

# 튜브 트레인 공력특성 해석

## Aerodynamic Characteristics of a Tube Train

김태경\*      김규홍†      권혁빈\*\*  
Tae-Kyung Kim    Kyu-Hong Kim    Hyeok-Bin Kwon

---

### ABSTRACT

Recently, full-scale research about a passenger tube train system is being progressed as a next-generation transportation system in Korea in light of global green technology. The Korea Railroad Research Institute (KRRRI) has commenced official research on the construction of a tube train system. In this paper, we studied various parameters of the tube train system such as the internal tube pressure, blockage ratio, and operating speed through computational analysis with a symmetric and elongated vehicle. This study was about the aerodynamic characteristics of a tube train that operated under standard atmospheric pressure (open field system, viz., ground) and in various internal tube environments (varying internal tube pressure, blockage ratio, and operating speed) with the same shape and operating speed. Under these conditions, the internal tube pressure was calculated when the energy efficiency had the same value as that of the open field train depending on various combinations of the operating speed and blockage ratio (the P-D relation). In addition, the dependence of the relation between the internal tube pressure and the blockage ratio (the P- $\beta$  relation) was shown. Besides, the dependence of the relation between the total drag and the operating speed depending on various combinations of the blockage ratio and internal tube pressure (the D-V relation) was shown. Also, we compared the total (aerodynamic) drag of a train in the open field with the total drag of a train inside a tube. Then, we calculated the limit speed of the tube train, i.e., the maximum speed, for various internal tube pressures (the V-P relation) and the critical speed that leads to shock waves under various blockage ratios, which is related to the efficiency of the tube train (the critical V- $\beta$  relation). Those results provide guidelines for the initial design and construction of a tube train system.

Keywords : Tube Train, Tube Transportation, Tube Transport, Maglev, Pipe Transportation

---

### 요 지

최근 한국에서는 세계적인 녹색기술을 맞아 향후 차세대 교통 시스템으로서 튜브 트레인 시스템의 본격적인 연구가 진행되고 있다. 한국 철도기술연구원(KRRRI, Korea Railroad Research Institute)에서 튜브 트레인 시스템의 건설을 위한 목적으로 연구가 진행되고 있다. 본 논문에서는 기초연구의 일환으로 축대칭하며 긴 형상의 수송체가 가지는 다양한 튜브(터널) 내부의 압력, 막힘비율, 운행속도를 파라미터로 선정하여 전산해석을 수행하였다. 세부사항으로는 동일 형상의 운송체가 동일 운행속도를 가지고 일반적 압력의 개활지(오픈 시스템, 개활지 운행)를 운행할 때와, 다양한 환경(튜브 내 압력, 막힘비율, 운행속도)의 튜브 내부를 운행할 때에 대하여 튜브 트레인의 공력특성 연구를 수행하였다. 이를 통

---

† 정회원, 서울대학교, 기계항공우주공학부, 교수, 항공우주신기술연구소  
E-mail : aerocfd1@snu.ac.kr  
TEL : (02)880-8920 FAX : (02)880-8302  
\* 정회원, 서울대학교, 기계항공우주공학부, 연구생  
\*\* 정회원, 한국철도기술연구원, 초고속열차연구실

하여 다양한 운행속도-막힘비율 별로 개활지와 동일 에너지 효율 나오는 튜브 내 압력(P-D 관계)을 계산하였고, 막힘비율 증가에 따른 튜브 내 감압 정도(P-β 관계), 다양한 막힘비율-튜브 내 압력 별로 운행속도에 따른 전체 항력 양상(D-V 관계)을 보여 주었다. 그리고 개활지 운행시와 튜브 내부 운행시의 에너지 효율(주행저항)을 비교하였고, 튜브 내부 운행 시 트레인이 갖는 효율과 관계되는 충격과 발생의 임계속도(critical V-B 관계) 및 한계속도(V-P 관계)를 얻을 수 있었다. 이러한 연구의 결과는 튜브 시스템 설계 및 건설에 꼭 필요한 것이며 가이드라인을 제시했다.

주요어 : 튜브 트레인, 튜브 운송, Maglev, **파이프 운송, 튜브 충격파**

## 1. 서론

튜브 트레인 시스템은 밀폐된 튜브(터널) 내부를 고속으로 운행하는 지상 운송체 시스템으로서, 주행시 발생하는 소음을 외부로 차단하며 튜브를 아진공으로 유지하여 에너지 효율을 높인(주행저항감소) 시스템을 지칭한다[1-3]. 이러한 튜브 트레인 시스템의 기원은 Pneumatic capsule pipeline(PCP) system 으로써, 1810년 영국의 George Medhurst에 의해 최초로 공식적으로 제안된 이후 다양한 연구 및 실제건설이 이루어졌었다. 그러나 미국, 영국, 프랑스 등에서 활용되던 PCP system은 압력 차 기반의 소형화물 운송용이었으며, 인원수송은 연구만 이루어졌을 뿐 건설된 적은 없다[4-5]. 최근 세계적인 에너지 및 환경 문제를 맞음에 따라 미국, 독일, 이탈리아, 스위스 등에서 작은 운송체 단위의 인원 및 화물 수송용 튜브 혹은 캡슐 시스템 연구가 진행되고 있다[6-9]. 이러한 연구 중 스위스 메트로사에서 자기부상열차 방식의 대량 인원 수송용 튜브 트레인 시스템을 제안하였으며 현재 연구 중에 있다[2]. 국내에서는 운행속도 (700~1000) km/h 급의 자기부상열차 방식의 인원수송용 튜브 트레인 시스템 건설을 위해 기초연구가 시작되었으나, 이러한 고속 튜브 시스템에 대한 체계적인 공력연구는 미흡하다 [10-12].

가장 집중적으로 이루어진 튜브 시스템의 공력해석 및 에너지 효율연구는 1970년 발행된 미국교통관리국 프로젝트에 의해 수행된 실험이었다[13]. 이 연구에서는 앞뒤 형상이 반원인  $Re \# 10^5$  물체가 1기압의 조건하에서 막힘비율 0.125, 0.22, 0.38, 0.5를 가질 때 에너지 효율( $C_D$ )이 약 0.015 ~ 0.11 임을 발표하였다. 1977년 Charles M. Harman와 James V. Davidson에 의해 발표된 연구결과는 막힘비율이 0.6~0.9인  $Re \# 10^5$ 의 오자이브 형상의 물체가 약1기압(14.5 psia), 74°F 조건하에서 풍동 환경과 물체의 실제 이동을 비교하여 에너지 효율( $C_D$ )을 비교하였다[14]. 그러나 이러한 연구에서 고려된 형상은 작은 운송체 기반의 반원 형상 혹은 비교적 짧은(length / diameter = 8.85) 오자이브 형상으로  $C_D$  증감의 경향성만을 살펴 볼 수 있다는 한계를 갖는다. 또한 실험의 주행속도는 최대  $M \# 0.4$  이하로 비교적 저속이며, 1기압 환경이기 때문에 현재 요구되는 튜브 트레인 시스템(약  $M \# 0.6$ ,  $P 0.01 \text{ atm}$ )에 적용 및 참고에는 부족하다.

