

터널주행 고속전철의 환기시스템 제어 방법에 관한 연구

최 영 석[†]

한국생산기술연구원 냉동공조연구팀

A Study on the Control Method of Ventilating System for High Speed Train in a Tunnel

Young-Seok Choi[†]

Air-conditioning and Refrigerating Research Team, Korea Institute of Industrial Technology, ChonAn 330-825, Korea

(Received October 27, 1999; revision received November 2, 2000)

ABSTRACT: The present study develops programs simulating the internal pressure change of cars due to the change of external pressure when trains run into or passing each other in a tunnel. A new continuous ventilating system control method has been developed in order to alleviate the aural discomfort of passengers riding a high speed train. This method is based on the change of the charged and discharged flow rate by detecting the air pressures generated outside and inside of the train. When the outside and inside pressures are detected, the speed of the charge or exhaust fans and also the valve opening ratios are changed. The elementary performance of the system is checked using data of the TGV-K high speed train at a speed of 300 km/h. Moreover, applicability of the system to the Korean high speed train at a speed of 350 km/h is ascertained by simulation and its effectiveness as a means to alleviate the ear pains is confirmed. This application of the system to the Korean high speed vehicles running in the speed range of 350 km/h is considered to have good prospect.

Key words: High speed train(고속전철), Ventilating system(환기시스템), Fans(송풍기), Tunnel(터널), Ear pains(이명현상)

기 호 설 명

f : 시스템 손실곡선의 계수

F_Q : 비례상수

M : 제어체적 내의 공기의 질량 [kg]

N : 회전수 [rpm]

P : 압력 [Pa]

P_{atm} : 대기압 [Pa]

P_c : 압력 변동기준

P_{in} : 차내압 [Pa]

P_{out} : 차외압 [Pa]

Q_i : 급기 유량 [m^3/s]

Q_e : 배기 유량 [m^3/s]

S : 틈새면적 [m^2]

t : 시간 [sec]

V : 차체의 부피 [m^3]

V_s : 틈새를 통한 누설속도 [m/s]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-41-589-8337; fax: +82-41-589-8330

E-mail address: yschoi@kitech.re.kr

T_f : 송풍기 응답시간 [sec]

T_v : 밸브 응답시간 [sec]

그리스 문자

\emptyset : 송풍기 무차원 유량계수
 Ψ : 송풍기 무차원 압력계수
 Ψ_y : 무차원 압력계수의 y절편
 $\Delta\Psi$: 무차원 압력계수의 변화량
 γ : 비열비
 ρ : 밀도

하첨자

0 : 기준량
 1 : 이전 시간대
 2 : 현 시간대
 e : 배기측
 fan : 송풍기
 i : 급기측, 이상적인 상태
 s : 시스템 손실
 v : 밸브

1. 서 론

고속전철이 터널을 주행하거나 터널 내에서 교행할 때 차외압은 매우 큰 폭으로 변화⁽¹⁾하게 되고, 이에 따라 차내압도 열차의 기밀도에 따라 정도는 다르지만 역시 변하게 된다. 이러한 차내압의 변화로 인해 차내의 승객은 불쾌한 이명현상⁽²⁾을 자주 느끼게 된다. 이 이명현상은 개인에 따라 다를 수는 있으나 보통 차내압의 절대값과 차내압 변동률의 크기에 따라 느끼는 정도가 변하며 따라서 차내압의 변동폭 및 변동률은 어느 기준 값 이하로 제어되어야 한다.

이러한 이명현상의 발생을 줄이기 위한 차량측의 대책으로서는 가능한 한 차체의 기밀도가 좋도록 제작하여야 하나 차체의 기밀도에도 한계가 있기 때문에 기밀도만으로 이명현상을 완전히 방지하기는 매우 어렵다.^(3,4) 또한 차내의 청정도를 유지하기 위해서 필요로 하는 환기량을 유지하여야 하므로 터널구간이 전체구간에서 차지

하는 비율이 높은 경우 환기시스템을 모두 닫은 상태에서 운전하는 것은 승객에게 매우 큰 불쾌감을 야기할 수 있다. 실제로 경부고속전철의 경우 전체구간대비 터널구간이 약 40%를 초과하므로 반드시 연속환기장치를 적용한 환기시스템이 필요하게 된다.⁽⁵⁾

터널 내 압력변동 크기는 열차 속도의 2승에 비례해서 커지기 때문에 한국형 고속전철과 같이 350 km/h 급의 고속으로 운행하는 열차의 경우 차외압의 변동은 더욱 심하게 되며, 이로 인해 차내압의 변동도 커지게 되고, 따라서 환기제어는 더욱 중요한 문제로 대두되고 있다.

350 km/h 급 한국형 고속전철의 환기시스템 개발은 차외압의 변동에 따른 차내압의 변동을 방지하면서 연속환기를 시킬 수 있는 시스템 개발을 목적으로 하고 있다. 따라서 이러한 시스템을 이론적으로 살펴보는 것은 매우 중요한 일이다. 터널 등을 통과할 때 차외압이 급격히 변동하게 되므로 이러한 외기조건을 이기면서 객실 내에서의 압력 변동폭과 압력 변동률을 기준치 이하로 만족시키면서 연속적으로 환기시키기 위해서는 환기용 송풍기의 성능특성뿐만 아니라 차체의 누기에 의한 압력변동, 환기량 제어 메커니즘 등의 연구 고찰이 필요하다.

