

등압법과 T-method를 이용한 공조시스템 배관 설계에 관한 연구

박준석*, 최길환*, 조대승†**

현대중공업 선박해양연구소*
부산대학교 조선해양공학과**

A Study on the Duct Design of HVAC System
Using the Equal Friction Method and the T-method

Joon-Suk Park*, Gil-Hwan Choi* and Dae-Seung Cho†**

HMRI, Hyundai Heavy Industries Co. LTD*

Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Pusan National University**

Abstract

Optimal duct design of a HVAC system requires analysis technology to accurately evaluate its pressure losses, flow rate and velocity for making a compromised design among fan capacity and duct size affecting initial manufacturing and operation costs, and noise induced by the HVAC system.

In this paper, we carry out initial duct design using the equal friction method. Using the result, the T-method is applied for accurate analysis of flow rate. Then, the duct size is modified using the difference between the required and the calculated flow rate, which can guarantee required flow rate, reduce the pressure unbalance among duct paths and lead to select optimal fan performance. To verify the validity and effectiveness of the proposed design method, an example for HVAC system design including noise analysis is demonstrated.

※Keywords: HVAC(공조 시스템), Duct design(배관 설계), Equal friction method(등압법), T-method(T-방법), Pressure loss(압력손실), Noise(소음)

1. 서론

접수일: 2009년 3월 4일, 승인일: 2009년 6월 23일

† 교신저자: daecho@pusan.ac.kr, 051-510-2482

최근 선박 및 해양구조물 승조원의 쾌적한 승선 환경 확보를 위하여 소음기준의 강화와 함께 소음 문제 예방을 위한 공조 배관 내부 풍속을 제한하

는 선주들의 요구 등으로 인해 고정도·저소음 공조 시스템 설계 기술이 요구되고 있다. 이에 기존의 선박 고체음에 대한 해석 기술 연구(Kim et al. 1991, Kang et al. 1994)의 고도화는 물론 공조시스템 소음 해석 및 제어에 관한 연구가 수행되고 있다(Cho 2004, Kim and Joo 2006, Kwon et al. 2006).

공조시스템 소음은 1차 소음원인 팬과 함께 배관내 공기 유동에 의해 발생한다. 따라서, 저소음 공조시스템을 효율적으로 설계하기 위해서는 최적 운전조건으로 운용할 수 있는 저소음 팬 선정과 함께 배관 내부 유동 공기의 난류 발생 억제를 위한 경로 및 유속유량의 최적화가 요구된다. 또한, 이를 달성하기 위해서는 초기 제작비를 고려한 팬의 용량과 배관 크기, 운용비용을 고려한 배관계 압력손실 및 소음 평가에 필요한 유량, 유속 등에 관한 정밀한 해석 기술이 요구된다.

현재 공조 시스템 설계 방법으로는 등압법(equal friction method), 정압 재취득법(static regain method), T-method 등이 있다. 이들 중 공조시스템 실무 설계에 널리 활용되고 있는 등압법은 필요 유량을 공급할 수 있는 배관 단면 크기와 팬의 소요 전압을 계산하는 방법이나 분기된 배관 요소간 압력 손실 차이로 인한 유량 분배의 불균형을 고려하지 못하여 팬 용량의 최적화 및 저소음 공조시스템 설계에 활용하기 곤란하다. 한편, T-method는 초기 투자비와 운전비, 유지비 등의 LCC(Life Cycle Cost)를 최소화하는 배관 설계에 효과적인 방법으로, 초기 선정된 팬의 성능 곡선을 이용하여 배관의 유속유량에 대한 정밀한 해석과 함께 분기된 배관간의 압력 평형을 도모할 수 있다(ASHRAE 2001).

본 연구에서는 공조시스템 배관의 초기 단면적 크기 설계와 필요 전압은 배관요소별 단위 압력 손실값과 필요 유량을 입력 변수로 하는 등압법으로 산정하고, 이로부터 선정된 팬의 성능 곡선을 이용하여 초기 설계된 배관계의 유량을 T-method로 계산하였다. 또한, T-method의 계산 결과를 이용해서 배관 경로별 정밀한 유량 확보를 이루기 위한 배관 크기의 재설계 방법을 제안하였다. 상기의 방법은 배관 분기 경로별 압력 불평형 등을 최소화할 수 있어 저소음·고효율 공조시스템 배관

설계에 적용 가능하다. 제시된 방법의 타당성 검증은 위한 수치해석과 함께 상기의 방법으로 설계된 공조시스템에 대한 소음해석을 수행하였다.