이에 본 논문에서는 초기 설계의 중요 변수인 막힘비율, 튜브 내 압력, 운행속도를 다양하게 변화해 가면서 운송체에 가해지는 주행저항을 연구하였고, 튜브 트레인 시스템에 대한 초기 디자인 단계에서의 타당성 연구를 실시하였다. 실험을 통한 연구에는 형상, 온도, 압력의 제한 및 운행속도에서의 한계가 존재하므로 압축성 비정상 Navier-Stokes 방정식을 기반으로 한 전산해석을 이용하였다. 이러한 연구를 통해 얻어진 다양한 주행저항의 변화 및 경향성은 추후 시스템 건설 및 관련된 파급 연구에 가이드라인을 제시할 것이다.

## 2. 수치해법

### 2.1 지배방정식

지배방정식은 2차원 축대칭 좌표계 상의 비정상 압축성 Navier-Stokes 2차 차분식을 사용하였다[16]. 점성 모델은 Sutherland 2eq, 난류모델은 Menter가 제안한 K-W SST 모델이 사용되었다[15]. 공간차분법은 Roe의 FDS(Flux Difference Scheme)을 적용하였고, implicit를 사용하였다. 물리변수를 외삽하는 MUSCL(Monotone Upstream-centered Schemes for Conservation Laws) 기법을 적용하여 공간정확도를 3차로 확장하였다. 비정상 유동장 해석에 있어서 시간정확도를 갖는 수치기법 도입이 필요하여 이중시간전진(dual time stepping)기법을 사용하였다. MPI(Message Passing Interface)를 사용하여서 CPU 8개로 병렬계산을 수행하였으며, 병렬계산에는 implicit 해법을 적용하여 반복계산을 수행하였다[15-19].

### 2.2 가정사항 및 경계조건

개활지와 튜브 내부의 기체는 이상기체로 가정하였으며, 온도는 모든 경우에 대하여 288.15 K로 고정시켰다. 그러나 압력과 유속은 각 경우에 따라 다르게 설정되었다. 본 논문에서 거론되는 마찰 및 저항은 공력에 의한 것으로, 기차의 바퀴와 레일에 의한 구름마찰 등은 포함하지 않았다.

경계조건에서는 개활지 및 튜브 입구에 유입되는 압력, 유속, 온도를 고정하였고 튜브의 출구에서는 압력, 온도를 고정하였으며 유동이 자유롭게 빠져나가도록 설정하였다. 유동이 출구로 빠져나가면서 반사되는 미기압파를 고려하여 그림1과 같이 격자를 앞뒤로 충분히 빼주는 방법 이외에도, 영향을 최소화하기 위해 출구에 무반사 조건을 적용하였다. 운송체의 표면은 점착조건(no slip condition)을 적용하였고 튜브의 안쪽 면은 유입되는 유속과 동일한 속도로 움직이는 moving wall로 설정하였다. 이를 통하여 실제로 벽이 움직이지는 않지만 움직이는 것과 동일한 모사를 하였고, 운송체 표면과 튜브 표면간의 상호작용으로 인한 불필요한 유동 효과를 최소화 하였다. 아래 선을 X-축으로 하여 회전시켰다.

### 2.3 격자

격자의 형상은 현재 중국 상하이에서 운용되고 있는 자기부상 열차인 Transrapid International을 모델로 하였다. 이 모델은 세계적으로 상용화된 운행속도 500 km/h 급의 자기부상열차 이다[20]. 세부 재원은 높이 3.7 m, 길이 열차 2량 51.7 m로서  $l/d$ 는 약 14이다.

개활지 시스템은 대기압 환경의 들판을 모사한 것으로 이를 위하여 5만개의 격자를 사용하였고 그림 1의 'Open field system' 으로 명명하였다. 이러한 개활지를 모사하기 위하여 차량의 표면으로부터 원방 경계까지 차량 길이의 10배인 517 m의 거리로 설정하였다. 튜브 트레인 시스템은 튜브 내부에 들어가 있는 트레인을 모사하였다. 경계까지 물체의 전방에 길이 10 m, 후방에 30 m의 거리를 설정하여 튜브를 모사하였고 77000개의 격자를 사용하였다. 형상은 3가지로 X-축을 중심으로 회전 했을 때의 막힘비율( $\beta$ )로 구분하였다.

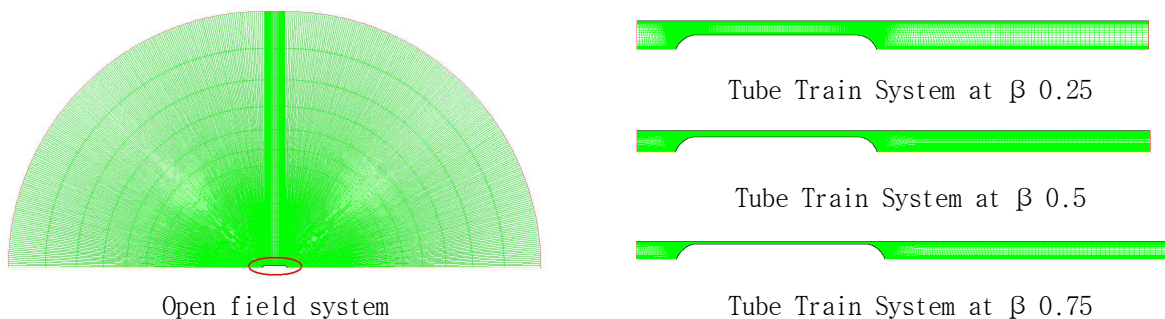


그림 1. Mesh

$$\text{막힘비율}(\beta) = \text{운송체 단면적} / \text{튜브(터널) 단면적} \quad (9)$$

### 3. 해석 결과

튜브 트레인 시스템의 가장 주요한 초기 설계변수 3가지는 막힘비율, 튜브 압력, 운송체 운행속도 이다. 이러한 변수들을 가지는 튜브 트레인의 최소 운행조건 및 한계조건을 설정을 위해, 현재 운행 중인 유사 교통 시스템과의 직-간접적으로 주행저항을 비교를 할 필요성이 있다. 따라서 각 변수 중 두 개를 고정 시키고 나머지 변수에 따른 운행저항을 살펴보았다.