본 논문에서는 350 km/h 급 한국형 고속전철의 환기시스템의 제어개념을 확립하고 환기 모델링을 정립, 검증한 후 이를 실제상황에 적용 해석하여 터널주행 고속전철 환기시스템의 안정된 작동을 위한 제어방법을 살펴보도록 한다.

2. 차외압 변동에 따른 차내압 변동 해석

2.1 객차내의 압력변동 모델링

객차내의 압력변동에 대한 모델링은 다음과 같이 수행되었다. Fig. 1에 나타내었듯이 객차는 환기에 의한 공기유동과 누기에 의한 공기유동으로 나누어진다. 누기에 의한 공기유동은 틈새의 단면적 S 를 통해서 실내압(P_{in})과 실외압(P_{out})의 차에 의해 공기유동이 발생하는 것으로 가정하였으며, 송풍기에 의한 공기유동은 급기 및 배기 송풍기의 성능곡선과 시스템 저항이 만나는 곳(즉 작동점)에서의 공기 풍량의 차이에 의해 실내로 유입되는 공기량(Q_i)과 유출되는 공기량(Q_e)이

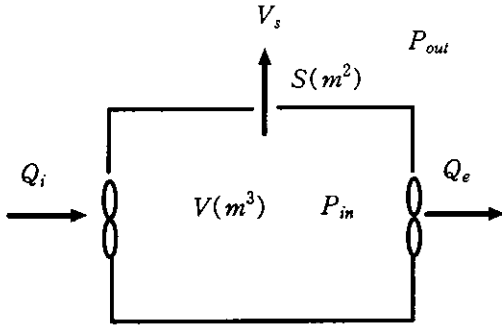


Fig. 1 Airflow modeling in a car.

차이가 생기는 것을 모델링한 것이다.

틈새를 통한 공기의 유동속도(\$V_s\$)는 베르누이 방정식을 적용하면 다음과 같이 모델링된다.

$$V_s = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \quad \Delta P = |P_{in} - P_{out}| \quad (1)$$

객실내의 질량보존방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial M}{\partial t} = \frac{\partial \rho}{\partial t} V = \rho Q_i - \rho Q_e - \rho S V_s \quad (2)$$

객실내의 압력변화를 단일과정으로 가정하면 아래 식과 같이 표현된다.

$$P_{in}/\rho^\gamma = \text{constant} \quad (3)$$

위의 식을 시간에 따라 미분하면 아래와 같은 방정식을 구할 수 있다.

$$\frac{\partial P_{in}}{\partial t} = \frac{\partial \rho}{\partial t} \frac{\partial P_{in}}{\partial \rho} = \frac{\gamma P_{in}}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (4)$$

식(2)와 식(4)로부터 객실 내부의 압력변화는 다음 식으로 나타내어진다.

$$\frac{\partial P_{in}}{\partial t} = \left(\frac{Q_i - Q_e}{V} \right) \gamma P_{in} - \frac{P_{in} \gamma S}{V} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (5)$$

위의 식은 초기조건을 가진 편미분방정식으로서 Runge-Kutta 적분방법을 사용하여 해석을 수행하였다.

2.2 터널 교행시의 기밀조건에 의한 차내압 변동 해석

고속전철의 공조 및 환기장치와 관련된 시스템 요구조건 및 관련된 제약조건⁽⁵⁾을 살펴보면 다음과 같다. 먼저 객실 내부의 압력변동기준은 아래와 같다.

$$P_c = |P_{in} - P_{atm}| + 5 \times |dP_{in}/dt| \leq 2,000(\text{Pa}) \quad (6)$$

이때 내부압력 변화율은 다음을 만족하여야 한다.

$$|dP_{in}/dt| \leq 200(\text{Pa/s}) \quad (7)$$

식(6)과 식(7)은 이명현상이 발생하는 것이 차내압의 변동값과 그 변동률 모두의 함수라는 것이다. 기존의 연구⁽⁶⁾를 바탕으로 차내압 변동값과 변동률에 따른 이명현상 발생영역을 Fig. 2에 나타내었다. 따라서 본 연구의 목적은 차내압 변동값과 변동률을 이명현상이 발생되지 않는 영역이 되도록 압력변동 기준값을 유지하는 것이다.

차외압은 차량이 터널을 통과할 때 시간에 따라 매우 급격하게 변동하며 특히 터널 내에서 두 차량이 교차할 때 가장 크게 변동하게 된다. 한국형 고속전철에 대한 차외압 변동 해석결과는 없었으나, 경부고속전철에서 300 km/h로 주행시 터널에서 두 열차가 교행할 경우에 대한 차량 후미 승객칸에서의 차외압 변동에 관한 기존의 해석결과⁽⁴⁾를 본 해석에 이용하여 보았다.

