

한국형 고속전철 공조시스템 소음에 관한 연구

Noise Characteristics of the HVAC System of Korea High Speed Train

하인수* 박철희** 이우식** 한기홍***
Ha, Insoo Pak, Chul-Hui Lee, Usik Han, Ki-Heung

ABSTRACT

HVAC systems are used to maintain comfort conditions in occupied spaces. Like rolling noise and aerodynamic noise, noise from the HVAC system of train increases interior noise level. For an appropriate interior noise level, it is necessary first to find noise sources and their propagation paths. Noise emission from the sources and propagation through the propagation paths should be regulated in order to reduce their effect to the interior noise level. In general, the main noise source in the HVAC system is blower which operates at high static pressure. This noise propagates through ducts which are directly connected to the residential area. Since the blower noise can be reduced only to some degree, it is necessary for the propagation paths to have enough noise attenuation. Acoustic properties of ducts are usually found by experimental methods but it is rather difficult and expensive to set up such test equipments. In this thesis, the design and the noise characteristics of TGV-K HVAC system are studied. Finite element method in accordance with experimental method is used to study the acoustic properties of TGV-K duct system.

1. 서론

일반 철도차량의 공조시스템에서 발생하는 음향파워 레벨은 공력소음이나 구름소음 등의 요인에 의한 음향파워 레벨과 같은 정도의 소음원이 되고 있다. 경부고속전철(TGV-K)의 공조시스템은 일반적으로 국내 철도차량과 그 구조가 다르고 기존 차량에 비해 보다 낮은 실내소음도를 요구하므로 이에 대한 연구가 필요하다. 지금까지 프랑스, 독일, 일본에서 개발된 고속전철의 공조시스템은 각 나라의 기후환경에 맞도록 개발된 것이기 때문에, 하절기에 외부온도가 30℃를 상회하고 습도가 높은 우리 나라의 경우 우리 기후환경에 맞는 공조시스템이 개발되어야 한다. 한국형 고속전철(Korea high speed train: KHST)의 공조시스템은 기본적인 원리와 구조가 TGV-K의 공조시스템과 동일하다. KHST 공조시스템의 소음저감설계를 위해서는 우선 TGV-K 공조시스템을 연구대상으로 하여 고속전철 공조시스템의 구조와 원리를 파악하고, 주된 소음원을 규명해 내는 것이 우선되어야 하며, 주요 소음원에 대한 소음저감책을 연구하고, 특히 공조시스템 내에서의 소음전달경로를 파악하여 공조장치 소음이 실내로 유입되는 것을 최소화 해야 한다. 현재 한국에 도입된 고속전철 TGV-K의 실내소음도는 차량이 개활지에서 300km/h로 주행시 66dB(A)로 규정되어 있다[6].

* 인하대학교 기계공학과 석사과정, 비회원

** 인하대학교 기계공학과 교수, 정회원

*** 한국철도기술연구원 선임연구원, 정회원

여름철 차실내 쾌적도를 최적상태로 유지하기 위해서는 상당량의 냉각공기가 실내에 주입되는 것이 요구되기 때문에 공조시스템의 압축기 및 급기를 위한 팬의 가동률의 급증으로 인하여 고속전철의 실내소음도가 높아질 것으로 예상된다. 공조시스템의 압축기와 팬에서 발생한 1차적인 소음과 덕트 내부의 공기의 유동에 따른 이차적인 유동소음은 실내와 연결되어있는 덕트를 통하여 실내로 직접 전달되므로 덕트의 소음저감설계는 현대적 차량에 있어서 매우 중요한 설계요소라 할 수 있다.

본 논문에서는 공조시스템이 고속전철의 실내소음에 미치는 영향을 최소화 할 수 있도록 공조시스템의 주요 소음원과 소음전달경로를 파악하여 실내소음 저감을 위한 소음저감대책을 연구하고자 한다.

2. 공조시스템 개요

공조시스템의 주된 기능은 실내 거주자에게 안락함과 편안함을 제공하거나 특별한 실내환경이 요구되는 곳에 그러한 환경을 제공하는 일이다. 실내 거주자가 느끼는 안락함과 편안함에 영향을 미치는 주된 요소에는 공기청정도, 악취, 실내온도, 온도조절수단, 기류, 평균복사온도, 환기의 질, 상대습도, 소음도 등이 있다. 공조시스템이란 냉·난방, 습도조절, 공기정화, 환기 등을 통하여 실내의 인간 또는 물품에 대하여 가장 적합한 실내환경을 유지할 수 있도록 하는 장치들을 통합하여 부르는 말이다[1]. 공조시스템은 기본적으로 신선외기 유입 장치, 혼합실 및 외기유입량 조절 장치, 공기 정화 필터, 냉·난방 장치, 가습·제습 장치, 급기 팬, 덕트, 단말기, 재순환 시스템, 배기 장치, 제어 장치 등으로 구성되어 있다.

3. TGV-K의 공조시스템

TGV-K는 2대의 동력차, 2대의 동력객차 및 16대의 객차로 구성되어 있으며 "2P+2M+16T"로 표시하기도 한다[3, 4, 6]. 공조시스템은 객차 및 동력객차, 동력차에 각각 배치되어 있으며 필요에 따라 약간의 변형이 있을 뿐 그 기본 원리는 모두 동일하다[그림 1]. TGV-K 공조 시스템의 일반적인 설계조건은 대부분 UIC Code 553을 따르고 있으며, 한국의 기후조건에 적합하도록 되어 있다[6, 7, 8]. 도표 1에 TGV-K 공조시스템의 주요 사양을 나타내었다.

