

## 라인-디퓨저의 ADPI특성에 관한 연구

이재현\* · 조영진\* · 강석윤\* · 오명도\*\*

### ADPI Characteristics of a Line-Diffuser

Jae-Heon Lee<sup>†</sup>, Young-Jin Cho<sup>\*</sup>, Seok-Youn Kang<sup>\*</sup>, Myung-Do Oh<sup>\*\*</sup>

**Key Words:** ADPI, Throw, Length, Heat load ratio, T/L ratio

#### Abstract

It is difficult to apply a conventional selection guide for diffusers when the diffuser is installed in a perimeter zone, because the ADPI(Air Diffusion Performance Index) vs. T/L(Throw/Length) curve listed in conventional guide does not consider the perimetric heating load. The objective of this study is to evaluate the effect of the perimetric heating load on the ADPI and to propose a selection guide for proper diffuser when perimetric heating load exists. The velocity and temperature distributions and the ADPI value are obtained numerically with various heat load ratios and air flow rates. The ADPI values by numerical result were compared with existing experimental data to verify the method for evaluation of ADPI proposed in present study. In case of a high side wall diffuser, the ADPI decreased with increases of the flow rate on every heat load ratio of present study except 0.75. Also, the ADPI vs. T/L curves have been proposed for the heat load ratios of 0.25, 0.5, 0.75 to guarantee comfort thermal environment when diffusers are installed in perimeter zone,

#### 기호설명

$ADPI$	: 공기확산지수	[%]
$EDT$	: 유효온도차이	[°C]
$L$	: 대표길이	[m]
$Q$	: 급기풍량	[m <sup>3</sup> /h]
$q_r, q_w$	: 전체, 측벽공조부하량	[W]
$R$	: 부하비	
$T$	: 도달거리	[m]
$t_d$	: 디퓨저 급기온도	[°C]
$t_p$	: 측정점 건구온도	[°C]
$t_r$	: 실평균 건구온도	[°C]
$V_d$	: 디퓨저에서의 급기속도	[m/s]
$V_p$	: 측정점에서의 기류속도	[m/s]
$X_s$	: 제트분리거리	[m]

#### 1. 서론

근래에 들어서며 환기의 의미는 단순한 오염공기의 제거뿐만 아니라 공기조화를 거친 급기를 이용하여 재실자에게 열적으로 쾌적한 환경이 조성되도록 실내의 기류속도, 온도 및 습도를 적절히 유지하는 것으로 확대되었다. 국내에서도 생활수준의 향상에 따라서 쾌적한 환경을 요구하는 경향에 따라서 환기의 중요성은 더욱 증가되고 있다.

환기의 최종목적은 보다 적은 에너지를 사용하여 재실자가 쾌적함을 느낄 수 있도록 거주영역안의 열환경을 양호하게 유지하도록 하는 것이다<sup>(1)</sup>. 일반적으로 환기장치는 필요한 풍량의 공기를 생산하는 부분과 이를 공급하는 부분으로 구분할 수 있다. 이에 관련된 연구는 시스템 에너지 비용 절감측면에 많은 관심을 두고 수행되어져 왔다. 최근에는 환기설비 설계 시에, 실내의 공조부

† 책임저자, 정회원, 한양대학교 공과대학 기계공학부

E-mail : jhlee@hanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0425 FAX : (02)2293-5169

\* 한양대학교 대학원 기계공학과

\*\*서울시립대학교 공과대학 정밀기계공학과

하를 제거하고 필요한 최소환기량도 만족하는 환기풍량을 공급할 수 있도록 하는 공기조화 시스템의 연구에 중점을 기울이고 있다. 그러나 이와 같은 환기풍량의 적정 선정에 의해서만 실내의 쾌적한 공조환경이 유지되는 것이 보장 되지는 않는다. 실내의 열환경은 실제적으로 공간 내의 열환경을 결정하는 기류속도, 온도 및 습도분포에 의해 좌우되며 이는 실내공간 내로 공기를 확산시켜주는 디퓨저의 형상 및 설치위치에 따라 크게 달라지게 된다.