#### 3.1 운행속도-막힘비율 별 개활지와 동일 항력 나오는 튜브 내 압력

표 1, 2는 운송체의 운행속도가 각각 500, 700 km/h 일 때 개활지의 자기부상 트레인과 막힘비율에 따라 튜브 내부의 트레인 시스템이 갖는 튜브 내 압력과 평균 항력 결과 값이다. 이 결과 값은 ‘Open sys.’ 라고 명명한 개활지의 트레인이 일반적인 대기압 하에서 갖게 되는 전체 공력 저항값을 기준으로 하여, 튜브 내부 트레인의 막힘비율 별로 개활지의 전체 저항과 동일한 주행저항(공력저항) 값을 가지게 되는 튜브 내 압력을 찾은 것이다. 그림 2는 튜브 트레인의 막힘비율이 0.25 이며 운행속도가 각각 500, 700 km/h 일때, 튜브 내 압력의 증가에 따라 전체 항력의 선형적 증가 양상을 보여 준 것이다. 그림 2에서의 두 수평선은 표 1, 2에서의 개활지 트레인 즉 ‘Open sys.’ 가 갖는 전체 저항값을 표시한 것이다. 따라서 두 실선과 두 수평선의 교차점이 튜브 트레인이 개활지 트레인과 동일한 전체 주행저항을 갖게 되는 조건이 된다. 이 교차점의 구체적인 값은 표 1, 2에서 찾아 볼 수 있다. 그림 3과 4는 같은 방식으로 튜브 트레인의 막힘비율이 각각 0.5, 0.75 이며 운행속도가 각각 500, 700 km/h 일 때, 튜브 내 압력의 증가에 따라 전체 항력의 증가 양상을 보여 준 것이다.

개활지에서 자기부상 열차가 최대운행속도 (500 ~ 700) km/h 를 낼 수 있는 추진 시스템을 적용했다면, 이때의 개활지 최대 운행저항이 동일한 추진 시스템을 적용한 튜브 트레인의 최대 운행저항이 될 것이다. 따라서 튜브 트레인의 막힘비율과 운행속도가 주어진다면, 동일한 주행저항을 발생시키는 튜브 내 압력을 찾을 수 있다. 주어진 추진 시스템이 500 km/h 급이고 요구되는 튜브 트레인의 운행속도가 500 km/h라면, 튜브 내부의 최대 압력 조건은  $\beta$  0.25일 때 약 0.055 atm 정도(그림 2),  $\beta$  0.5일 때 약 0.0207 atm 정도(그림 3),  $\beta$  0.75일 때 약 0.012 atm 정도이다(그림 4). 주어진 추진 시스템이 700 km/h 급이고 요구되는 튜브 트레인의 운행속도가 700 km/h라면, 튜브 내부의 최대 압력 조건은  $\beta$  0.25 일 때 약 0.05 atm 정도(그림 2),  $\beta$  0.5일 때 약 0.025 atm 정도(그림 3),  $\beta$  0.75일 때 약 0.0145 atm 정도이다(그림 4).

그림 5는 그림 2, 3, 4의 결과를 바탕으로, 개활지 트레인이 500, 700 km/h 일 때의 전체 주행저항과 같은 값이 나오는 (그림 2, 3, 4의 수평 점선과 실선들의 교차점) 튜브 내 압력 커브 피팅 결과이다. 이를 통하여 막힘비율 상승에 따른 튜브 내 압력의 감압 정도를 예측 할 수 있다. 500 혹은 700 km/h 급 추진 시스템을 갖춘 튜브 트레인이 개활지에서 동급 추진 시스템 트레인의 전체 주행저항과 동일한 값을 갖는 압력지점은,  $\beta$  0.25 일 때 약 0.05 atm 근방이며,  $\beta$  0.5 일 때 약 0.02 atm 근방,  $\beta$  0.75 일 때는 약 0.01 atm 근방이다. 이를 통하여 운행속도가 500 km/h 이든 700 km/h 이든 막힘비율-튜브 내 압력 관계에서는 큰 차이가 없음을 볼 수 있다.

일반적으로 주행저항은 운행속도의 제곱에 비례하는 결과를 갖는다. 또한 주행저항은 형상에 기반한 압력저항과 긴 형상에 따른 점성저항으로 구성된다. 따라서 일반적인 운송체는 압력저항이 대부분을 차지 하지만, 열차와 같이 형상이 긴 경우에는 점성저항이 크다. 그러나 튜브 트레인의 경우에는 터널 내부 압력이 낮기 때문에 점성저항은 작고 압력저항은 상대적으로 크다. 표 1, 2에서와 같이 개활지에서 긴 형상을 갖는 트레인의 전체 주행저항은 압력저항과 점성저항의 비율이 약 1:2인 반면에, 튜브 시스템 내부에서는  $\beta$  0.25 일 때 약 10:1,  $\beta$  0.5와 0.75에서는 약 20:1까지 상승한다. 이처럼 압력저항이 전체 주행저항의 대부분을 구성하는 이유는, 막힘비율의 증가함에 따라 튜브 트레인의 형상 단면적은 증가하게 되며, 상대적으로 감소하게 되는 튜브의 단면적으로 인해 유동은 빠져나가기 힘들기 때문이

다. 이러한 내부 유동의 효과가 결국 압력저항을 크게 증가시켜서 전체의 주행저항을 증가시킨다.

