Fan 냉각장치에서 System 저항에 관한 수치해석

김동일† · 복기소* · 이승규**

A Numerical Analysis on the System Impedance in a Fan Cooling System

Dong-il Kim, Ki-So Bok, and Seung-Gyu Lee

Key Words : Fan Operating Point(팬 작동점), System Impedance Curve(시스템 저항곡선), Pressure Drop(압력손실)

Abstract

To seek the fan operating point on a cooling system with fans, it is very important to determine the system impedance and it has been usually examined with the fan tester(wind tunnel) based on ASHRAE standard and AMCA standard. This leads to a large investment in time and cost, because it could not be executed until the system is made actually. Therefore it is necessary to predict the system impedance curve through numerical analysis so that we could reduce the measurement effort. This paper presents how the system impedance curve (pressure drop curve) is computed by CFD in substitute for experiment. In reverse order to the experimental principle of the fan tester, pressure difference was adopted first as inlet and outlet boundary conditions of the system and then flow rate was calculated.

1. 서 론

전자 기기 냉각에서 많이 사용하는 Fan 을 이용한 강제대류 냉각방법에서 System 의 유동저항(압력손실)은 Fan 의 작동점(작동압력, 작동유량)을 결정짓는 중요 인자이다. 같은 Fan 을 사용하더라도 System 의 유동저항이 낮으면 작동 유량은 많아져서 냉각효율이 높아지게 된다. 따라서 유동저항이 낮은 system 설계는 매우 중요하다. 보통 Fan 은 생산업체들에 의해 특성곡선이 주어져 있으나 System 저항곡선(System Impedance Curve)은 System 의 설계형상에 따라 항상 변하므로 각 System 설계안마다 실험적으로 측정하여왔다. 이는 실제 System 이 제작되어야 하는 많은 노력과 긴 시간이 드는 방법으로 효율성이 매우 떨어진다. 전자기기와 같은 복잡한 형상에 비해 Heat Sink, Fin 을 가진 Heat Exchanger, Pipe 나 Duct 와 같은 단순한 형상의 효율 해석은기존의 연구([1]~[5])에서 밝혀놓은 이론식들을 많이 사용한다. 그러나 열전달의 촉진을 위하여 형상이 복잡, 다양화 되면 기존의 이론식들은 현실적인 적용이 어려워진다. 따라서 적은 노력과 짧은 시간으로 현실적인 System Impedance Curve (P-Q 곡선) 구하는 방법에 대한 연구가 필요하다. 만약 짧은 시간 안에 여러 System 의 저항을 정확히 예측할 수 있다면 저항이 작은 System 설계에 많은 도움이 될 것이다.

본 논문에서는 System 저항 곡선을 실험에 의존하지 않고 CFD(Computational Fluid Dynamics)를 이용하여 좀 더 쉽고 빠르게 구하는 방법을 제안한다. System 의 유동 저항에 대한 수치적 계산 방법 묘사를 위해서 우선 Fan Tester 에서 System 저항을 측정하는 원리를 고찰한 후 수치해석 방법을 제시하고 실험과 비교하여 검증하였다. 또한 제시한 수치해석 방법에 적용된 계산영역을 최소화하기 위하여 계산영역을 바꾸어가며 수행하였다.

연구된 결과로부터 System 저항곡선은 System 의 Inlet 경계조건으로 일정한 Total Pressure 를 Outlet 경계조건으로 일정한 Static Pressure 를 부가

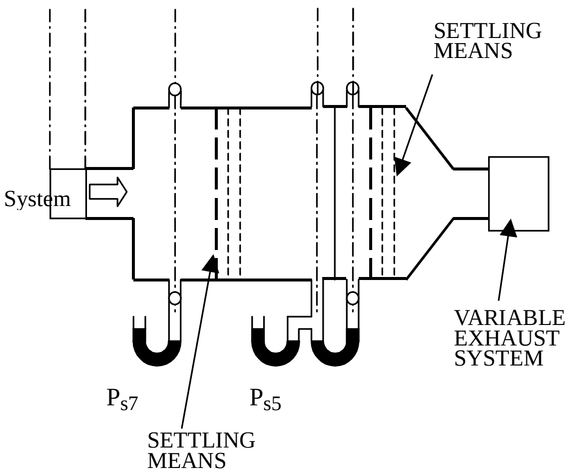
† LG 전자 Digital Display 연구소
E-mail : noc7@lge.com
TEL : (02)526-4189 FAX : (02)572-3086
* LG 전자 Digital Display 연구소
** LG 전자 Digital Display 연구소