2. 등압법을 이용한 배관 설계

등압법은 필요 유량과 배관 요소의 단위 마찰저항을 이용하여 배관시스템을 설계하고, 이에 필요한 팬의 필요 압력을 결정하는 방법이다. Fig. 1에는 등압법 적용시 공조 시스템 설계의 일반적인 절차(ASHRAE 2001)를 나타내었다.

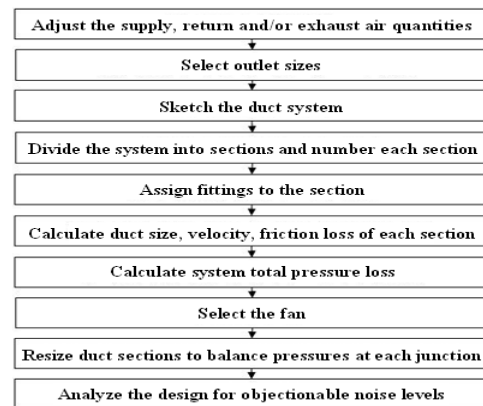


Fig. 1 HVAC duct design procedures

2.1 팬의 필요 전압(total pressure)

인접한 2개의 배관 요소간 압력손실은 Bernoulli 방정식에 의거하여 다음의 관계식을 만족한다(ASHRAE 2001).

$$\frac{\rho_1 V_1^2}{2} + P_1 + g\rho_1 z_1 = \frac{\rho_2 V_2^2}{2} + P_2 + g\rho_2 z_2 + \Delta P_{t,1-2} \quad (1)$$

$$\Delta P_t = \Delta P_{t,1-2} - \Delta P_{se} \quad (2)$$

여기서, ρ 는 밀도(kg/m^3), V 는 유동 속도(m/s), P 는 압력(Pa), g 는 중력 가속도(m/s^2), z 는 고도(m)이고, ΔP_t 는 두 요소 간의 압력 차, ΔP_{se} 는 굴뚝 효과(thermal gravity effect)에 의한 압력 변화, $\Delta P_{t,1-2}$ 는 두 요소간의 마찰과 국부 손실에 의한 압력손실이다. 식(2)에 의거하여 배관 내부

마찰, 부속품, 장비와 굴뚝 효과 등 다양한 물리적 현상으로 인한 특정 배관요소에서의 압력변화 ΔP_{t_i} 는 식(3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta P_{t_i} = \Delta P_{f_i} + \sum_{j=1}^m \Delta P_{ij} + \sum_{k=1}^n \Delta P_{ik} - \sum_{r=1}^{\lambda} \Delta P_{se_r} \quad (3)$$

여기서, m , n 및 λ 는 배관요소에 설치된 부속품과 장비 및 스택(stack)의 개수를 각각 나타내며, ΔP_{f_i} 는 마찰에 의한 압력손실, ΔP_{ij} 는 j 번째 부속품에 의한 압력손실, ΔP_{ik} 는 k 번째 장비에 의한 압력손실, ΔP_{se_r} 는 r 번째 스택(stack)에 의한 굴뚝 효과에 의한 압력변화를 나타낸다. 따라서, 각각 하나의 유입 및 유출 경로를 갖는 공조시스템에 설치되는 팬의 필요 전압 ΔP_{tf} 은

$$\Delta P_{tf} = \sum_{i=1}^{n_{up}} \Delta P_{t_i} + \sum_{j=1}^{n_{dn}} \Delta P_{t_j} \quad (4)$$

와 같이 나타낼 수 있다. 여기서, n_{up} 과 n_{dn} 은 팬 기준으로 공기 유입부와 유출부에 위치한 배관 요소 개수를 각각 나타낸다.

