

열회수장치에 의한 열교환 성능 분석

Analysis of Heat Exchanging Performance of Heat Recovering Device Attached to Exhaust Gas Duct

서 원 명 · 강 종 국* · 윤 용 철(경상대) · 김 정 섭(영신물산)

Suh, Won Myung · Kang, Jong Guk · Yoon, Yong Cheol · Kim, Jung Sub

Abstract

This study was performed to investigate the performance of heat recovery device attached to exhaust gas funnel connected to combustion chamber of greenhouse heating system. The experimental heat recovery system is mainly consisted of LPG combustion chamber and two heat recovery units; unit-A is attached directly to the exhaust gas funnel, and unit-B is connected with unit-A. Heat recovery performance was evaluated by estimating total energy amount by using enthalpy difference between two measurement points together with mass flow rate of gas and/or air passing through each heat recovery unit depending on 5 different flow rates controlled by voltage meter. The results of this experimental study, such as heat exchange behavior of supply air pipes and exhaust air passages crossing the pipes, pressure drop between inlet and outlet, heat recovery performance of exchange unit, etc., will be used as fundamental data for designing optimum heat recovery device to be used for fuel saving purpose by reducing heat loss amounts mostly wasted outside of greenhouse through funnels.

I. 서론

우리 나라 시설원에 면적 약 50,000ha 중 난방면적은 약 10,000ha 정도로 전체의 20% 정도를 차지하고 있다. 아울러 시설원예의 주요 난방수단인 온풍난방기의 보급도 급속히 증가하여 '92년의 14,000여대에서 '98년말 현재 96,000여대에 달하고 있고, 난방면적의 증가와 함께 온풍난방기의 증가율도 '92년을 기준으로 매년 30%이상 증가하고 있다. 이와 같이 시설재배면적과 온풍난방기가 증가함에 따라 난방용 유류 소비량도 급격히 늘어나고 있는 것으로 추정할 수 있다. 특히 온실산업은 그 구조적인 특성상 난방비가 많이 들고, 간헐적인 한파나 국제유가의 불안정 등에 의하여 경영에 결정적인 피해가 유발될 수 있으므로 연료절감 대책이 항시적으로 요구된다.

온풍식 난방시스템은 기본적으로 경유나 증유 등을 이용하며, 온수난방을 비롯한 증기난방, 태양열 난방, 히트펌프 난방 등에 비해 열효율이 비교적 높고 설치비도 저렴한 장점을 가지고 있다. 일반적으로 온풍식 난방시스템은 연소실에서 연소된 열이 열교환기를 거친 후 온풍난방기에 부착된 송풍기로 온실내에 배출되는 형식으로서 전체 연소열의 약 20% 정도는 배기가

스와 함께 방출된다. 물론 이 때 온실내부측 연통으로부터 방열되는 열은 온실난방에 기여하는 것으로 볼 수 있으나 그 양이 미미하고 대부분은 연통을 통하여 외부로 방출되므로 온실난방 효율 측면에서 상당량의 열이 손실될 것으로 추정할 수 있다. 본 연구는 이와 같이 연통을 통하여 방출되는 고온의 배기가스에 포함된 열을 최대한 회수함으로써 온실의 난방에너지 이용효율을 높이는 데 주된 목적이 있다. 따라서 본 연구에서는 시설농업 관련 업체에서 관심을 갖고 있는 온풍식 난방시스템 장착형 폐열 회수기를 대상으로 실험실에서 열회수 성능을 실험적으로 검토하여 열회수기에 의한 연료 이용효율 개선의 가능성을 타진하고 보다 효율적인 장치개발을 위한 기초자료를 확보하였다.

II. 실험장치 및 방법

1. 열회수시스템

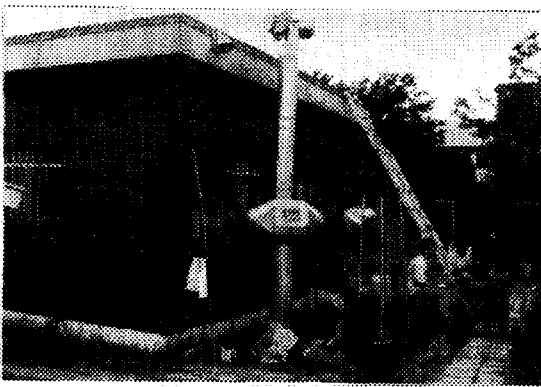


Photo.1. 열회수기 실험 전경

실험에 이용된 열회수시스템의 전체형상은 photo-1과 같이 LPG 가스연소실 및 연소실에 수직으로 설치된 지름 250mm의 연통과 이 연소가스의 배출방향에 연직방향으로 열교환 파이프가 배열된 열회수기-A, 그리고 열회수기-A에 다시 연직방향으로 열교환 파이프가 배열된 열회수기-B로 구성되어 있다.