Fig. 3에 차외압의 변동에 의한 틈새 누출로 인해서 발생하는 차내압의 변동 해석결과를 나타

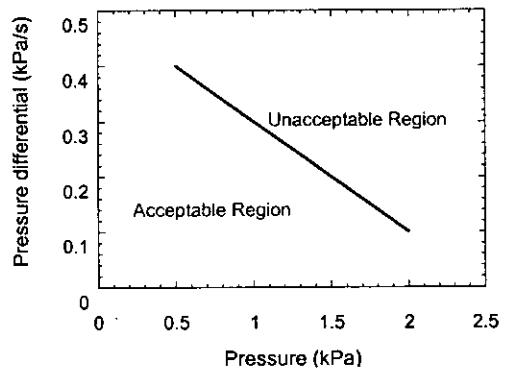


Fig. 2 The criterion of the ear pains.

Table 1 Leakage requirement of the trains

	Volume $V(m^3)$	Time Criterion (3000 Pa \rightarrow 100 Pa) (sec)	Leakage Area $S(m^2)$	$2S/V \times 10^4$
Passenger Car	8.4	20	2.8412	0.67647
Drive Cab	78.5	40	13.276	0.3382

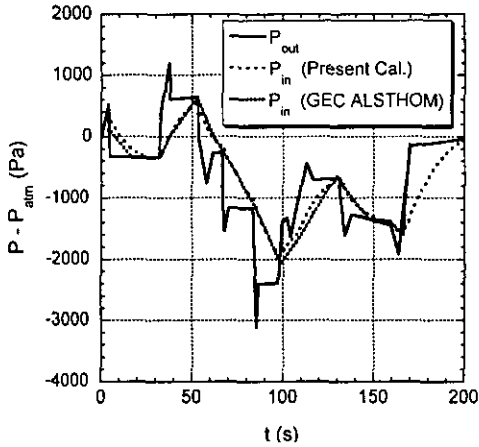


Fig. 3 Internal pressure change in a tunnel (300 km/h passing, Passenger car).

내었다. 즉 송풍기에 의한 풍량변화는 없고 Table 1에 나타낸 최소 기밀조건(차내의 압력을 3000 Pa로 가압한 후 100 Pa에 도달하기까지 객실의 경우 20초 이상, 운전실의 경우 40초 이상)을 만족하는 틸새면적을 적용한 결과이다. 차외압의 경우 변동폭이 매우 심하고 절대값이 약 3 kPa 까지 변하고 있으며, 이때의 차내압은 최대 약 2 kPa까지 떨어지게 된다. 본 해석결과가 GEC-ALSTHOM에서 해석한 결과와 잘 일치하고 있다. 그러나 위에서 해석한 결과는 송풍기에 의한 연속환기가 고려되지 않았기 때문에 실제 상황과는 많이 틀리게 된다.

한국형 고속전철의 경우는 운행속도가 350 km/h 이므로 차외압의 변동은 300 km/h일 때보다 더욱 심하게 될 것으로 예상된다. 차외압의 변동은 차량속도, 차량의 외형, 터널의 단면적, 터널의 형상 등의 함수이므로 차외압을 단순히 속도 비의 제곱으로 가정하기는 힘들다. 정확한 차외압의 분포에 대한 공력 해석결과가 현재 발표된 자료가 없어 본 해석에서는 여러 자료를 기초로 가정을 하였다. Fig. 3에 나타난 차외압 변동을 기준으로 했을 경우 속도 비의 제곱에 비례한다고 가정하

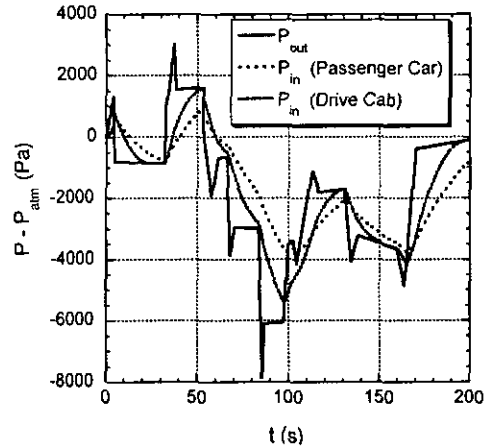


Fig. 4 Internal pressure change in a tunnel (350 km/h passing, Outside pressure is assumed as a maximum pressure of 8 kPa).

면 최대 압력 변동량은 약 4.3 kPa 정도가 되나, 신간선의 경우 약 8~9 kPa까지 증가한다는 발표 자료⁽⁴⁾가 있어 본 해석에서는 차외압 분포의 최대값이 약 8 kPa 정도가 되도록 GEC-ALSTHOM의 300 km/h 해석에서 사용한 차외압 변동량에 상수를 곱하여 가정하였다. Fig. 4에 차외압의 변동에 따라 틸새에서의 누출에 의해서 발생하는 차내압의 변동을 해석한 결과를 나타내었다. 차외압의 절대값은 약 8 kPa까지 변동하고 있으며, 차내압은 운전실과 객실의 경우 각각 최대 약 5 kPa와 3.8 kPa까지로 기준치 1 kPa를 초과하여 변동하고 있다.

