

Heat Exchanging Performance as Affected by Arrangement of Heat Exchanging Pipe

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

Major of Agri. Eng., Gyeongsang National University, Jinju 660-701, Korea
(Institute of Agriculture & Life Sciences)

Abstract

This study was carried out to improve the performance of heat recovery device attached to exhaust gas flue connected to combustion chamber of greenhouse heating system. Three different units were prepared for the comparison of heat recovery performance; A-type is exactly the same with the typical one fabricated for previous study of analyzing heat recovery performance in greenhouse heating system, other two types (B-type and C-type) modified from the control unit are different in the aspects of airflow direction (U-turn airflow) and pipe arrangement. The results are summarized as follows; 1. In the case of Type-A, when considering the initial cost and current electricity fee required for system operation, it was expected that one or two years at most would be enough to return the whole cost invested. 2. Type-B and Type-C, basically different with Type-A in the aspect of airflow pattern, are not sensitive to the change of blower capacity with higher than $25 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Therefore, heat recovery performance was not improved so significantly with the increment of blower capacity. This was assumed to be that air flow resistance in high air capacity reduced the heat exchange rate as well. Never the less, compared with control unit, resultant heat recovery rate of Type-B and Type-C was improved by about 5% and 13%, respectively 3. Desirable blower capacity of these heat recovery units experimented were expected to be about $25 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, and at the proper blower capacity, U-turn airflow units showed better heat recovery performance than control unit. But, without regard to the type of heat recovery unit, it was recommended that comprehensive consideration of system's physical factors such as pipe arrangement density, unit pipe length and pipe thickness, etc., was required for the optimization of heat recovery system in the aspects of not only energy conservation but economic system design.

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

*Corresponding author

서 론

우리나라 시설원에 재배면적은 약 53,100 ha이고, 이 중 시설원에 발전의 척도라 할 수 있는 난방면적은 약 11,500 ha 정도로 전체의 22% 정도를 차지하고 있다(Kang, 2001). 시설원예의 난방시스템은 온풍난방, 온수 및 증기난방, 태양열난방, 히트펌프난방 등 다양하다. 그 중에서 온풍난방 시스템은 화석연료를 연소열로 변환시켜 온실난방에 사용하는 방법이다. 이것은 공기를 직접 열매체로 이용함으로써 온도상승이 빠르고, 또 난방기의 열효율이 높고 설치비가 저렴한 등의 장점이 있기 때문에 우리나라 온실난방의 대부분인 95%

정도를 차지하고 있다. 온풍난방기의 보급도 급속히 증가하여 '99년말 현재 114,200여대로 '92년의 13,700여대에 비해 약 8.3배 증가하였으며, 연간 온실난방에 소요되는 유류소비량도 약 1,670,000 k로 농업용 면세 유 공급량의 약 68%를 차지하는 것으로 추산되고 있다(Kang, 2001). 이와 같이 시설재배면적과 온풍난방기가 증가함에 따라 난방용 유류 소비량도 급격히 늘어나고 있는 것으로 추정할 수 있다.

온풍난방기의 연료로 경유 또는 중유를 사용하고 있으나 거의 대부분 경유를 사용하고 있다. 형식은 덕트 접속식이고 열교환 통로는 2~3패스로 되어 있으며, 건타입 버너와 수동 또는 자동온도조절 장치를 구비하고

있다. 그리고 열효율은 80~90%로 비교적 높은 편이나 연통을 통하여 배출되는 배기가스로 인하여 손실되는 배기열도 20% 정도로 결코 무시할 수 없는 양으로서 이를 재활용 할 수 있는 기술개발이 필요한 실정이다 (Suh 등, 2000; Yoon 등, 2000; Kim 등, 1999).

따라서 본 연구에서는 시설농업 관련 업체에서 관심을 갖고 있는 온풍식 난방시스템 연통에 장착할 수 있는 폐열 회수기의 성능을 개선하기 위하여 각각 상이하게 설계된 3개의 열교환 장치에 대해 열회수 성능을 실험적으로 비교 분석하여 효율적인 장치개발을 위한 기초자료를 확보하고자 한다.

