

## 개량형 열회수 시스템의 열교환 성능

서원명\* · 윤용철 · 권진근

경상대학교 농업시스템 공학부(농업생명과학연구원)

## Heat Exchange Performance of Improved Heat Recovery System

Won Myung Suh\*, Yong Cheol Yoon, and Jin Keun Kwon

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 pre-developed heat recovery devices attached to exhaust-gas flue connected to combustion chamber of greenhouse heating system. Four different units were compared in the aspect of heat recovery performance; A-, B-, and C-types are exactly the same with the old ones reported in previous studies. D-type newly developed in this experiment is mainly different with the old ones in its heat exchange area and tube thickness. But airflow direction(U-turn) and pipe arrangement are similar with previous three types. The results are summarized as follows; 1. System performances in the aspect of heat recovery efficiency were estimated as 42.2% for A-type, 40.6% for B-type, 54.4% for C-type, and 69.2% for D-type. 2. There was not significant improvement of heat recovering efficiency between two different airflow directions inside the heat exchange system. But considering current technical conditions, straight air flow pattern has more advantage than hair-pin flow pattern (U-turn flow). 3. The main factors influencing on heat recovery efficiency were presumably verified to be the total area of heat exchange surface, the thickness of airflow pipes, and the convective heat transfer coefficient influenced by airflow velocity under the conditions of allowable pipe durability and safety. 4. Desirable blower capacity for each type of heat recovery units were significantly different to each other. Therefore, the optimum air-flow capacity should be determined by considering in economic aspect of electricity required together with the optimum heat recovery performance of given heat recovery systems.

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

\*Corresponding author

### 서 언

우리 나라 시설원에 면적은 최근 정체되는 기미를 보이긴 하지만, 아직도 50,000 ha 이상에 달하고 난방 면적도 점점 증가되어 전체 면적 중에 난방면적이 차지하는 비율은 현재 12,300 ha 정도인 24%이다(Nam, 2001). 난방기의 보급도 매년 증가하여 '00년말 현재 127,560대 정도이다(KSAM, 2001).

최근 국내 버섯 재배면적의 42%를 차지하는 느타리 버섯 재배사도 연중재배를 위하여 난방을 실시하는 농가가 점점 늘고 있고, 특히 새송이(큰느타리) 버섯 재배사의 대부분은 간이형 온실에서 냉·난방 설비를 갖추어 연중재배를 하고 있다. 그리고 버섯 재배면적의

23% 정도를 차지하는 팽이버섯재배사도 난방을 하고 있어 시설원에 뿐만 아니라 농산물 생산을 위한 시설에 난방을 실시하는 농가가 앞으로도 지속적으로 증가할 것으로 판단된다.

시설원예의 난방시스템은 다양하지만, 우리 나라 온실난방의 대부분인 95% 정도가 온풍난방을 하고 있으며(Nam, 2001), 버섯 재배사는 버섯재배의 특성상 대부분 온수난방을 하고 있다. 온실이나 버섯 재배사에 관계없이 이들 시설에서는 난방기 연료로 경유 또는 중유를 사용하고 있으나 거의 대부분 경유를 사용하고 있다. 이들 난방기의 형식은 덕트 접촉식이고 열교환 통로는 2~3패스로 되어 있으며, 건타입 버너와 수동 또는 자동온도조절 장치를 구비하고 있다. 그리고 열효

율은 80~90%로 비교적 높은 편이나 연동을 통하여 배출되는 배기가스로 인하여 손실되는 배기열도 20% 정도로 결코 무시할 수 없는 양으로 이를 재활용할 수 있는 기술개발이 필요한 실정이다(Yoon et al., 2000).

그리고 국제 유가의 불안정으로 인한 가격상승이 매년 시설농가의 경영을 압박함에 따라 유사한 연구와 관련기술 개발이 이루어지고 있지만, 새로운 장치를 설치함에 따른 경제적인 부담 때문에 실용화 될 수 있는 결과는 아직 미미한 실정이다(Kim et al., 1999).