압력저항은 유동의 밀도와 운송체 단면적 그리고 운송체 속도의 제곱에 비례한다. 그러나 본 연구의 경우 운송체의 단면적과 운행속도를 고정시켰기 때문에 운행저항은 밀도와만 직접적인 관계를 갖는다. 모든 케이스의 튜브 내 온도를 고정하고 이상기체라는 가정을 통해서 밀도는 오직 압력과 관계됨을 알 수 있다. 따라서 전체 주행저항은 오직 튜브 내 압력만의 함수가 된다.

$$C_{D,Open} = C_{D,Tube} = C_{D,press.} + C_{D,vis.} = Const. \quad (10)$$

$$C_{D,press.} \gg C_{D,vis.} \text{ in tube 일때} \quad (10)$$

$$V_{Open} = V_{Tube} = Const. \quad (11)$$

$$T_{Open} = T_{Tube} = Const.$$

$$Area\ of\ Train(A) = Const.$$

$$Drag = \rho_{\infty} V_{\infty}^2 A C_D = f(M_{\infty}, Re \#) \quad (12)$$

여기서,

$$Mach\ Number(M\#) = \frac{\text{운행속도}(v)}{\text{음속}(a)} = f(T) \quad (13)$$

$$M\#_{Open} = M\#_{Tube} = Const. \text{ 이므로}$$

$$\text{음속}(a) = \sqrt{\gamma RT} \quad (14)$$

$$\text{일반기체상수}(R) = Const. \text{ 이상기체 일때} \quad (15)$$

$$\text{비열비}(\gamma) = Const. \text{ 이상기체 일때}$$

$$Reynolds\ Number(Re \#) = \frac{\text{공기밀도}(\rho) * \text{운행속도}(v) * \text{튜브 직경}(D)}{\text{공기 점성}(\mu)} \quad (16)$$

$$\text{공기 점성}(\mu) = f(T) \quad (17)$$

따라서,

$$Drag = f(\rho_{\infty}) \text{ 단순화 됨} \quad (18)$$

$$Pressure(P) = \rho_{\infty} R T_{\infty} \text{ 이므로 } \rho_{\infty} = \frac{P_{\infty}}{R T_{\infty}}, \quad \rho_{\infty} \propto P_{\infty} \quad (19)$$

$$Drag = \frac{P_{\infty}}{R T_{\infty}} V_{\infty}^2 A C_D \quad (20)$$

$$\text{즉, } Drag \propto Pressure \quad (21)$$

식 21의 결과에서 알 수 있듯이 고정된 운행속도의 튜브 트레인의 주행저항은 튜브 내 압력과 선형적으로 비례하여 상승한다. 따라서 막힘비율이 증가함에 따라 튜브 내부의 압력을 낮추어야 개활지와 동일한 주행저항이 나타남을 볼 수 있다.

유속이 상승하여 소리의 속도를 넘어서게 되면 충격파가 발생하게 될 확률이 매우 증가한다. 일반적으로 운송체 주변 유동의 국부적 속도가 소리의 속도(Mach # 1)을 넘게 되면 충격파가 발생하고 전체항력 혹은 Cd가 급격히 증가하며 효율은 나빠지게 된다. 튜브 트레인의 경우 그림 6과 같이 트레인 후방에 충격파가 발생하는데, 수직 충격파와 경사 충격파(튜브 벽과 운송체 벽의 상호작용 및 연속적인 반사로 인하여 누운 형상)가 혼재 되어있다. 표 3은 그림 2, 3, 4의 6개의 실선 중 동일한 운행속도를 가지는 서로 다른 막힘비율을 가지는 실선들의 기울기(average total drag / pressure) 비율을 표기하였고, 충격파의 강도에 따라 'S' trong, 'W' eak, 'N' one 으로 함께 표기하였다. 예를 들면, 2.218의 값은 속도 700 km/h 일 때의  $\beta$  0.5 (그림3의 실선)와 0.25 (그림2의 실선)의 두 기울기의 비율이며, 충격파의 강도는 표 1, 2의 average maximum Mach number에서 확인 할 수 있다. 표 3에서도 볼 수 있듯

이, 충격과가 강하게 발생할 때와 충격과가 없을 때의 기울기 혹은 전체저항 비율 차이가 가장 크게 발생함을 알 수 있다. 이는 충격과가 발생하면 매우 큰 전체저항 증가로 이어지며, 효율적 측면에서는 매우 나빠짐을 보여준다.

충격과 발생 시 효율 안 좋지만, 튜브 내부의 압력이 낮다면 전체적인 항력도 작아지며 압력에 상응하여 충격과 효과도 약화되고 운행속도도 향상 시킬 수 있게 된다. 결론적으로 개활지에서 현재의 자기 부상열차 추진력 시스템으로 이겨낼 수 있는 최대 운행저항이 표 1, 2에서 ‘Open sys.’의 전체저항과 같다고 가정한다면, 정해진 막힘비율과 주어진 추진 시스템 그리고 요구되는 운행속도를 갖는 튜브 트레인 시스템이 최대한 높게 유지 할 수 있는 튜브 내 압력의 한계가 바로 수평의 점선과 선의 교차되는 지점이 된다. 따라서 항력 측면에서 보았을 때, 이러한 교차점을 초과하는 튜브 내 압력이라면 튜브 트레인 운행이 불가능하게 될 것이고, 교차점 이하의 튜브 압력이라면 개활지와 효율 측면에서 같거나 보다 나은 운행환경이라고 할 수 있다.

표 1. 운행속도(500 km/h)-막힘비율 별 개활지와 동일 항력 나오는 튜브 내 압력

Blockage ratio	Train Oper. Speed [km/h]	Pressure [atm]	Average Max. Mach #	Average Pressure Drag Force [N]	Average Viscous Drag Force [N]	Average Total Drag Force [N]	Total Drag 차이 [N]	Error [%]
Open sys.	500	1.0	0.554	13559.6	30482.7	44042.3	-	-
0.25		0.05315	0.628	40145.9	3763.8	43909.7	132.6	0.302
0.5		0.021	0.944	42124.4	2572.0	44696.4	654.1	1.463
0.75		0.011546	1.409	41595.5	1947.3	43542.9	499.4	1.147

표 2. 운행속도(700 km/h)-막힘비율 별 개활지와 동일 항력 나오는 튜브 내 압력

Blockage Ratio	Train Oper. Speed [km/h]	Pressure [atm]	Average Max. Mach #	Average Pressure Drag Force [N]	Average Viscous Drag Force [N]	Average Total Drag Force [N]	Total Drag 차이 [N]	Error [%]
Open sys.	700	1.0	0.834	29669.1	54102.7	83772.8	-	-
0.25		0.05	1.194	79144.9	6185.8	85330.7	1557.9	1.826
0.5		0.022	1.631	79184.3	3896.3	83080.7	692.1	0.833
0.75		0.015	1.912	82789.1	3426.5	86215.6	2442.8	2.833

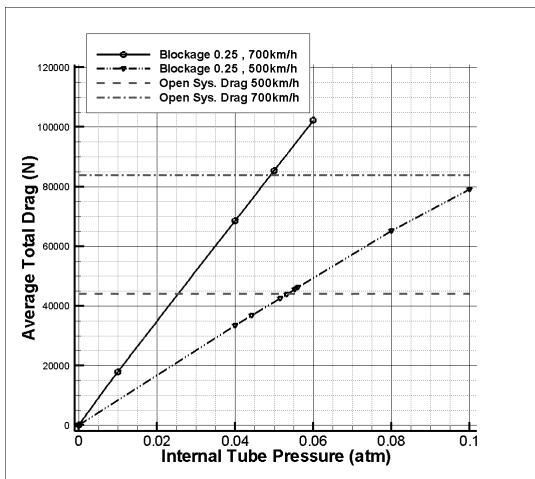


그림 2. Internal Tube Pressure versus Average Total Drag with Blockage Ratio 0.25 and Velocity 500 and 700 km/h

