

전동차 공조기 덕트 내의 유동특성에 관한 수치해석적 연구

Numerical study on the flow characteristics in Air-conditioner duct of EMU

김승택*
Kim, Seung-Tech

김성종*
Kim, Sung-Jong

박근수**
Park, Geun-Soo

박형순**
Park, Hyung-Soon

ABSTRACT

The inside of EMU is supplied with the cooling air from air-conditioner and the fresh air from exterior through the air-conditioner duct which is one of the air conditioning system. The shape of air-conditioner duct is a major factor in determining the air-conditioning efficiency, thermal comfort and energy efficiency. Therefore, this study is to understand the flow characteristics in the air-conditioner duct by three dimensional numerical simulation. The air-conditioner duct was calculated for the design volume flow rate, 2,726 m³/h/unit. From the result of calculation and measurement, the velocity at diffuser outlet presented good agreement in general. In this present study, the calculation was also performed for three volume flow rate(1,800, 2,200, 3,000 m³/h/unit) and total pressure characteristic curve with volume flow rate was presented.

1. 서론

대부분의 전동차에 적용되고 있는 실내 공조시스템은 승객의 쾌적한 여행을 위한 필수 장치 중 하나으로써 전동차 내부의 온도 조절 및 환기를 하는 역할을 수행하고 있다. 에어컨으로부터 냉각된 공기와 외부로부터 유입된 공기는 공조시스템의 구성요소 중 하나인 공조기 덕트를 통하여 실내에 공급된다.

공조기 덕트의 형상은 냉방효율 및 승객의 쾌적성, 공조기기의 에너지 효율을 결정하는 중요한 인자로 작용한다. 덕트의 형상으로 인한 유동저항의 증가는 높은 압력손실을 발생되고 이로 인하여 공기 공급 장치의 구동에 더 많은 동력이 요구되며 소음이 커지는 단점을 나타내고 있다. 이러한 단점을 극복하기 위해서는 덕트 형상 개선에 관한 연구가 필요한 실정이다.

공조기 덕트의 설계는 개념설계 단계에서 거의 확정되어야 하므로 설계자들의 설계 검증의 기회가 매우 제한적이며 air flow에 대한 수계산에 있어서는 복잡한 전동차의 덕트 구조로 인하여 오차가 매우 크게 발생되므로 대부분 mock-up을 직접 제작, 실험, 수정하는 등의 많은 시행오차를 통해서 설계에 반영하고 있는 실정이다.

본 연구에서는 공조기 덕트 내의 유동에 대한 수치모사 방법을 적용하여 많은 경비와 노력이 필요한 mock-up을 제작하여 실험을 수행하는 시행착오를 최소화하고 덕트 내 유동특성을 이해하고자 하는데 그 목적이 있다. 이를 위해서 수치해석결과와 시험결과를 비교함으로써 수치해석결과의 신뢰성을 확보하고자 한다. 이러한 수치해석을 통하여 덕트 내 유동특성을 분석함으로써 덕트 설계 시 필요한 기초자료로 사용하고자 한다.

* (주)로템, 비회원

** (주)로템, 정회원

2. 지배방정식

공조기 덕트 내 유동해석을 위하여 지배방정식으로 비압축성유동의 연속방정식, 운동량 방정식을 고려하였다. 또한, 덕트 입구의 높은 레이놀스수로부터 난류모델을 사용하였다. 이에 따른 비압축성 난류유동에 대한 Reynolds averaged Navier-Stokes 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \right) - \overline{\rho u_i u_j} \right] \quad (2)$$

여기서 속도 u_i 는 시간에 대한 평균값이며, 난류효과는 Reynolds stress ($\overline{\rho u_i u_j}$)를 통하여 나타나게 된다.

본 연구에서 난류 유동장을 해석하기 위하여 사용한 난류 모델은 standard k- ϵ 난류 모델으로 Reynolds stress가 평균속도 성분에 비례한다고 가정된 eddy viscosity 모델이다. Boussinesq 가설로 알려진 이 가정은 Reynolds stress에 대해서 다음과 같이 표현된다.

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho u_i u_j} = -\rho \frac{2}{3} k \delta_{ij} + \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (3)$$

$$k = \frac{1}{2} \sum_i u_i^2, \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4)$$

여기서 k 는 난류 운동에너지(turbulence kinetic energy)이고 ϵ 는 k 의 소산율(dissipation rate)이다. 난류점성계수, μ_t 는 난류 속도 스케일과 길이 스케일에 비례한다고 가정함으로써 얻어진다. C_μ 는 실험값으로 0.09이다.