객차 및 동력객차의 공조시스템은 크게 냉·난방을 위한 장치들과 객실내 환기를 위한 덕트시스템 및 제어를 위한 제어장치로 나눌 수 있다. 냉·난방을 위한 장치는 차체 아래에 있으며 공기처리단위라 부른다. 공기처리단위는 냉각코일 및 전기저항가열기와 팬 등으로 구성되며 단열구조로 되어 있다. 환기를 위한 덕트시스템은 차체 아래와 천장, 벽면의 내부에 있으며, 실내에는 기류를 형성하기 위한 공기분배기가 장착되어 있다[그림 3].

객차/동력객차의 난방시스템은 저항을 이용하는 전기저항가열기 방식으로 두 단계로 열량이 조절된다. 난방을 위한 코일은 증발기단위 안에 설치되어 있고 2개의 독립적인 난방단위로 이루어져 각각 총 난방용량의 절반을 담당한다. 부속실과 화장실에는 각각 보조가열기가 설치되어 있다. 승객의 안전을 고려하여 보조가열기의 덮개는 표면의 온도가 60℃를 넘지 않도록 되어 있다. 모든 난방장치에는 과열 방지를 위한 온도조절기가 부착되어 있고, 가열기가 전기적으로 누전 또는 단락될 경우를 대비한 차단기가 설치되어 있다. 가열기용 팬은 증발기 팬을 같이 사용한다. 전기저항가열기에 공급되는 전압은 570Vdc이고 소요전력은 객차 한량 당 36kW이다. 보조가열기에 공급되는 전압은 440V-3 ϕ -60Hz이고 소요전력은 객차 한량 당 7kW이다.

객차/동력객차의 냉방시스템에 적용되는 냉방시스템의 기본개념은 일반 증기압축식 냉동장치의 개념과 동일하다. 냉방장치는 크게 증발기단위와 압축기/응축기단위로 나눌 수 있으며 이 둘을 합하여 공기처리단위라고 한다. 압축기/응축기단위는 2개의 집합으로 구성되어 있으며 각각의 집합은 여섯 개의 실린더로 구성된 압축기 한 개와 한 개의 응축기, 2개의 응축기팬 등으로 구성된다.

증발기단위는 3번째 언더프레임베이에 설치되고 압축기/응축기단위는 2번째 언더프레임베이에 설치된다. 증발기단위 내에는 외기유입구, 혼합실, 공기정화용 필터, 증발기코일, 가열기코일 및 증발기팬단위 등이 차례로 배열되어 있어서 공기의 정화와 온도조절 및 급기가 가능하다. 외기유입구 부분은 빗물등의 침투가 없도록 2 트랩 도어로 되어 있다. 트랩 도어 내에는 1차정화용필터가 장착되어 있다. 혼합실에는 혼합비율 조절을 위한 신선외기플랩 및 재순환공기플랩이 있다. 신선외기플랩은 공압장치에 의해 구동되며 재순환공기플랩은 24Vdc로 작동되는 서보모터로 구동된다. 증발기 코일은 4개의 회로로 구성되며 하나의 압축기/응축기집합이 2개의 회로에 냉매를 공급한다. 가열 코일은 2개의 회로로 구성되어 있고, 온도조절기가 부착되어 있다. 증발기팬은 원심형이고 모터와 일체형으로 조립되어 증발기팬 단위로 불린다. 증발기팬과 모터의 연결은 벨트구동방식이 아닌 모터직결식을 사용하여 적절한 소음레벨에서 작동하도록 하고 있다. 모터는 TEFC(totally enclosed fan cooling)방식으로 냉각된다. 차량의 배터리 전원인 72Vdc 전원이 VVVF(variable voltage variable frequency) 인버터를 거쳐 440Vac가 된 후 모터를 구동한다. 모터의 회전속도는 부하에 따라 3단으로 조절 가능한데, 이를 위하여 별도의 컨버터와 오토트랜스포머가 증발기단위 한 쪽에 장착되어 있다. 증발기팬단위의 설치는 정비용이성을 고려하였고, 탈착이 손쉽게 되어 있다. 이 외에도 응축수를 빼내기 위한 배수장치가 되어 있다.

압축기/응축기단위의 구성요소로는 압축기모터단위와 냉각팬을 갖춘 응축기코일, 수액기 등과 이것들의 기능을 유지하는데 필요한 제어장치(필터, 압력 조절기, 압력계, 전자장치)등으로 구성된다. 이러한 압축기/응축기 단위는 2개가 설치되며 각각의 단위는 4개로 분리되어 있는 증발기코일 중 각각 2개씩에 냉매를 공급한다. 하나의 압축기/응축기단위에는 1개의 응축기, 2개의 응축기냉각팬, 1개의 압축기가 설치되어 있다. 각 압축기는 여섯 개의 실린더로 구성되어 있고 필요에 따라 작동하는 실린더의 수를 조절함으로써 냉방능력을 조절할 수 있다. 이러한 실린더들은 교류유도전동기에 의하여 작동된다. 응축기팬은 직접 구동식이며 응축기코일을 냉각시킬 수 있는 적정용량보다 20% 많은 양을 공급할 수 있도록 되어 있다. 냉매는 오존층을 파괴하지 않는 R134A를 사용하고 있다. 압축기모터의 공급전압은 440V-3 ϕ -60Hz이고 소요전력은 객차 한 량 당 압축기 2대를 합쳐 23kW이다. 응축기냉각팬의 공급전압은 440V-3 ϕ -60Hz이고, 소요전력은 객차 한량 당 냉각팬 4개를 합쳐 24kW이다.