각 열회수기는 직경 250mm의 입·출구가 설치된 열회수부 입구에 풍량 $42\text{m}^3/\text{min}$ 의 송풍기를 장착하여 주변 공기를 열교환부로 유입시켰다. 열회수장치는 $1,050 \times 600 \times 460\text{mm}$ 규격의 8각형 입방체로서 두께 0.7mm인

스텐레스로 제작되었으며, 중량은 약 10kg정도이다.

Fig. 1은 실험에 이용된 열회수장치의 구성 및 온도 측정용 센사의 배치에 대한 개략도이다. 열회수기-A의 좌단부에는 최대풍량이 $25\text{m}^3/\text{min}$ 이고 최저 30V에서 최고 240V까지 전압에 따라 연속적으로 풍량이 조절될 수 있는 변속형 송풍기를 부착하여 총 5가지의 전압별 풍량에 따른 열회수 성능을 조사하였고, 열회수기-B의 전단부에는 최대풍량 $42\text{m}^3/\text{min}$ 인 단일 풍량의 송풍기를 부착하여 열회수 성능을 조사하였다.

2. 열회수 성능시험

본 연구를 위해 제작된 실험용 열회수시스템은 LPG 연소용 체임버에 연결된 배기가스 연통관 내를 통과하는 고온의 가스 흐름방향에 열교환용 파이프가 연직방향으로 배열된 열회수장치-A에 의해 회수되는 열량을 측정하기 위한 실험장치이다. 다만, 연소된 가스의 물리적 특성에 대한 자료가 미흡한 관계로 구체적인 열교환 성능분석이 어렵기 때문에 열회수장치-A에서의 열교환 과정에서 충분한 온도까지 덩혀진 공기를 대상으로 열교환 성능을 분석할 목적으로 열회수장치-A와 구조와 형상이 동일한 열회수장치-B를 추가로 장착하였다.

Fig. 1에서 살펴보면, 연소실에서 연소된 고열의 가스온도는 측정-4에서 측정되고, 측정-1에

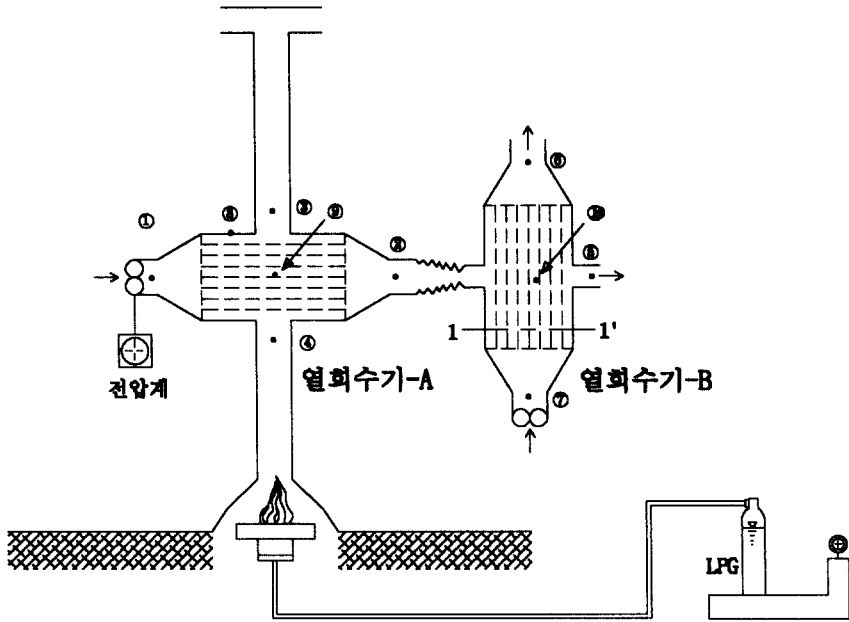


Fig. 1. 실험용 열교환장치 구성 및 온도 측정 배치도

서 측정-2방향으로 배열된 파이프 내를 흐르는 저온 공기에 의해 냉각된 가스의 온도는 측정-3에서 측정된다. 결국 배기가스로부터 회수되는 열량은 측정-1 및 2의 엔탈피 차이와 단위시간당 파이프를 통과하는 공기의 질량의 관계에서 산정할 수 있다.