하여 N-S (Navier-Stokes) Equations 을 계산한 결과값인 Flow Rate 를 이용하여 구할 수 있었고 이와 같은 방법이 적용될 수 있는 계산영역을 확인할 수 있었다.

결국 본 논문에서 제시하는 System 저항곡선의 수치적 해석 방법을 사용한다면 앞으로 System Impedance Curve 를 쉽고 빠르게 구할 수 있어 효율적인 System 설계에 도움을 줄 수 있다.

2. System 저항의 실험방법

System 저항은 작동유체가 어떤 System 을 지날 때 압력손실이 얼마나 일어나는가를 나타내는 값으로 일반적으로 P-Q 곡선(Pressure – Mass Flow Rate)으로 이루어진 System 저항곡선으로 나타낸다. 여기서 Pressure 는 System 의 Inlet 과 Outlet 의 Static Pressure 차이며 Q 는 System 내부의 유량이다. System 으로 유입되는 유체의 Static Pressure 는 대기압으로 가정하면 물리적으로 작은 오차를 수반하나 유출되는 유체는 압력편차가 매



FLOW AND PRESSURE FORMULAE

$$Q_5 = 1096Y\sqrt{\Delta P/\rho_5}\sum(CA_6) \qquad P_v = P_{v2}$$

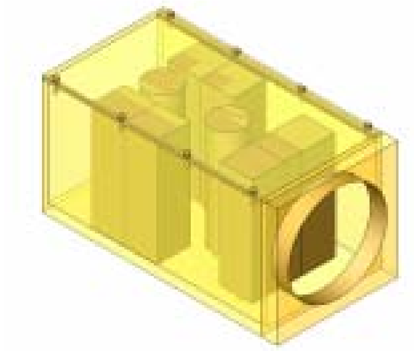
$$Q = Q_5\left(\frac{\rho_5}{\rho}\right) \qquad P_{t1} = 0$$

$$P_{t2} = P_{s7} + P_v$$

$$V_2 = \left(\frac{Q}{A_2}\right)\left(\frac{\rho}{\rho_2}\right) \qquad P_t = P_{t2} - P_{t1}$$

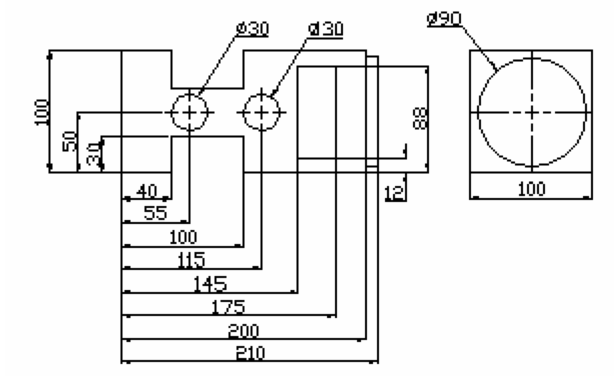
$$P_{v2} = \left(\frac{V_2}{1096}\right)^2 \rho_2 \qquad P_s = P_t - P_v$$

Fig.1 AMCA STANDARD 210-74 ASHRE STANDARD 51-75: Outlet chamber setup-multiple nozzles in chamber.