객차/동력 객차의 공기순환시스템은 객실은 밀폐식으로 되어 있고, 처리된 공기를 분배하기 위해 차량 아래와 벽면 등에 덕트설비가 되어있는 구조이다. 도표 2에 TGV-K의 공기 순환량을 나타내었다. 공기처리단위로부터 객실 벽면의 공기분배기까지 공급된 공기는 실내로 분출되며 기류를 형성하여 객실내 온도 분포를 일정하게 유지한다. 객실내를 순환한 공기는 차량 하부로 이동되어 배출된다(그림 2). 공기순환시스템은 크게 급기 및 배기와 객실내 공기유동으로 나눌 수 있다.

급기시스템에서의 공기 흐름을 살펴보면, 외기유입격자를 통하여 들어온 신선공기는 우선 트랩 도어 내부에 장착된 필터를 통과하여 1차로 정화된 뒤 혼합실 내에서 실내로부터 재순환 되는 공기와 혼합된다. 이 때에 신선외기플랩 또는 재순환공기플랩의 각도를 조절함으로써 신선외기와 재순환공기의 혼합비율을 조정할 수 있으며, 터널 통과시에는 배기구에 있는 플랩과 함께 이것들을 단음으로써 실내를 밀폐시킬 수 있다. 혼합된 공기는 필터를 통과하면서 이물질이 제거된 후에 증발기코일과 전기저항가열기를 지나면서 필요에 따라 데워지거나 차가워진다. 처리된공기는 급기팬 단위를 통과하여 덕트구조를 타고 실내의 공기분배기로 유입된다. 실내에 유입되는 공기의 양보다 실외로 배출되는 공기의 양을 약간 적게 하여 실내의 압력을 대기압보다 약간 높게 유지하여 차량이나 덕트의 틈새를 통하여 정화되지 않은 공기가 침투하는 것을 막는다.

객실내 처리공기의 확산은 공기분배기를 통하여 이루어진다. 공기처리단위로부터 공기분배기에 들어온 공기 중 일부는 바닥면으로 직접 분사되고 나머지는 공기분배기 내의 노즐을 통과하는데 이 때에 유속 증가로 인하여 압력이 떨어지고 공기분배기 측면에 위치한 격자를 통해 실내공기가 유입되게 된다. 이렇게 유입된 실내공기인 유입공기와 혼합된 처리공기는 창문 하단의 격자를 통하여 실내로 분사된다. 이때에 형성된 기류로 인하여 객실 내부에 처리 공기가 균등하게 확산되도

록 하여 객실의 온도를 균일하게 한다. 객실내의 공기분배기는 화장실까지 연결되는데 이때에 화장실로 이어지는 덕트내에 보조가열기를 두어 화장실 난방을 하고 있으며 부속실의 경우도 복도에 별도의 보조가열기를 두어 난방을 하고 있다.

객실내를 순환한 공기는 우선 부속실과 화장실 쪽으로 배기되고, 여기서 천정부에 위치한 격자를 통하여 유인된 뒤 배기덕트를 타고 차량 아래로 이동되어 배기장치를 통하여 배출된다. 배기는 배기팬에 의한 방식이다. 배기구에는 플랩이 설치되어 있어 터널 통과시에 실내를 밀폐시킬 수 있다. 필요에 따라 전기장치 냉각을 위하여 별도의 덕트가 설치되어 있는 곳도 있다.

TGV-K 공조시스템의 제어장치는 운전실 및 객실내의 온도편차를 $-1 + 2^{\circ}\text{C}$ 범위 내에서 자동적으로 조절할 수 있게 되어 있다. 다만 통로부의 경우 온도편차는 $\pm 3^{\circ}\text{C}$ 이다. 각 객차내에는 객실의 온도를 수동으로 설정할 수 있는 장치가 되어 있다. 이 경우 설정할 수 있는 온도편차는 1°C 간격으로 $\pm 2^{\circ}\text{C}$ 이다. 객실내 온도제어는 다양한 센서로부터 입력되는 신호를 받아 객차에 설치되어 있는 컴퓨터가 처리하게 되며 차량의 운행속도에 상관없이 온도변화율을 $1^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 이하로 유지한다. 출입문의 개방에 따른 실내온도변화에 대해서는 10분 이내에 원래의 실내온도로 회복될 수 있도록 하고 있다.

동력차 운전실용 공조시스템의 기능은 객차/동력객차용과 동일하다. 따라서 원리는 같고, 매개변수의 값만이 변화한다. 객차/동력객차용과 마찬가지로 동력차의 공조시스템도 크게 냉·난방을 위한 장치들과 객실내 환기를 위한 덕트시스템 및 제어장치로 나눌 수 있다.

동력차의 난방은 공급전압 380V에 소요전력이 6kW인 전기저항가열기가 사용된다.

동력차의 냉방은 압축기, 응축기, 증발기 및 기타 부속품을 포함하는 공기처리단위에 의해 처리된다. 증발기의 열교환 능력은 5kW이다.

동력차의 공기순환시스템을 살펴보면, 총 송풍량은 $600\text{m}^3/\text{h}$ 이고, 그중 $60\text{m}^3/\text{h}$ 는 외부에서 유입되는 신선 공기량이고, 나머지 $540\text{m}^3/\text{h}$ 는 내부에서 재순환 되는 공기이다. 실내로의 유입은 앞면과 측면의 창고의 높이와 운전수의 발 높이에서 이루어진다. 순환공기는 하부흡입구에서 빨아들여지고, 배기는 운전실의 상부흡입구에서 유인되어 배기된다.