한편, 팬 기준 공기 유입 및 유출 경로의 개수가 각각 N_{up} , N_{dn} 인 복수 경로를 갖는 공조시스템에 설치되는 팬의 필요 전압 $(\Delta P_{tf})_T$ 은 식(5)와 같이 산정된다.

$$(\Delta P_{tf})_T = \sum_{k=1}^{N_{up} \times N_{dn}} (\Delta P_{tf})_k \quad (5)$$

2.2 배관 요소 압력 손실

팬의 필요 전압 산정에 요구되는 각 배관요소의 마찰 및 부속품 등에 의한 압력손실은 다음과 같이 평가한다(ASHRAE 2001).

1) 마찰손실

배관 내 마찰손실(ΔP_f)은 식(6)으로 계산한다.

$$\Delta P_f = \frac{fL}{D_h} \frac{\rho V^2}{2} \quad (6)$$

여기서, L 은 배관 길이(m), D_h 는 수력학적 등가 직경(m)으로 배관 면적 $A(m^2)$, 배관 단면의 둘레 길이 $P(m)$ 인 경우 다음과 같이 산정한다.

$$D_h = 4A/P \quad (7)$$

또한, f 는 마찰 계수로서

$$f' = 0.11 \left(\frac{\epsilon}{D_h} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25} \quad (8)$$

$$\text{If } f' \geq 0.018: f = f'$$

$$\text{If } f' \leq 0.018: f = 0.85f' + 0.0028$$

와 같다. 여기서, ϵ 는 조도(m), Re 는 Reynolds 수이다.

2) 국부 압력손실

국부 압력손실 계수 C 는

$$C_j = \frac{\Delta P_j}{(\rho V^2/2)} = \frac{\Delta P_j}{P_v} \quad (9)$$

와 같이 평가한다. 여기서, ΔP_j 는 배관 요소에 설치된 각 부속품에 의한 국부 압력손실이고, P_v 는 동압(dynamic pressure)이다.

3) 배관 요소 전압 손실

배관 요소 전압 손실 ΔP_{t_i} 은 식(6)과 식(9)의 합으로 다음과 같이 산정한다.

$$\Delta P_{t_i} = \left(\frac{fL}{D_h} + \sum C_j \right) \left(\frac{\rho V^2}{2} \right) \quad (10)$$

3. T-method를 이용한 공조 시스템 유량 해석(Tsal et al. 1988)

3.1 기본 가정

T-method를 이용한 유량 해석은 다음의 세 가 조건을 가정한다.

- 각 결합점에서 유입된 유량과 유출된 유량

은 동일하다(키르히호프의 법칙).

- 각각의 배관 경로 압력손실은 팬의 전압과 일치한다.
- 팬의 압력과 유량은 팬 성능 곡선을 따르며, 이 곡선과 공조 시스템 압력손실 곡선이 만나는 점에서 팬이 운전된다.

3.2 배관 요소 내의 유량과 압력손실

배관 요소에 대한 압력손실 평가식인 식(10)은 유속 V 와 배관 유량 Q 의 관계식을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta P = \left(\frac{Q}{K}\right)^2 \quad (11)$$

여기서, K 는 배관 구간 특성계수로서

$$K = 1.11(\mu\rho)^{-0.5}D_v^{2.5} \quad (12)$$

와 같고, 계수 μ 은 다음과 같다.

$$\mu = \left(\frac{fL}{D_h} + \sum C_j\right)D_v \quad (13)$$

여기서, D_v 는 속도상당 직경(m)으로 사각형 배관의 높이가 H 이고, 폭이 W 인 경우 다음과 같이 산정한다.

$$D_v = 1.128(H \cdot W)^{0.5} \quad (14)$$

3.3 전체 배관시스템에 대한 유량 계산

1) 시스템 압축

공조 시스템을 동일 유체역학적 특성을 갖는 하나의 가상 직선 배관요소로 등가 치환한다. 즉, Fig. 2에 예시된 병렬과 직렬로 연결되는 배관 시스템의 압력손실 ΔP 와 유량 Q , 배관 구간 특성계수 K 는 다음의 관계를 만족한다.