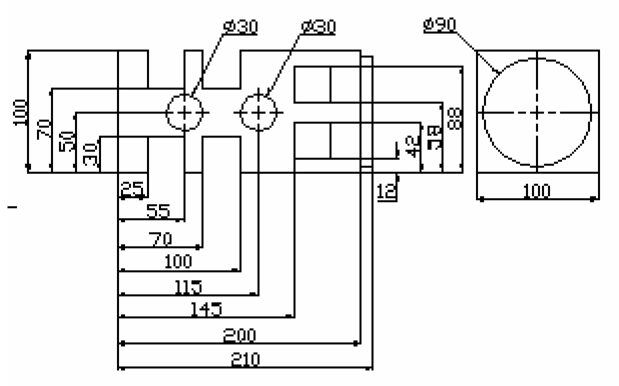


(a) System A

(b) Fan Tester & System



(c) Flow Domain (System A)



(d) Flow Domain (System B)

Fig.2 System and experimental equipment

우 커서 대표값으로 표현할 수가 없다. 특히 System 의 Outlet 이 하나가 아니라 여러 개일 경우 압력편차는 더욱 커지게 된다. 따라서 유출되는 유체를 큰 Reservoir 로 유도하여 유동을 안정화시켜 압력을 측정하는 방법을 사용하며 ASHRAE Standard 와 AMCA Standard[6]에서 규정된 Fan Tester 에서 시행된다.

본 연구에서는 Fig 1.과 같은 규격의 Fan Tester 를 이용하였고 측정 원리는 다음과 같다.

Fan Tester 를 이용하여 PL.5 와 PL.6 지점의 차압과 PL.7 지점의 Static Pressure 를 측정하고 그 값으로부터 그림 1.에 나타낸 유체공학적 이론식들을 이용하여 PL.2 지점의 Total Pressure 와 Dynamic Pressure 가 구해진다. PL.1 지점은 대기압이므로 구한 PL.2 의 Total Pressure 가 System 의 Total Pressure 가 되고 같은 방법으로 PL.2 의 Dynamic Pressure 가 System 의 Dynamic Pressure 이다. 결국 PL.2 지점의 Static Pressure 가 System 의 Static Pressure 가 되며 유량과 Static Pressure 로 이루어진 System 저항 곡선을 구하게 된다.

Fig 2. (a), (b), (c), (d)는 본 논문에서 연구된 두가지 System 을 보여주며 (b)는 System 이 Fan Tester 에 부착된 모습이다. 충분한 크기의 System Impedance 를 가지는 System 을 구성하기 위하여 길이 200mm, 폭 100mm, 높이 100mm 의 Case 안에 길이 30mm, 폭 30mm, 높이 100mm 의 직육면 저항체와 지름 30mm, 높이 100mm 의 원기둥 저항체를 임의로 조합하였다.

3. System 저항의 수치적 예측

3.1 수치적 예측을 위한 모델링

System Impedance 의 수치적 계산을 위하여 두 가지 가정을 적용하였다.

첫째 System 저항 계산을 위한 System 에서 Inlet 앞부분에 Fig 3 에서와 같이 가상의 공간을 형성하고 System 의 Inlet 단면을 제외한 모든 면을 대기압으로 한다는 가정이다. ASHRAE Standard 와 AMCA Standard 에 의하면 대기중에 위치된 System 의 Inlet 에서의 압력편차는 무시하고 Total Pressure 를 0 Pa(Gage Pressure = 0 Pa, 대기압)으로 계산하여 대기에서 System Inlet 의 단면축소저항을 System 저항에 포함시킨다. 따라서 수치해석시에도 System 의 Inlet 부에 가상의 공간을 만들고 각 면에 대기압(Total Gage Pressure = 0Pa)의 정압 조건을 부가하고 수치해석 후 System Inlet 부의 정압은 계산한 결과값을 사용하지 않고 대기압으로 한다.