기밀 정도가 차외압 변동에 대하여 상대적으로 차내압 변동을 얼마나 감소시키는지 알아보기 위하여 틸새의 면적을 각각 4배, 10배로 감소시킨 경우, 즉 기밀을 한층 강화시킨 조건에서 계산을 수행하였다. Fig. 5에 나타난 바와 같이 기밀 정도가 4배로 강화된 경우의 운전실에서의 차내압 변동기준 P_c 를 보면 약 6000 Pa에서 3400 Pa로 감소하였으며 10배의 경우는 2200 Pa 정도

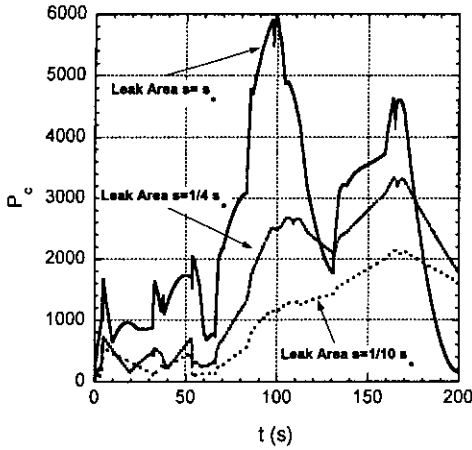


Fig. 5 Leak area effect to the change of the internal pressure variation criterion (350 km/h, Drive cab).

까지 감소함을 알 수 있다.

실제로 차량의 기밀 정도를 위와 같이 4배, 10 배로 강화시키기는 거의 불가능하며 따라서 위의 해석결과로부터 원하는 차내압 변화 정도를 유지 하기 위해서는 반드시 어떤 형태로든 강제적인 차내압 변동조절이 필요하다고 할 수 있다.

3. 송풍기 유량조절에 의한 차내압 변동 해석

기밀구조에 의한 유량변동뿐만 아니라 송풍기에 의해 차내로 급기되고 차외로 배기되는 유량의 차이에 의해서 차내압이 변동하는 것을 알아보기 위해서는 식(5)의 우변 첫번째 항을 포함하여 해석하여야 한다. 이론적으로는 차내의 압력이 대기압보다 작으면 차내로 급기되는 풍량을 늘리고 차내의 압력이 대기압보다 높으면 차외로 배기되는 풍량을 늘리면 차내압을 대기압 근처로 맞출 수 있게 된다. 송풍기에 의해 제어되는 풍량 차이는 다음 식으로 모델링하였다

$$Q_i - Q_e = -\text{sign}(P_{in} - P_{atm}) \times F_Q \times S \times \sqrt{\frac{2|(P_{in} - P_{atm})|}{\rho}} \quad (8)$$

즉 송풍기에 의해 급·배기되는 풍량의 차이를 차내압과 대기압의 차이에 해당하는 압력차이로 인해 틈새의 면적으로 유출되는 공기량에 비례하

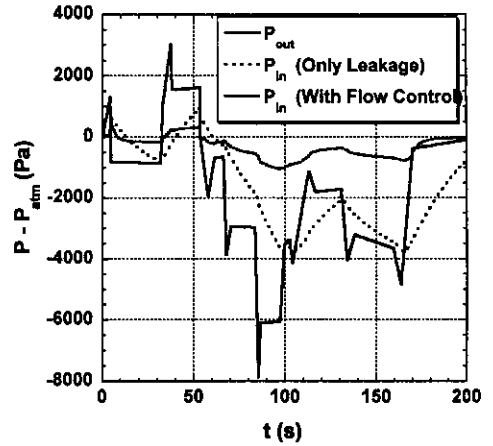


Fig. 6 Comparison of the internal pressure change with and without the flowrate control by fan (350 km/h, Passenger car).

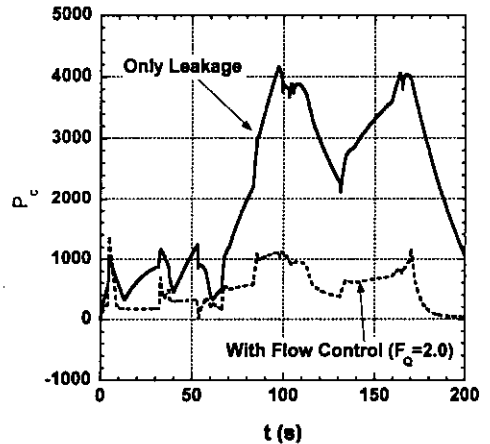


Fig. 7 Comparison of the internal pressure change criterion with and without the flowrate control by fan (350 km/h, Passenger car).

는 것으로 보았으며 F_Q 는 비례상수이다. 따라서 식(5)를 해석할 때 차외압의 변동에 따라 차내압이 변하게 될 때 차내압을 감지하여 대기압보다 작으면 식(8)에 해당하는 풍량만큼 차내로 공급 되도록 급·배기 송풍기를 제어하고 대기압보다 크면 차 밖으로 불어내게끔 제어한다는 의미이다.

식(8)과 같은 모델링에서 F_Q 가 2일 때 350 km/h 교행 열차에 대한 계산을 수행해 보면 Fig. 6과 같은 차내압 변동을 얻을 수 있다. 유량제어

를 하지 않았을 경우 차내압의 변동이 대기압을 기준으로 최대 약 3.8kPa 정도인데 비하여 유량 제어를 하면 최대 약 1kPa 정도로 크게 감소하였음을 알 수 있다.

