

## 터널내 환기용 덕트 주위의 유체유동 해석

서용권<sup>1)</sup> · 이창우<sup>2)</sup> · 최윤환<sup>3)</sup>

### Analysis of Fluid Flow around Ventilation Ducts inside a Vehicle Tunnel

Yong-Kweon Suh, Changwoo Lee and Yoon-Hwan Choi

**ABSTRACT** Analyzed in this paper is fluid flow in the region near the exhaust and blower ports of the ventilation ducts inside a vehicle tunnel. Theoretical analysis shows that prediction of the energy loss in this region is important for designing the ventilation system. A finite-difference numerical model for the two-dimensional turbulent flow field was used to obtain the flow solution as well as the energy loss. It was shown that the blower-nozzle angle ( $\beta$ ) had an important role in establishing both the pressure gradient and the energy loss, while the effect of the distance between two ports on them was not so significant.

**Keyword** Ventilation (환기), Blower Nozzle (송기 노즐), Exhaust Nozzle (배기 노즐), Numerical Analysis (수치 해석), Turbulent Dissipation (난류 소산)

## 1. 서 론

차량용 터널은 그 길이가 길수록 환기장치의 필요성이 커진다. 차량이 뿜어내는 각종 유해 물질을 배출하기 위한 터널 내 환기장치는 종류식, 횡류식 및 반횡류식과 이들을 조합한 형태로 나눌 수 있다. 그 중 종류식은 jet fan을 터널 천정에 부착하여 터널길이 방향으로 강제유동을 주어 유해물질을 배출하거나, 터널 위 수직으로 덕트 한 쌍을 설치하여 유해물질을 배출하고 동시에 신선한 공기를 유입시키는 방법이다. Fig. 1은 jet fan 1개와 수직항(抗) 송배기 장치 2개를 사용한 터널 내의 환기 시스템을 보여준 것이다. 이와 같은 수직항 송배기식은 차량의 피스톤 효과를 이용할 수 있고 횡류식에 비하여 설치비가 적게 드는 등의 장점과 화재시의 안전 문제와 같은 단점을 갖고 있다.<sup>2,7)</sup>

수직항 송배기 장치의 유체역학적 연구는 주로 실험적인 방법과 1차원적 모델에 의한 이론적 방법에 의존해 왔다. Konda & Mizutani<sup>7)</sup>는 높이가 0.5 m, 폭이 1 m, 길이가 47 m인 모델을 제작하여 실험적 연구를 수

행 하였으며 1차원 이론모델에서 나타나는 계수들을 확인하였다. Yoshi-zawa<sup>8)</sup>은 높이가 0.122 m, 폭이 0.284 m인 모델 터널에서 수직항 송배기용 덕트의 형상과 설치에 따라 시스템의 성능과 효율이 어떠한 변화를 보이는지 조사하였다. 한편 국내에서는 이창우<sup>1)</sup>가 갱내 오염물질의 확산모델링 방법을 비교적으로 연구한 바 있으며, 최근 홍웅기<sup>9)</sup>이 지하갱도 기류의 유동 현상에 대해서 수치해석적으로 연구한 바 있다.

본 연구는 터널내에 수직항 송배기용 덕트가 설치된 지역의 유동을 2차원적으로 수치해석한 것이다. 수직항 송배기 장치의 역할은 두가지인데, 그 첫째는 오염물질의 배출 및 신선한 공기의 유입이고, 둘째는 터널 내 압력상승이다(Fig. 1의 하단참조). 본 연구가 추구하는 목표는, 첫째, 덕트 주위의 유동을 파악함으로써 유해물질의 이동을 예측할 수 있게 함과 동시에 1차원 모

\* 1996년 3월 10일 접수

1) 동아대학교 기계공학과 교수

2) 정회원, 동아대학교 자원공학과 교수

3) 학생회원, 동아대학교 기계공학과 대학원 과정

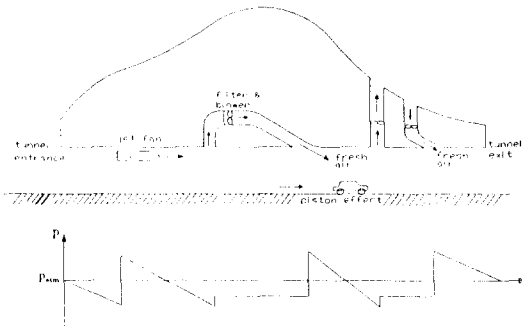


Fig. 1. A typical system of the longitudinal tunnel ventilation and the pressure distribution within the tunnel.