재료 및 방법

1. 열회수 시스템

열회수시스템의 구성 및 온도 측정용 센서의 배치는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 LPG 가스 연소실 및 연소실에 수직으로 설치된 직경 250 mm의 연통, 이 연통에 연직방향으로 열교환 파이프가 배치된 열회수기와 열회수기로 외부공기를 유입 또는 유출시키는 송·배풍기로 구성되어 있다. 열회수기에 사용한 송풍기는

실제 온실에서 사용하는 것과 동일한 최대풍량 $42 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ 의 송풍기(DSB250, 동건공업(주))를 사용하여 주변 공기를 열교환기로 유입시켰다.

Fig. 1에서 열회수기 A형은 Suh(2000)가 보고한 열교환기와 동일한 것으로 LPG 연소실에 수직으로 설치된 연통에 연직방향으로 열교환 파이프가 배치된 열회수기를 설치한 후, 이와 동일한 열회수기를 이 열회수기 유출구에 다시 연직방향으로 설치한 것이다. 이렇게 설치된 두 개의 열회수기에 대하여 외부공기를 송풍기로 열교환 파이프에 유입시켜 열교환 성능을 분석하였다. 본 실험에서는 연통에 연직으로 설치한 열교환기만을 대상으로 검토하였다. 그리고 열회수기 B 및 C형은 이번 실험에 사용한 열회수기로서 전체 열교환 파이프 중, 상부에 위치한 일부 파이프는 유출구, 하부에 위치한 일부 파이프는 유입구로 구분하여 열교환이 이루어지도록 하였다. 즉, 상부에 위치한 일부 파이프에 덕트 및 송풍기를 설치하여 하부에 위치한 일부 파이프로 외부공기가 유입되어 열교환 파이프를 거친 후, 공기의 흐름을 180° 회전시켜 상부에 위치한 파이프로 유입시켜 상부 파이프에서 다시 한번 열교환이 이루어지도록하여 유출시키는 것이다.

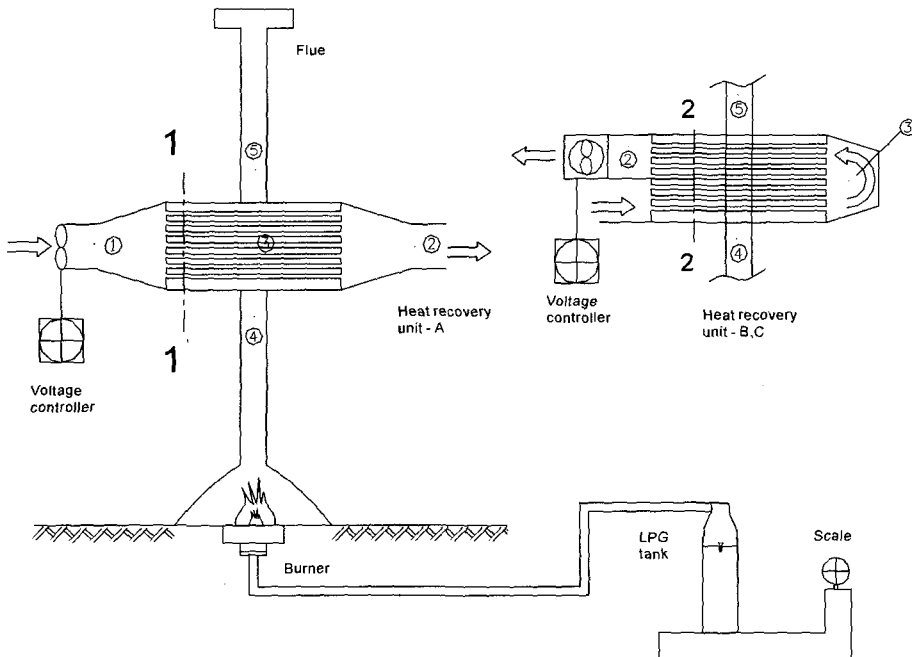


Fig. 1. Layout of heat exchanging component and thermocouple sensors.