이와 관련하여 본 연구실에서는 시설농업 관련 업체(E.M.K)에서 관심을 갖고 있는 온풍식 난방시스템 연동에 장착할 수 있는 폐열 회수기의 성능을 개선하기 위하여 각각 상이하게 설계된 3개의 열교환 장치에 대해 열회수 성능을 실험적으로 비교 분석하여 그 결과를 보고한 바 있다(Suh et al., 2000, 2002; Yoon et al., 2000). 그 후 이러한 결과를 기초로 기존의 장치를 개량한 열교환 장치가 개발되었다. 따라서 본 연구에서는 기존의 열교환 장치의 실험결과를 바탕으로 새롭게 개발된 개량형 열교환 장치의 열교환 성능을 실험적으로 검토하였다.

## 재료 및 방법

### 1. 열회수 시스템

열회수시스템의 구성 및 온도 측정용 센서의 배치는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 LPG 가스 연소실 및 연

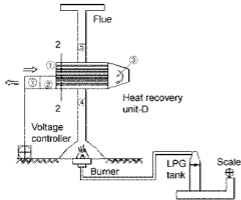


Fig. 1. Layout of heat exchanging component and thermocouples.

소실에 수직으로 설치된 직경 250 mm의 연동, 이 연동에 연직방향으로 열교환 파이프가 배치된 열회수기와 열회수기로 외부공기를 유입 또는 유출시키는 송풍기로 구성되어 있다. 열회수기에 사용한 송풍기는 실제 온실에서 사용하는 것과 동일한 최대 풍량 20 m<sup>3</sup>·min<sup>-1</sup>(0.33 m<sup>3</sup>·s<sup>-1</sup>)의 송풍기(J.G.T-F19DSA, I.G(주))를 사용하여 주변 공기를 열교환기로 유입시켰다.

Fig. 1에서 열회수기(E-160, E.M.K)는 LPG 연소실에 수직으로 설치된 연동에 연직방향으로 열교환 파이프가 배치된 열회수기를 설치하여 실험하였다. 이 장치는 Suh 등(2002)이 보고한 B, C와 열교환 방법은 거의 동일한 것으로 전체 열교환 파이프 중, 상부에 위치한 일부 파이프는 유입구, 하부에 위치한 일부 파이프는 유출구로 구분하여 열교환이 이루어지도록 하였다. 즉, 하부에 위치한 일부 파이프에 디트 및 송풍기를 설치하여 상부에 위치한 일부 파이프도 외부공기가 유입되어 열교환 파이프에서 1차 열교환 시킨 후, 이 공기의 흐름을 180 회전시켜 하부에 위치한 파이프로 유입시켜 하부 파이프에서 2차 열교환이 이루어지도록 하여 유출시키는 것이다. D형과 B, C형과의 차이점은 유입구와 유출구의 상하위치가 반대이고, 열교환 파이프의 개수 및 두께가 다르다.

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

### 2. 열회수 장치의 단면도

열회수 장치는 직사각형 단면을 가진 것으로 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 외부를 통하여 연동의 배기가스를 흐르게 하여 열을 회수하도록 하였다. 열교환 파이프는 내경 36.0 mm, 두께 1.0 mm, 길이 420 mm인 알루미늄 합제로 제작되었고, 파이프 표면은 배기가스로 인한 부식 방지를 위하여 특수 도금되어 있다. 지난번 보고한(Suh et al., 2002) 열교환 파이프의 두께는 1.2 mm이었다.

열회수기 규격은 610×426×629 mm이고, 열교환 파이프는 45개로서 총 전열면적은 약 2.24 m<sup>2</sup>이다. 회

Table 1. Specification of heat recovery unit.

Items	Unit A	Unit B	Unit C	Unit D
Outer diameter of pipe (mm)	38	38	38	38
Length of pipe (mm)	420	420	420	420
Number of pipe (EA)	32	32	40	45
Total heat transfer area of pipe (m <sup>2</sup> )	1.60	1.60	2.01	2.24
Surface area of heat exchanger (m <sup>2</sup> )	1.41	1.13	1.13	1.27

수기 본체의 외부 표면적은 약 1.27 m<sup>2</sup>이다. 상부측에 있는 24개의 파이프로 외부공기를 흡입하여 1차 열교환을 이루어지게 하고, 하부측 21개의 열교환 파이프에서 2차 열교환이 이루어지도록 한 후, 공기를 배출되도록 하였다. 이 형식(Unit D)은 지난해 실명한 형식 A~B형과 C형에 비하여 열교환 면적을 각각 40.0%와 11.4% 정도 증가시킨 것이다.