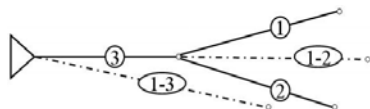


Fig. 2 Three-section duct system connected in parallel and in series

- 배관요소 ①, ②부의 등가 직선 배관화

$$\begin{aligned} Q_{1-2} &= Q_1 + Q_2 \\ \Delta P_{1-2} &= \Delta P_1 = \Delta P_2 \\ K_{t,1-2} &= K_{s,1} + K_{s,2} \end{aligned} \quad (15)$$

- 전체 배관의 단일 등가 직선 배관화

$$\begin{aligned} \Delta P_{1-3} &= \Delta P_{1-2} + \Delta P_3 \\ Q_{1-3} &= Q_{1-2} = Q_3 \\ K_{t,1-3} &= (K_{t,1-2}^{-2} + K_{s,3}^{-2})^{-0.5} \end{aligned} \quad (16)$$

상기 식에서 하첨자 s 와 t 는 각각 압축 전후의 배관 특성계수를 나타낸다.

상기의 병렬 및 직렬 연결부의 등가 단일화 절차를 순차적으로 적용하면 복잡한 경로를 갖는 전체 시스템의 배관 특성계수 $K_{t,sys}$ 를 산정할 수 있다.

2) 전체 시스템의 유량 및 압력손실 결정

전체 배관 시스템의 특성계수 $K_{t,sys}$ 를 식(11)에 대입하면 다음과 같은 시스템 압력손실 관계식이 구해진다.

$$Q_{sys} = K_{t,sys} \times \Delta P_{sys}^{0.5} \quad (17)$$

여기서, Q_{sys} 와 ΔP_{sys} 는 Fig. 3에 보인 바와 같이 팬 성능곡선과 공조 시스템 전체 압력손실 곡선이 만나는 점이다.

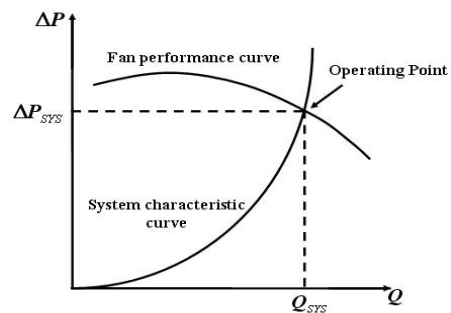


Fig. 3 Fan and system characteristics

3) 시스템 전개

시스템 전개는 전체 시스템의 유량을 각 구간에

분배하는 과정이다. 즉, Fig. 4에 예시한 병렬 연결 배관의 유량 분배식은 다음과 같다.

$$\frac{Q_1}{Q_{1-2}} = \frac{K_{s,1} \Delta P_1^{0.5}}{K_{v,1-2} \Delta P_{1-2}^{0.5}} \quad (18)$$

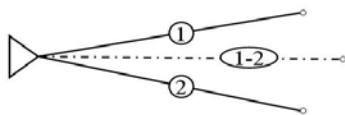


Fig. 4 Expansion procedure in parallel duct system

4) 자료 초기화와 반복법

T-method를 이용한 유량 계산은 유속과 마찰 계수에 대한 임의 초기치를 부여하여 계산된 유량 해석결과를 이용하여 국부손실계수와 압력손실을 산정한 후 유량을 재계산하는 순환 계산과정을 팬 압력과 각 경로의 압력손실 값이 일치할 때까지 수행한다.

상기 T-method에 의한 배관 요소별 유량계산 절차는 Fig. 5에 나타내었다.

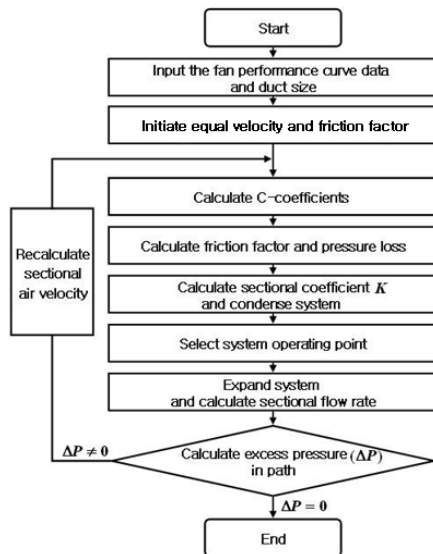


Fig. 5 Flow chart about flow rate analysis using T-method

4. 등압법과 T-method를 이용한 배관 설계

본 논문에서는 공조시스템의 초기 설계단계에서는 등압법을 이용하여 배관 단면 크기와 팬의 필요 전압을 산정한 후, 필요 유량을 정밀하게 확보할 수 있도록 T-method를 이용한 유량 해석을 통해 배관 단면 크기를 재설계하는 방법을 적용하였다. 상기의 방법에 의거한 공조시스템 배관 설계 및 설계된 공조시스템의 소음 해석 절차를 Fig. 6에 나타내었다.