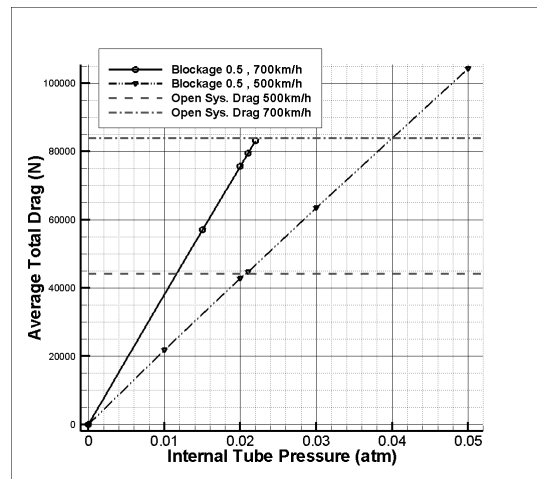


그림 3. Internal Tube Pressure versus Average Total Drag with Blockage Ratio 0.5 and Velocity 500 and 700 km/h

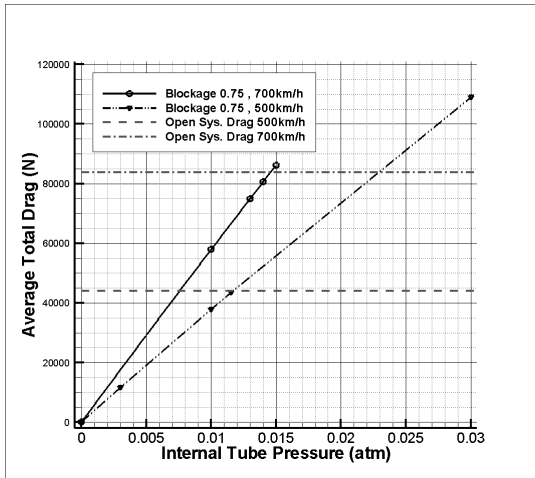


그림 4. Internal Tube Pressure versus Average Total Drag with Blockage Ratio 0.75 and Velocity 500 and 700 km/h

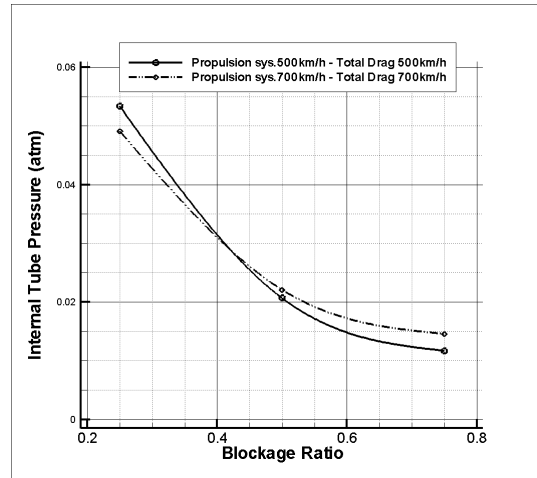


그림 5. Blockage Ratio versus Internal Tube Pressure based on six intersection points of Figure.2-4

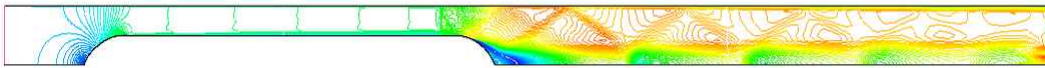


그림 6. Mach number Contour at 6.8 sec

표 3. 다른 막힘비율-같은 운행속도 가질 때 두 기울기의 비율

막힘비율 \ 운행속도	500 [km/h]	700 [km/h]
	0.5 / 0.25	2.634 (W/N)
0.75 / 0.25	4.589 (S/N)	3.375 (S/W)

### 3.2 막힘비율-튜브 내 압력 별 항력 및 한계속도

그림 7은  $\beta$  0.25일 때 0.01, 0.04, 0.1 기압 하에서 운행속도에 따라 증가하게 되는 주행저항을 개활지의 주행저항과 비교한 것으로, 수평선은 개활지에서의 운행속도가 500, 700 km/h 일 때 갖게 되는 주행저항을 나타낸 것이다. 튜브 내부를 운행 시 속도가 증가함에 따라 주행저항이 증가하여 수평선과 교차하게 된다. 그림 8의 두 선에서 교차점의 구체적인 수치를 볼 수 있다. 이러한 개활지에서의 주행저항(혹은 운행속도)이 자기부상열차의 추진력 및 효율을 감안해서 나온 최대치라면, 그리고 튜브 트레인이 동급 추진력을 갖는다는 전제하에서 그림 8의 속도는 튜브 트레인의 한계속도(Limit Speed)로 볼 수 있다. 현재 상용화된 500 km/h의 자기부상열차 추진시스템을 사용한다고 할 경우, 튜브 트레인은 0.01 기압 하에서 약 1050 km/h, 0.04 기압 하에서 약 570 km/h, 0.1 기압 하에서 약 380 km/h의 한계속도를 가질 것으로 보인다. 만약 조금 더 파워를 높여서 지상에서 700 km/h의 운행속도를 가질 수 있는 추진력을 가진다면, 튜브 트레인은 0.01 기압 하에서 약 1600 km/h, 0.04 기압 하에서 약 770 km/h, 0.1 기압 하에서 약 510 km/h의 한계속도로 향상 될 것으로 예상된다. 이는 매우 낮은 튜브 내 압력 혹은 아진공 상태만 유지 된다면 현재 상용화된 자기부상 열차의 추진력을 가지고 약 1000 km/h 급의 튜브 트레인 건설이 가능함을 의미한다. 그림 8과 같이 튜브 내 압력이 대기압의 1/10 인 경우 개활지에 크게 못 미치는 운행속도를 보이는 결과는 식 22에서 보듯 유동 속도의 증가로 인하여 전체 저항 비율 역시 급격하게 증가했기 때문이다. 그림 9은  $\beta$  0.5와 0.75일 때 운행속도에 따른 튜브 트레인 주행저항과 개활지에서의 트레인 주행저항을 비교한 것이다. 막힘비율의 증가는 압력저항의 증가로 이어져, 동일 튜브 압력과 동일 운행속도의 조건임에도 불구하고 주행저항이 크게 증가함을 볼 수 있다. 동일 막힘비율

일 때 튜브 내 압력이 0.01에서 0.02 기압으로 두 배 증가한다면 전체 주행저항도 선형적으로 약 두 배 증가함을 볼 수 있다. 그림 10은  $\beta$  0.5의 튜브 트레인이 갖게 되는 한계속도(그림 9의 교차점)로 0.01 기압 하에서 현재 기술(추진력 500km/h)로 약 770 km/h, 0.02 기압 하에서 500 km/h를 구현 가능할 것으로 예상된다. 추진력을 지상에서의 운행속도 700 km/h 급으로 향상한다면 0.01 기압 하에서 약 1170 km/h, 0.02 기압 하에서 약 740 km/h로 구현 가능할 것으로 예상된다.

