

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

Won Myung Suh* · Yong Cheol Yoon · Jong Guk Kang

Dept. of Agri. Eng., Gyeongsang National University, Jinju 660-701, Korea

Abstract

This study was performed to investigate the performance of heat recovery device attached to exhaust gas flue 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 flue, and unit-B is connected with unit-A. Heat recovery performance was evaluated by estimating total energy amounts 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 tubes and exhaust air passages crossing the tubes, 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 flue.

Key words: heat recovering device, heat exchanger, greenhouse, energy conservation

*Corresponding author

서 론

우리나라 시설원예면적 약 50,000 ha 중 난방면적은 약 10,000 ha 정도로 전체의 20% 정도를 차지하고 있다. 아울러 시설원예의 주요 난방수단인 온풍난방기의 보급도 급속히 증가하여 '92년의 14,000여대에서 '98년 말 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 항상 요구된다(Yoon 등, 2000).

온풍 난방시스템은 온수난방을 비롯한 증기난방, 태양열 난방, 히트펌프 난방 등에 비해 열효율이 비교적 높고 설치비도 저렴한 장점을 가지고 있다. 일반적으로

이 시스템은 연소실에서 연소된 열이 열 교환기를 거친 후, 송풍기에 의하여 온실내로 배출되지만 전체 연소열의 약 20% 정도는 배기가스와 함께 방출된다. 물론 이 때 온실내부에 있는 연통으로부터 방열되는 열은 온실난방에 기여하는 것으로 볼 수 있으나 그 양이 미미하고 대부분은 연통을 통하여 외부로 방출되므로 온실난방효율 측면에서 상당량의 열이 손실될 것으로 추정할 수 있다(Yoon 등, 2000).

국제 유가의 불안정에 따른 가격상승이 시설농가의 경영압박으로 작용함에 따라 유사한 연구와 관련 기술 개발이 이루어지고 있으나 새로운 장치를 설치함에 따른 경제적인 부담 때문에 실용화 될 수 있는 결과는 아직 미미한 실정이다(Kim 등, 2000).

따라서 본 연구에서는 시설농업 관련 업체에서 관심을 갖고 있는 온풍 난방시스템 장착형 폐열 회수기를 대상으로 열회수 성능을 실험적으로 검토하여 열회수기에 의한 연료 이용효율 개선의 가능성을 타진하고 보다 효율적인 장치개발을 위한 기초자료를 확보하였다.

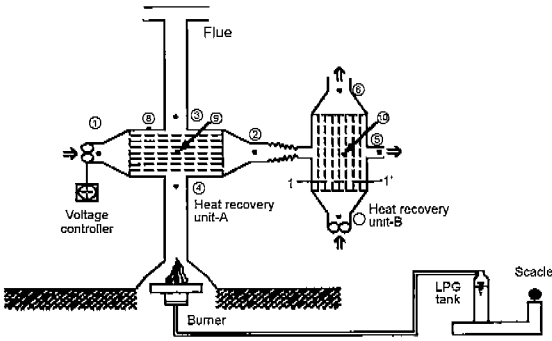


Fig. 1. Layout of heat exchanging components and thermocouple sensors.

재료 및 방법

1. 열회수시스템

열회수시스템의 구성 및 온도 측정용 센서의 배치는 Fig. 1과 같다. 즉, LPG 가스 연소실 및 연소실에 수직으로 설치된 지름 250 mm의 연통과 이 연소가스의 배출방향에 연직방향으로 열교환 파이프가 배열된 열회수기-A, 그리고 열회수기-A에 다시 연직방향으로 열교환 파이프가 배열된 열회수기-B로 구성되어 있다.

연소가스 온도를 비롯한 시스템 각 부위의 온도를 측정하기 위하여 그림과 같이 온도센서를 배치하였으며, 외기의 건·습구 온도는 실험장치에서 약 3 m 떨어진 곳에 설치된 백엽상에서 측정하였다. 그리고 각 열회수기를 통한 공기 및 배기가스의 풍량은 회수기에 설치된 각 출구에서 측정되었다.

열회수기-A에는 덕트 직경 250 mm의 공기 유입구에 최대 풍량 $25 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ 의 송풍기(DSB250, 동건공업(주))를 장착하여 주변 공기를 열교환부로 유입시켰으며, 열회수기-B에는 열회수기-A와 동일한 덕트직경의 공기 유입구에 온실에 이용되고 있는 것과 동일한 최대 풍량 $42 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ 의 송풍기(DSB250, 동건공업(주))로서 주변공기를 열교환부로 유입시켜, 이들과 직각방향으로 흐르는 공기 또는 배출가스의 열원으로부터 열을 회수도록 하였다. 열회수장치는 $1,050 \times 600 \times 460 \text{ mm}$ 규격의 8각형 단면을 가진 입방체로서 두께 0.7 mm인 스텐레스로 제작되었고, 중량은 약 10 kg 정도이다.

열회수장치 내에 있는 열교환부는 각 관형 또는 다관원통형(shell-and-tube type)형식으로 공기 유입구에

부착된 송풍기가 강제로 주변공기를 열교환용 튜브로 불어넣고, 이들 튜브 다발 외부를 가로질러 연통의 배기가스 또는 더운 공기를 흐르게 하여, 이들 열원으로 부터 열이 회수되도록 하였다. 각 열회수장치 내부에는 내경 36.8 mm, 두께 1.2 mm, 길이 420 mm인 32개의 각관형 또는 다관원통형이 연통방향에 직각방향으로 설치되어 있으며, 튜브표면의 총 전열면적은 약 $16,000 \text{ cm}^2$ 이다. 회수장치의 열교환용 튜브는 알루미늄 재료로 제작하였고, 튜브표면은 배기가스로 인한 부식 방지를 위하여 특수 도금하였다. 회수기 본체의 외부 표면적은 약 1.41 m^2 이고, 회수기-A에서는 연통부의 일부(약 1.6 m^3)와 함께 외기온과의 온도차에 의해 대류 열전달이 이루어진다. Fig. 2는 열회수장치 내부 단면도로서 열교환 파이프의 배치형상을 보여준다.

