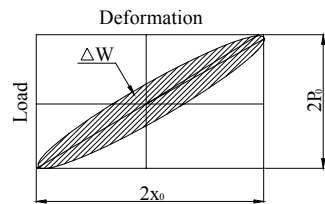


Fig. 4 Load-deformation curve for the rubber

수 있었다. 특히 발포재의 동적 강성은 250 Hz를 기준으로 저주파 구간과 고주파 구간에서 증가하는 형태가 있음을 알 수 있다. 이를 하나의 회귀식으로 표현할 경우 회귀식의 오차가 커지기 때문에 정확도를 증가시키기 위해 발포재의 동적 강성 회귀식을 식 (6)과 같이 250 Hz 전후에 대해 별도로 산출하였다.

$$k = 160,166 e^{0.018454f} \quad (20\text{ Hz} < f < 250\text{ Hz})$$

$$= 9,457,813 e^{0.001494f} \quad (250\text{ Hz} < f < 2000\text{ Hz}) \quad (6)$$

여기서 k 는 동강성(N/m), f 는 주파수(Hz)이다. 한편, Fig. 5(b)의 손실계수의 경우 측정값이 주파수에 따라 일관성이 없어 회귀식을 구하지 않았다. 측정된 강성을 가지고 시편의 탄성률은 식 (7)~(9)를 통해 구할 수 있다⁷⁾.

$$E = \frac{k_1}{4} \frac{L}{A} = \frac{k_1}{4L} \quad (7)$$

$$\bar{E} = E(1 + \beta s^2) \quad (8)$$

$$s = A_f/A_d = \frac{L^2}{4L^2} = \frac{1}{4} \quad (9)$$

여기서 \bar{E} 는 시료의 겉보기 탄성률, E 는 고무 재료의 탄성률, β 는 고무의 압축계수, s 는 형상인자(shape factor), A_f 는 시료의 힘을 받는 면적, A_d 는 시료의 자유변형 면적, L 은 시료의 길이이다.

Fig. 6은 식 (7)~(9)와 Fig. 5(a)로부터 예측한 단열재의 탄성률이며, 회귀식으로 표현하면 식 (10)과 같다.

$$E = 1,334,715 e^{0.018454f} \quad (20\text{ Hz} < f < 250\text{ Hz})$$

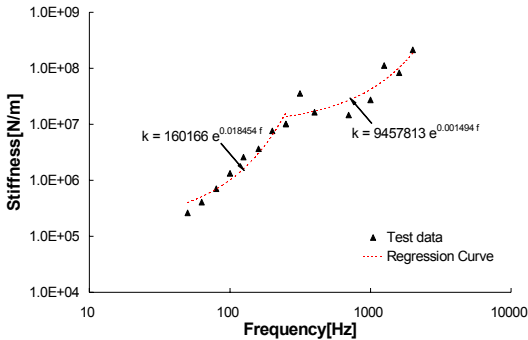
$$= 78,815,107 e^{0.001494f} \quad (250\text{ Hz} < f < 2000\text{ Hz}) \quad (10)$$

이러한 단열 발포재의 탄성률은 고주파에서 고무와 같은 진동 절연재에 비해 상대적으로 크음을 알 수 있었다. 따라서 고주파 광대역 주파수 특성을 가지는 이상 유동 영역의 배관 진동에 대해 단열 발포재가 효과적인 진동 절연 성능을 가질 수 없을 것으로 예측된다.

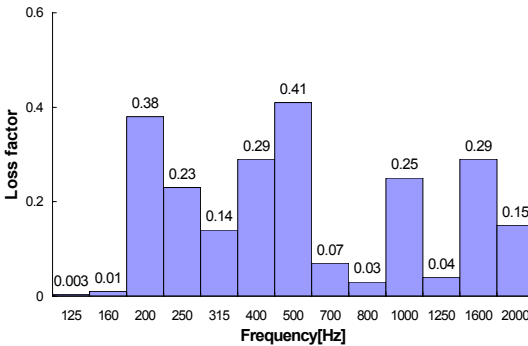
4. 냉장고 냉매소음에 대한 단열재의 진동 전달 영향도 분석

4.1 실험장치 및 방법

냉장고의 냉매소음이 발생하는 열역학적 싸이클 조건을 고정시켜 이를 연속적으로 운전할 수 있는 냉매공급장치를 통해 2상 상태로 흐르는 냉매가 흐르는 솔더링 배관에서 발생하는 진동이 단열 발포재를 통해 냉매소음으로 전달되는 영향도를 파악하