이상과 같은 열회수성능 실험은 열회수기-A에 장착된 송풍기의 풍속을 다양하게 설정함에 따라 열회수기의 풍량별 열회수 성능변화를 관찰할 수 있게 하였다. 단, LPG 연소실에서의 연소율은 본 실험에 사용된 열회수장치의 온도 안전범위인 400℃를 초과하지 않는 범위에서 LPG 가스 조절기로 적절히 조절하였으며, 디지털 형식의 저울에 의해 순간 LPG 사용량을 결정하였다.

각 측정점의 온도는 서모카플 온도센서에 의해 약 10초 간격으로 측정하였으며 측정된 값은 Data logger에 저장하여 분석되었다.

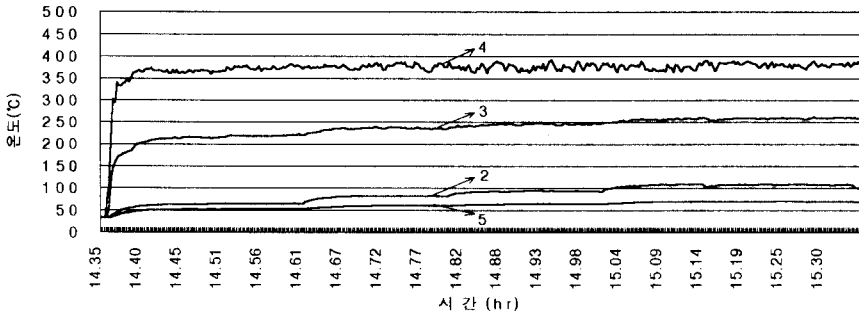
열회수기의 각 지점 풍속은 열회수기의 유출구에 동일직경의 덕트를 약 1.2m 정도 연장하여 설치하고 덕트의 끝단에서 약 20cm 내측지점의 풍속을 열선풍속계(Hot Wire Anemometer)로 측정하였다.

III. 결과 및 고찰

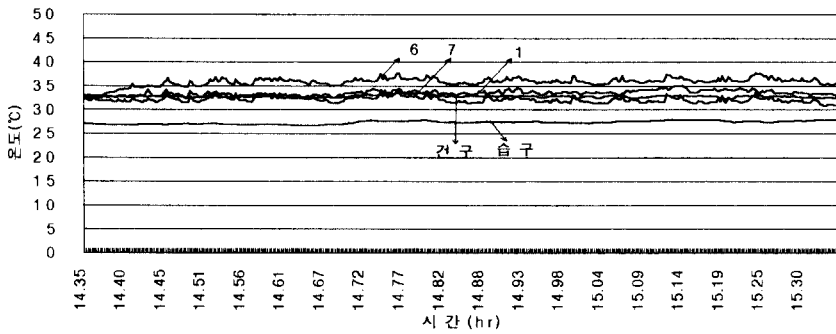
1. 각 지점별 온도변화

Fig. 2-a 및 2-b는 7월 중순에서 8월 말경까지 약40여일 간에 걸친 열회수장치에 대한 실측 자료 중 8월 28일 14시 15분경부터 15시 15분경까지 약 1시간동안 최고 0.2513m³/sec로부터 최저 0.0691m³/sec까지 4가지 상이한 풍량 하에서의 각 측정점별 경시적 온도변화를 도시한 것이다. Fig. 2-a는 비교적 온도가 높은 기온인 2번, 3번, 4번, 5번측점 등에 대한 것이며, Fig. 2-b

는 외기온을 비롯하여 상대적으로 온도가 낮은 1번, 6번, 7번 측정점에 대한 것이다.



(a) 고온부



(b) 저온부

Fig. 2. 풍량변화에 따른 각 측정점별 경시적 온도변화

본 실험기간동안 측정된 온도자료는 매우 안정된 값들을 보였다고 할 수 있다. 다만, 실험초기에는 연소실이 주변 외기에 심하게 노출됐던 관계로 연소실에 인접된 4번 측정점의 온도가 매우 불안정했지만 연소실 주변을 기밀하게 처리하여 연소에 필요한 공기량만 유입되게 함으로서 온도가 안정을 되찾게 되었다.