열회수기-A의 좌단부에 부착된 송풍기는 0~240 V 까지 전압에 따라 연속적으로 풍량을 조절할 수 있는 변속형 송풍기이다. 본 실험에서는 30 V, 60 V, 90 V, 120 V 및 240 V로 전압을 조절하여 전압별 풍량에 따른 열회수 성능을 조사하였고, 열회수기-B의 전단부에는 최대풍량 $42 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ 인 하나의 풍량에 대하여 열회수 성능을 조사하였다.

LPG의 연소로 연통으로 배출되는 가스의 유량은 사용된 LPG의 주성분인 프로판에 대한 연소방정식으로 산정하였다(ASHRAE, 1995~1998).

결국 연소가스의 유량은 Stoichiometric 산소 및 공기 소요량관계에서, 즉 LPG 1 kg당 산소 소요량은

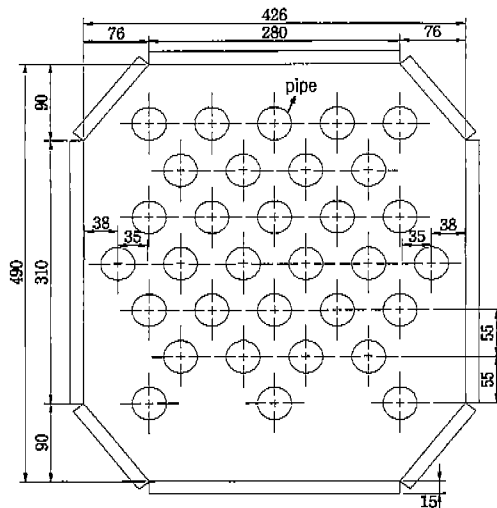


Fig. 2. Cross section of heat recovering device.

3.63 kg이기 때문에 실제로 공급되는 공기량은 15.68 kg인 셈이다. 이를 체적으로 환산하면 LPG 1 m³당 산소 소요량은 5 m³이고, 공급되는 공기의 체적은 23.95 m³이다. 단, 본 실험에서는 파이프공기로 인하여 연통으로 빠져나가는 실제 가스량을 확인할 수 없기 때문에 열교환 과정에 대한 분석을 토대로 발생하는 가스량을 추정하였다.

2. 열회수 성능시험

실제로 온풍 난방기에 설치되어 열을 회수하는 것은 Fig. 1의 열회수장치-A에 의한 방법이다. 그러나 본 실험에서는 연소된 가스의 물리적 특성에 대한 자료가 미흡한 관계로 구체적인 열교환 성능분석이 어렵기 때문에 열회수장치-A에 의하여 충분한 온도까지 가열된 공기를 대상으로 열교환 성능을 분석할 목적으로 열회수장치-A와 구조 및 형상이 동일한 열회수장치-B를 추가로 장착하였다. 따라서 열회수장치-A는 연소실에서 배출되는 고온의 연소가스에 대한 열교환 상태를 알아보기 위한 것이다.

한편, 열회수기-B는 열원과 열회수용으로 공기만을 이용하도록 되어 있다. 그리고 이용된 두 가지 공기의 온도차는 현저히 다르지만, 연소가스의 경우와는 다르게 이용된 각 공기의 물리적 성질을 알 수 있으므로 열교환 상태를 분석할 수 있는 장치다.

Fig. 1에서 살펴보면, 연소실에서 연소 직후 고열의 가스온도는 측정-4에서 측정되고, 열교환이 이루어진 후 냉각된 배기가스의 온도는 측정-3에서 측정하였다. 결국 배기가스로부터 회수되는 열량은 측정-1과 측정-2간의 공기의 엔탈피 차이와 단위시간당 파이프를 통과하는 공기의 질량관계에서 산정할 수 있다. 단, 열회수기-A의 외부 표면온도가 160°C 전후까지 가열되는 것으로 미루어 볼 때, 표면부에서 대류열교환이 상당부분 이루어질 것으로 추정할 수 있다. 그러나 배기가스의 물리적 특성치를 정확히 알 수 없는 관계로 표면의 대류열전달량은 표면과 주변공기의 온도차로부터 이론적으로 추정할 수밖에 없었다.

열회수기-B에 유입되는 습공기는 물리적 특성을 알 수 있으므로 측정-2와 측정-5간의 엔탈피 차와 측정-5에서 측정된 공기의 질량 흐름율에 의하여 두 점간 에너지의 차이를 계산할 수 있고, 이렇게 계산된 열량은 측정-6과 측정-7간의 에너지 차이 및 열회수기-B

외표면에서 대류열전달량의 합으로서 열회수기-B에 의한 총 열회수량에 해당된다.

LPG 연소실에서 연소율은 본 실험에 사용된 열회수 장치의 안전범위인 400°C를 초과하지 않도록 LPG 가스 조절기로 적절히 조절하였으며, 디지털 형식의 저울에 의해 1분 간격으로 LPG 사용량을 측정하였다.

각 측정의 온도는 온도센서에 의해 약 10초 간격으로 측정하였으며 측정된 값은 Data logger(10K2)에 저장하여 분석에 활용되었다.

열회수기의 각 지점 풍속은 열회수기의 유출구에 동일직경의 덕트를 약 1.2 m 정도 연장하여 설치하고 덕트 끝단에서 약 20 cm 내측지점의 풍속을 열선풍속계(6511, KANOMAX)로 측정하였다.