동력차 운전실의 온도는 실내유입덕트내에 설치된 온도센서에 의해 감지되며 자동온도 조절기에 의해 실내온도제어가 이루어진다. 운전실에 설치된 전위차계는 차량의 의도에 따라 $16 \sim 26^{\circ}\text{C}$ 사이의 목표온도를 나타낼 수 있다.

4. KHST의 공조시스템

KHST의 공조시스템 사양은 현재 확정되어 있지 않으나, 기본적인 개념 및 구조는 TGV-K와 동일하다고 할 수 있다. 다만 한국의 지형특성상 터널 및 교량구간이 많아지는데 따른 터널구간 내에서의 실내환기문제 및 압력변동문제를 고려해야 할 것이다. 기밀구조차량이 터널이 많고 긴 구간을 통과하는 도중에는 외부와의 공기흐름이 대부분 차단되어 객실 내의 환기상태가 매우 나빠지게 된다. 따라서 터널 주행 시에는 차내의 압력변동을 완화하면서 객실내의 공기를 신선하게 유지할 수 있는 장치가 필요하게 된다. 현재 이 내용과 관련하여 고속전철기술개발과제와 연관된 타 연구기관에서 여압장치 및 연속환기장치가 개발 중에 있다. 공조장치에서 실내로 유입되는 소음의 가장 주된 소음원은 송풍기에서 발생한 소음이지만 여압장치등에서 발생한 소음이 덕트를 타고 실내로 전파될 수 있다. 그림 2에 한국형 고속전철 공조시스템의 기본개념도를 나타내었다[4]. 그림 2에서 신선외기도입구 부분에 설치된 팬은 새로운 소음원이 될 것이며, 고정압 송풍기의 소음과 결합되어 전체적인 실내 소음도를 증가시킬 것이다. 이러한 추가적인 소음의 실내 유입을 막기 위해서는 우선 공기처리단위의 혼합실등을 흡음재로 처리 하여 1차적으로 소음을 저감하는 것이 필요하며, 추가적인 소음 저감이 필요할 경우에는 흡음재 취부나 소음기 등을 장착하여 덕트시스템의 소음감쇠량을 증가시켜야 한다.

5. TGV-K 공조시스템의 소음특성

공조시스템의 소음특성은 크게 소음원과 소음전달특성으로 나눌 수 있다. 일반적인 소음원으로는 공조시스템의 냉방장치 및 송풍기에서 발생하는 소음을 들 수 있으며, 이 외에도 외부에서 유입되는 소음 및 덕트내에서 추가적으로 발생하는 소음 등을 들 수 있다. 특히 한국형 고속전철의 경우에는 터널 통과시에 작동하게 되는 여압장치 및 연속환기장치로부터 발생하는 소음을 들 수 있다. 일반적으로 공조기의 소음이나 실의 소음은 대부분 공조장치로부터 실내로 연결되는 덕트구조물을 타고 실내로 전파되므로, 덕트와 직접 연결되어 있는 송풍기에 의한 소음이 실내소음에 가장 큰 영향을 미치게 된다. 송풍기에 의한 소음에 영향을 주는 요인은 팬의 형식, 날개 수, 진동, 회전수, 날개의 주속도, 정압 및 송풍량 등 여러 가지 요인이 있으며, 송풍량, 정압, 풍속 등은 외기조건에 따라서 상관적으로 변한다. TGV-K의 송풍기 팬은 원심형 팬으로 앞으로 굽은 날개형이다. 앞으로 굽은 날개형 팬은 주어진 다른 원심형 팬보다 크기가 작으며 동일한 압력과 유량조건에서 다른 원심형 팬보다 낮은 속도에서 작동한다. 이것은 공기가 날개 끝의 속도보다 더 빠른 속도로 스크롤에 공급되기 때문인데, 이러한 날개와 스크롤 부위의 높은 공기의 속도는 난류를 생성하게 된다. 따라서 앞으로 굽은 날개형 팬에 의해 발생된 소음은 다른 원심형 팬보다 높은 경향이 있다. 또한 회전속도가 낮기 때문에 음향파워 레벨은 낮은 주파수에서 첨두값이 나타나는 경향이 있다. 앞으로 굽은 날개형 팬은 낮은 회전속도로 작동하기 때문에 베어링 등에서 발생하는 기계적인 소음이 적은 장점이 있다. 팬으로부터의 소음은 식(1)으로 예측할 수 있다[11].

$$L_w = 10 \log Q + 20 \log P + 40 \text{ [dB]} \quad (\text{re } 10^{-12} \text{ watts}) \quad (1)$$

여기서 Q는 유량(m³/s)이고 P는 정압(N/m²)을 나타낸다. 식(1)로부터 구한 값에 팬의 형식에 따라 주파수에 따라 주어진 가중치를 합하면 주파수에 따른 팬의 소음도를 예측할 수 있다[11]. 그림 4는 식(1)로부터 구한 TGV-K에 사용되는 팬의 종류에 따른 소음도 예측치를 보여준다. 실험에 의한 팬소음의 측정 기준으로는 NFS 31 021(reverberating chamber method), NFS 31 063(duct method) 등이 있다. 원심형 팬의 일반적인 소음저감법으로는 회전차와 스크롤노즐 사이의 틈새를 증가시키거나 최대 효율점 근처에서 운전하는 방법, 흡입구 부분의 장애물을 제거하거나, 스크롤의 내부를 흡음재로 처리하는 방법 등이 있다.