그러므로 쾌적한 실내환경을 위하여 급배기 계통 기본설계단계에서부터 공간내의 열환경을 좌우 할 수 있는 디퓨저 선정의 중요성이 강조되고 있다<sup>(1,2)</sup>. 특히 근래에 들어서 건축되는 건물들은 미관과 채광을 위하여 외부면을 투과성 유리벽으로 구성하는 경우가 많으며 이에 따라 외기의 부하변화에 실내의 열환경은 더 많은 영향을 받게 되었다

디퓨저에 관한 기존 연구는 재실자의 쾌적감을 향상시키는 방안에 대한 연구보다는 디퓨저를 통한 공기의 확산이나 분배에 더 많은 관심이 집중되었다. 최근 재실자의 쾌적감이 중요시되면서 공조환경에 디퓨저가 미치는 영향을 평가할 수 있는 인자를 도출하고 다양한 공조환경에 대하여 분석하여 적절히 디퓨저를 활용할 수 있는 방안에 대한 연구가 다수 진행되고 있다<sup>(2-5)</sup>. 그러나 최근에 건축물들처럼 창이 많은 건물의 경우, 건물의 외주부 영역에 설치될 디퓨저 선정시 적용할 만한 실용적인 자료는 아직도 부족한 상황이다.

따라서 본 연구에서는 여러가지 다양한 디퓨저 중 라인디퓨저를 선정하여 특정한 측면벽을 통하여 열전달이 있는 경우에 대해 급기풍량에 따른 실내열환경을 예측하였다. 이를 바탕으로 측면벽에 열전달이 있는 경우의 라인디퓨저의 공기확산지수(Air Diffusion Performance Index, ADPI)특성의 변동을 살펴보았으며 아울러 기존 발표된 T/L(Throw/ Length)비 관련 ADPI 변동곡선을 적절히 적용할 수 있는 방안도 제시하였다.

## 2. 디퓨저 특성 및 선정방법

### 2.1 디퓨저의 특성

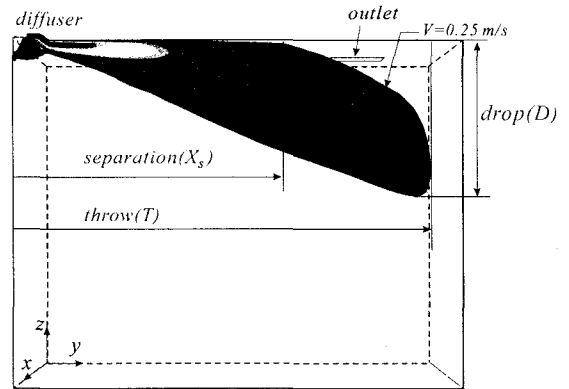


Fig. 1 Characteristics values of an air jet from a diffuser.

디퓨저는 공조시스템에의 말단부에 설치되어 공조된 공기를 대상공간 내부로 확산시켜주는 장치를 말하며, 실질적으로 공조 대상공간의 열환경을 결정짓는 매우 중요한 역할을 수행한다. 이에 따라 디퓨저의 형상은 대상공간의 용도 및 형상에 따라 발전되어 왔다.

디퓨저의 특성은 공기유동성능으로 표시된다. 디퓨저의 공기유동성능은 디퓨저에서 취출된 기류가 수평이나 수직방향으로 얼마나 멀리까지 확산되는가를 의미하는 것으로서 Fig.1에 보이는 바와 같이 급기조건에 따른 도달거리(T; throw), 분리거리( $X_s$ ; separation distance)와 강하거리(D; drop)로써 정의된다.