결과 및 고찰

1. 각 지점별 온도변화

Fig. 3(a), (b)는 7월 중순에서 8월 말경까지 열회수 장치에 대한 실측자료 중 8월 28일 14:15~15:15분경까지 최대 0.2136 m³·s⁻¹로부터 최저 0.0471 m³·s⁻¹까지 4가지 풍량에 대한 각 측정별 온도변화를 도시한 것이다. Fig. 3(a)는 비교적 측정 온도가 높은 2번, 3번, 4번, 5번 측정, Fig. 3(b)는 상대적으로 측정 온도가 낮은 1번, 6번, 7번 측정과 외기온에 대한 것이다. 대체적으로 연소실에 인접한 4번 측정의 온도가 36°C~38°C 범위로서 다른 측점에 비해 변화의 진폭은 다소 크지만, 그 변화 양상은 비교적 일정함을 알 수 있다. 열교환 파이프를 통과하는 풍량의 변화에 가장 민감한 2번 측정의 온도는 각 풍량별로 뚜렷한 차이를 보이지만, 동일 풍량에서는 거의 일정함을 알 수 있다. 한편 3번 측정의 경우, 2번보다는 그 변화 양상이 약하지만 열교환 파이프를 통과하는 공기의 유량이 단계적으로 감소함에 따라 열교환량도 감소하기 때문에 온도가 꾸준히 상승하는 경향을 보이고 있다. 따라서 실험기간동안 측정된 온도는 매우 안정된 값들을 보였다고 할 수 있다.

2. 풍속변화

열회수장치의 열교환량은 측정지점의 온도변화에 따른 엔탈피 차는 물론 공기의 유량에 의해 결정되므로 유량측정에 신중을 기할 수밖에 없다. Table 1은 열회

열회수장치에 의한 열회수성능 분석

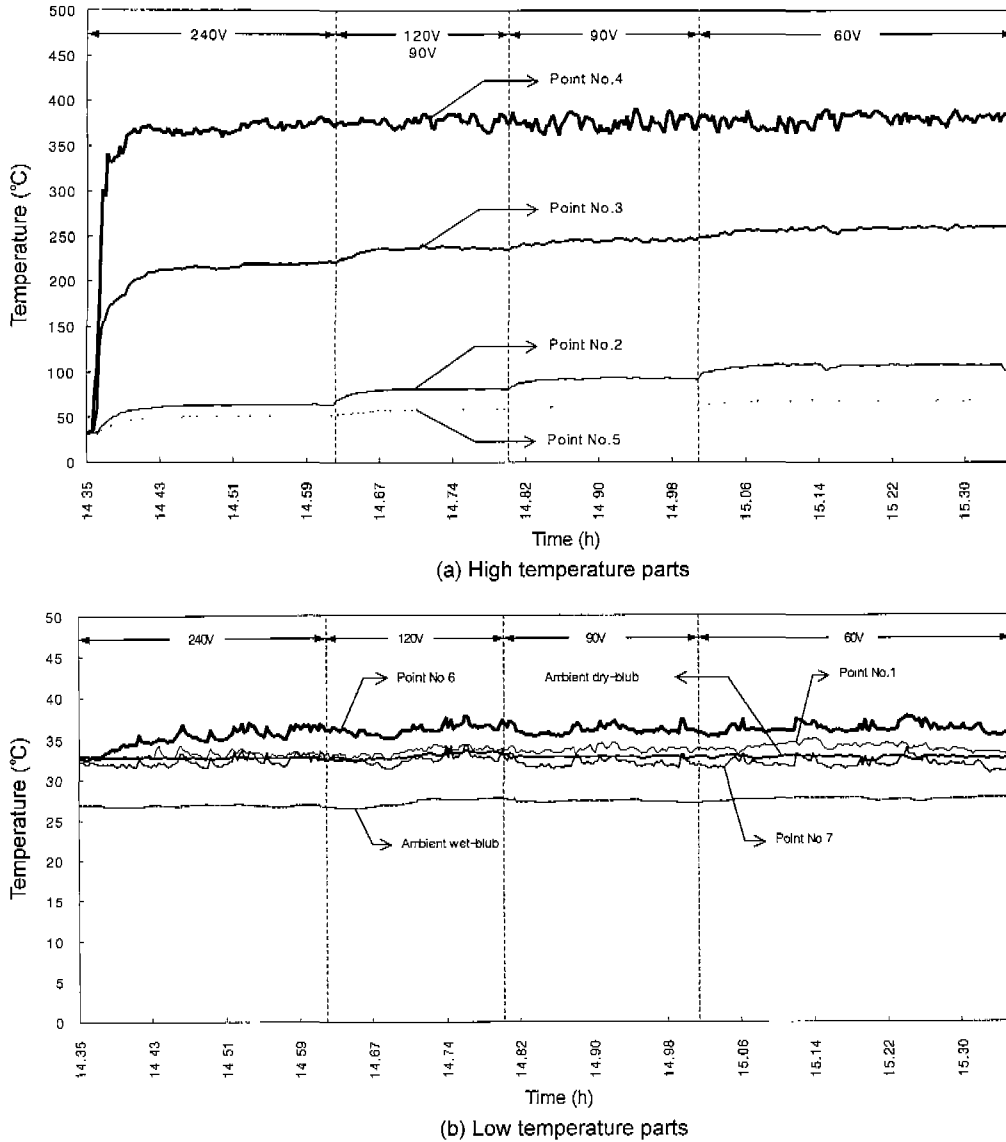


Fig. 3. Time dependent temperature variations of each location according to flow control voltages.

수기-A 만 설치된 경우(2번 측정점)와 열회수기-B도 함께 설치된 경우(5번 측정점)에 대한 풍속 및 풍량변화를 요약한 것이다.

열회수기-A만 설치된 상태와 열회수기-B를 추가로 장착함으로써 발생하는 공기유량의 차이는 열회수기-B에 의해 발생하는 마찰저항 때문인 것으로 판단된다.