열회수기에 부착된 송풍기는 0~240 V까지 전압에 따라 연속적으로 풍량을 조절하는 변속형 송풍기이다. 본 실험에서는 90 V, 120 V 및 240 V로 전압을 조절하여 전압별 풍량에 따른 열회수 열회수 성능을 조사하였다.

2. 열회수 장치의 단면도

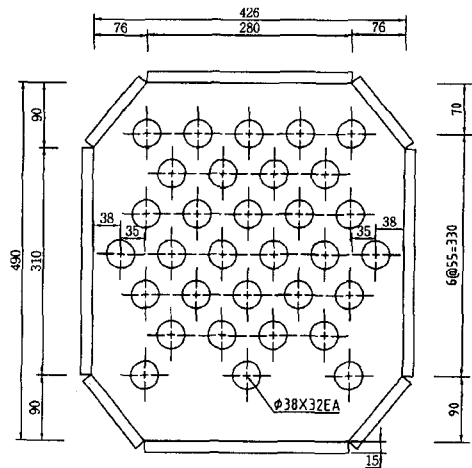
각각의 열회수 장치는 8각형 단면을 가진 입방체로서 두께 0.7 mm인 스테인리스 스틸로 제작되었고, 중량은 약 10 kg 정도이다. 열교환 장치 내부에 있는 열교환부는 각관형 또는 다원통형(shell-and-tube type) 형식으로 이들 튜브 다발 외부로 통하여 연통의 배기가스를 흐르게 하여 열을 회수하도록 하였다. 열교환 파이프는 내경 36.8 mm, 두께 1.2 mm, 길이 420 mm인 알루미늄재로 제작되었고, 파이프 표면은 배기가스로 인한 부식 방지를 위하여 특수 도금되어 있다.

외부공기의 진행방향이 직선형인 열회수기 A형의 규격은 1,050×600×460 mm이고, 열교환 파이프는 32개로서 총 전열면적은 약 1.61 m²이다. 회수기 본체의 외부 표면적은 약 1.41 m²이다. 그리고 외부공기의 진행방향이 U-turn 형인 열회수기 B 및 C형의 규격은 580×600×460 mm이다. C형의 열교환 파이프는 A형과 마찬가지로 32개로서 외부공기를 흡입하는 하부측 파이프 12개로 1차 열교환을 이루어지게 하고, 상부측 20개의 열교환 파이프에서 2차 열교환이 이루어지도록 한 후, 공기가 배출되도록 하였다. C형은 상부와 하부의 열교환 파이프가 각각 20개이고, A형 및 B형에 비해 열교환면적을 약 26% 정도 증가시킨 것으로 열교환 방법은 B형과 동일하다.

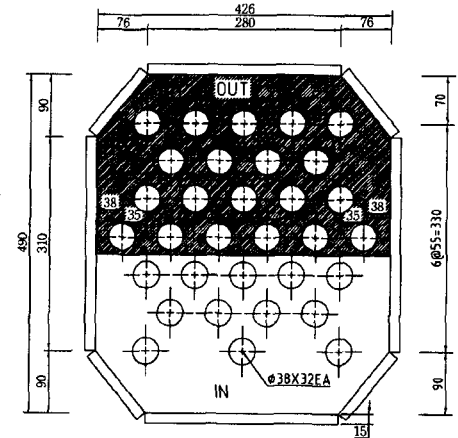
각각의 열회수기는 연통부의 일부(약 1.6 m²)와 열회수기 표면에서 외기온과의 온도차에 의해 대류 열전달이 이루어진다. Table 1은 열회수 장치의 체원을 나타낸 것이고, Fig. 2는 열회수 장치의 단면도를 나타낸 것이다.

Table 1. Specification of heat recovery unit.