둘째는 System 출구의 유동이 Fig 3 에서 나타낸 Fan Tester 입구와 같은 단면을 지닌 Duct 를 따라 안정화되며 그 때의 정압이 System 출구의 정압이라는 가정이다. ASHRAE Standard 와 AMCA Standard 에서 Reservoir 를 이용하여 압력편차를 없애고 유동을 안정화 시켜 정압을 측정하는 것과 같은 의미이다. 사용하는 Duct 의 길이에 따른 Friction Loss 는 크기는 식 3.1 과 같다.

$$\Delta P = f \frac{l}{D} \frac{\rho V^2}{2} \qquad (3.1)$$

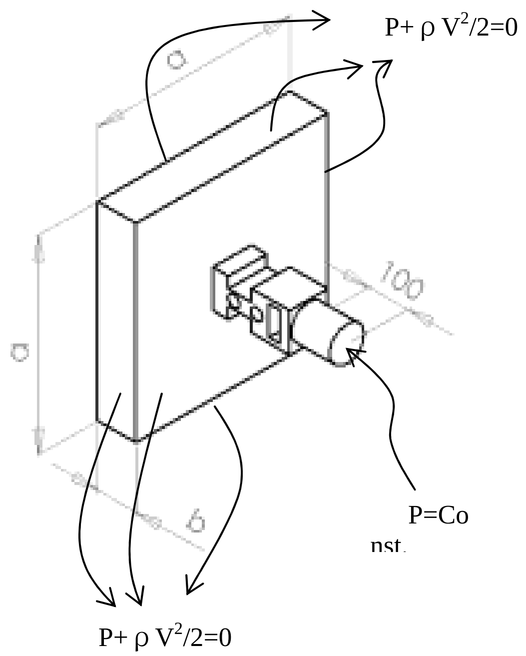
ΔP = Friction Loss f = Friction Factor

l = Length of Duct D = Diameter of Duct

ρ = Dansty(Air$_{25^\circ C}$ = 1.184Kg/m^3)

V = Velocity

식 3.1 에서 f 는 보통 0.01~0.1 이고 전자기기냉각에서 유체의 속도가 1~2m/s 정도이므로 Duct 의 길이는 Duct 의 지름의 5 배로 하여도 Friction Loss 는 1Pa 미만이다. 따라서 Duct 의 길이에 따른 Friction Loss 는 무시 가능하며 압력이 안정화 될 수 있도록 충분한 길이로 한다. 또한 이런 가정은 계산의 수렴에도 많은 도움을 준다.



a = the vertical and horizontal length of virtual inlet space
b = the flow directional length of virtual inlet space

Fig.3 Computation domain and boundary conditions

3.2 수치해석 순서

먼저 System 을 설계하고 난후 Inlet 가상공간과 Outlet 가상 Duct 를 구성한다.

다음에 Inlet 경계조건으로 일정 Total Pressure 조건을 Outlet 경계조건으로 일정 Static Pressure 조건을 부가한 후 N-S 방정식을 계산한다.

마지막으로 계산결과인 Inlet 이나 Outlet 의 속도장으로부터 풍량이 계산한다.

P-Q 곡선은 Outlet 경계조건이 P 로 계산결과인 풍량이 Q 로 하여 그릴 수 있게 된다. 물리적으로는 실험에서 일정 풍량을 일으켜 정압을 측정하는 것을 수치해석시 일정 정압 조건으로 풍량을 구하는 방법으로 바꾸어 놓은 것이다.

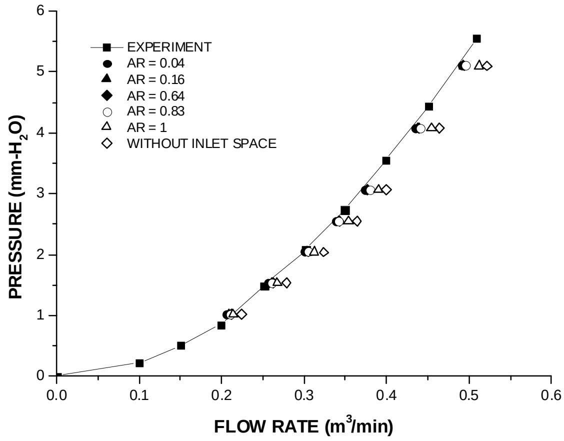
3.3 계산영역 및 계산방법

System 저항 계산을 위하여 Fig 3.과 같이 계산영역을 설정하였는데 출구의 압력편차를 없애기 위하여 출구부분에 Duct 와 System Inlet 의 단면감소의 영향을 고려하기 위한 가상 공간까지 포함시킨 계산영역을 보여준다. 각 System 에 부여된 Boundary Condition 은 Inlet 의 가상 공간과 Outlet 에서 정압조건, 나머지 부분은 모두 Wall Boundary Condition 이다. 특히 Inlet 의 가상 공간은 전 계산에서 모두 대기압(Total Gage Pressure = 0Pa)으로 주었다.