전체적으로 튜브 압력과 막힘비율 만이 주행저항과 운행속도를 결정하는 가장 주요한 설계 변수임을 보여준다.

식 20, 21에서

$$Drag = \frac{P}{RT} V_{\infty}^2 A C_D \text{ 를 통해 } \quad (22)$$

$Drag \propto Pressure$  ,  $Drag \propto V_{\infty}^2$  임을 알 수 있다.

따라서 그림 7, 9과 같은 항력 증가 추이 나온다.

$\beta$  0.25, P 0.1 atm 의 경우는 500 km/h의 운행속도 영역에서는 전체 유속이 mach# 0.61~0.66으로 아음속 영역에 속하며  $V_{\infty}^2$  에 비례하는 증가추이를 보인다. 그러나  $\beta$  0.25, P 0.1 atm 의 경우는 1000 km/h의 운행속도 영역에서는 전체 유속이 mach# 1.45~1.62으로써 수직 충격파에서 경사 충격파로의 변화로 인해 변곡이 발생한다.

따라서 항력은 다음과 같이 표현된다.

$$Drag \propto P_{\infty} V_{\infty}^2 \quad (23)$$

$$V^{-2} \propto P \quad \text{if drag is constant 된다.} \quad (24)$$

결과적으로, 그림 8, 10 에서와 같이 운행속도 혹은 한계속도는 튜브 내 압력의 상승에 따라 감소하는 추이를 갖게 된다.

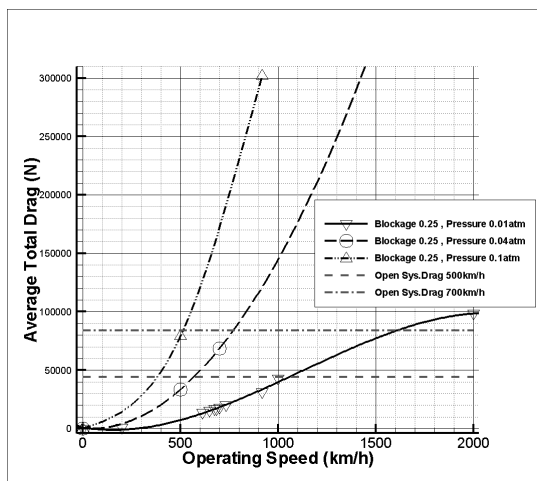


그림 7. Operating Speed versus Average Total Drag with Blockage Ratio 0.25 and Internal Tube Pressure 0.01, 0.04, 0.1 atm

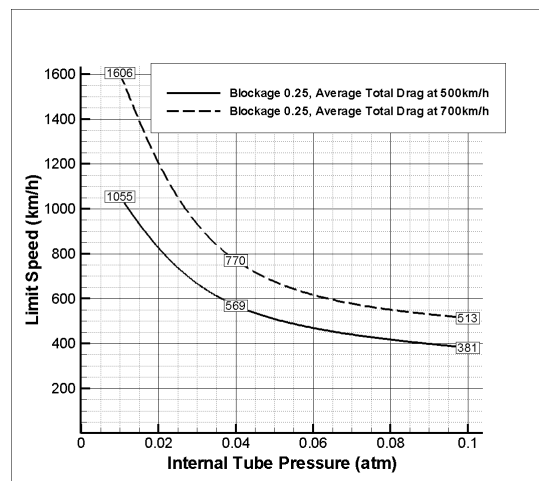


그림 8. Internal Tube Pressure versus Limit Speed with Blockage Ratio 0.25 based on six intersection points of Figure.7



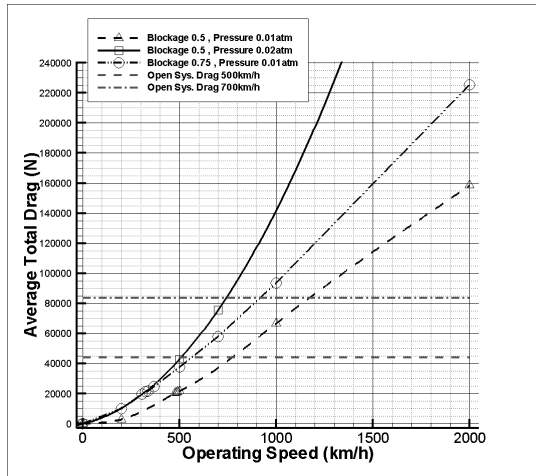


그림 9. Operating Speed versus Average Total Drag with Blockage Ratio 0.5 and Internal Tube Pressure 0.01 and 0.02 atm / with Blockage Ratio 0.75 and Internal Tube Pressure 0.01 atm

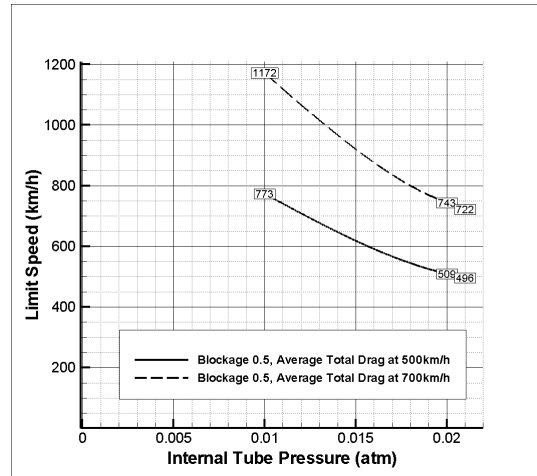


그림 10. Internal Tube Pressure versus Limit Speed with Blockage Ratio 0.5 based on six intersection points of Figure.9