2. 풍속변화

열회수장치를 통한 열교환량은 각 해당지점의 온도변화에 따른 엔탈피 차는 물론 공기의 유량에 의해 결정되므로 유량측정에는 신중을 기할 수 밖에 없다. 유량은 기본적으로 열선풍속계로 측정된 풍속에 측정단면을 곱하여 산정하였으며, 온도가 열선풍속계의 허용 측정범위를 벗어나는 경우에는 Vane-type의 풍속계를 보조로 활용함은 물론 연소가 시작되기 전과 연소가 완료되고 측정부의 온도가 열선풍속계의 온도측정 범위내로 떨어진 시점에서 풍속을 측정하여 그 정도를 확인하였다.

Table 1은 열회수기-A 단독으로 설치된 경우(2번 측정점)와 열회수기-B가 함께 설치된 경우(5번 측정점) 각각에 대한 풍속 및 풍량변화를 송풍기에 장치된 풍량 조절용 전압계의 전압에 따라 측정된 결과를 요약한 것이다.

좌측 회수기만 설치된 상태와 우측회수기를 추가로 장착함으로써 발생하는 공기유량의 차이는 결국 열회수기가 설치됨에 따라 야기되는 마찰저항의 결과이다.

Table 1에서 알 수 있듯이 전압의 변화에 거의 비례하여 풍속이 변화함을 알 수 있고, 본 실

Table 1. 마찰저항에 의한 풍속 및 유량 변화

송풍전압	열회수기-A 단독		열회수기-A 및 B		풍속 및 풍량비	
	(2번 측정)		(5번 측정)		(2)/(1)	
	(1) φ=25cm		(2) φ=20cm			
30 Volt	0.85 %	0.0417 m/s	0.65 %	0.0204 m/s	0.764	0.489
60 Volt	1.95 %	0.0958 m/s	1.5 %	0.0471 m/s	0.769	0.492
90 Volt	3.0 %	0.1473 m/s	2.3 %	0.0723 m/s	0.767	0.491
120 Volt	4.25 %	0.2086 m/s	3.2 %	0.1005 m/s	0.753	0.482
240 Volt	7.1 %	0.3485 m/s	6.8 %	0.2136 m/s	0.958	0.613
평균						0.513

풍기의 연소성능에 어떤 영향을 줄 것인지에 대해서는 면밀한 검토가 있어야 할 것으로 판단된다.

3. 열회수 성능

Table 2은 실험기간동안 열회수기-A에 장착된 송풍기에 최저 30볼트에서 최고 240볼트까지 5가지 상이한 송풍전압을 조성하고, 각 송풍전압별로 각 2개씩의 대표적인 자료영역(각 15분 간격)을 발채하여 각 열회수기의 입·출구간 열교환량 성능을 계산하여 요약한 것이다.

Table 2에서 시스템의 좌측부에 위치한 열회수기-A, 즉 실제 연소실에 연결된 연통에 설치된 열회수기의 파이프를 통한 열교환상태를 살펴보면 각 전압별로 조성되는 풍량에 따라 일정한 경향을 나타냄을 발견할 수 있다. 열회수기에 내장된 열교환 파이프를 통과하는 풍량이 많

Table 2. 송풍전압에 따른 각 열회수기 의 열교환 성능 비교

데이터 명(월일-시)	828-14.5	828-15.9	828-14.7	828-15.7	828-15.9	828-16.2	828-15.2	828-16.4	829-08.3	829-09.7	
송풍전압(Volts)	240		120		90		60		30		
LPG연소율(g/min)	23.3	26.5	24.5	28	28.3	26.3	27.5	26.5	21.3	21	
LPG연소율(kg/h)	1.40	1.59	1.47	1.68	1.70	1.58	1.65	1.59	1.28	1.26	
LPG연소 전발열량(kJ/h)	64855	73762	68195	77937	78772	73205	76545	73762	59288	58453	
열교환율	Q1-2	30581	33948	27056	27766	22804	23025	19186	19209	9468	8637
	Q2-5	11787	14469	10852	13243	11175	11140	9958	10035	6029	5693
	Q7-6	4519	5323	5477	6054	6193	6143	6685	6455	5918	5451
	Q2-0	30981	34290	27460	28308	23168	23198	19457	19570	10019	9280
열회수기-B 총효율(%)	38.0	42.2	39.5	46.8	48.2	48	51.2	51.3	60.2	61.3	
열회수기-B 파이프효율(%)	14.6	15.5	19.9	21.4	26.7	26.4	34.4	32.9	59.1	58.7	
열회수기-B 대류효율(%)	23.4	26.7	19.6	25.4	21.5	21.6	16.8	18.4	1.1	2.6	
열회수기-A 파이프효율(%)	47.2	46.0	39.7	35.6	28.9	31.5	25.1	26.0	16.0	14.8	
열회수기-A 대류효율(%)		6.3		6.3		7.0	6.6	7.5			
단위 LPG당 Q1-2(kJ/kg/h)	21875	21351	18405	16527	13430	14591	11628	12081	7408	6855	
LPG kg당 파이프 평균회수열	21613		17466		14011		11855		7132		
(240Volt 기준 지수)	100		80.8		64.8		54.8		33.0		