열회수기에서는 연통부의 일부(약 2.0 m<sup>2</sup>)와 함께 외기온과의 온도차에 의해 대류열전달이 이루어진다. Table 1은 지난해 실명한 열회수를 포함한 열회수 장치의 제원을 나타낸 것이다.

### 3. 열회수 성능시험

Fig. 1에서 보는 바와 같이 LPG 연소실에서 연소

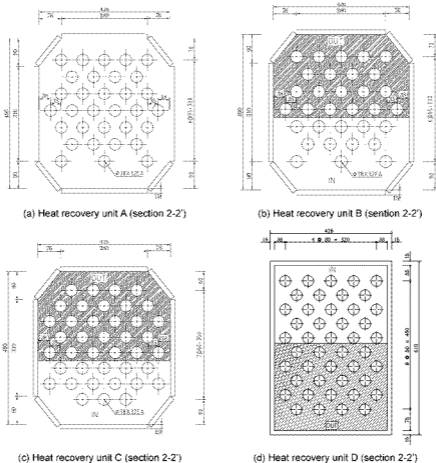


Fig. 2. Cross section of heat recovering device (unit : mm).

된 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 질량 관계로부터 계산하였다.

열회수 성능은 열회수기에 장착된 송풍기의 풍속변화에 따른 풍량별로 분석하였다. 단, LPG 연소실의 온도는 온풍난방기의 배기가스 온도가 230~380°C 범위에 있고, 열회수장치의 사용 안전범위인 400°C인 점을 고려하여 280°C 전후가 되도록 LPG 가스 조절기로 적절히 조절하였으며, LPG 사용량은 용량 40 kg, 감도 0.1 g인 디지털 저울(TP4KS, OHAUS)을 이용하여 1분 간격으로 측정하였다.

연소실 직상부, 열회수기 통과 후 연통 내부, 열회수기 유·출입부 등 각 측정의 온도는 온도센서(thermocouple)를 설치하여 10초 간격으로 측정하였으며, 측정값은 Data logger(10K2)에 저장하여 분석하였다. 외부 온도는 실험 장치에서 5 m 정도 떨어진 백엽상내의 전·습구 온도를 사용하였다.

열회수기 유출부의 풍속은 유출부의 직경과 동일한 지름 200 mm의 덕트를 약 1.2 m 정도 연장하여 덕트 끝에서 20 cm 정도 내측에서 열선풍속계(7456, KANOMAX)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 A, B 및 C형의 경우, 송풍기(DSB250, 동건공업(주))의 용량은  $42 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$  ( $0.7 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ )이다.

Table 2에서 알 수 있듯이 A형과 D형은 전압변화에 거의 비례하여 풍속이 변화하지만, B형 및 C형의 경우는 전압에 비례하여 변화하지 않았다. 즉, 열회수기 A형과 D형의 경우 120 V 및 240 V일 때 풍량이 약 94%와 80% 정도 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. 그리고 240 V인 경우, A, B, C 및 D형의 풍량은 송풍기 최대용량의 약 64%, 32%, 37% 및 96% 정도로 상당한 차이가 있음을 알 수 있다. 따라서 사용하기 전에 실제 제품별 형상이나 용량에 따른 소풍용량에 대해서도 검토하여야 할 것으로 판단된다.

### 2. 각 지점별 온도변화

Fig. 3은 2003년 3월 24일부터 3월 29일까지 열회수장치 D형에 대한 실험자료 중 전압변화, 즉 풍량변화( $0.1780 \sim 0.3190 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ )에 따른 각 측정의 온도변화의 일례를 도시한 것이다. 단, Fig. 3에서 0 V는 송풍기를 off한 상태로 풍량이  $0 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 이다. 연소실에 인접한 4번 측정의 온도는 280°C 전후로서 다른 지점에 비해 변화의 진폭은 다소 크지만, 그 변화의 양상은 대체로 일정함을 알 수 있다.

Fig. 3에서 알 수 있듯이  $0.3190 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 에서  $0.1780 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 로 변환시키면, 2번 측정의 평균온도(회수열)가 약 32°C에서 39°C로 약 7°C 증가함을 알 수 있다. 이것은 지난해 발표한(Suh et al., 2002) A형의 경우 25°C에서 31°C로 약 6°C 증가한 것과 B, C형의 경우 38~36°C에서 41~39°C로 약 3°C 증가한 것에 비하면 약간 더 증가한 것이다. 이상을 종합하여 보면, 풍량변화에 따라 회수열의 온도가 변하는 것을 알 수 있다. 즉, 전압변화에 따른 풍량증가에 따라 회수열의 온도가 서로 다른 것을 알 수 있다. 그리고 풍량

Table 2. Airflow velocity and volumetric airflow rate.