공조기의 소음은 팬 자체의 소음뿐만 아니라 덕트내의 유동속도가 증가함에 따라 마찰음이나 와류에 의한 소음이 증가하며, 유동이 덕트내의 날카로운 부분이나 덕트의 급격한 굴절로 인하여 유체가 빠른 속도로 덕트 내부에 부딪혀 난류를 생성시키면서 만들어지는 소음도 발생한다. 유동소음은 주로 덕트내의 유속이 6~10m/s 이상일 경우에 발생하며 일반적으로 유동에 의해 발생하는 음향파워 레벨은 주어진 유량에 대해 유속이 두 배가 되면 12dB 이상 증가하는 것으로 알려져 있다. 유동소음은 일단 발생하면 덕트 내의 소음레벨에 합산되어 실내로 전파되므로 충분히 감쇠하기 어려운 경우가 많다. 따라서 덕트 내부의 단면적을 충분히 확보하여 유속이 너무 빠르지 않게 하는 것이 중요하다. 그림 5와 도표 3에는 TGV-K 급기덕트의 주요부위와 각 단면에서의 평균 유속을 나타내었다. 도표 3에서 보듯이 흡음재 취부시에는 덕트의 단면이 너무 좁아져 유속이 너무 빨라지지 않도록 주의해야 한다. 유동소음의 측정은 ISO 7235의 규정에 의해 할 수 있다.

공조시스템의 소음은 덕트를 타고 실내로 전파된다. 덕트의 소음특성을 나타내는데에는 주로 소음감쇠량이나 삽입손실 등의 값이 쓰이며, 전체 덕트 구조물에 대한 값을 구하기보다는 덕트의 각 부분을 요소로 나누었을 때의 값을 구한 뒤에 합산하여 사용한다. 덕트의 순수한 소음감쇠효과는 덕트의 재질 및 형상에 따라 달라지게 되며, 충분한 소음감쇠효과를 얻기 위해서 흡음재나 소음기, 플래넘 챔버 등을 사용하는 경우가 대부분이다. 덕트시스템에 사용되는 흡음재는 주로 유리섬유나 폼(foam)이며 그 물성치는 흡음률 또는 임피던스로 나타낸다. 소음저감을 위하여 덕트내에 흡음재 처리를 할 경우, 높은 소음감쇠율을 얻기 위해서는 덕트내의 넓은 면적에 걸쳐서 흡음재를

처리해야만 하며, 플레넘챔버를 사용할 경우에도 마찬가지이다. 이에 반해 목표주파수범위에 맞추어 만들어진 소음기의 경우 짧은 길이로 높은 소음감쇠율을 얻을 수 있는 장점이 있다.

6. TGV-K 덕트시스템의 소음특성 해석

덕트 요소의 소음특성을 측정하는 표준으로는 ISO 7235를 들 수 있다. 본 논문에서는 ISO 7235의 실험 방법과 동일한 조건으로 덕트 요소에 대한 유한요소모델을 구성하여 TGV-K 덕트시스템의 소음감쇠량을 해석하였다. 소음감쇠량은 식(2)와 같이 정의되는 값이다.

$$\text{Attenuation} = L_{\text{win}} - L_{\text{wout}} \quad (2)$$

여기서 L_{win} 은 덕트요소 상류에서의 음향파워 레벨이고, L_{wout} 은 덕트요소 하류에서의 음향파워 레벨이다. ISO 7235의 실험장치는 그림 6과 같이 구성된다. 소음감쇠량을 측정하고자 하는 덕트요소 앞뒤로 측정덕트를 설치하여 측정덕트 내부의 음압을 마이크로폰을 사용하여 측정한다. 음압은 측정덕트 내부에서 대각선 방향의 몇 부분에서 측정되며 평균값을 사용한다. 측정덕트의 길이에 따라 측정할 수 있는 주파수 범위가 제한되며 측정하고자 하는 주파수가 낮아질수록 측정덕트의 길이가 길어지게 된다. 그림 5와 같은 급기덕트를 여러 요소로 분해하여 해석하였다. 그림 7은 분해된 덕트요소중 측정덕트가 부착된 곡관 요소에 대해 흡음재가 취부되지 않았을 경우와 취부된 경우에 대한 소음감쇠량 해석결과를 보여준다. 이와같이 각각의 덕트 요소에 대하여 구해진 소음감쇠량을 합산하여 덕트 전체의 소음감쇠량을 구할 수 있다. 그림 8에 흡음재가 취부되었을 경우와 그렇지 않을 경우에 대해 급기덕트 일부분의 소음감쇠량을 나타내었다.

7. 결론

공조시스템의 소음저감은 소음원이 이미 결정되어 있는 경우 불가피하게 주요 소음전달경로인 덕트구조물의 소음저감을 통하여 이루어져야 한다. 이러한 덕트구조물의 소음저감 특성을 알아내기 위한 실험방법에는 여러가지 제약이 따르므로, 실험방법에 준한 유한요소법을 활용하여 덕트시스템의 소음특성을 해석하였다. 유한요소법을 사용하면 시간과 비용을 절감할 수 있으며, 최적의 덕트시스템을 설계하는데 많은 도움을 얻을 수 있을 것이다.