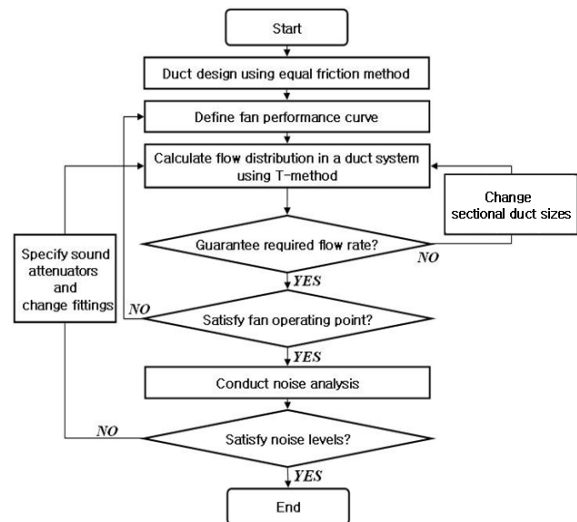


Fig. 6 Proposed design procedures

5. 수치 계산 및 고찰

등압법과 T-method를 동시에 이용한 공조시스템 설계의 타당성과 유용성을 검토하고자 압력손실 및 유량해석 결과(ASHRAE 2001, Tsal et al 1988)가 있는 Fig. 7에 나타낸 환기/급기 시스템에 대한 수치해석을 수행하였다. 수치계산에 있어서 설계에 요구되는 각 유입구 및 유출구 필요 유량은 Fig. 7에 나타내었으며, 공기의 온도는 22°C, 밀도는 1.2kg/m³, 동점성 계수는 1.54×10⁻⁵(m²/s), 배관의 조도는 0.00009m로 설정하였다. 또한, 상기 시스템의 각 분기 경로별로 설치된 댐퍼는 최

대 유량 통과조건으로 고려하였다.

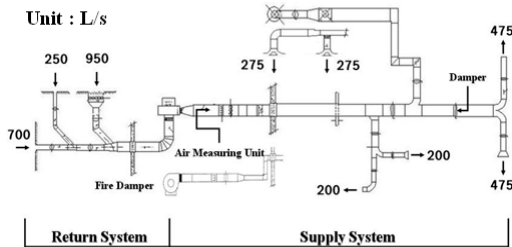


Fig. 7 Required flow rate of supply and return system for analysis

5.1 배관 설계

설계를 위한 배관시스템의 요소분할은 Fig. 8에 보인 바와 같이 하였다. 또한, 수치계산에 있어서 부속품 등의 국부손실계수는 Duct Fitting Database(ASHRAE 2003)에 제시된 값을 이용하였다.

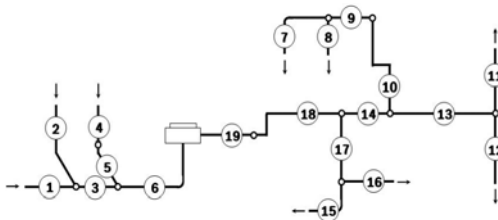


Fig. 8 Simplification of supply and return system for analysis

Table 1에는 등압법으로 계산한 배관 단면 크기, 마찰 손실, 국부 손실 및 총 전압 손실을 ASHRAE(2001)의 결과와 함께 나타내었다. 이로부터 대부분의 배관 요소에서 양자간의 해석 결과가 부합성이 높음을 확인할 수 있다. 다만, 요소 ③과 ⑤에서는 차이를 나타내는데 이는 상기 요소의 C 계수 입력값 차이로 인한 국부손실 산정 결과가 달랐기 때문이다. 한편, Fig. 9에는 등압법으로 설계된 배관 요소별 전압과 분기 경로별 압력 불평형량을 나타내었다. 이로부터 경로간의 최대 압력 불평형량은 유입 경로 ②-③-⑥과 ④-⑤-⑥에서 발생하고, 그 값은 45Pa임을 확인할 수 있다.