### 2.2 디퓨저의 공기확산지수

ADPI는 디퓨저에 의한 급기유동이 공간내부의 열환경을 어떻게 만드는가에 관한 지수이다. ADPI는 거주역에 대한 전체 측정점 중 실내기류속도를 고려하여 실내온도에 대한 재실자의 만족감을 통계적으로 나타낸 수치이며 0~100% 값을 가진다. ADPI 값은 전체 실내 거주역에 대한 기류속도 0.35 m/s 이하이며 유효드래프트온도(Effective Draft Temperature, EDT)가  $-1.5^{\circ}\text{C} \sim 1.0^{\circ}\text{C}$  범위에 속하는 체적의 전체 거주역에 대한 비율로서 정리되며 일반적으로 ADPI가 80% 정도인 공간은 Zho적 하다고 평가 된다. 여기서 EDT는 측정점의 기류속도,  $V_p$ 를 고려한 실평균 건구온도,  $t_a$ 와 측정점 건구온도  $t_p$ 와의 차이를 나타낸 값으로서 다음의 식으로 표현된다.

$$EDT = (t_p - t_r) - 8.0(V_p - 0.15) \quad (1)$$

### 2.3 디퓨저 선정절차

선진국의 경우는 디퓨저를 선정하고 배치방법을 결정할 때 일정한 순서를 따라 설계할 수 있도록 지침<sup>(1,2)</sup>이 되는 선정순서를 권장하고 있다. 디퓨저를 선정하고 배치하는 방안에 관한 분야에는 다양한 권장안이 있으나, ASHRAE에서 권장하고 있는 ADPI 방법이 가장 일반적으로 채택되고 있다.

## 3. 측벽부하가 존재하는 공간에 설치된 디퓨저의 ADPI 특성

### 3.1 연구대상 디퓨저

본 연구에서는 여러 가지 측벽부하에서 디퓨저의 ADPI 특성을 살펴보기 위하여 한 종류의 디퓨저를 선정하고 이의 정면도와 단면 개략도를 Fig. 2에 나타내었다. 라인디퓨저의 크기는 133 mm × 387 mm이며 측벽 상부에 설치되어 화살표 방향으로 공기를 실내로 공급하는 역할을 한다.

### 3.2 공조환경

측벽에 부하가 존재하는 공간에 설치된 디퓨저의 ADPI 변동특성을 살펴보기 위하여 Fig. 3에 보이는 바와 같이 한쪽 측벽이 가열되고 다른 한쪽의 측벽상부에 라인디퓨저가 설치된 표준공간을 고려 한다. 표준공간의 실내설정온도는 26°C이며 그 크기는 길이 7.2 m, 높이 2.8 m 그리고 폭 4.8 m이다. y=0인 한쪽 벽면에 천장에서 0.23 m 하부 위치에 디퓨저가 설치되어 있으며, 맞은편 벽을 향하여 급기가 이루어지고 있다. 이때 취출구의 크기는 356 mm × 356 mm 이며, y=7.2 m인 다른 한쪽 측벽의 0.4 m 높이에 설치되어 있다. 디퓨저의 설치위치를 고려한 대표길이, L은 7.2 m이다.

표준공간의 전체공조부하량,  $q_T$ 는 일반적으로 바닥만 가열되는 사무실 공간의 열유속에 해당되

는  $63 \text{ W/m}^2$ 을 적용하여 2143 W로 고정하였다. 즉 공간내의 전체공조부하량은 항상 일정하며 아래의 식(2)와 같이 정의된 부하비 R에 따라서 그림에서 음영면으로 보이는 바닥과 측벽의 부하량만 변동되는 것으로 간주 한다. 측벽을 통한 부하가 디퓨저의 ADPI에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 본 연구에서 고려한 부하비는 0, 0.25, 0.5 그리고 0.75이다.

$$R = \frac{q_w}{q_T} = \frac{q_w}{2143 \text{ W}} \quad (2)$$

본 연구에서는 선정된 4가지 부하비 각각에 대하여 서로다른 3가지의 급기가 이루어지는 경우에 대하여 총 12가지의 경우를 고려 하였으며 이를 요약하여 Table 1에 나타내었다. 여기서 Q는 디퓨저에 의한 급기풍량이며  $t_d$ 는 디퓨저의 급기 온도이다.

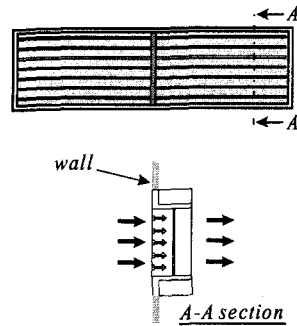


Fig.2 High-side wall line diffuser investigated in the present study.