델의 적용한계를 보여주는 것이며, 둘째, 덕트의 설치 조건에 따라 압력상승과 터널내 손실이 어떻게 변하는지 파악함으로써 수직항 송배기 장치의 설계에 기초자료로 삼도록 하는 것이다.

### 2. 이론적 배경

수직항 송배기 장치가 설치된 터널내 지역에 대하여 Fig. 2와 같이 제어체적을 취하고 연속 방정식과 운동량 방정식을 쓰면, 압력상승  $\Delta P_{12}$ 의 식을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\Delta P_{12} \equiv P_2 - P_1 = \frac{\rho Q_b}{H} K_b V_b \cos \beta - K_c V_c \quad (1)$$

여기서  $V$ 는 평균유속,  $Q$ 는 유량이며,  $K$ 는 운동량 계수,  $\beta$ 는 송기 덕트의 설치각,  $H$ 는 터널의 높이,  $\rho$ 는 공기의 밀도, 하첨자  $b$ 는 송기측, 하첨자  $e$ 는 배기측을 나타낸다. 편이상 배기측 덕트의 유량은  $Q_b$ 와 같은 것으로 한다(즉  $D_e V_e = D_b V_b = Q_b$ ). 이론적으로는  $K_b = 1$ ,  $K_c = 0$  (배기측 덕트가 수직으로 설치된 경우)이다. 식 (1)을 보면 압력 상승은  $\beta = 0$  에서 최대치를 보임을 알 수 있다. 한편 다른 변수들이 일정할 때는  $V_b$ 가 클수록  $\Delta P_{12}$ 가 증가한다. 즉, 지정된  $Q_b$ 에 대해  $\Delta P_{12}$ 를 증가시키기 위해서는 노즐의 단면적  $D_b$ 를 작게 하면 된다. 유량  $Q_b$ 는 터널내의 풍속  $V_t$ 의 크기에 의해 결정되며 압력상승  $\Delta P_{12}$ 는 그 다음 압력상승 장치까지의 압력강하를 고려하여 결정한다(Fig. 1 참조). 만약  $\Delta P_{12}$ 가 충분이 크지 않을 때는 터널내의 풍속  $V_t$ 이 작아질 것이다. 식 (1)에서 보통  $K_c V_c$ 는 그 앞의 항보다 매우 작은 값을 취한

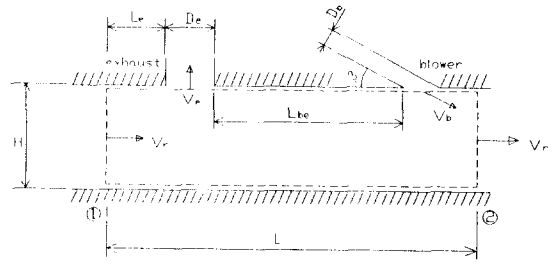


Fig. 2. A schematic view of a ventilation unit and a control volume considered in the theoretical and numerical analysis.

다. 식을 단순화 시키기 위해 이 항의 효과를 그 앞의 항에 포함시켜 아래와 같이 쓴다.

$$\Delta P_{12} = \frac{\rho Q_b}{H_{sys}} K_{sys} V_b \cos \beta \quad (2)$$

다음, 제어체적 내의 에너지 균형을 생각해 보자. 입구를 통해서 기계적 에너지는 단위 시간당  $P_{t1} Q_r$ 로 유입되며 출구를 통해서  $P_{t2} Q_r$ 로 유출된다. 여기서  $P_t$ 는  $P_t = P + \rho V^2 / 2$ 로 정의된 정체압이다. 한편 송기관을 통해서  $P_{tb} Q_b$ 로 유입되며 배출관을 통해서  $P_{te} Q_b$ 로 유출된다. 그런데 송기관 노즐에서는 강한 제트류의 형태로 공기가 분출되므로 상당한 양의 난류소산이 존재한다. 이것을 고려하면 에너지식은 아래와 같다.