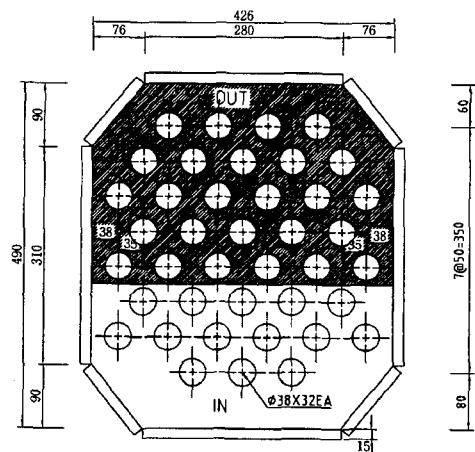
Items	Unit A	Unit B	Unit C
Inner diameter of pipe (mm)	38	38	38
Length of pipe (mm)	420	420	420
Number of pipe (EA)	32	32	40
Total heat transfer area of pipe (m ²)	1.60	1.60	2.01
Surface area of heat exchanger (m ²)	1.41	1.13	1.13



(a) Heat recovery unit A (section 1-1)



(b) Heat recovery unit B (section 2-2)

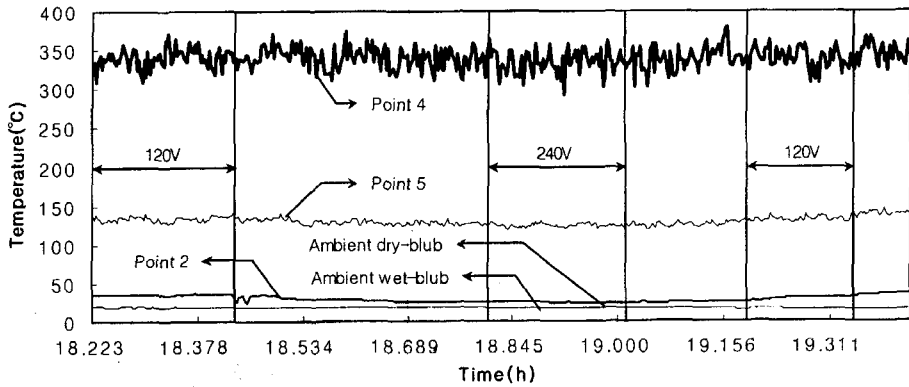


(c) Heat recovery unit C (section 2-2)

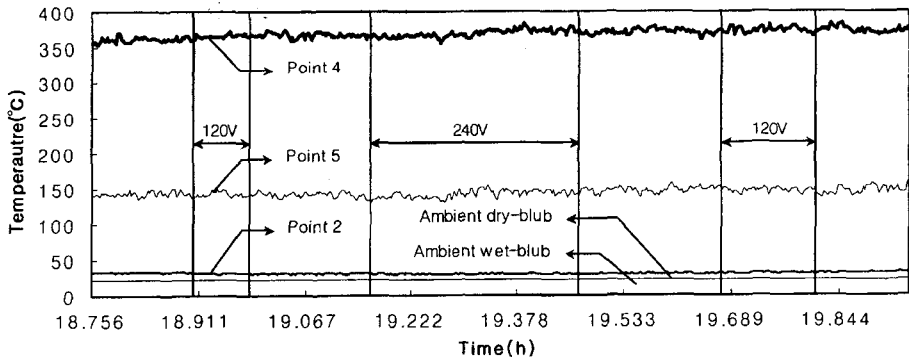
Fig. 2. Cross section of heat recovering device (unit : mm)

Table 2. Airflow velocity and volumetric airflow rate.

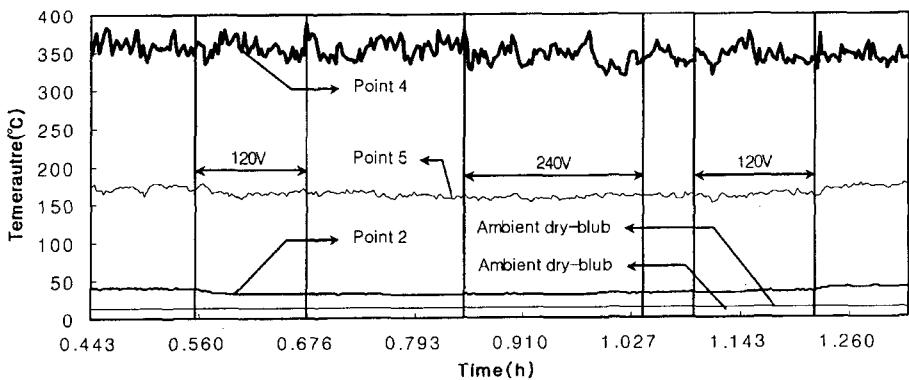
Airflow control voltage (V)	Heat recovering unit A		Heat recovering unit B		Heat recovering unit C	
	φ=250 mm		φ=250 mm		φ=250 mm	
	airflow velocity (m ³ · s ⁻¹)	volumetric airflow rate (m ³ · s ⁻¹)	airflow velocity (m ³ · s ⁻¹)	volumetric airflow rate (m ³ · s ⁻¹)	airflow velocity (m ³ · s ⁻¹)	volumetric airflow rate (m ³ · s ⁻¹)
120 V	4.70	0.2308	4.4	0.2161	4.9	0.2406
240 V	9.10	0.4468	4.6	0.2259	5.3	0.2602