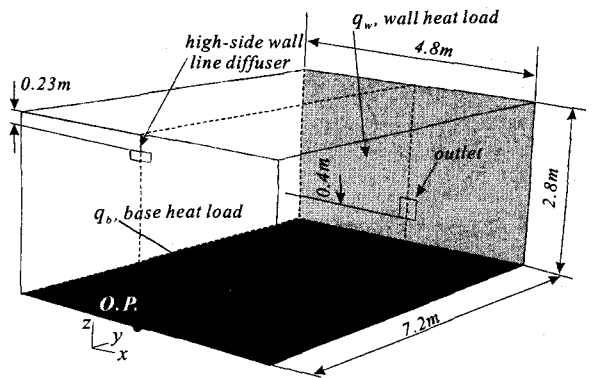


Fig. 3 Standard test room installed a high-side wall line diffuser with perimeteric heating load.

### 3.3. 수치적 연구

#### 3.3.1 지배방정식 및 경계조건

공간에서의 ADPI를 산정하기 위해서는 국소 지점의 기류속도 및 온도분포의 산정이 요구된다. 이를 위해 본 연구에서는 디퓨저가 설치된 표준 시험공간의 유동을 3차원 난류 정상상태 비압축성 유동으로 가정하고, 연속 방정식, 운동량 방정식, 난류운동에너지 방정식, 난류운동에너지 소산율 방정식 그리고 에너지 방정식을 적용하였다. 좌표축은 그림에 나타난 OP를 기준으로 하여 폭방향을 x축, 길이방향을 y축 그리고 높이방향을 z축 정하였다.

Table 1 Test conditions in present investigation. ( $q_T=2143$  W)

	Q(m <sup>3</sup> /h)	t <sub>d</sub> (°C)	R
Case 1~4	425	12.8	0, 0.25,
Case 5~8	730	17.2	
Case 9~12	950	18.3	0.5, 0.75

Table 2 Governing equations and model coefficients.

Continuity equation ;

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

Momentum equation ;

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right\} + \rho g_i \beta (T - T_m)$$

Turbulent kinetic energy equation ;

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right\} + G_k + G_b - \rho \epsilon$$

Dissipation rate equation of Turbulent kinetic energy ;

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right\} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k}$$

Energy equation ;

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left( \frac{\mu}{\sigma_t} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right\} + S_T$$

where,

$$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\epsilon}, \quad G_k = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i}$$

$$G_b = \frac{\mu_t g_i \beta}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial x_i}$$

$$C_\mu = 0.09, \quad C_{1\epsilon} = 1.44, \quad C_{2\epsilon} = 1.92, \quad C_{3\epsilon} = 1.0$$

$$\sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\epsilon = 0.9, \quad \sigma_t = 1.0, \quad \sigma_l = 1.0$$

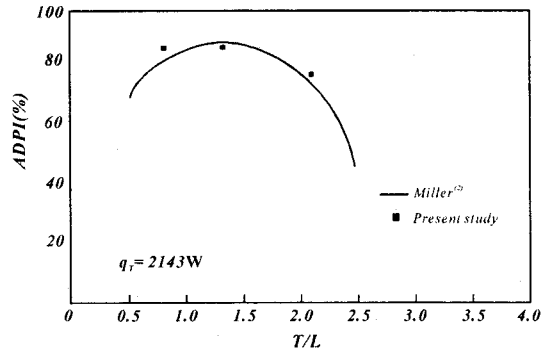


Fig. 4 Comparisons of ADPI distribution along the T/L ratio by present numerical study and previous study<sup>(2)</sup>.

을 z축 정하였다. 난류모델로는 환기분야에서 실용적으로 많이 이용되고있는 k-ε 모델을 사용하였으며, 이에 대한 지배방정식을 Table 2에 나타내었다.