Table 1에서 알 수 있듯이 전압 변화에 거의 비례하여 풍속이 변화하고, 본 실험의 경우 열회수기-B가 추가로 장착됨으로 인하여 열교환 파이프 방향에 직각

방향으로 흐르는 연통내부 유량이 당초 유량의 약 50%정도 줄어든다는 것을 알 수 있다. 이를 온실 현상상황에 비유해 보면, 열회수기가 장착될 경우에는 열회수기가 없는 경우에 비해 연통속으로 배출될 가스의 흐름이 현저히 줄어들 것이라고 예상할 수 있다. 이러한 배출가스의 유량감소가 난방용 열풍기의 연소성능에 어떤 영향을 줄 것인지에 대해서는 면밀한 검토가 있어야 할 것으로 판단된다.

한편 송풍기에 명시된 용량과 실제로 측정된 용량간

Table 1. Frictional reduction of air velocity and volumetric airflow rate with attachment of heat recovery unit B.

Airflow control voltages (V)	Heat-recovering unit A only		Heat-recovering unit A&B		Ratio of (2)/(1)	
	(1) φ=250 mm		(2) φ=200 mm		wind velocity	volumetric airflow rate
	wind velocity (m · s ⁻¹)	volumetric airflow rate (m ³ · s ⁻¹)	wind velocity (m · s ⁻¹)	volumetric airflow rate (m ³ · s ⁻¹)		
30	0.85	0.0417	0.65	0.0204	0.764	0.489
60	1.95	0.0958	1.50	0.0471	0.769	0.492
90	3.00	0.1473	2.30	0.0723	0.767	0.491
120	4.25	0.2086	3.20	0.1005	0.753	0.482
240	7.10	0.3485	6.80	0.2136	0.958	0.613
Average						0.513

에는 현저한 차이가 발견되었다. 예를 들면, 실제 온실의 열회수기에 장착된 송풍기의 용량은 42 m³ · min⁻¹이었으나 열회수기-B만 장착된 상태에서 측정된 송풍량은 21.6 m³ · min⁻¹ 정도로서 표시용량의 절반정도로 감소함을 확인할 수 있었다. 그러나 열회수기-A에 장착된 송풍기의 용량은 25 m³ · min⁻¹인데 실제 회수기에 부착된 상태에서 측정된 용량은 약 20 m³ · min⁻¹으로서 약 20%의 감소하여 제품에 따라 현저한 차이를 보임을 알 수 있다. 따라서 사용하기 전에 실제 제품별 형상이나 용량에 따른 송풍용량에 대해서도 검토하여야 할 것으로 판단된다.

3. 열회수 성능

1) LPG 연소기스의 성능

상업용 프로판가스는 5~10% 정도의 프로피렌가스가 함유되어 있고, 비체적은 0.526 m³ · kg⁻¹ 정도이다. 프로판가스의 연소방정식을 분자질량으로 환산하면, 44 g의 프로판가스의 연소에 필요한 산소량을 공급하기 위해 소요되는 건조공기의 양은 산소질량의 4.32배로서 691.2 g에 해당된다. 그리고 연소 후, 132 g의 탄산가스와 72 g의 물이 발생된다. 따라서 연소에 필요한 건조공기의 양은 프로판 질량의 15.7배에 해당하지만, 공급되는 공기 중에는 건조공기와 함께 절대습도비에 해당하는 수증기가 존재하므로 실제 공급되는 공기의 질량은 다소 증가한다. 예를 들어 공기의 절대습도가 0.01986인 경우 건조공기 1 kg당 0.01986 g의 수분이 증기상태로 존재하는 것이다.

이상과 같은 관계를 프로판가스 1 kg의 연소과정에서 살펴보면, 총 발열량은 50,150 kJ의 열과 함께 발

생되는 3 kg의 탄산가스와 1.64 kg의 물, 그리고 습공기에 증기형태로 포함된 0.31 g의 수분과 12.07 kg의 기타 물질로 변하여 배출되는 셈이다. 결국 배출가스 17.01 kg 중에는 1.95 kg의 수분이 존재하며, 증기형태인 0.31 kg 외에 연소반응에서 발생된 1.64 kg의 물이 증기로 변하는 과정에서 물 1 kg당 2256 kJ의 증발잠열로 1.64 × 2256 = 3,700 kJ의 열을 빼앗기는 셈이다. 따라서 1 kg의 프로판가스가 연소할 때, 50,150 kJ의 총 발열량 중에서 증발잠열을 제외하면 진발열량은 약 46,300 kJ이다. 결과적으로 1 kg의 프로판가스가 연소되면 약 17.01 kg이 연소가스로 변하여 연통으로 빠져나가는 셈이다. 그러나 실제 연소과정에서는 유입되는 과잉공기의 정도에 따라 연통으로 빠져나가는 가스의 질량은 상당한 차이를 보일 수 있음을 고려해야 하며, LPG를 구성하고 있는 프로판가스와 부탄가스의 성분비에 따른 변화도 감안해야 할 것이다.

2) 열회수기의 열교환 성능

Table 2는 실험기간동안 열회수기-A의 송풍전압을 30~240 V 범위에서 5가지로 변화시킨 경우, 각 송풍전압별로 각 2개씩의 대표적인 자료(각 15분 간격)를 발취하여 열회수기-A, B의 입·출구간 열교환 성능을 계산하여 요약한 것이다.

Table 2에서 열회수기-A의 경우, 열회수기의 파이프를 통한 열교환 상태를 살펴보면 각 송풍전압별로 조성되는 풍량에 따라 일정한 경향을 나타냄을 발견할 수 있다. 240 V(풍량 : 0.2136 m³ · s⁻¹)에서는 LPG 진발열량 대비 46.0~47.2%의 열이 회수되고, 120 V(풍량 : 0.1005 m³ · s⁻¹)에서는 35.6~39.7%, 90 V(풍량 : 0.0723 m³ · s⁻¹)에서는 27.8~31.5%, 60 V(풍량 :

Table 2. Heat exchange performance of each heat recovery unit according to airflow control voltages.