Airflow control voltage (V)	Heat recovering unit A Φ=250 mm		Heat recovering unit B Φ=250 mm		Heat recovering unit C Φ=250 mm		Heat recovering unit D Φ=200 mm	
	Airflow velocity ( $\text{s}^{-1}$ )	Volumetric airflow rate ( $\text{s}^{-1}$ )	Airflow velocity ( $\text{s}^{-1}$ )	Volumetric airflow rate ( $\text{s}^{-1}$ )	Airflow velocity ( $\text{s}^{-1}$ )	Volumetric airflow rate ( $\text{s}^{-1}$ )	Airflow velocity ( $\text{s}^{-1}$ )	Volumetric airflow rate ( $\text{s}^{-1}$ )
120	4.70	0.2308	4.40	0.2161	4.90	0.2406	5.70	0.1780
240	9.10	0.4468	4.60	0.2259	5.30	0.2602	10.20	0.3190

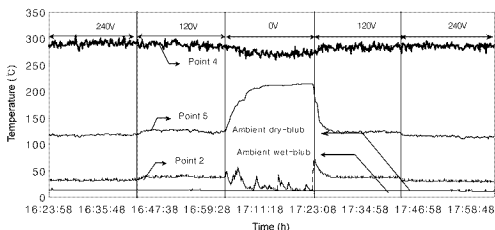


Fig. 3. Time dependent temperature variations according to flow control voltages.

이  $0 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 인 경우, 회수열의 평균온도가 약  $18^\circ\text{C}$ 로 외기온  $13^\circ\text{C}$  보다 다소 높은 것은 열회수기에 인접하여 있기 때문인 것으로 판단된다.

또한 0V를 경계로 후반부의 측정 2, 4, 5년의 온도가 전반부보다 약간 낮은(평균  $1^\circ\text{C}$ ) 것은 외기온의 영향 때문인 것으로 판단된다.

### 3. 열회수기의 열교환 성능

Table 3은 실험기간 중 열회수기의 송풍전압별로 각 2개, 즉 120V와 240V인 때의 대표적인 자료를 발췌하여 열회수기의 입출구간 열교환 성능을 계산하여 요약한 것이다. 본 실험에 사용한 연료인 LPG는 1kg의 프로파가스가 연소할 때 50,150 kJ의 총 발열량 중,

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

Types	Heat recovery unit A		Heat recovery unit B		Heat recovery unit C		Heat recovery unit D	
Date (year,day,time)	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	03/3/29 16:23	03/3/29 17:00
Airflow control voltage (V)	120	240	120	240	120	240	120	240
LPG combustion rate ( $\text{h}^{-1}$ )	0.72	0.72	0.73	0.73	1.02	0.96	0.778	0.778
(1) LPG combustion rate ( $\text{kJ} \cdot \text{h}^{-1}$ )	33,354	33,354	33,910	33,910	47,251	44,472	36,092	36,092
$T_d$ ( $^\circ\text{C}$ )	16.0	17.6	22.6	21.9	13.5	13.5	12.29	12.1
$T_w$ ( $^\circ\text{C}$ )	13.5	14.2	14.2	13.9	10.3	10.1	7.1	7.2
$T_2$ ( $^\circ\text{C}$ )	30.5	24.9	40.6	38.5	37.6	35.9	37.6	30.7
$h_2$ ( $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ )	52.80	47.27	58.03	55.81	54.56	52.33	48.61	41.94
$h_1$ ( $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ )	37.94	39.78	39.66	38.86	29.97	29.50	22.82	23.07
Specific volume ( $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ )	0.87203	0.8560	0.89820	0.89215	0.88939	0.88426	0.88608	0.86658
(2) Heat exchange rate $Q_{1,2}$ ( $\text{kJ} \cdot \text{h}^{-1}$ )	14,158.8	14,074.2	14,291.1	13,784.4	23,947.7	24,184.4	18,650.9	25,006.7
Heat recovery eff. by pipe (%)	42.6	42.2	42.1	40.6	50.7	54.4	51.7	69.2
(2)/(1)×100								

\*  $T_d$ : Ambient dry blub temperature,  $T_w$ : Ambient wet blub temperature,  $T_2$ : Outlet temperature,  $h_2$ : Outlet enthalpy,  $h_1$ : Inlet enthalpy.  
 $Q_{1,2}$ :  $(h_2 - h_1)$  volumetric airflow rate ( $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ) / specific volume ( $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ ).