압력변동기준 P_c 를 비교한 Fig. 7을 살펴보면 제어하지 않았을 때가 최대 약 4200 Pa인 데 반하여 제어를 하면 이를 약 1200 Pa 정도로 낮출 수 있다.

4. 송풍기 회전수 및 밸브개폐도 조절에 의한 차내압 변동 해석

위에서 급·배기 송풍량을 조절하여 차내압 변동을 억제할 수 있음을 이론적으로 검토하였다. 실제 상태에서 급·배기 송풍량을 조절하는 방법은 송풍기 회전수 및 밸브 개폐도를 조절하는 것으로 가능하다. 급·배기 송풍기는 동일한 축에 연결되어 있어서 인버터에 의해 회전수가 조절되며, 밸브는 급·배기 송풍기의 입·출구에 위치하고 있으며 직류모터에 의해 각각 개폐도가 조절된다.

Fig. 8에서는 한국형 고속전철의 객실 환기용 송풍기의 성능곡선 및 시스템 손실곡선을 무차원화해서 나타내었다. 송풍기의 성능곡선은 성능시험을 통하여 확보하였다. Fig. 8은 차외압이 변동하여 차내압과 차이가 발생하면 시스템 저항곡선은 y 절편이 $\Delta\psi$ 만큼 이동하게 되고 밸브 개폐도

및 송풍기 회전수의 변화에 따라 무차원 성능곡선과 시스템저항곡선이 만나는 점에서 급·배기 유량이 결정된다는 것을 보여주고 있다. 이 때의 제어로직을 요약하면 다음과 같다.

(1) 차외압과 차내압의 차이가 없는 경우 송풍기는 Fig. 8에 나타낸 무차원 성능곡선과 시스템 저항곡선과의 교점인 A점에서 작동하게 되고 이때의 회전수 및 풍량은 각각 N_1, Q_1 이다.

(2) 차외압이 변동하여 차내압과 차이가 발생하는 경우 시스템 저항곡선은 y 절편이 $\Delta\psi$ 만큼 이동하게 되고, 이 곡선과 무차원 성능곡선과의 교점이 급·배기 송풍기의 작동점이 되어 급·배기 유량이 각각 변하며 이로 인해 유량 차이가 발생하게 된다.

(3) Q_D 는 항상 Q_A 보다 작게 되므로 Q_D 를 기준유량 Q_0 와 같게 유지하기 위해서는 회전수를 증가하여야 한다. 이때 증가된 후의 회전수를 N_2 라 한다.

(4) 위에서 구한 Q_D, Q_C 의 차이가 식(8)을 만족시키도록 C점에서 작동하는 밸브의 개폐도를 조절한다. 즉 차외압이 차내압보다 작고, 현재의 차내압이 대기압에 비하여 작은 경우 배기 풍량이 급기 풍량보다 작아야 하므로 배기 밸브의 개폐도를 조절하여 Q_D 보다도 작은 작동점에서 식(8)에 해당하는 풍량 차이가 날 수 있도록 개폐도를 제어한다.

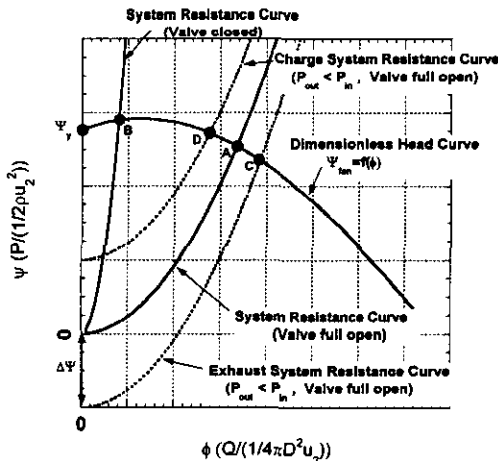


Fig. 8 Dimensionless fan performance curve and system resistance curve.

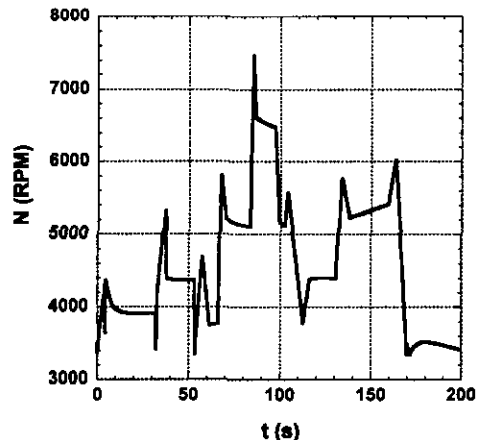


Fig. 9 Change of the fan speed to control interior pressure as in Fig. 6.

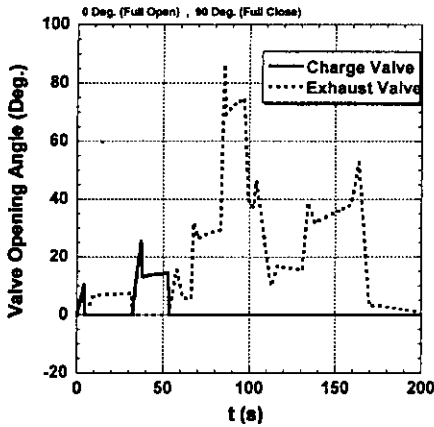


Fig. 10 Change of the valve opening angles to control interior pressure as in Fig. 6.