Data sets (day, time)	240		120		90		60		30	
	8/28, 14.5	8/28, 15.9	8/28, 14.7	8/28, 15.7	8/28, 15.9	8/28, 16.2	8/28, 15.2	8/28, 16.4	8/29, 08.3	8/29, 09.7
Airflow control voltage (V)										
LPG combustion rate (kg · h ⁻¹)	1.40		1.47		1.70		1.65		1.28	
Hourly actual heat combusted (kJ · h ⁻¹)	64,855		68,195		78,772		76,545		59,288	
Heat exchange rate (kJ · h ⁻¹)	Q1-2	30,581	27,056	27,766	22,804	23,025	19,186	19,209	9,468	8,637
	Q2-5	11,787	14,469	10,852	13,243	11,175	11,140	9,958	10,035	6,029
	Q7-6	4,519	5,323	5,477	6,054	6,193	6,143	6,685	6,455	5,918
	Q2-0	30,981	34,290	27,460	28,308	23,168	23,198	19,457	19,570	10,019
Heat recovery unit-B	Total heat recovery eff. (%)	38.0	42.2	39.5	46.8	48.2	48	51.2	51.3	60.2
	Heat recovery eff. by pipe (%)	14.6	15.5	19.9	21.4	26.7	26.4	34.4	32.9	59.1
	Heat recovery eff. from surface convection (%)	23.4	26.7	19.6	25.4	21.5	21.6	16.8	18.4	1.1
Heat recovery unit-A	Heat recovery eff. by pipe(%)	47.2	46.0	39.7	35.6	28.9	31.5	25.1	26.0	16.0
	Heat recovery eff. from surface convection (%)		6.3		6.3		7.0	6.6	7.5	
Average Q1-2 per unit kg of LPG (kJ · kg ⁻¹ · h ⁻¹)	21613		17466		14011		11855		7132	
Index based on 240 V	100		80.8		64.8		54.8		33.0	

0.0471 m³ · s⁻¹)에서는 25.1~26.0%, 30 V(풍량 : 0.0204 m³ · s⁻¹)에서는 14.8~16.0%의 열이 각각 회수되었다. 따라서 열회수기를 통과하는 풍량이 많을 수록 열회수율이 높아지기 때문에 배기가스의 온도강하는 240 V의 경우 154.4~170.7°C 정도이며, 120 V의 경우 141.1~145.4°C, 90 V의 경우 130.2~138.3°C, 60 V의 경우 120.5~130.9°C, 30 V의 경우 115.3~127.8°C 정도로 발생되었다.

그리고 Fig. 4는 연소된 LPG의 양을 나타낸 것으로서 순간별로는 다소 차이를 보이지만 같은 처리구 내에서의 경시적 변화양상은 거의 일정함을 알 수 있다. 단위 시간당 LPG 연소량은 최고 1.78 kg · h⁻¹(8월 28일 15시 30분경)에서 최저 1.23 kg · h⁻¹(8월 29일 10시 15분경)까지의 변화를 보였다.

한편 열회수기-A의 외부 표면적을 통한 주변공기와 대류열교환량은 표면적의 부위별 대류열전달계수 h에 의해 각각 다를 것으로 예상된다. 이론적인 대류열전달계수 h는 다음 식으로 산정하였다(MWPS, 1983).

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

단, Δt는 열교환 벽면과 주변공기와의 온도차(°C)이다. 위 식에 의해 결정된 h값을 기준으로 산정된 표면 대류열교환량을 송풍전압별로 살펴보면 240 V에서

4674 kJ · h⁻¹로 최소이고 60 V에서 5,524 kJ · h⁻¹로 최대를 보였으며, 대체로 송풍전압 60~90 V 범위에서 LPG 연소 진발열량 대비 대류열교환율은 약 6.6~7.5% 정도였다.

열회수용 파이프를 통한 풍량별 열회수 성능을 비교하기 위하여 각 송풍 전압별로 LPG 연소량 1 kg당 평균 열회수량을 살펴보면, 240 V에서 21,613 kJ, 120 V에서 17,466 kJ, 90 V에서 13,645 kJ, 60 V에서 11,855 kJ, 30 V에서 7,132 kJ로서 풍량의 감소에 따라 열교환량이 현저히 감소되는 경향을 보였으며, 특히 90 V 이하에서는 변화양상이 더욱 뚜렷함을 알 수 있다.

Fig. 5는 송풍전압별 열회수량의 관계를 도시한 것으로서 30 V의 경우는 240 V의 경우에 비해 열회수율이 33% 정도에 불과함을 알 수 있으며, 90 V이상에서는 증가율이 현저히 감소하는 것을 확인할 수 있다. 결론적으로 파이프를 통과하는 풍량이 증가할수록 열회수량은 증가되지만 일정 풍량 이상에서는 풍량의 증가만큼 열회수 성능이 개선되지 못하므로 송풍기의 가격과 전력 사용량에 대한 회수열량의 관계에서 적정 용량의 송풍기가 결정되어야 할 것으로 판단된다.