3. 수치해석 방법 및 경계조건

본 연구에서는 식(1) ~ 식(4)의 지배방정식을 해석하기 위하여 미국의 Fluent사에서 개발한 범용 유동해석 프로그램인 FLUENT 코드를 사용하였다. 위의 방정식을 이산화하여 해를 구하기 위하여 유한체적법을 사용하였다. 또한 식(2)의 운동량방정식에 나타나는 속도와 압력의 관계에서 압력을 추정하여 속도를 보정하는 방법인 SIMPLE 알고리즘을 사용하였다.^[1]

본 연구에서 고려한 공조기 덕트의 기하학적 형상 및 계산영역은 Fig. 1과 같다. 공조기 덕트의 총 길이는 약 13.4 m이고 폭은 약 1.3 m이다. 전동차에서 사용되는 공조기기는 총 2개가 사용되며 하나의 공조기기는 두개의 입구면과 연결되어 있다. 그림에서와 같이 입구면 inlet 01과 inlet 02는 하나의 공조기기로부터 공기를 공급받고 inlet 03과 inlet 04는 다른 하나의 공조기기로부터 공기를 공급받는다. 입구면 inlet 01, inlet 02는 덕트 길이의 중앙을 기준으로 약 2.7 m에 위치하여 있으며 입구면 inlet 03, inlet 04는 반대편으로 약 2.9 m에 위치하여 있다. 입구면 inlet 01, inlet 03으로부터 덕트 중앙부로 공기가 공급되고 입구면 inlet 02와 inlet 04의 일부는 덕트 중앙부로, 나머지 일부는 180° 베인을 통하여 덕트의 양 끝단으로 공기를 공급한다. 덕트의 중앙부에서는 입구면 inlet 01, inlet 02와 inlet 03, inlet 04를 기준으로 split panel로 분리되어 있고 10개의 air duct가 설치되어 출구로 배출되는 유량을 조절할 수 있게 되어있다. 본 연구에서는 air duct가 최대로 열린 상태에 대해서 계산을 수행하였다. 덕트 하부는 손잡이 설치로 인하여 사다리꼴 모양으로 중간 중간에 돌출되어 있다. 덕트 양단에 있는 사각형의 개구부는 return air unit이 설치되는 부분이다. 덕트로 유입된 공기는 덕트 길이 방향으로 위치되어 있는 다수의 출구(outlet)와 출구에 연결된 디퓨저를 통해서 전동차 실내로 배출되게 되어있다. Fig. 1의 좌측열(left side)에는 총 33개의 출구가 덕트 길이방향으로 위치하여 있고 우측열(right side)에는 총 32개의 출구가 위치하여 있다. 본 연구에서는 공조기 덕트와 더불어 디퓨저까지를 계산영역으로 포함하여 디퓨저 끝을 출구면으로 설정하였다.

계산에 사용된 경계조건으로 입구면에서는 일정 속도, 일정 유동각도 조건을 적용하였고 출구면에

서는 일정압력조건을 부과하였으며 모든 벽면에서는 점착조건을 적용하였다. 이상의 경계조건은 다음과 같이 요약할 수 있다.

- 입구면 : 일정속도, 일정 유동각도 ($u=\text{constant}$)
- 출구면 : 일정압력 ($P=P_0$)
- 벽면 : 점착조건 ($u=v=w=0$), $\frac{\partial p}{\partial n} = 0$

4. 결과 및 검토

본 연구에서는 공조기 덕트에 대하여 3차원 유동장 해석을 수행하였다. 계산에서 고려한 공기의 유입유량은 공조기기 설계유량인 2,726 m³/h/unit을 기준으로 해석을 수행하였다. 송풍기의 운전조건을 제어하기 위해서는 덕트 시스템의 전압특성곡선이 필요하다. 전압특성곡선은 덕트 시스템에서의 유량에 따른 전압강하량과 동일하다.^[2] 이를 위하여 3가지 유량(1800, 2200, 3000 m³/h/unit)에 대해서도 유동장 해석을 수행하여 유량에 따른 전압강하량을 계산하였다. 또한, 본 연구에서는 공조기기 설계유량인 2,726 m³/h/unit에 대해서 시험을 수행하였으며 이의 결과를 해석결과와 비교함으로써 해석결과의 신뢰성을 확보하고자 하였다.