(a) Heat recovery unit A



(b) Heat recovery unit B



(c) Heat recovery unit C

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

3. 열회수 성능시험

Fig. 1에서 보는 바와 같이 LPG 연소실에서 연소된 고열의 가스온도는 측정-4에서 측정하였고, 열교환이 이루어진 배기가스 온도는 측정-5에서 측정하였다. 배기가스로부터 회수되는 열량은 측정-1과 측정-2 간 공기의 엔탈피 차이와 단위시간당 파이프를 통과하는 공기의 질량으로부터 계산하였다.

열회수 성능은 열회수기에 장착된 송풍기의 풍속변화에 따른 풍량별로 분석하였다. 단, LPG 연소실의 온도는 열회수장치의 사용 안전범위인 400°C를 초과하지 않도록 LPG 가스 조절기로 적절히 조절하였으며, LPG 사용량은 디지털 저울을 이용 1분 간격으로 측정하였다.

연소실 직상부, 열회수기를 통과한 후의 연통 내부, 열회수기 유·출입부 등 각 측정점의 온도는 온도센서(thermocouple)를 설치하여 10초 간격으로 측정하였으며, 측정값은 Data logger(10K2)에 저장하여 분석하였다. 외부 온도는 실험 장치에서 5m정도 떨어진 백엽상 내의 건·습구 온도를 사용하였다.

열회수기 유출부의 풍속은 유출부의 직경과 동일한 지름 250 mm의 덕트를 약 1.2m정도 연장하여 덕트 끝으로부터 20 cm정도 내측에서 열선풍속계(6511, KANO-MAX)를 이용하여 측정하였다.

결과 및 고찰

1. 풍속변화

열회수장치의 열교환량은 측정지점의 온도변화에 따른 엔탈피 차와 공기유량에 의해 결정되므로 풍량 측정에 신중을 기할 필요가 있다. Table 2는 각각의 열회수기에 대한 풍속과 풍량을 나타낸 것이다.

Table 2에서 알 수 있듯이 A형은 전압변화에 거의 비례하여 풍속이 변화하지만, B형 및 C형의 경우는 전압에 비례하여 변화하지 않았다. 즉, 열회수기 A형의 경우 120 V 및 240 V일 때 풍량이 각각 0.2308 $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 와 0.4468 $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 정도로서 약 94%정도 풍량이 증가하였다. 그러나 B형의 경우 0.2161 $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 와 0.2259 $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 정도로서 약 5%, C형의 경우 0.2406 $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 와 0.2602 $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 정도로서 약 8% 증가함을 알 수 있다. 이와 같은 현상은 A형의 경우, 공기흐름의 진행방향이 직선이지만, B 및 C형의 경우는 U-turn 형으로서 흐름방향의 굴곡으로 인한 마찰저항 때문인 것으로 판단된다.

2. 각 지점별 온도변화

Fig. 3(a), (b) 및 (c)는 2001년 4월 9일부터 4월 21일까지 열회수장치 A, B 및 C형에 대한 실측자료 중 회수기별 전압변화, 즉 풍량변화(0.2161~0.4468

Table 3. Heat exchange performance of each heat recovery unit.