유한요소해석결과를 볼때에 TGV-K 덕트시스템의 소음저감효과는 주로 흡음재와 곡관부에 의해 일어난다고 볼 수 있는데, 급기덕트의 경우에 곡관부가 대체로 완만한 경사를 갖고 있기 때문에 반사효과에 의한 소음저감효과는 비교적 적은 편이라고 할 수 있다. 덕트 구조물의 소음저감만으로 팬소음을 충분히 차단할 수 없을 경우에는, 특히 문제시 되는 특정 주파수대역에 맞추어 설계된 소음기를 팬 토출구부분에 설치하는 방법도 있다. 이 경우에는 압력강하가 생기지 않도록 해야 하며, 유동에 영향이 적도록 해야 한다. 덕트 설계시에는 덕트내 유속을 6~10m/s 범위 이하로 유지하여 유동소음의 발생을 막는 것이 필요하다.

덕트 요소 소음특성은 덕트내에 취부된 흡음재, 외부에 취부된 단열재 등의 영향을 받게 되며 이러한 요소들을 각각 모델링 하기란 불가능하다. 이 경우에 흡음재, 덕트 외벽, 단열재로 구성된 다층판의 임피던스를 실험이나 이론에 의해 구하여 사용해야 한다. 본 연구에서 유한요소해석을 위해서 사용한 변수들은 보편적인 값들을 사용하였기 때문에 실제 시스템의 소음특성을 보다 정확히 파악하기 위해서는 덕트요소의 정확한 모델링 이외에도 흡음재나 덕트 외벽, 단열재 등으로 구성된 덕트 벽면의 임피던스 값을 아는 것이 중요하다. 보다 정확하게 덕트시스템의 소음저감특성을 예측하고 소음저감설계에 활용하기 위해서는 앞으로 이러한 흡음재나 단열재, 덕트 외벽 또는 이것들이 복합된 다층판의 소음특성을 구하기위한 실험 또는 이론에 대한 연구가 필요하며, 거기서 얻어진 결과를 바탕으로 덕트요소의 유한요소모델링 기법을 개선해 나가는 것이 필요하다.

참고문헌

1. ASHRAE(1995), "Sound and Vibration Control," *ASHRAE Hand book-HVAC Applications*, Atlanta, GA: Chapter 43.
2. SMACNA(1980), *HVAC Duct System Design*.
3. 한국고속전철(1996), "고속철도 차량시스템 엔지니어링: 제 2권."
4. 건교부·통산부·과기처(1997), "고속전철용 HVAC 및 여압 시스템 기술개발," 고속전철기술 개발사업 1차년도 연차보고서.
5. 하시모토유키히로(1995), "프랑스 국철의 객차공조-초특급 TGV-A," (일본)공기조화·위생공학, 제 69권, 제 8호, pp. 657-660.
6. Korea High Speed Rail Construction Authority and Korea TGV Consortium, Contract: *Seoul-Pusan High-Speed Rail Project*.
7. International Union of Railways(1990), UIC Code 553 OR: *Ventilation, Heating and Air-Conditioning of coaches*.
8. International Union of Railways(1992), UIC Code 553-1 OR: *Air-Conditioning Systems in Coaches-Type Tests*.
9. Guenther, F.(1998), "Solving Noise Control Problems," *ASHRAE Journal*, February, pp. 43-49.
10. Gelin, L. J.(1997), "Active Noise Control: A Tutorial for HVAC Designers," *ASHRAE Journal*, August, pp. 35-40.
11. Fry, A.(1998), *Noise Control in Building Services*, 1st ed., Pergamon Press, Elmsford, NY.
12. Eck, B., *Fans: Design and Operation of Centrifugal, Axial-Flow and Cross-Flow Fans*, 1973, Pergamon Press, Elmsford, NY.
13. Munjal, M. L.(1987), *Acoustics of Ducts and Mufflers*, John Wiley & Sons, New York.
14. ISO(1991), ISO 7235: *Acoustics-Measurement Procedures for Ducted Silencers-Insertion Loss, Flow Noise and Total Pressure Loss*.
15. SMACNA(1980), *HVAC Duct System Design: Tables and Charts*.
16. 한국과학기술원(1992), 소음제어기술: 음향학의 기본 개념 및 응용사례.
17. Pelton, H. K.(1993), *Noise Control Management*, Van Nostrand Reinhold, New York.
18. B & K(1992), Technical Documentation: *Two-Microphone Impedance Measurement Tube-Type 4206*.
19. Ih, J.-G.(1992), "The Reactive Attenuation of Rectangular Plenum Chambers," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 157(1), pp. 93-122.
20. Selamet, A., Ji, Z. L. and Radavich, P. M.(1998), "Acoustic Attenuation Performance of Circular Expansion Chambers with Offset Inlet/Outlet: II. Comparison with Experimental and Computational Studies," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 213 (4), pp. 619-169.
21. Rebillard, P., Allard, J. -F., Depollier, C., Guignouard, P., Lauriks, W., Verhaegen, C. and Cops, A.(1992), "The Effect of a Porous Facing on the Impedance and the Absorption Coefficient of a Layer of Porous Material," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 156(3), pp. 541-535.
22. 염창훈(1995), "전달행렬법에 의한 다공질 흡음재료의 음향특성 연구", 공학석사 학위논문, 인하대학교, 기계공학과.
23. Woyak, D. B.(1997), *ANSYS 5.4 User's Manual*, Jordan, Apostol, Ritter Associates, Inc.
24. 한국생산기술연구원(1998), 고속전철기술개발사업 차량분야 상반기 연구결과 발표자료 II.
25. 건교부·통산부·과기처(1997), 공력설계, 해석기술 및 전두부 개발, 고속전철기술개발사업 1차년도 연차보고서.
26. 건교부·통산부·과기처(1997), 고속전철 소음저감 기술 개발, 고속전철기술개발사업 1차년도 연차보고서.
27. 과학기술처(1995), 고속전철 차량 시스템의 기계기술 개발-세부과제 I: 고속전철 시스템 인터페이스 엔지니어링 및 통합기술 개발, 최종보고서.