결국 열회수기-A의 열교환 성능을 송풍전압 90 V를 기준으로 살펴보면, LPG 진발열을 73,205 kJ · h⁻¹ 중에서 파이프를 통한 열교환 효율 31.5%와 표면대류를

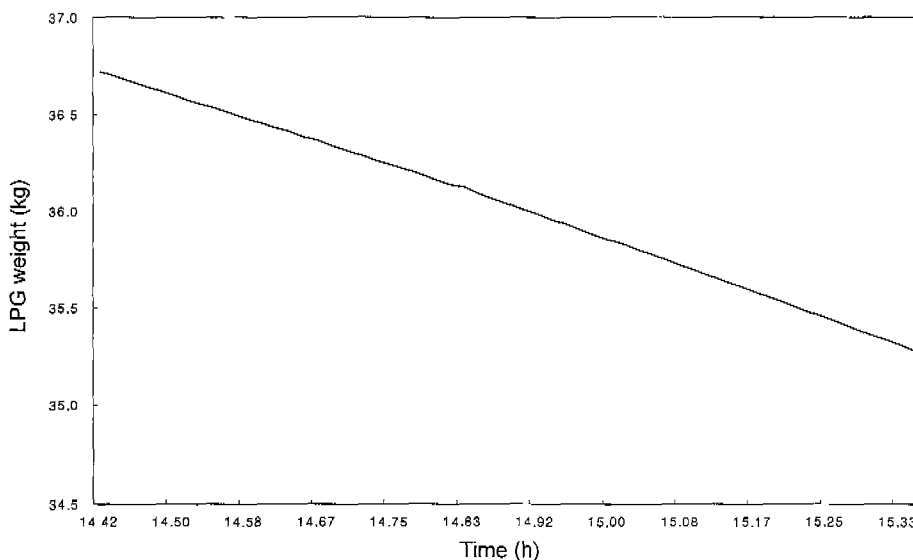


Fig. 4. Time dependent LPG weight reduction by combustion.

열회수장치에 의한 열회수성능 분석

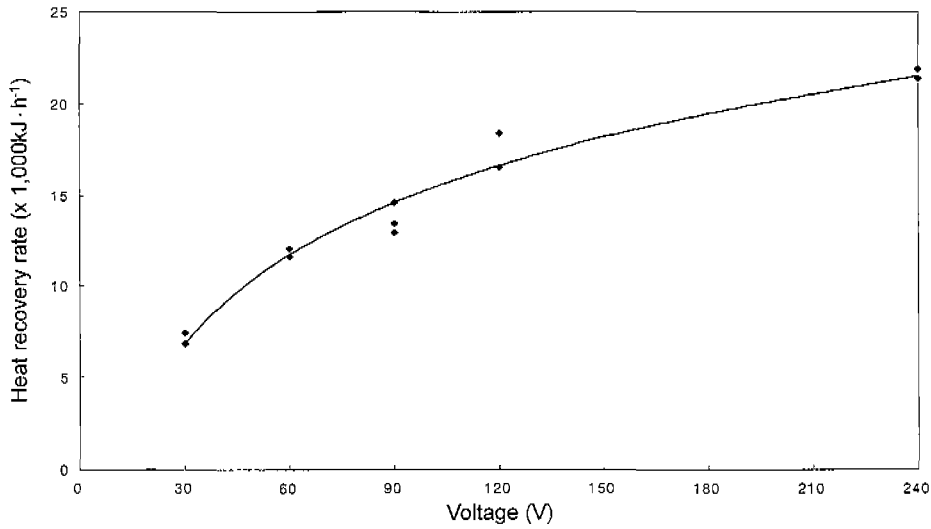


Fig. 5. Variation of heat recovery rate according to airflow control voltages.(Dotted represents heat recovered).

통한 열교환 효율 7.0%를 제외한 나머지 61.5%는 회수되지 못하고 손실되는 셈이다. 전반적으로는 송풍전압이 가장 높은 240V에서는 파이프 열교환 효율이 46%이고 대류열교환 효율이 6.3%로서 약 52.3%가 회수되지만, 송풍전압 60V에서는 파이프 열교환 효율이 26%이고 대류 열교환 효율이 7.5%로서 회수율이

33%에 불과함을 알 수 있었다.

연소에 의해 발생하는 배출가스의 성질에 대한 명확한 자료는 없다. 단지 LPG의 연소과정에 대한 설명에서 이미 언급한 바와 같이 1kg의 프로판가스가 연소되면, 약 17.01 kg의 배출가스가 생성되는 것으로 추정할 수 있다. 따라서 실험과정에서 측정된 각 부위별

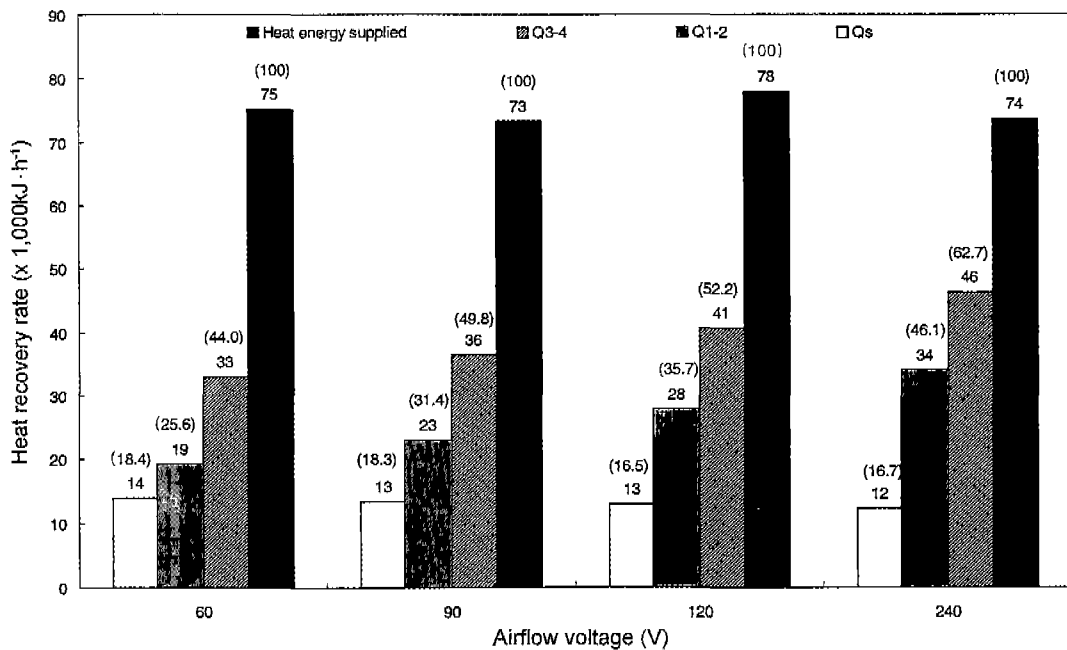


Fig. 6. Analysis heat exchange performance heat recovery unit A.