Table 1 Total pressure loss by sections

Duct Section	Airflow L/s	Duct Size (Equivalent Round)	ASHRAE Example			Numerical Calculation			ΔP _{total} -ΔP _{ex} (N/m ²)	
			Friction Loss	Fitting Loss	ΔP _{ex}	Friction Loss	Fitting Loss	ΔP _{ex}		
1	700	300mm Φ	16	19	35	16	19	35	0	
2	250	200mm Φ	70	-13	57	70	-13	57	0	
3	950	300mm Φ	38	65	103	37	73	110	-7	
4	950	600mm x 600mm(656)	0	29	29	0	30	30	-1	
5	950	280mm Φ	35	68	103	34	58	92	11	
6	1900	450mm Φ	27	75	102	27	74	101	1	
7	275	250mm x 250mm(273)	4	28	32	4	28	32	0	
8	275	250mm x 250mm(273)	1	40	41	1	40	41	0	
9	550	500mm x 250mm(381)	5	20	25	5	20	25	0	
10	550	400mm x 250mm(343)	15	48	63	15	49	64	-1	
11	475	250mm x 250mm(273)	8	59	67	8	58	66	1	
12	475	250mm x 250mm(273)	17	50	67	18	50	68	-1	
13	950	350mm x 250mm(322)	45	12	57	45	12	57	0	
14	1500	660mm x 250mm(436)	10	7	17	11	6	17	0	
15	200	200mm x 150mm(189)	39	15	54	41	15	56	-2	
16	200	200mm x 150mm(189)	20	47	67	20	47	67	0	
17	400	250mm x 150mm(210)	29	50	79	30	50	80	-1	
18	1900	300mm x 250mm(470)	16	158	174	17	159	176	-2	
19	1900	300mm x 450mm(614)	2	95	97	2	94	96	1	
Total Pressure Loss						679 Pa			687 Pa	-8

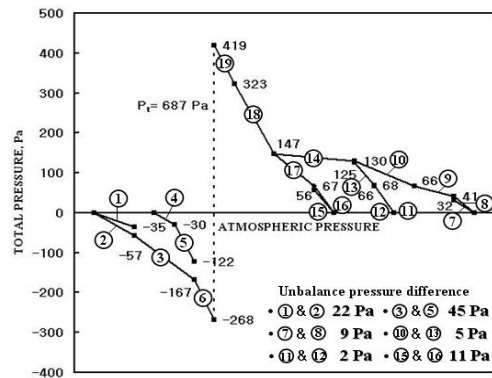


Fig. 9 Total pressure grade line for the initially designed duct systems

5.2 T-method를 이용한 유량 해석

T-method 적용에 요구되는 팬의 성능 곡선은 등압법으로 계산된 전체 유량 1900L/s와 전압 687Pa를 고려하여 (유량, 전압)이 (1560L/s, 1070Pa), (2110L/s, 450Pa)을 지나는 직선으로 가정하였다.

Fig. 10에는 등압법으로 초기설계된 배관 단면적을 이용하여 T-method로 유량을 해석한 결과를 필요 유량과 함께 나타내었다. 이로부터 계산된 팬 유량인 1920L/s는 전체 필요 유량에 비해 20L/s 증가했음을 확인할 수 있다. 그러나, 유입 경로간 압력불평형으로 인해 요소 ④에는 과한 유

량이, 요소 ①, ②에서는 부족한 유량이 유입되고 있음을 확인할 수 있다. 또한, 유출 경로에서도 압력 불평형에 의해 필요 유량과 상이한 유량이 공급됨을 확인할 수 있다.

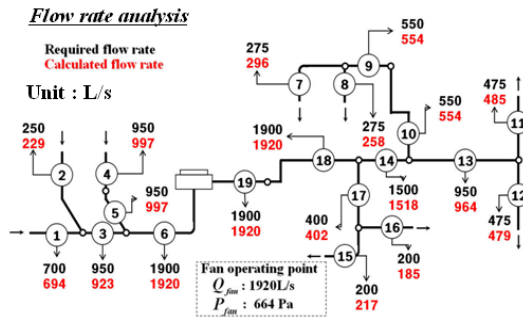


Fig. 10 Comparison of flow rate obtained by ASHRAE example and T-method

한편, 등압법으로 계산된 팬의 전압은 687 Pa 이나 T-method로 계산한 결과는 664 Pa로서 23 Pa 작았다. 이는 등압법의 경우 가장 큰 압력손실을 갖는 배관 경로를 기준으로 팬의 전압이 결정되는 반면에 T-method에서는 모든 구간의 압력 불평형을 최소화하는 조건에서 팬의 필요 전압이 선정되기 때문이다.