$$L_{te} \equiv (P_{tb} - P_{te}) Q_b = L_{12} + \Delta L_{12} \quad (3a)$$

$$\Delta L_{12} = \rho \int_{C.V.} \epsilon dA \quad (3b)$$

여기서  $L_{12} \equiv (P_{12} - P_{t1}) Q_r$ 은 ①-②의 압력상승에 필요한 이론적 동력이고  $\Delta L_{12}$ 는 난류소산에 따른 손실동력이며,  $L_{te}$ 는 송기관과 배출관 사이에 공급되어야 할 덕트 동력이다. 그리고,  $\epsilon$ 는 유체의 단위 질량당의 운동에너지 소산율이며 본 연구에서는 수치해석에 의해 구한다.  $\Delta L_{12}$ 는  $L_{te}$ 를 알고 있으면  $\Delta L_{12} = L_{te} - L_{12}$ 의 식으로 구할 수 있다. 그러나  $L_{te}$ 를 수치해석 결과를 통해 직접 구하기 위해서는 송기구와 배기구에 걸쳐

$$L_{te} = \int_b (P + \rho V^2 / 2) dS - \int_e (P + \rho V^2 / 2) dS$$

을 적분으로 구해야 하나, 특히 노즐형상인 송기구는 그 크기가 매우 작으므로 신뢰성 있는 값을 얻기가 불

가능한 것으로 판단된다.

system의 효율은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\eta_{\text{sys}} \equiv \frac{L_{12}}{L_{1c}} = \frac{1}{1 + \mu_{12}} \quad (4a)$$

$$\mu_{12} \equiv \Delta L_{12}/L_{12} = \frac{\rho \int \epsilon dA}{Q_r \Delta P_{12}} = \frac{1}{Q_b V_b V_r \cos \beta} \int_{r, V} \epsilon dA \quad (4b)$$

여기서  $A$ 는 제어체적(본 연구에서는 면적)을 나타낸다.  $\eta_{\text{sys}}$ 는 송배기 장치의 설계에 있어서 중요한 파라미터이다. 이 효율을 높이기 위해서는  $\mu_{12}$ 를 작게 해야 하고 이를 위해서는  $Q_r \Delta P_{12}$ 를 크게 하거나 난류소산을 작게 해야 한다. 그러나  $Q_r$ 과  $\Delta P_{12}$ 는 앞에서도 언급한 바와 같이 다른 목적하에서 주로 결정되는 것이므로, 개선할 수 있는 여지는 난류소산을 작게하는 것밖에 없다. 난류소산은 특히 송기 노즐의 형상이나 그 설치 방법에 따라 변한다고 생각되며, 본 연구에서는 수치해석에 의해 그 영향을 파악해 보고자 하는 것이다.

### 3. 수치 해석 방법

터널내의 공기유동은 높은 레이놀즈수( $O(10^6)$ )에 따른 강한 난류로 특징지을 수 있다. 따라서 이에 대한 수치해석 방법으로서  $k-\epsilon$ 모델과 같은 것을 생각할 수 있다. 터널 내외의 공기유동에 대한 수치해석적 연구 사례는 참고 문헌<sup>3-5)</sup>와 같다.

본 연구에서는 Fig. 2에서  $H=1\text{m}$ ,  $L=15\text{m}$ ,  $L_b=4\text{m}$ ,  $D_r=1\text{m}$ ,  $D_b=0.15\text{m}$ ,  $V_r=V_c=10\text{m/s}$ ,  $V_b=66.7\text{m/s}$ 로 고정시키고  $\beta$ 와  $L_{be}$ 를 변화시켜가면서 검사체적내의 2차원 유동장에 대하여 Spalding<sup>9)</sup>의 표준  $k-\epsilon$ 모델을 사용하여 수치해를 구하였다. Mesh는 터널 길이방향과 수직방향으로 공히 0.1 m 간격으로 구성하였다.