(a) Dynamic stiffness



(b) Loss factor

Fig. 5 Stiffness and loss factor of foaming sample

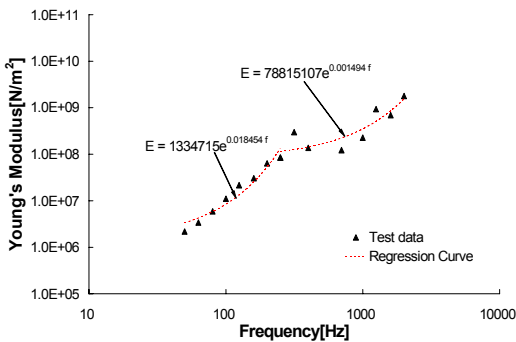
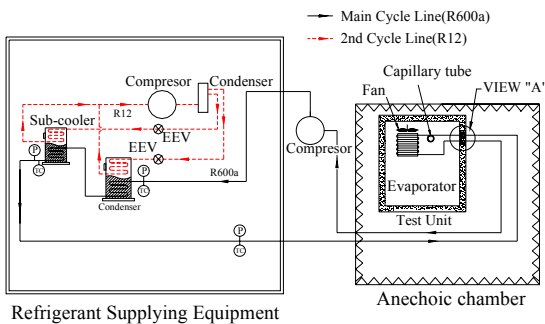


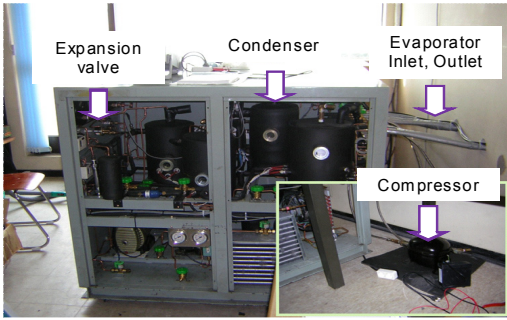
Fig. 6 Young's modulus of the foaming sample

였다. 냉매 소음의 발생 조건은 기존의 연구⁽⁴⁾를 통해서 이미 확인하였기 때문에 이 연구에서는 기존의 연구를 바탕으로 냉매소음 이 발생하는 열역학적 사이클 조건을 증발기 온도가 -10°C , 냉매유량이 2.8 kg/hr 인 경우로 증발기 입구 배관 내의 유동양식이 처연류(churn flow)가 되도록 설정하였다.

Fig. 7(a)는 냉장고 증발기 냉매소음 평가를 위한 냉매공급장치의 개략도이다. 냉매공급장치는 시험유닛(test unit)이 설치되어 있는 무향실과 연결되어 냉장고와 동일한 사이클 상태의 냉매를 시험유닛에 공급한다. 시험유닛은 기존 냉장고에서



(a) Test setup



(b) Refrigerant supplying equipment

Fig. 7 Test setup & experimental apparatus

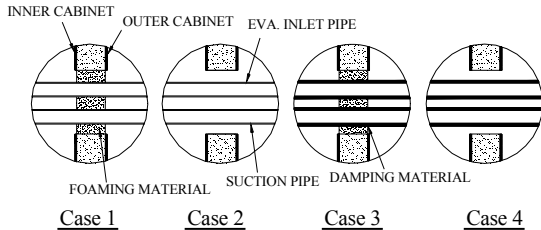


Fig. 8 Test conditions

증발기와 환만 구동되도록 구성되어 있으며 모세관을 포함한 증발기 입구 배관과, 압축기 흡입 배관은 냉장고 옆면을 통과하여 외부의 냉매공급장치와 연결되도록 구성하였다. Fig. 7(b)는 실제 설치된 냉매공급장치의 모습이며 각 화살표는 주요 구성요소인 팽창장치, 응축기, 증발기 입·출구배관 그리고 압축기를 표시하고 있다. 여기서 배관 진동에 의한 소음과 단열 발포재를 통해 캐비닛으로 전달되는 진동에 의한 소음을 분석하기 위해서 Fig. 8과 같이 총 4가지 경우(case)에 대해 냉매소음이 가장 크게 발생하는 지점인 냉장고 후면 중심에서 30 cm 떨어진 지점에서 마이크로폰(B&K Type 4189)을 설치하여 소음을 측정하였다. 각각의 경우에 대한 사양은 다음과 같다.

Case 1 : 모세관과 연결되어 있는 증발기 입구 배관과 압축기 흡입 배관을 단열 발포재로 내·외부 캐비닛과 연결시킨 경우.

Case 2 : 배관과 내·외부 캐비닛을 완전히 이격시킨 경우.

Case 3 : 단열 발포재와 배관 사이에 제진재로 부틸고무(butyl rubber)를 적용시킨 경우.

Case 4 : 증발기 입구배관과 압축기 흡입 배관을 내부 및 외부 캐비닛으로부터 완전히 이격시킨 후 배관에 제진재(부틸 고무)를 적용시킨 경우.

4.2 실험 결과

Fig. 9는 전절에서 언급한 4가지 경우에 대해 60 초 동안 1초 간격으로 측정된 소음을 평균한 1/3 옥타브 대역 스펙트럼이다. Fig. 8로 부터 단열 발포재를 냉장고 캐비닛과 이격시킨 경우(case 2)가 case 1 대비 고주파에서 소음 레벨이 크게 저감됨 (1.6 kHz 에서 최대 8 dB)을 알 수 있다.