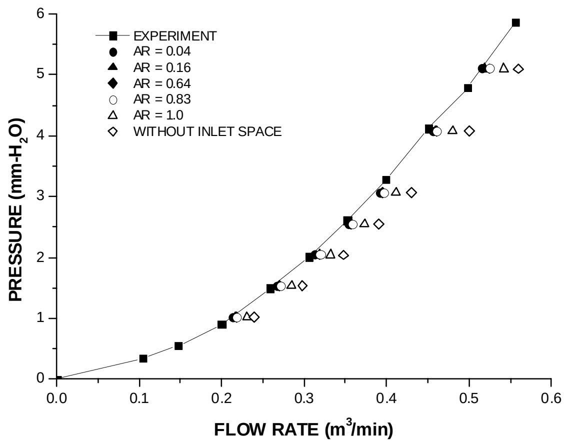
수치해석은 상용 코드인 FLUENT 6.0[7]을 사용하였고 격자는 Unstructured 격자로서 System Inlet 부의 가상공간과 Outlet 부의 Duct 는 비균일격자를 System 은 균일격자를 사용하였고 격자 수는 약 40 만개이다. 계산은 난류영역에서 시행되었으며 난류 모델링은 Standard k- ε 을 사용하였다.

4. 결과와 토론

Fig 4., 5.는 두가지 System 에 대해 실험적, 수치적으로 구한 System 저항을 보여준다. FLUENT 6.0 을 사용하여 Inlet 의 Total Pressure 는 0Pa(대기압)로 고정시켜두고 Outlet 의 Static Pressure 을 –10Pa(1.02 mm H_2O)부터 -50Pa(5.1 mm H_2O)까지 바꿔가며 계산하였으며 부가한 Exit Boundary 를 System 의 Static Pressure 로, 계산결과의 Flow Rate 를 Q 로 하여 P-Q 곡선을 그린 것이다. System Inlet 의 가상공간은 계산영역의 크기에 지대한 영향을 미치므로 가상공간의 크기에 대한 평가를 위하여 Inlet 과의 단면비(AR= System Inlet 단면/가상공간단면(a^2))가 0.04, 0.16, 0.64, 0.83, 1.0 일 때와 가상공간이 없을 때를 비교 계산한 것이 그림 4. 이다. 일반적으로 System 저항은 2 차곡선의 형태로 나타나는데 본 연구에서도 같은 결과를 보였다. 그림에서 알 수 있듯이 실험과 계산의 차이는 AR=0.16~0.83 까지는 2%이내를 보이다가 AR=1 그리고 Inlet 에 가상공간이 없을 때 Error 가 증가함을 알 수 있다. 이는 System 으로 유입되는 유체의 단면감소에 따른 저항이 Inlet 의 가상공간에 의해 반영될 때에는 Error 가 작다가 AR=1 이 되어 단면감소가 고려되지않는 계산영역에서는 Error 가 커짐을 보여준다. 또 가상공간이 없을 때의 Error 는 AR=1 일 때의 Error 의 약 2 배 정도가 증가하였다. 따라서 대부분의 System 이 대기중에서 사용하게 된다는 점을 고려하면 Inlet 의 가상공간은 필수적이라 할 수 있다. 계산에서 Inlet 가상공간과 System Inlet 까지의 거리는 b=50mm 으로