계산에서 사용된 격자계는 Fig. 2에 나타내었다. 이때 사용된 격자수는 총 890,120개의 요소와 931,437개의 절점을 사용하였으며 디퓨저 근처에서의 유동장을 더 정확하게 계산하기 위하여 디퓨저 근처에서의 격자를 더 조밀하게 하였다.

Fig. 3 ~ Fig. 10은 공기의 유입유량 2,726 m³/h/unit에 대해서 해석한 결과를 나타낸 것이다. 해석결과 중 공조기 덕트 내 유선분포를 살펴보면 Fig. 3과 같다. 그림에서와 같이 입구면의 빠른 유속이 덕트 길이방향으로 진행하면서 공기가 디퓨저로 배출되면서 유속이 점점 감소하는 것을 볼 수 있다. 또한, 전체적으로 입구면 주위와 덕트 양 후단에 위치한 return air unit 전후로 큰 재순환 영역이 형성되는 것을 볼 수 있다.

입구면 근처에서의 유선분포를 자세히 살펴보면 Fig. 4, Fig. 5와 같다. 먼저, Fig. 4는 입구면 inlet 01과 inlet 02 근처에서의 유선분포를 나타낸 것이다. 입구면 inlet 01 주위의 형상은 split panel로 분리되면서 덕트 높이 방향으로 단차가 형성되어 있다. 이러한 형상 변화로 인하여 덕트 하부에서 큰 와류가 발생하는 것을 볼 수 있다. 입구면 inlet 02으로부터 돌연확대되는 형상변화로 인하여 180° 베인 내부에 큰 재순환 영역이 발생하는 것을 볼 수 있다. 베인을 통하여 유입되는 공기와 입구면 inlet 03, inlet 04로부터 유입되는 공기는 return air unit 전에서 그림에서와 같이 합쳐지게 된다. 그림에서 볼 수 있듯이 덕트의 형상이 돌연확대되는 영향과 공기가 합쳐지는 영향으로 인하여 큰 재순환 영역이 return air unit 앞에서 형성되며, 마찬가지로 덕트 단면의 변화로 인하여 return air unit 뒤에서 재순환 영역이 형성되는 것을 볼 수 있고 덕트 끝에서는 벽면의 영향으로 인하여 정체영역이 형성되는 것을 볼 수 있다.

Fig. 5에서는 inlet 03과 inlet 04 근처에서의 유선분포를 나타낸 것이다. 입구면의 위치 및 덕트 형상은 위에서 언급한 Fig. 4와 거의 유사하지만, return air unit 이후의 덕트 길이가 약 1.8배 정도 더 길다. 입구면 inlet 03 부근에서 발생하는 와류와 베인 내부와 return air unit 전후에서 형성되는 재순환 영역 등은 Fig. 4의 유선분포와 거의 유사하다. 그러나 return air unit 이후 덕트 길이의 증가와 덕트 하부에 형상 변화로 인하여 재순환 영역이 형성, 단속되면서 여러 개로 나뉘는 것을 볼 수 있다. 덕트 끝에서는 위의 결과와 마찬가지로 벽면의 영향으로 인하여 정체영역이 형성되는 것을 볼 수 있다.

Fig. 6에서는 덕트 중앙 부근에서의 유선분포를 나타낸 것이다. 양쪽 베인 뒤에서 큰 재순환 영역이 발생하는 것을 볼 수 있으며 입구면으로부터 유입되는 공기가 split panel로 인하여 큰 와류가 형성되면서 덕트 후단으로 진행되는 것을 볼 수 있다. Fig. 7에서는 덕트 중앙 하부의 디퓨저 출구면에서의 유속분포를 나타낸 것이다. 출구의 영향으로 인하여 출구가 있는 디퓨저 출구면에서의 속도가 높고 이외의 출구면에서는 속도가 거의 없는 것을 볼 수 있다.

Fig. 8에서는 덕트 중앙 부근에 설치된 air duct에서의 유선분포를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 입구면으로부터 유입된 공기는 air duct 측면의 유량 조절용 구멍을 통하여 air duct 내부에서 와류를 형성하면서 디퓨저로 빠져나가는 것을 볼 수 있다. 이러한 결과는 유동저항을 높이는 데 영향을 줄 수 있을 것으로 판단된다.

Fig. 9는 4군데 위치에서 디퓨저 단면에서의 유선분포를 나타낸 것이고 Fig. 10에서는 같은 단면에서의 유속분포를 나타낸 것이다. 4군데 위치 모두, 디퓨저 내부에서 재순환 영역이 형성되는 것을 볼 수 있다. 이러한 재순환 영역은 유로의 단면적이 감소되는 효과가 발생시키며 이로 인하여 출구면에서의 속도가 출구보다 약 2배 이상 더 빨라지는 것을 볼 수 있다.