배관에 제진재를 적용시켜 배관진동을 줄인 상태에서 발포재로 배관을 캐비닛과 연결시킨 case 3의 경우 제진재에 의한 배관 진동 저감으로 발포재를 캐비닛과 배관사이에 적용하더라도 단열재와 배관을 완전히 이격시킨 case 2와 소음레벨이 유사함을 알 수 있었다. 또한 배관을 단열재와 이격시키고 배관에 제진재를 적용한 case 4의 경우 case 2 및 3에 비해 소음레벨이 추가로 더 저감됨을 알 수 있다.

이와 같은 실험을 통해 이상 유동의 냉매에 의해 발생하는 고주파 광대역 배관 진동이 단열 발포재

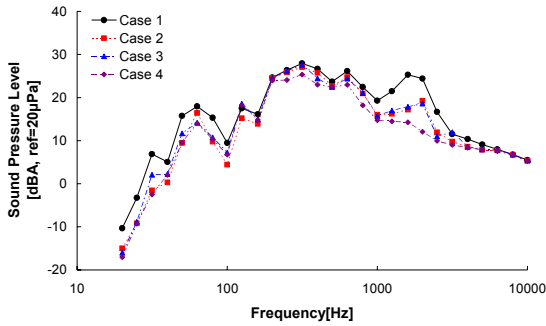


Fig. 9 Average 1/3 spectra of sound pressure level for 60sec according to the test conditions

에 의해 충분히 캐비닛으로 전달됨을 알 수 있었으며, 배관 자체 진동 저감뿐만 아니라 발포재와 배관 사이의 진동 절연도 냉장고 구조적으로 냉매소음을 저감하는데 매우 중요함을 알 수 있다.

5. 결론

냉장고의 냉매소음에 대해 구조적인 측면에서 모세관을 포함한 증발기 입구배관 및 압축기 흡입배관을 둘러싸고 있는 단열 발포재의 영향을 분석해 본 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 단열 발포재의 강성과 탄성률은 배관의 진동을 캐비닛으로 충분히 전달할 만큼 크며, 특히 고주파에서 큰 탄성률을 가짐을 알 수 있었다. 또한 손실계수의 경우 주파수에 따라 크게 달라짐을 알 수 있었다.

(2) 냉매공급장치를 통해 단열 발포재의 진동 전달 특성을 평가해 본 결과 단열 발포재를 배관과 캐비닛 사이에 아무런 진동 절연 없이 적용할 경우 진동 전달률은 고주파에서 매우 커지며, 이 연구에서 사용된 증발기 모델의 경우 1.6 kHz에서 최대 8 dB까지 차이가 발생함을 알 수 있었다. 통상적으로 냉장고의 단열 발포재의 경우 내부의 배관과 아무런 진동 절연 없이 연결되어 있으며 이는 냉매소음 관점에서 매우 불리함을 실험을 통해 검증하였다.

(3) 단열 발포재의 시편 실험을 통해 단열 발포재의 동적 강성과 손실계수를 파악하였으며, 이들 물성치는 향후 냉장고의 진동 및 방사 소음 해석에 유용한 자료가 될 것으로 기대된다.

참고 문헌

(1) Han, H. S., Jeong, W. B., Aoyama, S. and Mo, J. Y., 2008, "Experimental Analysis for Reducing Refrigerant-induced Noise of 4-way Cassette Type Air Conditioner," J. of JMST, Vol. 23, No. 5, pp. 1456~1467.

(2) Umeda, T., 1993, "Reduction of Noise Caused by Gas-liquid Two-phase Refrigerant Flow Through an Expansion Valve," J. of JSME, Vol. 59, No. 557, pp. 243~248.

(3) Hirakuni, S., 2004, "Noise Reduction Technology Caused by Refrigerant Two-phase Flow for Room Air-conditioner," Japanese J. Multiphase Flow, Vol. 18, No. 1, pp. 23~30.

(4) Kim, M. S., Jeong, W. B., Han, H. S. and Kim, T. H., 2009, "Reduction of Refrigerant-induced Noise of the Refrigerator by Modification of the Evaporator Inlet Pipe," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibrations Engineering, Vol. 19, No. 10, pp. 1012~1020.

(5) Han, H. S., Aoyama, S., Mo, J. Y., Lee, J. K., Song, Y. J., 2006, "Analyzing for Refrigerant Induced Noise for Split Type Air Conditioner Indoor Unit," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibrations Engineering, Vol. 16, No. 3, pp. 240~246.

(6) Snowdon, J. C., 1979, "Vibration Isolation: Use and Characterization," U.S. Department of Commerce.

(7) KS M 6604, 2006, "Testing Method for Rubber Vibration Isolator," Korean Standards Association.