5.3 T-method를 이용한 배관 단면적 재설계

배관 경로간 압력 불평형을 줄여 최적 유량 분배를 달성하고자 배관요소 단면 크기를 수정하고 T-method를 이용하여 필요 유량과 계산 유량을 비교하는 반복 과정을 수행하였다. 한편, 상기 등압법으로 초기 선정된 팬으로는 과도한 유량이 발생하여 팬의 성능 곡선은 (유량, 전압)이 (1560 L/s, 1030 Pa), (2110 L/s, 420 Pa)을 지나는 직선으로 재가정하였다. Table 2에는 상기 과정을 통해 최종 설계된 배관 요소별 단면 크기와 유속 및 압력손실 계산 결과를 나타내었다. 또한, Fig. 11과 Fig. 12에는 배관 요소별 유량해석 결과와 압력을 나타내었다.

상기의 결과로부터 본 연구에서 제시한 방법으로 재설계한 배관 시스템은 필요 유량과 계산 유량의 차이가 최대 9 L/s 이내이면서, 동시에 팬

Table 2 Modified duct system by T-method

Duct Sec.	Modified Duct Size (mm)	Velocity (m/s)	Pressure Loss (Pa)
1	280 Φ	11.4	48.2
2	210 Φ	7.2	48.2
3	315 Φ	12.2	85.8
4	600×600	2.7	30.9
5	380 Φ	8.4	103.1
6	450 Φ	12.0	102.0
7	250×225	4.9	40.5
8	250×250	4.4	40.5
9	500×250	4.4	25.0
10	400×250	5.5	60.1
11	250×250	7.6	66.8
12	250×250	7.5	66.8
13	350×250	10.8	58.8
14	660×275	8.3	13.2
15	200×150	6.6	56.2
16	200×175	6.0	56.6
17	250×150	10.9	82.4
18	800×250	9.5	177.1
19	800×450	5.3	96.2
Balanced Total Pressure Loss			647 Pa

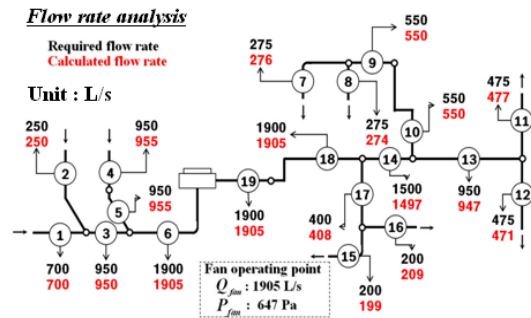


Fig. 11 Comparison of flow rate obtained by ASHRAE example and T-method after modifying duct sizes

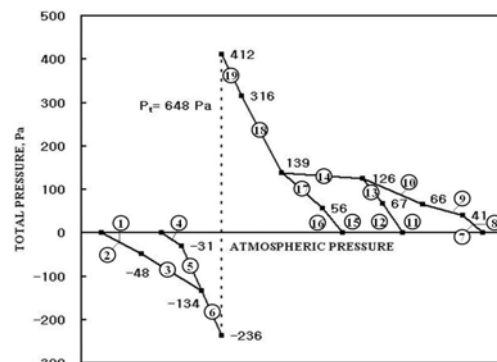


Fig. 12 Total pressure grade line for the modified duct system

필요 전압이 $647 Pa$ 로 감소하였음을 확인할 수 있다. 따라서 본 연구에서 제시한 방법은 필요 유량의 정밀한 확보는 물론 팬 초기 설치비와 운영비 저감에 유용하게 적용될 수 있다고 판단한다.