위의 제어로직을 사용하여 Fig. 6에 나타난 유량조절이 있는 경우의 차내압 변동을 제어하기 위한 송풍기 회전수 및 밸브 개폐도 변화를 살펴보면 Fig. 9, Fig. 10과 같다. 여기서는 송풍기 회전수 및 밸브 개폐도의 변화가 각 시간대에서 제어되어야 할 작동점으로 시간 지체없이 바로 적용되는 이상적인 경우에 대한 해석결과이다. 따라서 이론적으로는 Fig. 9와 Fig. 10에 나타난 정도로 시간에 따라 송풍기 회전수 및 밸브 개폐도가 제어되어야 Fig. 6에 나타난 정도의 차내압 제어가 가능하다는 것이다.

5. 송풍기 회전수 및 밸브 개폐도의 시간 응답성에 의한 차내압 변동 해석

실제로는 송풍기 회전수의 경우 인버터에 의해 제어되므로 회전수의 변화에는 시간지체가 존재하게 된다. 이와 마찬가지로 밸브의 개폐도 조절에도 시간지체가 존재하게 된다.

회전수 3500 rpm에서 7000 rpm으로 변화하는데 필요한 시간간격을 T_f , 완전히 개방된 상태에서 닫은 상태로 밸브의 개폐도를 조절할 때 필요한 시간간격을 T_v 라고 정의하면, T_f, T_v 에 따라 차내압의 변동 특성은 달라지게 된다.

송풍기 회전수 및 밸브 개폐의 시간간격이 고려된 경우의 해석방법을 살펴보면 Fig. 11과 같다.

여기서 해석에 사용된 시간간격은 ΔT 이고 T_2 는 현재 시간대를 T_1 은 이전 시간대를 나타낸다.

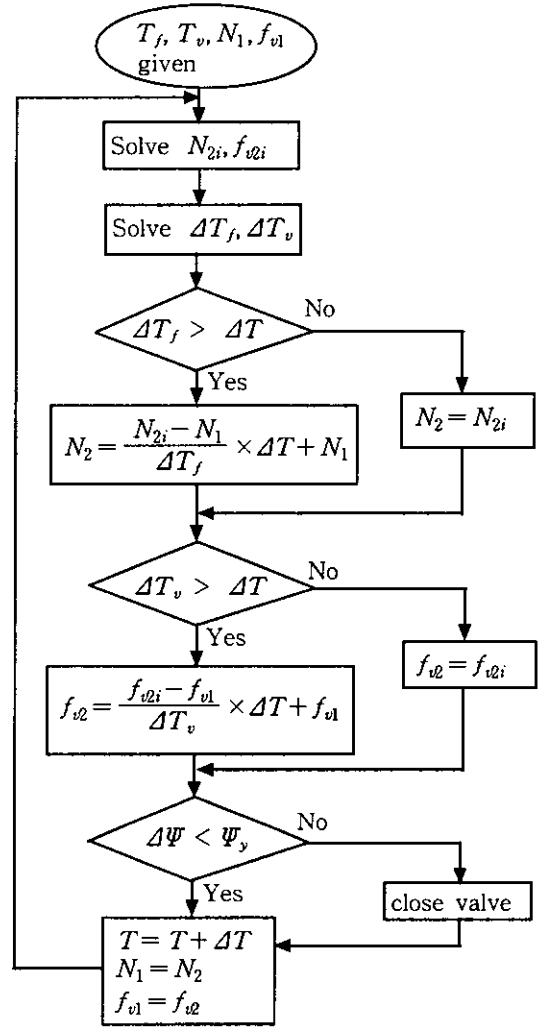


Fig. 11 Flow chart for the calculation procedure.

먼저 현재 시간대(T_2)에서 시간응답성이 없는 이상적인 경우의 회전수(N_{2i}) 및 밸브 개폐도(f_{v2i})를 구한다. 전 시간대의 송풍기 회전수(N_1) 및 밸브 개폐도(f_{v1})를 알고 있으므로 현 시간대의 이상적인 경우의 회전수 및 밸브 개폐도로 변화시키는 데 필요한 시간 ΔT_f 및 ΔT_v 를 구한다. 여기서 구한 시간을 해석에 사용된 시간 간격(ΔT)과 비교하여 현 시간대에서의 회전수 및 밸브 개폐도를 구한다. 차외압의 변동이 너무 커서 Fig. 8에 나타난 시스템 저항곡선의 y절편의 변

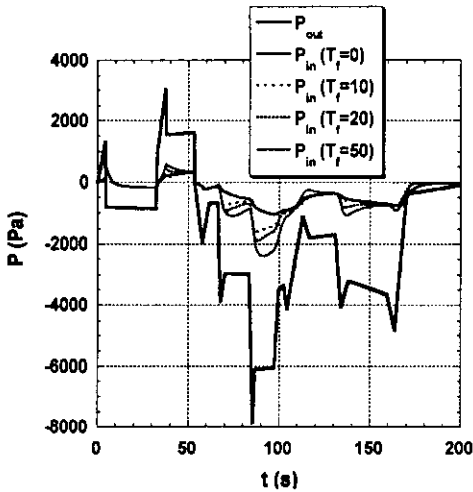


Fig. 12 Effect of the fan speed response times to the interior pressure change.