공조기 덕트 내 압력분포를 전체적으로 살펴보면 Fig. 11과 같다. 입구면에서의 높은 압력이 덕트 후단으로 진행하면서 점차 압력이 감소하다가 덕트 끝에서 다시 압력이 높아지는 것을 볼 수 있다. 또한, 와류가 형성되는 부분에서는 압력이 동심환을 형성하면서 주변의 압력보다 저하되는 것을 볼 수 있다.

Fig. 12는 4군데 위치에서 디퓨저 단면에서의 압력분포를 나타낸 것이다. 출구에서 디퓨저 출구면으로 진행하면서 압력이 점차 낮아지면서 재순환 영역으로 인하여 음압이 형성되는 것을 볼 수 있다. 또한 출구로부터 유입된 공기의 유로를 바꿔주는 디퓨저 벽면 근처의 압력이 높은 것을 볼 수 있다.

Fig. 13, Fig. 14에서는 각 출구 부근 출구면 중앙에서의 유속을 시험으로부터 측정된 결과와 수치 해석한 결과를 비교한 그림이다. Fig. 13은 Fig. 1의 우측열(right side)에 대한 결과이고 Fig. 14는 좌측열(left side)에 대한 결과이다. 전체적으로 각 출구에서의 속도가 불균일한 것을 볼 수 있으며 덕트 중앙 부근(출구 8 ~ 19)에서 덕트 후단으로 가면서 유속은 감소하다가 덕트 끝에서 다시 증가하는 것을 볼 수 있다. 우측열에서의 최대속도는 해석결과에서 10.0 m/s(18번 출구)로 나타났고 측정결과에서는 11.1 m/s(18번 출구)로 나타났다. 좌측열에서의 최대속도는 해석결과에서 10.26 m/s(8번 출구)로 나타났고 측정결과에서는 11.0 m/s(8번 출구)로 나타났다.

해석결과와 측정결과를 비교하면 보면 전체적으로 각 출구면에서의 속도 변화 양상은 거의 비슷한 것을 볼 수 있다. 속도가 빠른 덕트 중앙 부근에서는 해석결과가 측정결과보다 더 작게 나타났으며 상대적으로 속도가 느린 덕트 후단에서는 해석결과가 측정결과보다 더 크게 나타났다. 전체적으로 출구면에서의 속도 변화량이 해석결과 보다 측정결과가 더 큰 것을 볼 수 있다. 속도가 높은 덕트 중앙 부근에서는 해석결과와 측정결과 오차는 약 10% 이내로 잘 일치하는 것을 볼 수 있었고 속도가 상대적으로 낮은 덕트 후단에서는 그 오차가 더 크지만 경향은 거의 비슷한 것을 볼 수 있었다. 이는 덕트 후단에서의 속도가 상대적으로 낮아서 실내의 압력 및 기류 분포의 영향을 받기 때문인 것으로 판단된다. 이러한 검증을 통하여 해석결과와 신뢰성을 확인하였다.

본 연구에서는 3가지 유량(1800, 2200, 3000 m³/h/unit)에 대해서도 계산을 수행하였고 계산결과로써 유량에 따른 전압강하량을 Fig. 15에 나타내었다. Fig. 15의 전압특성곡선을 바탕으로 하여 송풍기의 사양 및 운전조건을 결정할 수 있는 기초자료로 사용될 수 있을 것으로 판단된다.

5. 결론

본 연구에서는 공조기 덕트에 대하여 3차원 유동장 해석을 수행한 결과, 다음과 같은 결론을 도출하였다.

1. 공조기기 설계유량인 2,726 m³/h/unit에 대해서 해석을 수행한 결과, 입구면 부근과 air duct 내부에서 와류가 발생되는 것을 볼 수 있었고 배인 내부와 return air unit 전후에서 큰 재순환 영역이 발생되는 것을 볼 수 있었다. 덕트 끝에서는 벽면의 영향으로 인하여 정체영역이 형성되는 것을 볼 수 있었다. 디퓨저 내에서 형성된 재순환 영역으로 인하여 디퓨저 출구면에서의 유속이 출구보다 약 2배 이상 더 빨라지는 것을 볼 수 있었다. 이러한 와류 및 재순환 영역의 형성은 유동저항을 높이는 역할을 할 것으로 판단된다.