5.4 소음 해석

원심형 팬에 대한 음향파워 경험식을 이용하여 등압법만으로 설계한 경우와 T-method를 추가적으로 적용하여 재설계한 배관 급기 시스템의 각 배관 요소별 총합 음향파워레벨(overall sound power level)를 NEBB 방법(NEBB 1994)을 적용한 NOVAC 프로그램(Cho 2004)으로 해석한 결과를 Fig. 13에 나타내었다. 이로부터 본 연구에서 제시한 방법으로 설계한 공조시스템은 등압법만으로 설계한 경우보다 최대 $1.7 dB(A)$ 까지 낮음을 확인할 수 있다. 이는 T-method가 등압법에 비해 정밀한 시스템 해석을 통한 최적 팬 운전점을 선정할 수 있기 때문이다. 한편, 재설계 과정에 적용된 배관 크기의 변화가 소음에 미치는 영향은 $1 dB(A)$ 이하였다.

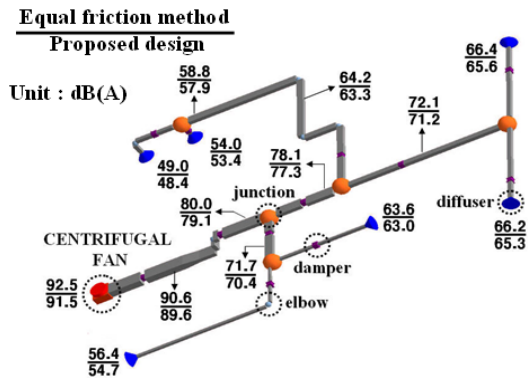


Fig. 13 Comparison of overall sound power levels for the supply duct systems designed by the equal friction method and T-method

6. 결론

본 연구에서는 공조시스템의 초기 설계는 등압법으로 수행한 후 T-method를 이용한 유량해석을 통해 배관 단면 크기를 재설계하는 방법을 제

안하고, 이의 타당성과 유용성을 수치계산을 통해 검증하였다.

이로부터 등압법은 공조시스템 배관의 초기 단면적 및 팬의 필요 전압 산정에 용이하고, T-method는 초기 설계된 시스템에 대한 정밀한 유량 해석으로 배관 분기 경로별 압력 불평형을 최소화한 최적 배관 단면적 설계와 최적 팬 선정에 유용함을 확인하였다. 아울러, T-method로 재설계한 공조시스템이 소음 저감 관점에서도 유리함을 확인하였다.

이에 본 연구에서 제안한 방법은 공조시스템 소음해석 기술과 연계하여 저소음·고효율 공조시스템 설계에 유용하게 적용될 수 있다고 판단한다.

후 기

본 연구는 한국과학기술원 지정 첨단조선공학연구센터의 지원으로 수행되었으며, 도움을 주신 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- ASHRAE, 2001, ASHRAE Handbook, Fundamentals - Chapter 32. Duct Design, ASHRAE, Atlanta.
- ASHRAE, 2003, Duct Fitting Database ActiveX DLL, ASHRAE, Atlanta.
- Cho, D.S., 2004, Development of Noise Analysis Program for Shipboard HVAC System, ASERC Report No., 2004-05-08.
- Kang, H.J., Kim, H.S., Kim, J.S., Han, S.Y. and Lee, Y.C., 1994, "The Development of Shipboard Noise Analysis System Using Statistical Energy Analysis(I)," Transactions of the Society of Naval Architects of Korea, Vol. 31, No. 1, pp. 133-141.
- Kim, D.H. and Joo, W.H., 2006, "Noise Prediction and Control for Onboard Ships," Special Issue of the Society of Naval Architects of Korea, pp. 7-14.

- Kim, S.S., Shin, K.K. and Lee, H.G., 1991, "A Study on the Computer Program for the Shipboard Noise Prediction -Using Statistical Energy Analysis-, " Transactions of the Society of Naval Architects of Korea, Vol. 28, No. 2, pp. 293-306.
- Kwon, J.H., Kim, M.S., Cho, D.S. and Kim, B.H., 2006, "Noise Analysis of Large Container Carrier Vessel on HVAC Noise," Special Issue of the Society of Naval Architects of Korea, pp. 65-70.
- NEBB, 1994, Sound and Vibration Design and Analysis, NEBB, Maryland.
- Tsal. R.J., H.F. Behls, and R. Mangel, 1988, "T-method duct design Part III: Simulation," ASHRAE Transactions, Vol. 94, Part 2.



< 박 준 석 > < 최 길 환 > < 조 대 승 >