(a) System A



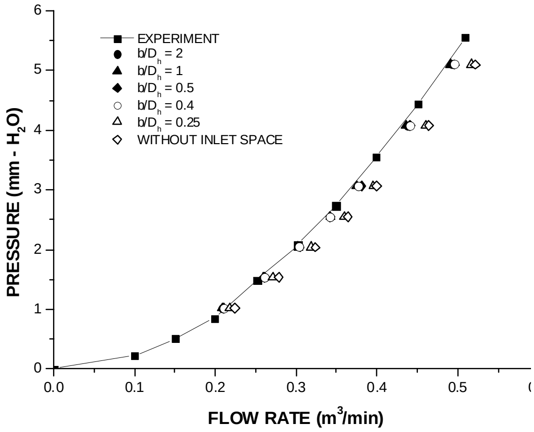
(b) System B

Fig.4 System impedance curve as aspect ratio (b/Dh=0.5)

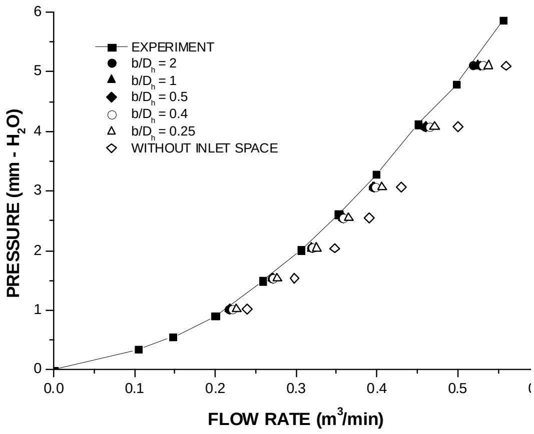
Hydrometer(D_h = System Inlet 단면적/ System Inlet 단면둘레)의 1/2 이고 Outlet Duct 의 길이는 100mm 이다.

Fig 5. (a), (b)는 Inlet 가상공간과 System Inlet 까지의 거리에 따른 System 저항의 변화를 나타낸 것으로 b/D_h가 2, 1, 0.5, 0.4, 0.25 일 때를 비교한 것이다. Fig 4.의 결과에 따라 AR=0.83 이며 Outlet Duct 의 길이는 100mm 이다. 그림에서 알 수 있듯이 실험과 계산의 차이는 b/D_h =0.4 까지는 2%이내를 보이다가 b/D_h =0.25 그리고 Inlet 에 가상공간이 없을 때 Error 가 증가함을 알 수 있다.

계산 결과로 보아 System 외에 계산에 포함시켜야 되는 영역인 Inlet 가상공간은 전체 계산영역으로 비추어 보아 그다지 크지 않다고 할 수 있다. 본 연구의 경우 약간의 단면적비와 거리비 (AR=0.8, b/D_h=0.4)를 가지는 공간만 계산영역에 포함시키면 충분하게 정확도 있는 결과를 얻었다.



(a) System A



(b) System B

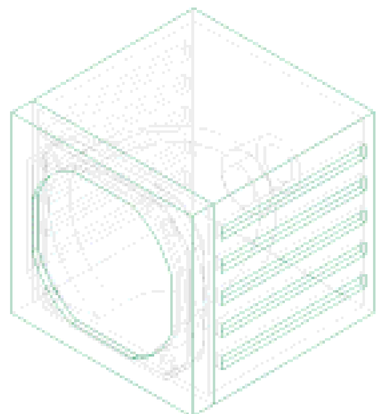
Fig.5 System impedance curve as flow directional length of the virtual inlet space (AR=0.83)

지금까지 본 연구에서 제시한 수치해석 방법에 의해 System 저항은 쉽게 구할 수 있었으며 계산 영역도 실제 System 에 비해 그다지 크지않다고 할 수 있다.