Types	Heat recovery unit A				Heat recovery unit B		Heat recovery unit C	
	00/8/28 15:42	00/8/28 15:54	01/4/21 19:12	01/4/21 18:48	01/4/9 18:54	01/4/9 19:12	01/4/10 0:36	01/4/10 0:54
Airflow control voltage (V)	120	240	120	240	120	240	120	240
LPG combustion rate ($\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$)	1.68	1.59	0.72	0.72	0.73	0.73	1.02	0.96
(1) LPG combustion rate ($\text{kJ} \cdot \text{h}^{-1}$)	77,937	73,762	33,354	33,354	33,910	33,910	47,251	44,472
T_d ($^{\circ}\text{C}$)	31.9	31.5	16.0	17.6	22.6	21.9	13.5	13.5
T_w ($^{\circ}\text{C}$)	27.8	27.5	13.5	14.2	14.2	13.9	10.3	10.1
T_2 ($^{\circ}\text{C}$)	81.2	63.4	30.5	24.9	40.6	38.5	37.6	35.9
h_2 ($\text{kJ} \cdot \text{h}^{-1}$)	140.45	124.02	52.80	47.27	58.03	55.81	54.56	52.33
h_1 ($\text{kJ} \cdot \text{h}^{-1}$)	89.69	88.31	37.94	39.78	39.66	38.86	29.97	29.50
Specific volume ($\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$)	0.1520	0.264	0.83039	0.83509	0.84668	0.84463	0.82042	0.82017
(2) Heat exchange rate Q1-2 ($\text{kJ} \cdot \text{h}^{-1}$)	27,766	33,948	14,867	14,427	16,874	16,317	25,960	26,077
Heat recovery eff. by pipe (%) (2)/(1) × 100	35.6	46.0	44.6	43.3	49.8	48.1	54.9	58.6

* T_d : Ambient dry blub temperature, T_w : Ambient wet blub temperature, T_2 : Outlet temperature, h_2 : Outlet enthalpy, h_1 : Inlet enthalpy

$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)에 따른 각 측정점의 온도변화를 일례를 도시한 것이다.

연소실에 인접한 4번 측정점의 온도는 350°C 전후로서 열회수기의 종류에 관계없이 다른 지점에 비해 변화의 진폭은 다소 크지만, 그 변화의 양상은 대체로 일정함을 알 수 있다. 그리고 전압변화에 따른 풍량변화가 다른 열회수기보다 다소 적은 B형을 제외하면, 외부유입 공기가 열교환 파이프를 통과한 지점, 즉 2번 측정점의 온도는 풍량별로 차이를 보이고 있다. 또한 5번 측정점의 경우도 2번 측정점에 비해 풍량변화에 따른 온도변화의 양상이 다소 작지만, 차이를 보이고 있음을 알 수 있다.

Fig. 3(a)의 경우, 풍량이 $0.2308 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 에서 $0.4468 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 로 변화시키면 2번 측정점의 온도는 약 31°C 에서 25°C 로 6°C 정도 감소함을 알 수 있다. Fig. 3(b), (c)의 B형 및 C형의 경우, 풍량변화에 따른 온도변화는 A형보다 적었다. 즉 B형 및 C형은 각각 약 $41\sim 39^\circ\text{C}$ 및 $38\sim 36^\circ\text{C}$ 범위로서 3°C 와 2°C 정도임을 알 수 있다. 이것은 전압변화에 따른 풍량변화가 A형에 비해 상대적으로 적기 때문인 것으로 판단된다.

3. 열회수기의 열교환 성능

Table 3은 실험기간 중 열회수기의 송풍전압별로 각 2개, 즉 120 V와 240 V일 때의 대표적인 자료를 발췌하여 열회수기의 입출구간 열교환 성능을 계산하여 요약한 것이다. 단, 열회수기 A형에는 '00년도 실험결과에 대해서도 참고적으로 표시하여 두었다. 이 때 외부공기를 열교환 파이프로 유입시키는데 사용하였던 송풍기는 최대 풍량 $25 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ (DSB250, 동건공업(주))인 것으로 본 실험에 이용하였던 것(최대 풍량 $42 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)보다 용량이 작았다. 본 실험에 사용한 연료인 LPG는 1 kg의 프로판가스가 연소할 때, 50,150 kJ의 총 발열량 중에서 증발잠열을 제외하면 진발열량은 약 46,325 kJ로 보았다. Table 3의 산정방법에 대한 상세한 내용은 참고문헌을 참고하기 바란다(Suh 등, 2000).