#### 3.3.2 경계조건

본 연구에서는 이전 연구<sup>(4)</sup>를 통해 실내의 공간상황을 모사하는데 적합하다고 알려진 비정렬 격자계를 사용하여 격자계를 구성하여 온도와 속도를 예측하였다. 디퓨저가 설치된 표준시험공간의 경우 x=0인 단면을 중심으로 기류 및 온도분포가 대칭을 이루고 있으므로 본 연구에서는 표준시험공간의 절반만을 해석대상공간으로 선정하였다. 계산에 사용된 제어체적의수는 약 142000개이다.

측벽부하가 존재하는 경우 벽의 부하는 부하비에 따라서 디퓨저의 급기유동 맞은편 벽에 균일 열유속으로 처리하였다. 부하비가 0인 경우는 공간전체의 부하가 바닥에 있는 것으로 간주하고 부하가 없는 모든 벽은 단열로 처리하였다. 벽에서는 점착조건(no-slip condition)을 사용하였으며, 벽면에서 인접한 난류량의 처리를 위해서는 벽함수(wall function)를 사용하였다. 배기구에서는 유출경계조건을 사용하였으며, 입구에서는 속도경계조건을 사용하였다.

#### 3.3.3 타당성 검토

본 연구에서 적용된 ADPI 예측기법의 타당성을 검증하기 위하여 수치해석 기법을 이용하여

표준시험공간에 측벽상부 설치형 라인 디퓨저가 설치된 경우에 대하여 ADPI를 산정하고 이를 기존의 연구결과와 비교하여 Fig. 4에 나타내었다. 그림에서 실선은 기존의 연구결과<sup>(2)</sup>이며 ■표시는 본 연구의 수치해석 결과이다. 그림에 나타난 바와 같이 T/L비가 1.5와 2.1인 경우 수치해석에서 구한 ADPI는 이전 연구결과와 잘 일치하고 있다. 다만 T/L비가 1인 경우, 수치해석의 ADPI가 이전 연구의 ADPI보다 다소 높게 예측하는 것으로 나타났지만 전반적으로 이론 예측값과 기존의 자료가 큰 차이를 보이지 않고 잘 일치함을 볼 수 있다. 이로써 본 연구에서 채택한 연구방법과 ADPI 예측방법의 타당성을 확인하였다.

#### 4. 측벽상부설치 라인디퓨저의 ADPI 특성

측벽상부설치 라인디퓨저가 설치된 경우에 대하여 Table 1과 같은 여러가지 경우에 대하여 디퓨저의 ADPI 특성을 예측하였다. 각각의 영향인자들이 ADPI 값에 미치는 영향을 평가하기 위하여 풍량과 부하비의 변화에 따른 ADPI 값의 변화를 살펴보았으며, 디퓨저 선정시 지침이 되는 T/L비에 따른 ADPI 값 변화곡선을 작성하기 위하여 풍량 변동에 따른 T/L비의 변화도 살펴보았다.

##### 4.1 풍량 변화에 따른 ADPI 변화특성

여러 부하비에서 풍량의 변화에 따른 ADPI 값의 변화를 Fig. 5에 나타내었다.

측벽부하가 없는 경우, 풍량이 증가하면서 전반적으로 ADPI 값이 감소되는 경향을 보이고 있다. 특히 풍량이 730 m<sup>3</sup>/h 이하인 경우의 ADPI 값은 약 85%를 나타내고 있으며, 950 m<sup>3</sup>/h인 경우의 ADPI값은 730 m<sup>3</sup>/h 대비 약 10%정도 감소한 76%로 나타났다. 이는 급기풍량이 커지면서 증가된 공기의 운동량이 실내 거주역의 평균공기 유속을 증가시키기 때문이다. Hassani 등<sup>(5)</sup>의 연구에 따르면 측벽상부설치 라인디퓨저는 거주역의 운동량이 낮은 영역에서는 운동량의 변화에 따라서 ADPI 값이 크게 변동되지 않으나 운동량이 큰 영역에서는 운동량이 증가됨에 따라서 ADPI 값은 급격히 감소되는 특징을 보인다. 본 연구에