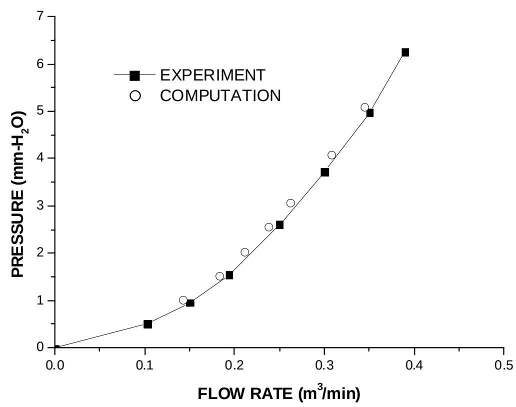
5. 사례 연구

현재 전자제품에서 사용하고 있는 부품 중 Lamp 는 Projection TV, Projector 등에 많이 사용되고 있다. 발열량이 많은 Lamp 는 Fan 을 이용하여 냉각 System 이 꾸며지게 되므로 System 저항의 측정은 필수적이다. 또한 Lamp Case 의 형상에 따라서 System 저항이 달라지게 된다. 따라서 본 연구에서 제시한 수치해석 방법을 적용하여 보았다. 계산 영역은 AR=0.8, b/D_h=0.4 로 하였으며 Outlet Duct 의 길이는 100mm 이다.

Fig 6. (a)는 Lamp Case 안에 들어가 있는 Lamp System 을 보여주고 있고 (b)는 System 저항 곡선



(a) Lamp and Lamp Case



(b) System Impedance Curve (AR=0.8, b/D_h=0.4)

Fig.6 Case study (Lamp cooling system)

의 실험치와 수치해석치의 비교를 보여준다. 그림에서 알 수 있듯이 오차는 2% 이내로 실제 System 을 꾸미지 않고도 Fan 을 선정할 수 있었고 또한 작동 풍량을 구할 수 있었다. 따라서 여러 가지 설계안의 System 저항을 빠른 시간 안에 평가하여 고효율의 냉각장치 설계에 도움이 되었다.

6. 결 론

ASHRAE Standard 와 AMCA Standard 에서 규정된 Fan Tester 에서 시행하는 System 저항의 측정은 실제 System 이나 Mockup 을 제작한 후에 실시되므로 긴 노력과 시간이 필요하다. 따라서 수치해석을 통하여 System 저항을 예측함으로써 측정 시간를 감소시키는 방안이 필요하다. 본 연구에서는 System 저항 곡선을 쉽고 빠르게 구하기 위하여 System Impedance 의 수치해석적 묘사 방법을 연구하였으며 다음과 같은 방법을 사용한다.

1. ASHRAE Standard 와 AMCA Standard 의 System 저항측정법에 근거하여 System 의 Inlet 부에 가상의 공간을 만들고 각 면에 대기압(Total Gage Pressure = 0Pa)의 정압 조건을 부가한다.
2. Outlet 에는 압력편차를 없애기 위한 Duct 를 모델링 후 Duct Outlet 에 정압 조건을 부가하여 계산한다.
3. 경계조건으로 준 대기압과 Duct Outlet 의 압력차가 저항곡선의 Static Pressure 가 되고 계산 결과인 속도장에 의해 Flow Rate 를 구한다.

이런 방법으로 구한 System Impedance 는 실험으로 구한 값과 2%이내의 오차를 보였다. 계산영역은 AR=0.8 이내, b/D_h=0.4 이상이면 충분하였다. 또한 제시한 수치해석 방법은 Lamp 냉각 System 과 같이 복잡한 구조에서도 적용이 가능하였다.

참고문헌

(1) Kondo, Y. and H. Matsushima. 1996. Study of Impingement Cooling of Heat Sinks for LSI Packages with Longitudinal Fins. Heat Trans. Jpn. Res. **25**(8), 537-553
(2) Hong Chen, Leena Thomas and Robert W. Besant. 2003. Fan supplied heat exchanger fin performance under frosting conditions. Int. J. Refrigeration 26 140-149
(3) S. Wellsandt and L. Vamling. 2003. Heat transfer and pressure drop in a plate-type evaporator. Int. J. Refrigeration 26 180-188
(4) Olson, R. M., Essentials of Engineering Fluid Mechanics, 4th Ed., Harper & Row, New York, 1980
(5) Miller, D. S., Internal Flow – A Guide to Losses in Pipe and Duct System. The British Hydromechanics Research Association, Cranfield, UK, 1971
(6) ASHRAE, Handbook of Fundamentals. American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA
(7) FLUENT User’s Guide. Fluent Inc., USA, 2001