### 3.3 막힘비율-튜브 내 압력 별 임계속도

공기역학적으로 유속이 가속되어 Mach number 1 이상이 되면 충격파가 발생할 가능성이 생기며 저항을 크게 증가시키게 된다. 기존의 지상체 교통 시스템은 비교적 저속인 운행속도로 인하여 충격파 문제를 고려하지 않았으나, 제한된 환경에서 고속 주행을 하는 튜브 트레인의 경우 반드시 충격파 문제를 고려해 주어야 한다. 본 연구에서는 튜브 시스템에서 충격파가 발생하는 속도를 임계속도(critical speed)로 정의하였다. 임계속도를 넘어서면, 충격파가 그림 6에서와 같이 운송체와 튜브 벽 사이에서 발생하여 전압력의 손실이 발생하기 때문에 주행저항이 증가한다. 튜브 압력 0.01 기압 하에서 막힘비율 별로 갖게 되는 임계속도를 그림 11에 나타내었다. 임계속도 이하의 운행속도라면 에너지 효율 측면에서는 좋으나 비교적 저속의 운행속도를 갖게 된다. 반면에 임계속도 이상의 운행속도라면 주행저항 증가로 에너지 효율 측면에서는 다소 좋지 않으나 지상의 운송체보다는 크게 향상된 운행속도를 가질 수 있다. 따라서 임계속도는 튜브 트레인의 초기설계에 있어서, 상대적으로 운송시간 측면이 강한 인원 수송용과 에너지 효율 측면이 강한 화물 수송용 등의 용도에 따라서 고려 가능한 파라미터이다.

이러한 임계속도를 결정짓는 데에는 운송체의 운행 상대속도에 더하여 유속을 가속시키는 막힘비율의 영향이 가장 크며, 식 25 ~ 28에서 볼 수 있듯이 압력의 영향은 없다. 그림 11에서 볼 수 있듯이 막힘비율의 증가에 따라 임계속도가 급감함을 볼 수 있다. 이 결과를 통해 기압 0.01 atm 하에서 원하는 설계 막힘비율로 임계속도 및 운행속도를 예측가능하며, 역으로 원하는 운행속도로 막힘비율을 예측 가능하다.

$$Critical\ Speed = f(M\#, Re\#, \beta) \quad (25)$$

$$Mach\ Number(M\#) = f(T), Reynolds\ Number(Re\#) = f(T, P, \beta) \quad (26)$$

$$T = constant, Re\# = f(P, \beta) \quad (27)$$

$$Critical\ Speed = f(\beta)$$

압력의 영향은 높은 Reynolds Number 일 때 무시가능하며, 이때는 오직 충격파 구조(Shock Structure)의 영향만을 받는다.

결과적으로, 임계속도는 막힘비율 만의 함수가 되며 압력의 영향은 거의 없다.

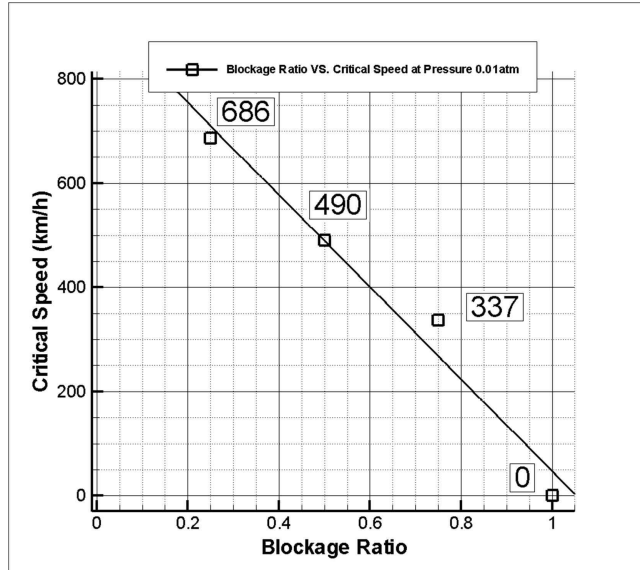


그림 11. Blockage Ratio versus Critical Speed at Internal tube Pressure 0.01 atm

#### 4. 결론

본 연구에서는 한국의 본격적인 튜브 트레인 시스템 건설 연구에 따라, 튜브 트레인 시스템의 공력 현상과 기존의 튜브 트레인 시스템 연구에서 다소 미흡했던 측면을 보완하여 커다란 형상 및 길이를 가지며, 고속의 운행속도와 다양한 튜브 내 압력 환경을 가질 때에 대한 공력특성 연구를 진행하였다. 그리고 초기 설계 단계의 중요 파라미터인 막힘비율, 튜브 내 압력, 운행속도를 다양하게 변화해 가면서 운송체에 가해지는 주행저항과 요구되는 튜브 내 압력, 한계속도, 효율성과 직결되는 임계속도를 결과로써 얻었다.

- 1) P-D 관계, 다양한 V- $\beta$  별로 개활지와 동일 주행저항이 나오는 튜브 내 압력
- 2) P- $\beta$  관계, 막힘비율 증가에 따른 튜브 내 감압 정도
- 3) D-V 관계, 다양한  $\beta$ -P 별 운행속도에 따른 평균주행저항(에너지효율)
- 4) 효율적인 운행속도와 한계속도
- 5) 임계속도, 충격과 발생 속도, 효율 측면에서의 인원 혹은 화물 수송의 기준

개활지에서와는 달리 튜브 트레인 시스템에서는, 주행저항은 튜브 내 압력과 선형적으로 비례하며 속도의 제곱에 비례함을 알 수 있었다. 충격과 발생 시에는 전체저항이 크게 증가하며 효율이 감소함을 볼 수 있었다. 그러나 튜브 트레인 시스템에서는 튜브 내부의 압력을 낮출수록 충격과 강도를 낮출 수 있고 운송체에 가해지는 전체 주행저항 역시 줄일 수 있으며 운행속도를 극대화 할 수 있다. 또한 운행속도는 튜브 내 압력과 막힘비율에 반비례하는 것을 볼 수 있었으며, 임계속도는 막힘비율에 반비례하며 튜브 내 압력의 영향은 거의 없음을 볼 수 있었다. 이러한 이유로 튜브 내 압력과 막힘비율은 가능한 낮게 하여야 운행속도 혹은 효율과 직결되는 임계속도를 향상시킬 수 있다. 물론 추가적으로 트레인의 형상최적화 및 충격과제어 등의 추가 연구가 필요하다.