### 4. 수치해석 결과

송기 및 배기 덕트 주위의 유체 유동 패턴은 오염물질의 터널 내 유해물질의 이동을 이해하는데 도움을 줄 뿐만 아니라 1차원 모델의 적용 가능성 여부를 판단하는데도 이용할 수 있다.

Fig. 3은 본 수치해석 결과를 통해 조사한,  $Q_r$ ,  $Q_b$ ,  $\beta$ ,  $L_{be}$ 의 상대적 크기 변화에 따른 유동 양상의 변화이다. 특이한 것은,  $Q_r > Q_b$ 의 경우에는 상류로부터의 여분의 유량( $Q_r - Q_b$ )이 두 덕트 사이에서는 터널 상부쪽으로

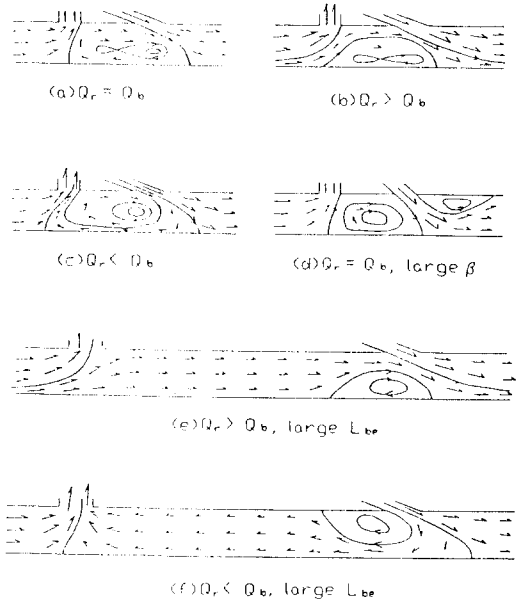


Fig. 3. Flow patterns for various relative values of  $Q_r$ ,  $Q_b$ ,  $\beta$  and  $L_{be}$ .

붙어 흐르다가 다시 하류에서는 터널 바닥쪽으로 접근하여 흐르고(Fig. 3 (b)),  $Q_r < Q_b$ 의 경우에는 송기측 여분의 유량( $Q_b - Q_r$ )이 터널하부 가까이를 흘러서 상류의 배기구로 들어간다. 그리고 두 덕트 사이의 지역에는 순환류가 존재한다. 한편, 종래의 1차원 모델은 이 지역의 유동이 균일한 것으로 가정하고 있으나 이는  $L_{be}$ 가 큰 경우(Fig. 3 (e), (f))에 한한다는 것을 알 수 있다. 한편 배기 덕트의 설치각  $\beta$ 가 제법 클 때는 Fig. 3(d)에서 보는 바와 같이 하류측 터널 상부에 재순환 유동이 나타나다.

유해기체의 배출은  $Q_r = Q_b$ 일 때 가장 좋으며,  $Q_r > Q_b$ 일 때는 일부가 하류로 흘러가서 충분한 환기가 되지 않고,  $Q_r < Q_b$ 일 때는 신선한 공기가 배출되므로 이에 상응하는 동력의 손실을 가져온다.

앞의 1장 마지막 절에서 언급한 바와 같이, 송배기 장치의 두가지 역할은 오염물질의 배출 및 신선한 공기의 유입과 터널내 압력 상승이다. 이 중 후자에 대해서는 2장의 식 (1), (2)에서 그 이론적 배경을 다루었으며, 터널 내 난류소산이 작도록 설계하는 것이 중요함을 언급하였다. Table. 1은 본 수치해석 결과를 통해 구한  $\Delta P_{12}$ ,  $\eta_{\text{sys}}$  및  $K_{\text{sys}}$ 이다.  $K_{\text{sys}}$ 는 식 (2)로부터,  $\eta_{\text{sys}}$ 는 식 (4a)와 (4b)로부터 각각 구한 값이다. Table. 1에서 처음 6개 경우는  $\beta$ 의 영향을, 나머지 4개 경우는  $L_{be}$ 의 영

Table 1. The result of numerical analysis according to varying set up point of blower duct.  $S=D_b/\sin\beta$ , where  $S$  is the width of the main stream of blower duct. The values in the bracket are the result of integration only from the downstream end of blower duct until 2.5 m apart