배출가스 및 공기의 온도를 중심으로 배출가스의 질량 흐름율과 비열 등을 추정할 수 있으며, 이러한 자료를 근거로 열회수기-A에 대한 제반 열교환 성능을 분석할 수 있다.

Fig. 6은 열회수기-A의 표면온도가 측정된 5개의 자료를 중심으로 열회수 성능을 분석한 결과이다. 그림에서 $Q_{3,j}$ 는 i번 측정점과 j번 측정점간의 열교환율을 의미하는 것으로서, 배기가스가 열회수기를 통과하는 과정에서 잃어버린 열량($Q_{3,4}$)은 열회수기 내에 설치된 열회수용 파이프를 통한 열교환량($Q_{1,2}$)과 열회수기 표면의 대류 열교환량(Q_s)의 합이라는 전제하에서 도시한 것이다. 전체적으로 송풍전압이 증가하면 열회수용 파이프를 통한 열회수율의 증가와 함께 총 열회수율이 증가하여 60 V에서 44.0% 정도이나, 90 V에서 49.8%, 120 V에서 52.2%, 240 V에서 62.7%까지 증가하였다. 총 열회수율 중에서 파이프를 통한 회수율은 당연히 송풍전압에 직접적인 영향을 받아 240 V에서 최대 46.1%를 보였고, 60 V에서는 최저로서 25.6%였다. 반면에 표면 대류열회수율은 송풍전압이 낮을수록 다소 증가하는 경향은 보이나 증가하는 정도가 미미하며, 전반적으로 16~19% 정도의 범위에 있음을 알 수 있다.

따라서 온실의 열풍기 시스템에 열회수장치를 장착하여 적정규모의 송풍장치를 가동하면 파이프를 통한

열교환에 의해 현저한 열회수효과를 거둘 수 있음을 발견할 수 있다.

이와 같은 관계를 열회수기-B에서 살펴보면 그 상황이 다르다. 열회수기-B에서는 그 좌측에 설치된 열회수기-A에서의 고온 연소가스와는 달리 회수기에 공급되는 열원의 온도가 현저히 낮다. 앞에서도 언급했듯이 열회수기-B를 설치한 목적은 연소가스의 물리적인 성질에 대한 정확한 정보를 알 수 없으므로 계속 및 환산공식을 통해 물리적인 성질을 알 수 있는 두 가지 공기간의 열교환 관계를 통하여 열회수기의 성능을 보다 정확하게 구명하는 데 그 목적이 있다. 열회수기-B에 장착된 송풍기의 용량은 실제 온실의 열회수용으로 이용되고 있는 용량으로서 풍량이 약 $0.40 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 로 고정된 것이다. 열회수기-B의 열회수량은 결국 회수기로 유입되는 공기의 송풍전압별 질량흐름률 및 온도에 따라 달라진다. Fig. 7은 열회수기-B의 열회수 성능을 분석한 결과를 나타낸 것이다.

Fig. 7에서 알 수 있듯이 송풍전압 240V에서는 유입공기를 63.82°C 에서 51.96°C 까지 떨어뜨리면서 $11,787 \text{ kJ} \cdot \text{h}^{-1}$ 의 열을 회수함으로써 38%의 회수율을 보이며, 이 중에서 14.6%는 파이프를 통해서, 그리고 나머지 23.4%는 표면대류로 회수된다. 그 외 120, 90, 60 및 30 V에서의 열회수 상황도 표와 그림에서 확인할 수 있다. 전반적으로 열회수기-B에서는 열회수

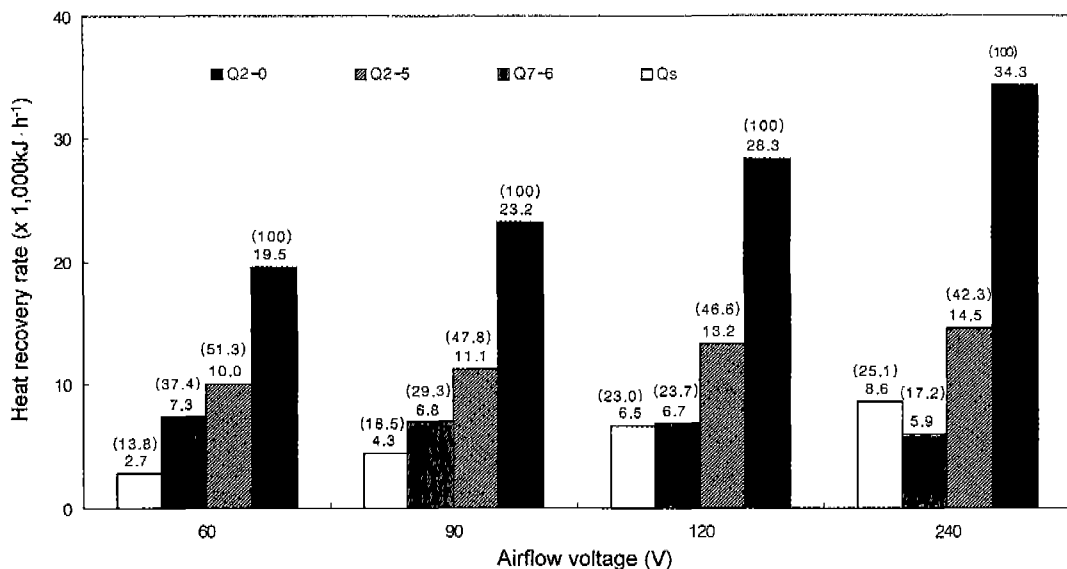


Fig. 7. Analysis heat exchange performance heat recovery unit B.