2. 공조기 덕트 내의 압력변화를 살펴보면 입구면에서의 높은 압력이 덕트 후단으로 진행하면서 점차 압력이 감소하다가 덕트 끝에서 다시 압력이 높아지는 것을 볼 수 있었다. 디퓨저 내에서는 제순환 영역의 발생으로 인하여 음압이 형성되는 것을 볼 수 있었다.

3. 공조기 덕트의 각 출구 부근 디퓨저 출구면에서의 유속을 해석결과와 시험결과를 비교하면 전체적인 경향은 거의 비슷한 것을 볼 수 있었다. 덕트 중앙 부근에서는 해석결과와 시험결과와의 오차는 약 10% 이내로 잘 일치하는 것을 확인할 수 있었고 덕트 후단에서는 오차가 크지만 경향은 거의 비슷한 것을 볼 수 있었다. 이는 덕트 후단에서의 속도가 상대적으로 낮아서 실내의 압력 및 기류 분포의 영향을 받기 때문인 것으로 판단된다. 이러한 검증을 통해서 수치해석 결과의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

4. 본 연구에서는 3가지 유량(1800, 2200, 3000 m³/h/unit)에 대해서도 계산을 수행하였고 유량에 따른 전압강하량을 계산하여 전압특성곡선을 구하였다. 전압특성곡선은 송풍기의 사양 및 운전조건을 결정할 수 있는 기초자료로 사용될 수 있을 것으로 판단된다.