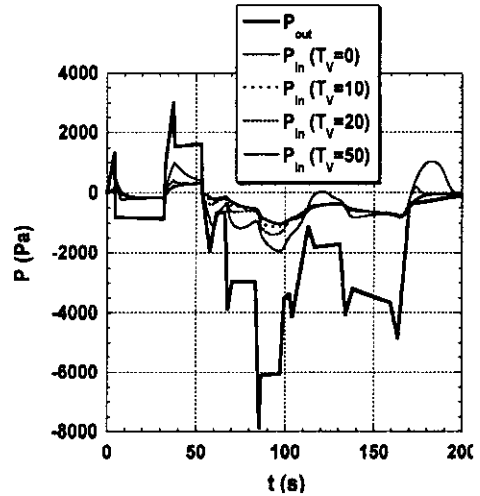


Fig. 13 Effect of the valve response times to the interior pressure change.

화폭인 $\Delta\psi$ 가 ψ 보다 큰 경우는 급·배기 밸브를 모두 닫는 방향으로 제어한다.

위와 같은 해석방법에 의해 회전수 조절 및 밸브 개폐도의 시간응답성이 있는 경우 차외압 변동에 대한 송풍기의 회전수와 밸브의 개폐도 변화 및 차내압 변동을 살펴보자.

Fig. 12는 밸브의 응답시간 T_v 가 0초일 때 송풍기 회전수의 응답시간 T_f 가 각각 0초, 10초, 20초 그리고 50초인 경우에 대한 객실 내부의 압력변동을 나타내고 있다. T_f 의 값이 클수록 차내압 변동은 심하며 특히 차외압과 차내압의 차이가 급격히 변동하는 곳에서 T_f 의 영향이 크게 나타나고 있다. 이것은 차외압이 급격히 변할 때 차내압 변동은 심하며 특히 차외압과 차내압의 차이가 급격히 변동하는 곳에서 T_f 의 영향이 크게 나타나고 있다. 이것은 차외압이 급격히 변할 때 제어되어야 할 회전수의 변화도 심하게 되고, T_f 의 값이 클수록 송풍기 회전수 변화의 응답성이 떨어지기 때문이다.

송풍기 회전수의 응답시간 T_f 가 0초일 때 밸브의 응답시간 T_v 가 각각 0초, 10초, 20초 그리고 50초인 경우의 차내압 변동을 Fig. 13에 나타내었다. 회전수 시간응답성의 경우와 마찬가지로 T_v 의 값이 클수록 차내압 변동이 심하게 된다.

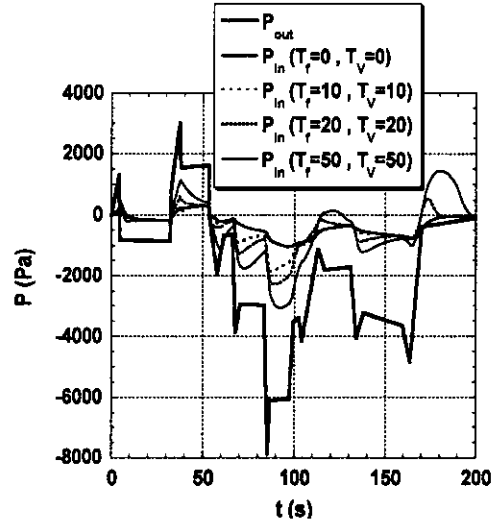


Fig. 14 Effect of the fan speed and the valve response times to the interior pressure change.

송풍기 회전수 및 밸브 개폐도의 변화에 모두 시간 응답성이 존재하는 경우의 차내압 변동을 Fig. 14에 나타내었다. 두 가지 효과가 증폭되어 차내압 변동이 더욱 심해짐을 알 수 있다. 이러한 경우의 회전수의 변화를 Fig. 15에 나타내었다. 시간응답성이 느릴수록 회전수의 변화는 급격한 차외압 변화에 즉각 대응하지 못하고 완만

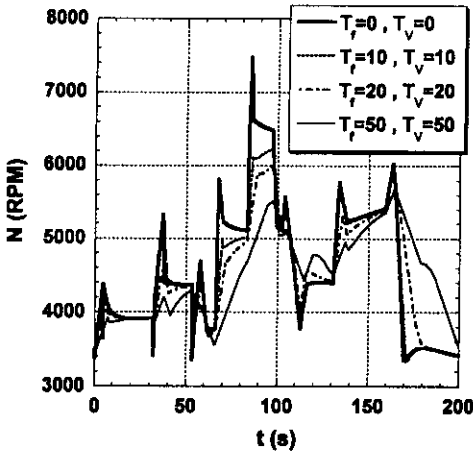


Fig. 15 Change of the fan speed according to the fan speed and the valve response times.