기로 유입되는 공기의 유량, 즉 열교환 파이프에 연직 방향의 풍량이 적을수록 파이프부에서의 열교환 효율이 증가하여, 송풍전압 240V에서는 14.6~15.5%에 불과하나 송풍전압 30 V에서는 58.7~59.1%까지 높아진다. 반면에 열회수기의 총 회수효율 중에서 파이프부의 회수효율을 제외한 회수기 표면 대류열교환 효율은 송풍전압이 낮을수록 줄어들며, 송풍전압 30 V에서는 표면대류열교환이 매우 미미함을 알 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 온풍 난방기에 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 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. 이러한 현상은 열회수용 송풍기의 높은 유량으로 인하여 유입공기의 흐름율이 낮을수록 파이프를 통한 회수율이 급격히 증가(16.2%에서 60%까지)하는 현상 때문으로 판단된다. 열회수기를 장착함으로써 회수되는 열효과는 파이프를 통한 열교환과 회수기 표면에서의 대류열전달의 합인 셈이므로 실제 온실의 열풍기 연통을 통한 가스의 풍속이 $1.0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 내외임을 감안하면 실험조건 60 V에서 30 V의 범위에 해당하므로 50~60%의 회수효율을 보일 것으로 판단되고, 전체회수열 중 파이프를 통한 열회수가 대부분을 차지하지만 회수기 표면에서의 대류 열교환도 부분적으로 온실난방에 기여하게 되는 셈이다.

물론 시스템에 대한 경제성 분석이 이루어져야 확실한 결과를 알 수 있겠으나, 현재의 회수기 구조상으로 미루어 볼 때, 열 회수기에 장착되는 송풍기는 90 V 전후(풍량: $0.1005 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 또는 $0.1018 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$)의 송풍량에 해당하는 것이 적정규모일 것으로 판단된다.

앞으로 본 연구에서 시도한 열회수기에 대한 적정

형상 및 구조가 결정되면 지금까지 확보된 자료를 바탕으로 형상 및 구조에 대한 보완과 아울러 이론적인 열교환 모형을 개발하고, 개발된 수치모형을 이용하여 최적의 열교환기 구조형상을 개발할 수 있을 것으로 예상된다. 특히 사용되는 연료의 연소시 배기가스의 발생량과 물리적 성질에 대한 정확한 정보가 밝혀지면 보다 정밀한 분석이 가능할 것으로 판단된다. 현재로서는 본 연구를 통하여 얻어진 결과와 실제 온실에서 이용하는 열회수장치의 설치 및 운영비 등을 고려하여 시스템의 효과를 대략적으로 평가할 수 있다. 즉, 열회수기 및 송풍기의 가격과 설치비를 현재의 LPG 가격 대비 연료용량으로 환산하고, 환산된 LPG 용량을 발열량으로 계산하여 단위 시간별 회수가능 열량에서 투입된 송풍기 소비 전력량의 가격 대비 LPG 열량을 제하면 단위시간별 절감 열량을 구할 수 있고, 시스템을 구성하는 설비의 내구 연한별 기중평균에 대한 고려와 년평균 소요 난방에너지를 감안하면 대략적인 투자비 환수의 소요기간을 산정할 수 있을 것으로 판단된다.

앞으로 본 연구를 통해 얻어진 기초자료를 바탕으로 현장에 적합한 장치 개발을 위한 실증실험과 아울러 장착된 회수기를 통한 열교환체계를 이론적으로 모형화 하고, 이론모형을 검증하며, 검증된 모형에 의해 다양하게 시뮬레이션을 행함으로써 경제적으로 최적의 시스템을 개발코자 한다.

Literature cited

1. ASHRAE Handbook section of Application, 1995-1998. Air-to-Air Energy Recovery.
2. Kim Y.J., G.J. Lee, J.W. Shin, Y.S. Yu and J.T. Jang. 1999. Underground hot heating system development using exhaust gas heat in the hot air heater. J. Bio-Env. Con. 8(2):100-103 (in Korean).
3. Midwest Plan Service. 1983. Midwest Plan Service STRUCTURES and ENVIRONMENT HANDBOOK, MWPS-1. 601.5
4. Yoon, Y.C., W.M. Suh and J.S. Kim. 2000. Performance Analysis of Heat Recovering Device Attached to Hot-Air-Heater for Greenhouse. J.Bio-Env. Con. 9(1):85-89 (in Korean).

서원명 · 윤용철 · 강종국

열회수장치에 의한 열회수성능 분석

서원명 · 윤용철 · 강종국
경상대학교 농공학과

적 요

본 연구는 온실 난방시스템의 연소 체임버에 부착된 연소가스 배출연통에 열회수기를 장착하여 배출가스로부터 열을 회수하는 열회수장치의 성능에 대해 실험·분석하였다. 열회수시스템은 LPG 연소 체임버와 두 개의 열회수기로 구성되어있다. 열회수기-A는 배기가스 연통에 직접 연결되어 있으며 열회수기-B는 열회수기-A에 직렬로 연결되어 있다. 회수되는 열량은 가스의 질량흐름율과 두 측정간의 엔탈피 차이로서 산정하였으며 5가지의 송풍전압별로 각 열회수기의 열회수 성능을 검토하였다. 각 열회수기의 공기튜브 다발에 공급된 공기와 튜브 다발에 가로질러 통과하는 연소가스간의 열교환, 열회수기 유·출입부간의 압력 감소, 열회수기의 총열회수성능 등으로 온실의 연통을 통해 낭비되는 열을 회수하여 연료 절감 효과를 얻을 수 있는 최적의 열회수장치 설계용 기초자료 확보에 본 연구의 목적이 있다.

주제어 : 열회수기, 열교환기, 온실, 에너지 보존