결과적으로, 작은 주행 저항과 고속의 운행속도 그리고 높은 효율을 갖는 가장 이상적인 튜브 트레인 시스템은 진공에 가까운 낮은 압력과 작은 막힘비율을 가질 때임을 알 수 있다. 그러나 무한히 압력과 막힘비율을 낮출 수는 없으므로, 주어진 추진 시스템과 일정한 운행속도가 요구되는 튜브 트레인이 있다고 한다면 다음과 같은 두 가지 설계방안을 고려 할 수 있다. 하나는 공력적인 측면에서의 설계방안으로, 충격과에 의한 공력저항을 최소화 하는 것이다. 주어진 운행속도를 가지고 그림 11의 critical V- $\beta$  결과를 통하여 막힘비율을 계산하는 방법이다. 이 방법은 운행속도를 충격과를 발생시키는 임계속

도로 가정한 후 (임계속도를 가장 효율적인 운행속도로 보고), 주어진 운행속도를 바탕으로 critical  $V-\beta$  관계(그림 11)를 통해 막힘비율을 계산해서 구한 후,  $\beta-P$  관계(그림 5)를 통해 튜브 내 압력을 구할 수 있다. 이렇게 구한 막힘비율과 튜브 내 압력으로 설계가 이루어진다. 그러나 느린 운행속도로 인하여 예상보다 큰 막힘비율이 나올 수 있다. 이러한 막힘비율의 증가는 건설비용 및 튜브 내 압력 유지비용 상승으로 이어질 수 있다. 다른 하나는 경제성 측면에서의 설계방안이다. 운송 시스템 이익 측면에서는 운행속도는 빠른 것이 이익이다. 공력측면에서는 작은 막힘비율이 유리하나, 화물 및 승객을 운송하는 측면에서는 운송체는 어느 정도 규모를 가질 수밖에 없다. 반대로, 튜브를 늘리는 것은 큰 비용적 부담을 갖는다. 이러한 이유들로 인해 운행속도와 막힘비율 만으로 경제적 디자인을 수행하기는 힘들다. 따라서 고속의 운행속도를 유지하고 막힘비율을 다소 늘리면서도, 튜브 내 압력의 감소를 통한 설계방법이 있다. 이때 압력의 감압 정도는  $\beta-P$  관계를 통해 구할 수 있다.

종합해보면, 현재 한국에서 요구되는 운행속도 700 km/h의 튜브 트레인 시스템은 현재의 500 km/h 급 자기부상열차 추진 시스템을 바탕으로 할 때, 튜브 내부 온도 상온 (약 290k 정도)과 압력 0.025 atm 이하 그리고  $\beta$  0.25 정도로 설계된다면 지상의 500 km/h의 트레인과 동일한 에너지 효율을 가지면서 운행 가능함을 확인하였다. 그리고 튜브 내 압력을 0.01 atm 이하로 유지할 수 있다면,  $\beta$  0.25의 형상과 현재의 상용화된 자기부상열차의 추진력만으로도 1000 km/h의 운행속도가 가능할 것으로 보인다.

## 감사의 글

본 연구는 한국 차세대 고속철도 기술개발 사업단, 건설교통부, 건설교통 기술평가원의 ‘미래철도 기술 개발 사업’, 한국과학재단의 ‘우주기초 원천기술 개발사업(NSL, S10801000121-08A0100-12110)’이 지원하였다.

## 참고문헌

- [1] T.K Kim, “Aerodynamic Characteristics of a Tube Transportation System,” MA Dissertation, Dep’ t of Mechanical and Aerospace Eng., Seoul National Univ., 2008.
- [2] Retrieved 2007.05.23, <http://www.swissmetro.ch>
- [3] Retrieved 2007.04.23, [http://www.cargocap.de/index\\_en.html](http://www.cargocap.de/index_en.html)
- [4] Retrieved 2009.05.03, [www.buispost.eu](http://www.buispost.eu)
- [5] Retrieved 2009.05.03, [www.pevco.com](http://www.pevco.com)
- [6] Retrieved 2007.05.29, [http://www.cbruch.homepage.t-online.de/Rumba\\_e.html](http://www.cbruch.homepage.t-online.de/Rumba_e.html)
- [7] Retrieved 2007.12.06, <http://www.et3.com>
- [8] Retrieved 2007.12.05, [http://www.pe.com/multimedia/flash/2006/20060430\\_transportation/TRANSFINAL.swf](http://www.pe.com/multimedia/flash/2006/20060430_transportation/TRANSFINAL.swf)
- [9] Retrieved 2007.04.24, <http://www.pipenet.it>
- [10] 권혁빈, 박준서, 남성원, 최성규, “튜브운송기술의 현황과 전망,” 한국철도학회지, v.11, no.3, pp.59-71, 2008.
- [11] 이진선, 임관수, 남두희, 권혁빈, 김정렬, “튜브운송시스템 경제성과 성능요구조건,” 한국철도학회논문집, v.11, no.5, pp.513-518, 2008.
- [12] 권혁빈, “튜브 운송기술 연구,” 韓國鐵道技術研究院, 2008.
- [13] W. P. Trzaskoma., “Tube Vehicle System(TVS) Technology Review,” MITRE Report No.M70-4, July, NTIS No.PB 193-451, 1970.
- [14] Charles M. Harman, James V. Davidson, “The Drag on Vehicle in Tunnels,” High Speed ground

transportation journal, 1977, 11(2), PP 177-187.

- [15] Rogers, Kwak, "Upwind differencing scheme for the time-accurate incompressible Navier-Stokes equations," AIAA J. Vol. 28, No. 2, 1990, pp. 253-262
- [16] Chang Sung Kim, "Sensitivity Analysis for the Navier-Stokes Equations with Two-Equation Turbulence Models and Its Applications," Ph. D. Dissertation, Dep't of Mechanical and Aerospace Eng., Seoul National Univ., 2001.
- [17] Bo-Sung Lee, Dong-Ho Lee, "Parallel Computations on Steady/Unsteady Turbulent Flows around Two-Dimensional Transonic Airfoils," KAIA, 1998.
- [18] Christopher L. Rumsey, Mark D. Sanetrik, Robert T. Biedron, N. Duane Melson, and Edward B. Parlette, "Efficient and Accuracy of Time- Accurate Turbulent Navier- Stokes Computations," AIAA 95-1835, June 1995.
- [19] Andrea Arnone, Meng-Sing Liou, and Louis A. Povinelli, "Integration of Navier-Stokes Equations Using Dual Time Stepping and a Multigrid Method," AIAA J. Vol. 33, No. 6, 1995, pp. 985-990
- [20] Retrieved 2008.08.20, <http://www.transrapid.de>