도표 1. TGV-K 공조시스템의 주요사양

구분	항목	단위	내용	
최적수	정원	인/1편성	935	
	객실정원	인	60	
냉방시스템	냉방방식	-	중기 압축식	
	냉방능력	kcal/h	28,500	
	냉매	-	R134A	
	압축기	형식	6기통 왕복동형	
		V	사용전원	440(3 ϕ , 60Hz)
용축기 냉각팬	방식	축류형		
	Pa	정압	230 at 20 $^{\circ}$ C	
	m 3 /h	유량	4520 at 55 $^{\circ}$ C	
	V	전원	440(3 ϕ , 60Hz)	
난방시스템	난방방식	-	전기 가열기 방식	
	난방능력	kcal/h	30,000~34,000	
	사용전원	Vdc	추가열기 570 보조가열기 440(3 ϕ , 60Hz)	
환기시스템	환기량	m 3 /h	1,200	
	실내순환량	m 3 /h	3,300	
	급기송풍기	방식	원심형	
		Pa	정압	650 at 20 $^{\circ}$ C
		m 3 /h	유량	3300 at 20 $^{\circ}$ C
		V	전원	440(3 ϕ , 60Hz)
	배기송풍기 1	방식	원심형	
		Pa	정압	700 at 20 $^{\circ}$ C
		m 3 /h	유량	1200 at 20 $^{\circ}$ C
		V	전원	440(3 ϕ , 60Hz)
	배기송풍기 2	방식	원심형	
Pa		정압	1300 at 20 $^{\circ}$ C	
m 3 /h		유량	1300 at 20 $^{\circ}$ C	
V		전원	440(3 ϕ , 60Hz)	

도표 2. TGV-K 공조시스템의 공기 순환량

	신선외기	재순환공기	처리공기	배기공기	급기팬속도
난방시	1200	2100	3300	1200	높음
냉방시	1200	1500	2700	1200	중간
예열/예냉시	1200	1000	2200	1200	낮음

도표 3. TGV-K 급기덕트 각 부위별 평균유속

부위	덕트 수	단면적 S (mm 2)				유량 (m 3 /h)		덕트내 평균유속 (m/s)											
		흡음재 두께 d (mm)				냉방	난방	흡음재 두께 d (mm)						흡음재 두께 d (mm)					
		0	5	10	15			냉방시			난방시			냉방시			난방시		
1	220×263	57860	53130	48600	44270	1650	1350	7.9	8.6	9.4	10.4	6.5	7.1	7.7	8.5				
2	313×263	82319	76659	71199	65939	1650	1350	5.6	6.0	6.4	7.0	4.6	4.9	5.3	5.7				
3	460×223	102580	95850	89320	82990	1650	1350	4.5	4.8	5.1	5.5	3.7	3.9	4.2	4.5				
4	160×223	35680	31950	28420	25090	825	675	6.4	7.2	8.1	9.1	5.3	5.9	6.6	7.5				
5	310×223	69130	63900	58870	54040	825	675	3.3	3.6	3.9	4.2	2.7	2.9	3.2	3.5				
6	160×275	44000	39750	35700	31850	825	675	5.2	5.8	6.4	7.2	4.3	4.7	5.3	5.9				
7	240×180	43200	39100	35200	31500	825	675	5.3	5.9	6.5	7.3	4.3	4.8	5.3	6.0				
8	310×156	48360	43800	39440	35280	825	675	4.7	5.2	5.8	6.5	3.9	4.3	4.8	5.3				
9	240×180	43200	39100	35200	31500	825	675	5.3	5.9	6.5	7.3	4.3	4.8	5.3	6.0				
10	220×263	57860	53130	48600	44270	1650	1350	7.9	8.6	9.4	10.4	6.5	7.1	7.7	8.5				
11	313×263	82319	76659	71199	65939	1650	1350	5.6	6.0	6.4	7.0	4.6	4.9	5.3	5.7				
12	160×275	44000	39750	35700	31850	825	675	5.2	5.8	6.4	7.2	4.3	4.7	5.3	5.9				
13	160×275	44000	39750	35700	31850	825	675	5.2	5.8	6.4	7.2	4.3	4.7	5.3	5.9				
14	160×280	44720	40425	36330	32435	825	675	5.1	5.7	6.3	7.1	4.2	4.6	5.2	5.8				
15	160×280	44720	40425	36330	32435	825	675	5.1	5.7	6.3	7.1	4.2	4.6	5.2	5.8				
16	240×180	43200	39100	35200	31500	825	675	5.3	5.9	6.5	7.3	4.3	4.8	5.3	6.0				
17	240×180	43200	39100	35200	31500	825	675	5.3	5.9	6.5	7.3	4.3	4.8	5.3	6.0				