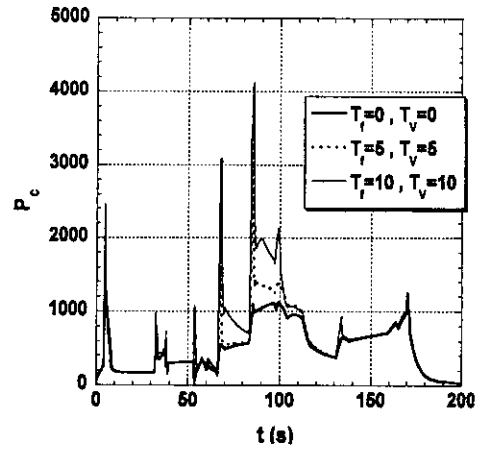


Fig. 17 Change of the internal pressure criterion according to the fan speed and the valve response times.

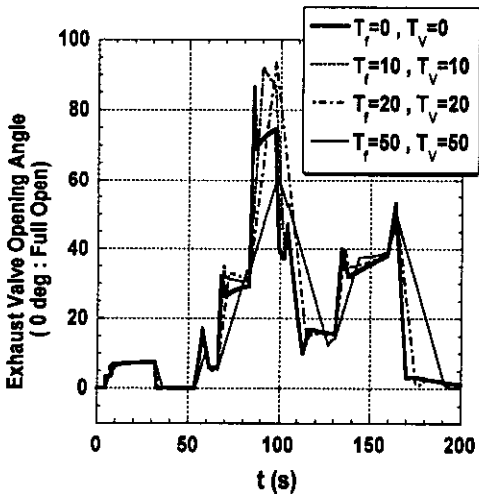


Fig. 16 Change of the exhaust valve opening angle according to the fan speed and the valve response times.

한 경향을 보이고 있다. Fig. 16의 밸브 개폐도의 경우도 시간응답성이 느릴수록 완만한 변화 경향을 보이고 있다.

송풍기 회전수 및 밸브 개폐도의 변화에 따른 차내압 변동기준 P_c 의 변화를 Fig. 17에 나타내었다. 차외압 변동이 가장 심한 70초 및 85초 근처를 제외하고는 송풍기 회전수의 응답시간 T_f 와 밸브의 응답시간 T_v 가 10초 이하인 경우에는 거

의 모든 시간대에서 기준값 2000 Pa보다 작은 변화를 보이고 있다. 따라서 우리가 원하는 정도의 차내압 변동 기준을 유지하기 위해서는 근본적으로 차외압의 변동 정도에 따라 다르지만, 송풍기나 밸브를 선정하는 데 있어서 송풍기 회전수 및 밸브 개폐도의 시간응답성이 적정수준 이상이 되는 제품을 사용하여야 하며, 이러한 적정수준은 본 해석방법을 사용하여 구할 수 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 350 km/h 급 한국형 고속전철의 터널 주행시 차내압 변동 해석 및 제어방법에 대하여 고찰하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 고속전철이 터널을 주행할 때 차외압 변동에 따른 차내압 변동을 수치 해석적으로 살펴보았으며 기존 해석결과와 비교하여 만족할 만한 결과를 보여주었다.

(2) 차내 압력변동에 의한 이명현상의 발생을 방지하기 위해서는 차내압의 변동을 기준치 이하로 유지하여야 하나, 차체의 기밀도만으로는 터널 고속 주행시 차내압 변동 기준치를 만족하지 못하는 경우가 많으며, 이때는 송풍기나 밸브의 제어를 통해 급·배기 유량을 제어하면 차내압 변동을 줄일 수 있음을 해석결과로부터 알 수 있었다.

(3) 송풍기 회전수와 밸브 개폐도를 조절하여

차내압 변동을 제어할 때 송풍기 회전수 및 밸브 개폐도의 시간응답성이 존재하는 경우에 대하여 해석을 수행하여 시간응답성이 차내압 변동에 미치는 영향에 대하여 정량적으로 살펴보았다. 본 해석방법을 사용하면 주어진 차외압의 변동분포에서 차내압 변동을 기준값 이하로 제어하기 위한 송풍기 회전수와 밸브 개폐도의 시간응답성의 적정수준을 구할 수 있다.

후 기

본 연구는 캐리어주식회사의 위탁연구과제로 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Maeda, T., 1996, Review of Micro-pressure Wave Radiating from Tunnel Portal and Pressure Variation under Train Passage, RTRI Report, Vol. 10, No. 2, pp. 5-10.
2. Sato, K., Ikeda, M. and Nakagawa, M., 1990, How Can Passengers Have Their Ear Pains due to Air Pressure Change Mitigated?, RTRI Report, Vol. 4, No. 3, pp. 25-30.
3. Kobayashi, M., Suzuki, Y., Akutsu, K. and Maebashi, E., 1992, Alleviating Aural Discomfort of Passengers under Shinkansen Speed up by Controlling Flow Rate in Ventilating System, RTRI Report, Vol. 6, No. 6, pp. 9-16.
4. Kobayashi, M., Suzuki, Y. and Akutsu, K., 1990, Alleviating Ear Pains by Controlling Air Pressure in Ventilating System of Shinkansen Car, RTRI Report, Vol. 4, No. 6, pp. 16-22.
5. Song, D. Y., 1998, Development of the Design Technology for the HVAC and Pressurization Equipments of High Speed Train II, Annual Report of Development of High Speed Train System.
6. Ito, J., 1994, Airconditioning Systems of Shinkansen Car, REFRIGERATION, Vol. 69, No. 799, pp. 11-19.