참고문헌

1. FLUENT user's guide(Version 6.1), Fluent Incorporated January, 2003
2. 김무환 외, "공기조화 및 냉동", 피어스 에듀케이션 코리아, 2002

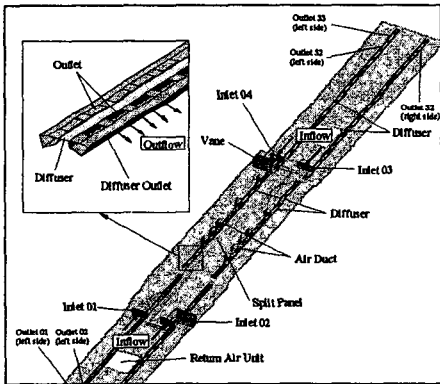


Fig. 1 전동차 공조기 덕트의 개략도

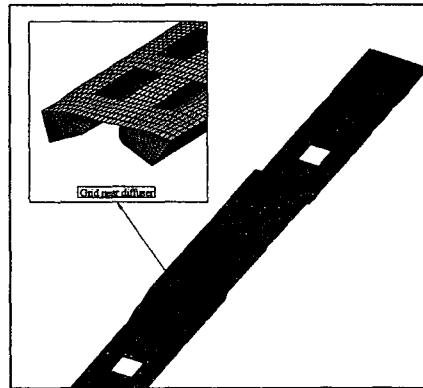


Fig. 2 공조기 덕트의 격자계

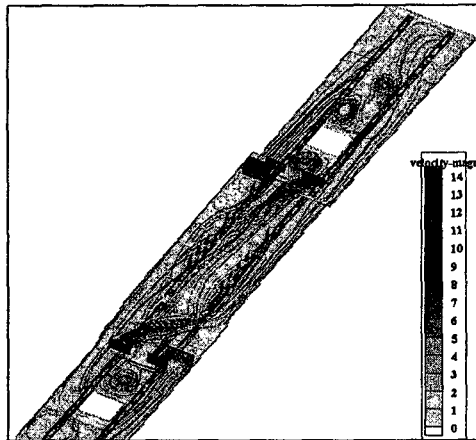


Fig. 3 유량 2.726 m³/h/unit에 대한 유선분포

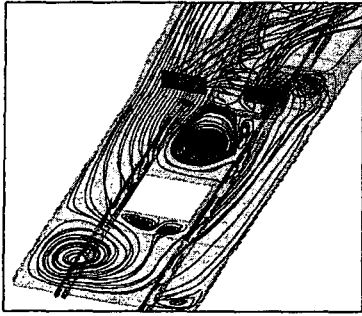


Fig. 4 입구면 inlet 01, 02 근처에서의 유선분포

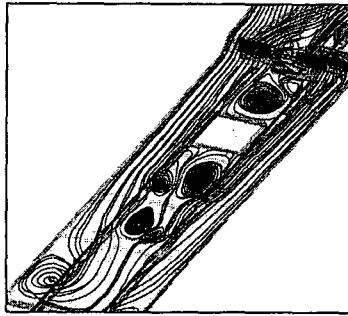


Fig. 5 입구면 inlet 03, 04 근처에서의 유선분포

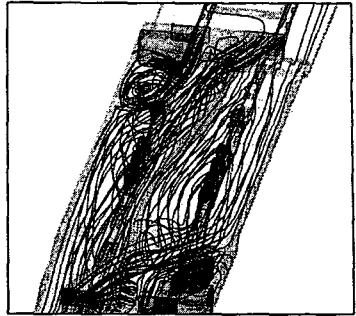


Fig. 6 공조기 덕트 중앙 부분에서의 유선분포

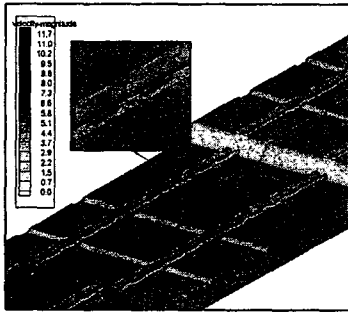


Fig. 7 덕트 중앙 하부에서의 속도분포

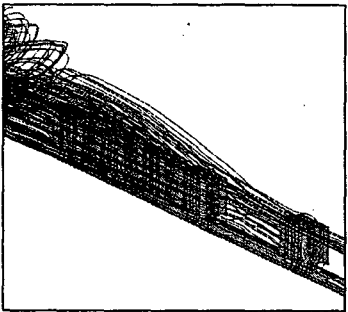


Fig. 8 Air duct에서의 유선분포

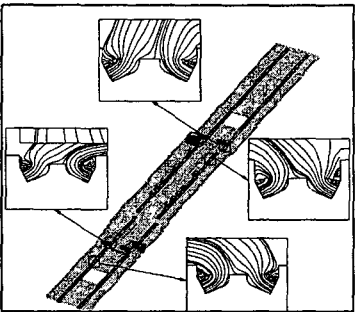


Fig. 9 디퓨저 단면에서의 유선분포

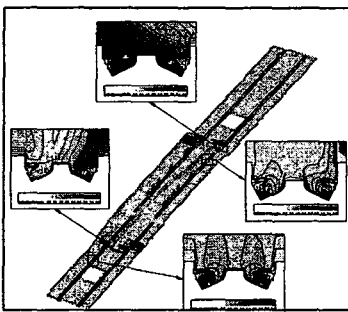


Fig. 10 디퓨저 단면에서의 속도분포

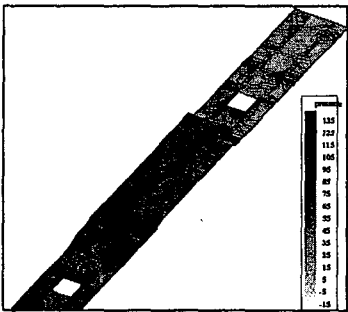


Fig. 11 유량 2,726 m³/h/unit에 대한 압력분포

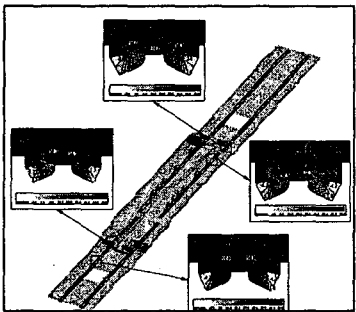


Fig. 12 디퓨저 단면에서의 압력분포

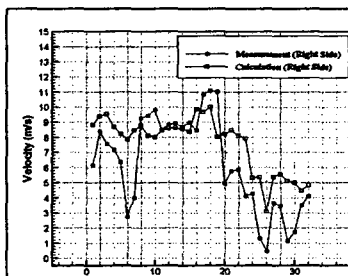


Fig. 13 출구면에서의 유속 비교 (우측열)

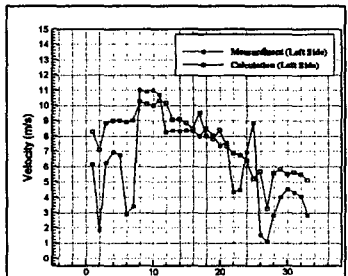


Fig. 14 출구면에서의 유속 비교 (좌측열)

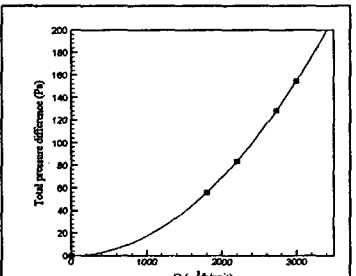


Fig. 15 공조기 덕트의 전압특성곡선