을수록 열회수율이 높아져서, 연통 배기가스의 온도를 240볼트의 경우 154.4~170.7℃까지 평균 162.6℃, 120볼트의 경우 141.1~145.4℃까지 평균 143.3℃, 90볼트의 경우 130.2~138.3℃까지

협의 경우 우측에 위치한 열회수기-B의 경우 열회수기로 인하여 열교환 파이프 방향에 직각 방향으로 흐르는 연통내부 유량이 당초 유량의 약 50% 정도 줄어든다는 것을 알 수 있다. 이를 온실 현장상황에 비유해 보면, 열회수기가 장착될 경우에는 열회수기가 없는 경우에 연통속으로 배출될 가스 유량의 50%가 줄어드는 셈이다. 이러한 배출가스의 유량감소가 난방용 열

면밀한 검토가 있어야 할 것으로 판단된다.

평균 134.3°C, 60볼트의 경우 120.5~130.9°C까지 평균 125.7°C, 30볼트의 경우 115.3~127.8°C까지 평균 121.6°C 만큼 각각 떨어뜨려서 밖으로 배출시키는 셈이다.

연소되는 LPG의 양은 Fig. 3과 같이 각 순간별로는 다소 차이를 보이지만 같은 처리구 내에서의 경시적 변화는 거의 일정함을 알 수 있다.

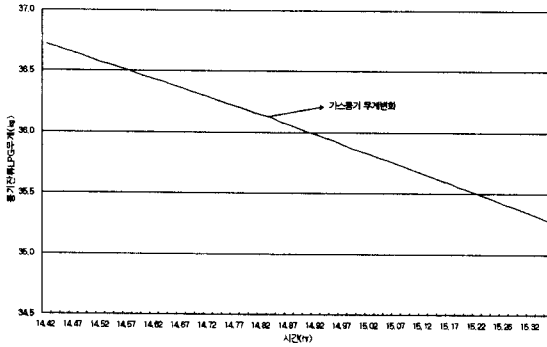


Fig. 3. LPG사용량의 경시적 변화

단위 시간당 LPG 연소량은 Table 2에 요약된 바와 같이 최고 1.78kg/hr(8월 28일 15시 30분경)에서 최저 1.23kg/hr(8월 29일 10시 15분경)까지의 변화를 보였다.

한편 열회수기-A의 외부 표면적(1.41 m²)을 통한 주변공기와의 대류열 교환량은 표면적의 부위별 대류열전달계수 h에 의해 각각 다를 것으로 예상되나 h는 대략 다음 식으로 산정하였다:

$$h = 1.24(\Delta t)^{1/3}$$

윗식에 의해 산정된 표면 대류열교환량을 송풍전압별로 살펴보면 240볼트에서 4674kJ로 최소이고 60볼트에서 5524kJ로 최대를 보였으며, 대체로 송풍전압 60~90볼트 범위에서의 LPG연소 진발열량에서 차지하는 비율은 약 6.6~7.0%(평균 7%)정도였다.

열회수용 파이프를 통한 풍량별 열회수성능을 비교하기 위하여 각 송풍전압별로 LPG연소량 1kg에 대한 평균 열회수량을 살펴보면, 240볼트에서 21613kJ/kg, 120볼트에서 17466kJ/kg, 90볼트에서 13645kJ/kg, 60볼트에서 11855kJ/kg, 30볼트에서 7132kJ/kg로서, 풍량의 감소에 따라 열교환량이 현저히 감소되는 경향을 보였으며, 특히 90볼트이하에서는 변화양상이 더욱 뚜렷함을 알 수 있다. Fig. 4는 송풍전압별 열회수량의 관계를 도시한 것으로서 30볼트의 경우는 240

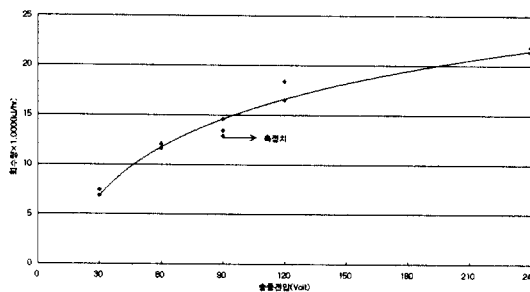


Fig. 4. 송풍전압별 열회수율변화

볼트의 경우에 비해 33% 정도에 불과함을 알 수 있으며, 90볼트이상에서는 증가율이 현저히 감소하는 것을 확인할 수 있다.