Case	$L_{be}$ [m]	$S$ [m]	$\beta$	$\Delta P_{12}$ [Pa]	$\int_{C.V} \varepsilon dA$ [m <sup>5</sup> /s <sup>3</sup> ]	$\eta_{sys}$ [%]	$K_{sys}$
1	2	0.2	48°	212	1935	47.9	0.399
2	2	0.3	30°	332	4491	38.3	0.483
3	2	0.4	22°	456	6838	35.9	0.620
4	2	0.5	17.5°	460	8155(7430)	32.2	0.608
5	2	0.6	14.5°	467	8936	30.5	0.608
6	2	0.7	12.4°	471	9497	29.4	0.608
7	1	0.5	17.5°	446	8394(7562)	30.9(33.1)	0.589
8	3	0.5	17.5°	465	8653(8046)	31.1(32.7)	0.615
9	4	0.5	17.5°	471	7734(7400)	33.9(34.8)	0.623
10	5	0.5	17.5°	470	7417(7417)	34.7(34.7)	0.621

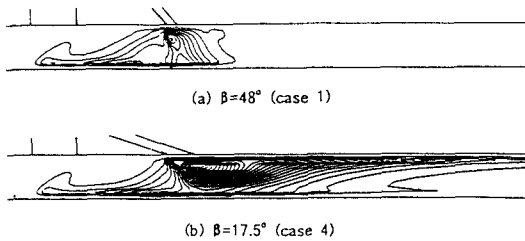


Fig. 4. Distribution of the turbulent dissipation rate  $\varepsilon$  for two  $\beta$  angles.

향을 조사하기 위한 목적을 갖고 있다.  $\beta$ 의 값이 감소할수록  $\Delta P_{12}$ 와  $K_{sys}$ 는 전반적으로 증가하고  $\eta_{sys}$ 는 감소한다. 높은  $\eta_{sys}$ 를 위해서는 큰  $\beta$ 를 선택해야 하나 이는  $\Delta P_{12}$ 의 감소를 초래하므로 성능상 불리하다. Konda & Mizutani<sup>7)</sup>와 Yoshizawa등<sup>8)</sup>의 실험 모델은 모두  $\beta=15^\circ$ 를 채용하고 있다.  $L_{be}$ 의 영향은 그러나  $\beta$ 만큼 크지 않음을 알 수 있다.  $L_{be}$ 가 증가함에 따라 효율이 다소 증가하고 있으나 이는  $L_{be}$ 가 증가함에 따라 송기구 하류의 터널길이 상대적으로 감소한 결과로 난류에너지 소산 양이 작아졌기 때문이다(Table. 1 괄호 내의 값을 비교해 볼 것).

효율이 높은 환기 시스템을 위해서는  $\eta_{sys}$ 을 높이는 방안을 강구해야 할 것이고, 이를 위해서는 우선  $\varepsilon$ 의 발생원인을 파악해야 한다. Fig. 4는 case 1과 4에 있어서  $\varepsilon$ 의 분포를 나타낸 것이다. Fig. 4에서 알 수 있듯이  $\varepsilon$ 은 송기구 근처와 터널의 상하부벽 근처에서 밀집된

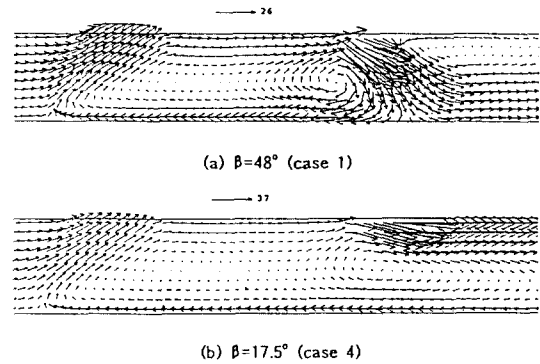


Fig. 5. Velocity vectors for two  $\beta$  angles.