Table 3에서 알 수 있듯이 열교환 파이프를 통과하는 유·출입구의 온도차는 A형에 비해 B형과 C형의 경우가 약 2.3~3.1배정도 높다. 이것은 A형에 비해 B형 및 C형의 경우, 풍량이 상대적으로 적어 열교환

파이프에서 열교환량이 많아 졌기 때문인 것으로 판단된다.

열회수기별 회수효율을 LPG 진발열량 대비 풍량별로 살펴보면 다음과 같다. A형의 경우, 금번 실험치를 기준으로 120 V(풍량 : $0.2308 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)에서는 44.6% 정도이고 240 V(풍량 : $0.4468 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)에서는 43.3% 정도였다. 이것을 송풍기의 풍량이 적은($25 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$) '00년도의 실험결과와 비교하면, 120 V의 경우는 35.6% 정도에서 44.6%로 다소 증가하지만, 240 V에서는 46.0%에서 43.3%로 감소함을 알 수 있다. 따라서 A형의 경우 송풍기의 용량은 $25 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ 전후가 적절할 것으로 판단된다.

그리고 A형과 동일 열 교환면적을 갖는 B형과 A형 및 B형에 비해 열 교환면적을 약 26% 정도 증가시킨 C형의 경우를 보면, B형의 경우는 풍량별로 각각 48.1% 및 49.8% 정도로 나타났고, C형의 경우는 각각 54.9% 및 58.6% 정도였다. 이것은 동일 풍량의 A형에 비해 각각 약 5% 및 13% 정도 높게 나타난 것으로서 열회수용 공기의 흐름방향의 차이 때문에 열회수 성능이 현저히 개선되지는 않았다. 이상의 결과는 최적의 열회수 장치 설계용 기초자료로 활용할 수 있을 것으로 판단된다.

Literature cited

1. Kang G.C. 2001. Status of protected horticulture in China and vision of protected horticulture in Korea. Korean Research Society for Protected Horticulture. : 51-59 (in Korean).
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 STRUCTURES and ENVIRONMENT HANDBOOK, MWPS-1, 1983.
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).
5. Suh, W.M., Y.C. Yoon and J.G. Kang 2000. Analysis of heat exchanging performance of heat recovering device attached to exhaust gas duct. J.Bio-Env. Con. 9(4):212-222 (in Korean).

열회수장치의 열교환 파이프배치 형식별 열교환 성능

서원명* · 윤용철 · 강종국

경상대학교 농업시스템 공학부(농업생명과학연구원)

적 요

본 연구에서는 온실의 온풍식 난방시스템 연통에 장착할 수 있는 폐열 회수기의 성능을 개선하기 위하여 각각 상이하게 설계된 3개의 열교환 장치에 대해 열회수 성능을 실험적으로 비교 분석하였다. A형 열회수시스템의 경우, 초기 투자비용과 현재의 농용 전력요금하에서 대체로 1년을 전후하여 투자에 대한 보상이 충분한 것으로 판단된다. B형 및 C형 열회수시스템의 경우, 열 회수용 공기 흐름방향이 180° 굴절로 저항이 크게 발생되어 송풍팬의 전압 증가에 따른 유속 증가가 미미하며 동일한 열 교환면적에서는 송풍팬의 공기저항 증대로 열 회수 성능이 현저히 개선되지는 못했지만, 직선형보다 B형의 경우 약 5%, C형의 경우 약 13% 정도 높은 열 회수효율을 보였다. 송풍팬의 용량은 A형에 사용된 용량인 25 m³/min 전후가 적절할 것으로 판단되며, 적정 송풍팬 용량 하에서 열회수성능은 헤어핀형이 직선형보다 효과적인 것으로 나타났다. 다만, 헤어핀형은 물론 직선형에서도 열교환 파이프의 배치밀도, 파이프 길이 및 두께 등의 변화에 따른 최적화 연구가 수반되어야 할 것으로 판단된다.

주제어 : 열회수기, 열교환기, 온실, 에너지 보존