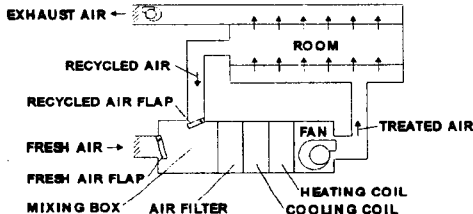


그림 1. TGV-K 공조시스템 개념도

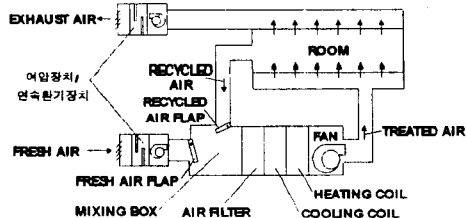


그림 2. KHST 공조시스템 개념도

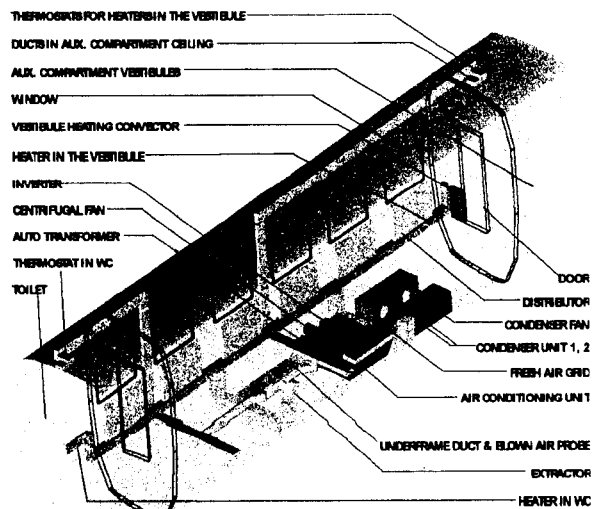


그림 3. TGV-K 공조시스템의 구성도

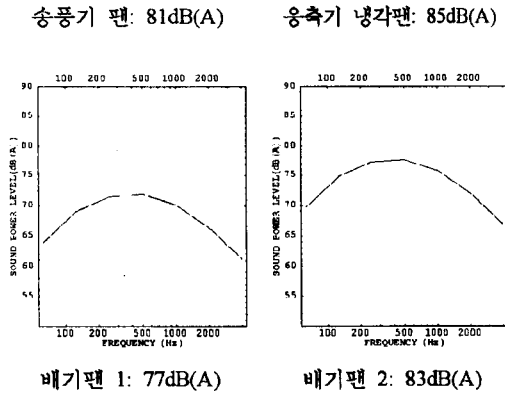
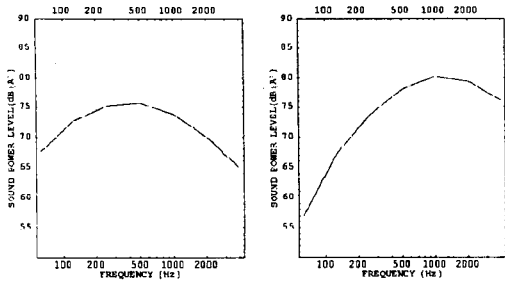


그림 4. TGV-K에 사용되는 팬의 소음도 예측

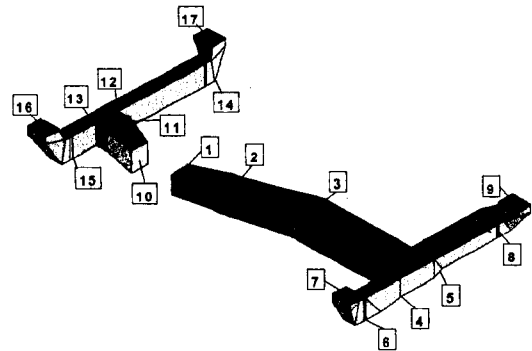


그림 5. TGV-K 급기덕트의 주요부분

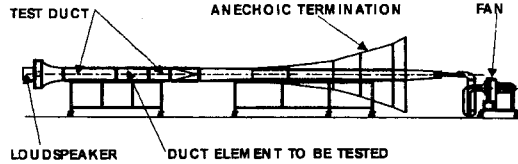


그림 6. 덕트요소 소음감쇠량 측정 실험장치

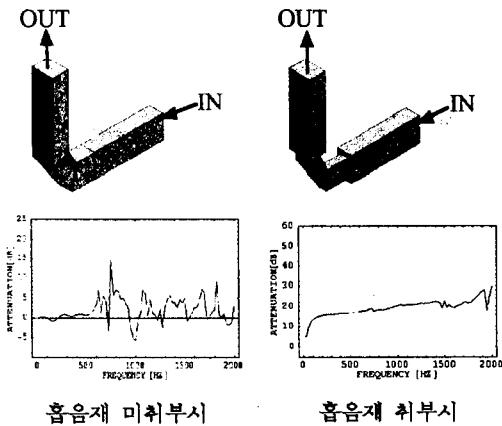


그림 7. 측정덕트가 부착된 덕트요소 및 소음감쇠량

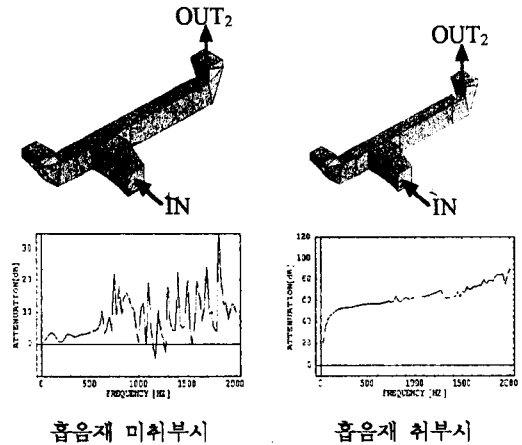


그림 8. 급기덕트 일부분의 소음감쇠량

후기 : 본 연구는 1996년도 과학기술처·건설교통부·통상산업부 선도기술사업인 “고속전철기술 개발사업”의 일환으로 수행된 연구결과의 일부이다.