분포를 보인다. 두 경우에 있어서  $\varepsilon$ 은 하부벽 근처에서는 다소 비슷하나 송기구 근처와 상부벽 근처 지역에서 큰 차이를 보인다. 우선, 상부벽 지역에서는 Fig. 5에서 보는 것 처럼  $\beta=48^\circ$ (case 1)의 경우가 매우 느린 세순환 유동을 보이고  $\beta=17.5^\circ$ (case 1)의 경우가 큰 유속의 감속 유동을 보이기 때문으로 생각된다.  $\beta=17.5^\circ$ 의 경우에서 상부벽 가까이에서 큰 유속이 발생하는 것은 송기구로부터의 제트류가 이 벽면에 부착한 결과로 생각된다. 한편 송기구 근처에서는 제트류 특유의 난류소산이 지배적인 발생기구로 작용한다. 그러나  $\beta=48^\circ$ 의 경우에는 좌측에 강한 소용돌이가 형성되므로 제트류의 경계 지역에 난류소산의 근본 원인으로 작용하는 전단효과가 상대적으로 작다. 그리고 제트류가 하부벽에서 곧 충돌하므로 전단층의 길이가 짧고 이에 따라 난류효과는 감소한다고 볼 수 있다. 반면  $\beta=17.5^\circ$ 의 경우에는 제트류가 상부 벽에 부착되어 하부에 난류가 발달할 수 있는 영역이 길고, 이에 따라 난류소산이 크다고 볼 수 있다.

## 5. 결 론

간단한 모델 터널을 설정하여 수치해석한 결과의 분석으로부터 얻은 결론을 요약하면 다음과 같다.

- 1) 터널유량, 송배기유량, 송기덕트 설치각, 송배기덕트 사이의 거리등의 변화에 따른 유동양상을 조사한 결과 종래의 1차원 모델은 덕트간 거리가 충분히 클 때만 적용될 수 있다.
- 2) 설치각  $\beta$ 가 증가함에 따라 압력증가량은 감소하고 시스템 효율은 증가한다.
- 3) 설치각  $\beta$ 가 큰 경우와 작은 경우에 있어서 유동양

상은 근본적으로 다르며 이에 따라 난류소산이 크게 다르다.  $\beta=17.5^\circ$ 의 경우에는 송기구로부터의 제트류가 터널상부 벽면에 부착하고  $\beta=48^\circ$ 의 경우에는 터널하부 벽면에 충돌하는 모양을 보인다.

## 참 고 문 헌

1. 이창우, 1993, "갱내 디젤차량 배기물질 확산모델링 방법간 비교 연구", 한국자원공학회지, 30권, pp. 220-227.
2. 일본 도로협회, 1991, 도로 터널 환기설비 지침
3. 홍웅기, 정태섭, 박홍민, 1995, "지하공간내에서 수치 해석에 의한 부유분진 농도 측정(1)-정상 상태하에서 향도기류의 유동해석", 한국자원공학회지, 32권, pp. 13-21.
4. Chow, W. K., 1989, "Dispersion of Carbon Monoxide from a Vehicular Tunnel with the Exit Located along a Hillside", Tunnelling and Underground Space Technol., Vol. 4, pp. 231-234.
5. Chow, W. K., 1991, "Prediction of CO Level near Vehicular Tunnel with Waiting Queue", J. Environ. Engrng ASCE, Vol. 117, Paper No. 25488.
6. Chow, W. K. and Chan, W. T., 1988, "Environmental Justification of a Vehicular Tunnel Constructed in Residential Area", 6th Int. Symp. Aerodyn. Ventilation Vehicle Tunnels, pp. 165-177.
7. Konda, T. and Mizutani, T., 1976, "Application of the Longitudinal Ventilation System for Long Tunnels", 2nd Int. Symp. Aerodyn. Ventilation of Vehicle Tunnels, Paper-D1.
8. Yoshizawa, I., Komatsu, K., Ohta, Y. and Hagiwara, K., 1991, "Characteristics of Blowing and Exhaust Nozzles Used in a Longitudinal Ventilation System", Aerodyn. Ventilation of Vehicle Tunnels, pp. 689-705.
9. Spalding, D. B., Launder, B. E., 1972, "Mathematical Models of Turblence", Academic Press.