열회수기-A 및 열회수기-B에서 공통적으로 발견되는 현상으로는 열교환 파이프를 통과하는 풍량이 많을수록 그리고 열교환 파이프에 연직방향의 풍량은 적을수록 열회수효율이 높아진다는 사실이다. 즉, 실제 온풍난방기에 열회수장치를 설치할 경우, 열회수용 송풍기는 경제성이 보장되는 한 큰 용량이 유리하며, 연소가스 배

출용 연통은 연소효율에 지장이 없는 한 단면을 키워서 연통으로 흐르는 배기가스의 유속을 낮게 유지하는 것이 유리하다는 판단을 할 수 있다. 물론 송풍기의 용량은 열회수장치에 대한 경제성분석에 의해 결정될 문제이며, 연통단면 역시 연료의 연소효율은 물론 연소가스의 원활한 배출과 관련이 있음에 유의해야 할 것이다.

IV. 결 론

1. 연소된 LPG 진발열량 대비 열회수기-A에서의 파이프 열교환효율은 최고 송풍전압 240볼트에서는 평균 46.6%지만, 최저 송풍전압 30볼트에서는 15.4%까지 감소하고, 90볼트를 전후하여 그 증감의 폭이 현저히 둔화됨을 알 수 있었다.

2. 실제 온실상황에서 열회수기 장착에 따른 총 회수열량에는 파이프를 통한 회수열은 물론 가열된 회수기의 외표면적을 통한 대류열교환량이 포함되며, 그 규모는 열회수기에 유입되는 전체 배출열량의 7% 전후일 것으로 판단된다.

3. 열회수기-A 및 열회수기-B에서 공통적으로 발견되는 현상으로는 열교환 파이프를 통과하는 저온 공기의 풍속이 클수록 그리고 열교환 파이프에 연직방향으로 유입되는 고온 공기 또는 가스의 풍속은 작을수록 열회수효율이 높아진다. 따라서, 실제 온풍난방기의 연통부에 열회수장치를 설치할 경우, 열회수용 송풍기는 경제성이 보장되는 한 큰 용량이 유리하며, 연소가스 배출용 연통은 연소효율에 지장이 없는 한 단면을 키워서 연통으로 흐르는 배기가스의 유속을 낮게 유지하는 것이 유리할 것으로 판단된다.

4. 실험을 위해 제작된 열회수기의 성능은 열교환 표면적의 규모 및 형상을 비롯하여 파이프의 두께, 길이 및 배열형태 등에 따라 현저한 변화를 보일 것이며, 특히 연소가스 배출용 연통의 단면과 열회수장치의 송풍기 용량 등은 보다 정밀한 실험과 경제성 분석을 통하여 신중히 결정되어야 할 것으로 판단된다.

5. 열회수기의 장착으로 인하여 열교환 파이프 배열방향에 직각 방향으로 흐르는 연통내부 유량이 당초 유량의 약 50% 정도 줄어들었다. 따라서, 이러한 배출가스의 유량감소가 난방용 열풍기의 연소성능에 어떤 영향을 줄 것인지에 대해서는 면밀한 검토가 있어야 할 것으로 판단된다.

6. 산업용 송풍기의 규격과 형상에 따라 제품에 표시된 송풍용량과 실제 송풍용량간에 큰 차이를 보이므로 적정 송풍기 용량결정에는 충분한 사전점검이 필요할 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

1. 김영중, 이건중, 신정웅, 유영선, 장진택. 1999. 온풍난방기의 배기열을 이용한 지중난방용 온수시스템 개발. 한국생물환경조절학회 학술발표논문집 8(2). p.100~103.
2. 윤진하. 1998. 시설원에 에너지 기술현황 및 발전방향. 한국시설원예연구회. p.27~50.
3. ASHRAE Handbook Application편, 1995~1998. Air-to-Air Energy Recovery.