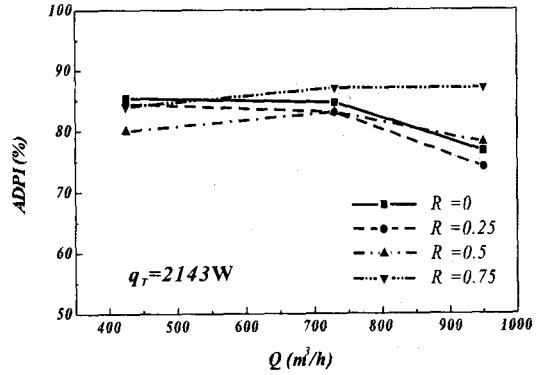


Fig. 5 ADPI values along the airflow rate for various heat load ratios with high-side wall line diffuser.

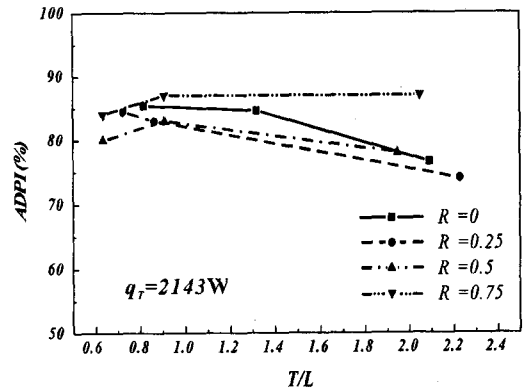


Fig. 6 ADPI distributions along the T/L ratio for various heat load ratios with high-side wall line diffuser.

서도 풍량이 730 m<sup>3</sup>/h까지 증가되어도 ADPI 값이 거의 변화되지 않은 것은 측벽상부설치 라인 디퓨저의 특징이 나타난 것으로 판단된다.

측벽상부설치 라인디퓨저의 ADPI 값은 측벽부하비 0.75를 제외한 모든 부하비에서 풍량이 증가하면 전반적으로 감소되며, 부하비가 0.75인 경우는 풍량이 증가되면서 증가됨을 알 수 있었다.

##### 4.2. 여러 가지 부하비에서 T/L비에 따른 ADPI 분포곡선

현재 디퓨저를 선정하기 위해 활용되고 있는 도표는 T/L비에 따른 ADPI 분포곡선이다. 현재 활용되고 있는 T/L비에 따른 ADPI 분포곡선은 측벽부하가 존재하지 않는 경우에 대한 것이므로

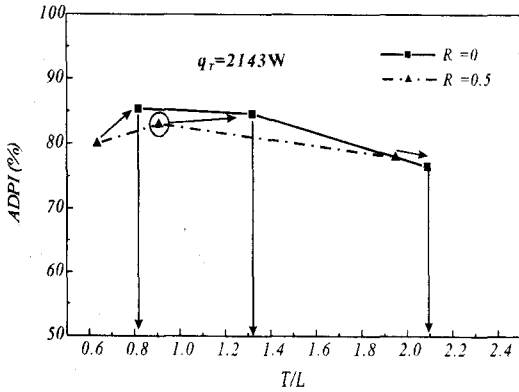


Fig. 7 Selection procedure to find T/L ratios assuming being no perimeteric heating with high-side wall line diffuser.

측벽부하가 있는 경우 이를 적용하기 어렵다. 따라서 본 연구에서 측벽부하가 존재하는 경우 이러한 기존의 측벽부하가 없는 경우에 활용되고 있는 T/L비에 따른 ADPI 분포곡선이 측벽부하가 존재하는 경우 어떠한 상태로 이동되는가를 살펴보았다. 이를 위하여 여러 가지 부하비에서 T/L비에 따른 ADPI 분포곡선을 작성하였으며 이를 Fig. 6에 나타내었다.

측벽부하가 없는 경우 약 T/L비가 1.3일 때 85%의 ADPI 값을 나타내는 디퓨저가 만약 부하비가 0.5인 공간에 설치될 경우 T/L비는 0.9부근으로 변경되고 ADPI 값도 82%로 변경된다. 다른 경우도 이와 마찬가지로 각 곡선의 첫 번째 점들은 측벽부하가 없는 경우의 T/L비와 ADPI 값이 부하비가 있는 경우 각각 해당 부하비에서 어떠한 T/L비와 ADPI 값으로 변경되는지 하는 것들을 의미하는 것이다.

측벽부하가 없는 경우, ADPI 값은 T/L비가 증가되면서 점차적으로 감소되는 경향을 보이고 있음을 볼 수 있다. T/L비가 0.8인 경우와 1.3인 경우 약 85%의 ADPI 값을 나타내고 있다.

#### 4.3 측벽가열시 라인 디퓨저의 선정방안

측벽설치 라인디퓨저에서 부하비가 존재하는 경우 본 연구결과 작성된 Fig. 6을 이용하여 디퓨저를 선정하는 과정을 설명하면 다음과 같다. 일례로서 부하비가 0.5인 공간에 디퓨저를 선정하는 과정을 Fig. 7에 나타내었다. 그림에서 볼 수 있듯이 부하비가 0.5인 경우

T/L비와 ADPI가 각각 (0.6, 80%), (0.9, 83%), (1.9, 79%)를 보이던 상황은 측벽부하가 없는 경우 각각 (0.8, 86%), (1.3, 84%), (2.1, 78%)인 상황에 해당된다. 부하비가 0.5인 공간에 적절한 ADPI를 보장하기 위한 디퓨저를 선정하기 위해서는 부하비 0.5에 대한 분포곡선의 가운데 점을 선정하여야 한다. 이 점은 측벽부하가 없는 경우 가운데 점에 해당된다. 따라서 권장 T/L비는 부하비가 없는 곡선의 가운데 위치로 가서, 그 점의 T/L비를 선정하면 되는 것이다. 다른 부하비에서도 이와 같은 과정을 동일하게 거치며 권장 T/L비를 선정할 수 있을 것이다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 전체공조부하량이 2143W로 일정한 라인디퓨저가 설치되어 있는 측벽가열 표준시험공간에서 공간의 부하비가 0, 0.25, 0.5 및 0.75인 각각의 경우에 대하여 서로다른 3가지 급기(425, 730 및 950 m<sup>3</sup>/h)가 공급될 때, 각각의 부하비와 풍량에 따른 공간내부의 ADPI를 산정하고 이로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 측벽상부설치 라인디퓨저의 ADPI 값은 부하비 0.75를 제외한 모든 부하비에서 풍량이 증가함에 따라 전반적으로 감소되지만 부하비가 0.75인 경우는 풍량에 따라 증가된다.

(2) 측벽 부하가 존재하는 공간에서 디퓨저를 선정하는 방법은 본 연구에서 제시한 부하비에 따른 T/L비와 ADPI 분포곡선을 이용하여 해당 부하비에서 80%이상의 ADPI값을 나타낼 것으로 예상되는 지점을 선정하고, 예상값이 측벽부하가 없는 경우 어떠한 T/L비에 해당되는가를 판단한 후, 결정된 T/L비에 따라 권장되는 도달거리를 가지는 디퓨저를 성능표를 참조하여 선정한다.

#### 참고문헌

- (1) ASHRAE Handbooks, 1997, "Physiological principles and thermal comfort," American Society of Heating, Refrigerating and Air- Conditioning Engineers, Atlanta, Georgia.

2. Miller, P. L. and Nash, R. T., 1971, "A further analysis of room air distribution performance," *ASHRAE Trans.* 77(2), pp. 205-212.
3. Kirkpatrick, A. T. and Knappmiller, K. D., 1998, "The ADPI of cold air jets in an enclosure," *ASHRAE Trans.* 104(2), pp. 3-9.
4. Hu, S. C., Barber, J. M., and Chuah, Y. K., 1999, "A CFD study for cold air distribution systems," *ASHRAE Trans.* 105(2), pp. 614-628.
5. Hassani, V. and Miller, P. L., 1998, "Thermal comfort and cold air distribution," *ASHRAE Trans.* 104(2), pp. 1763-1772.