연소과정에서 발생하는 수분에 의한 증발잠열을 제외하면 진발열량은 약 46,325 kJ로 보였다. Table 3의 산정방법에 대한 상세한 내용은 문헌을 참고하기 바란다(Suh et al., 2000).

Table 3에서 알 수 있듯이 열교환 파이프를 통과하는 유·출입구의 온도차( $T_2 - T_4$ )는 A형에 비해 B형, C형 및 D형의 경우가 약 2.3~3.1배 정도 높다. 이것은 A형에 비해 B형, C형 및 D형의 경우가 상대적으로 풍량이 적어 열교환 파이프에서 열교환량이 많아졌기 때문인 것으로 판단된다.

열회수기별 회수효율을 LPG 진발열량 대비 풍량별로 살펴보면 다음과 같다. A형의 경우, 전압 120 V(풍량 :  $0.2308 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ )에서는 42.6% 정도이고 240 V(풍량 :  $0.4468 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ )에서는 42.2% 정도였다. A형과 열 교환면적이 동일한 B형의 경우는 각각 42.1% 및 40.6% 정도로써 A형과 B형은 풍량을 증가시키면 열 회수효율이 약간 감소하는 것으로 나타났다. 따라서 A형과 B형은 송풍기 용량이 필요이상으로 큰 것으로 판단되기 때문에 A형의 경우는 지난 번 보고(Suh 등, 2002)와 같이 송풍기의 용량은  $25 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$  전후가 적절할 것으로 판단된다. 그리고 B형의 경우는 열 회수용 공기의 흐름방향 변화에 따른 열 회수능력이 개선되지 않는 것으로 나타났다.

그리고 A형 및 B형에 비해 열 교환면적을 약 25.6% 증가시킨 C형, 또 A형 및 B형과 C형에 비해 열 교환면적을 각각 40.0%와 11.4% 증가시킨 D형의 경우를 보면, C형은 풍량별로 각각 50.7% 및 54.4% 정도로 나타났고, D형의 경우는 각각 51.7% 및 69.2% 정도로써 C형과 D형은 풍량을 증가시키면 열 회수효율이 증가하는 것으로 나타났다. C형과 D형을 동일 전압의 A형과 비교해 보면, 각각 12.2% 및 27.0% 정도 증가한 것으로써 열 교환면적을 증가시킨 것(25.6%와 40.0%)에 비하면 증가의 정도는 미미함을 알 수 있다. D형은 동일 전압의 C형에 비해 약 15% 정도 증가하는 것으로 나타나 열 교환면적 증가율 11.4% 보다 약간 크게 나타났다. 이것은 D형의 열교환 파이프의 두께가 1.0mm로써 C형의 1.2 mm 보다 얇고, 또 풍속증가에 따른 대류열전달계수가 증가하였기 때문인 것으로 판단된다.

이상의 결과를 보면, C형 및 D형이 A형 및 B형 보다 열 회수효율이 상대적으로 높게 나타난 것은

열 교환면적이 상대적으로 크기 때문이고, 열 회수용 공기의 흐름방향 변화와는 관계가 없는 것으로 판단할 수 있다. 또 D형이 C형 보다 열 회수효율이 큰 것도 열 교환면적 증가, 파이프 두께의 감소 및 풍속 증가에 따른 대류열전달계수의 증가 때문인 것으로 판단된다.

따라서, 열교환 파이프의 내구성 등을 고려하여 가능한 범위 내에서 열 교환면적을 증대시키거나 파이프의 두께를 얇게 하고 풍속을 증대시키는 것이 열 회수능력을 개선할 수 있을 것으로 판단된다. 또 공기의 흐름방향이 열 회수능력 개선효과와는 관계가 없는 것으로 판단된다.

## 적 요

본 연구에서는 온실의 온풍식 난방시스템 연통에 장착할 수 있는 폐열 회수기의 성능 개선을 목적으로 기 설계된 세 가지 열교환 장치와 기존의 장치에서 열교환 면적과 파이프의 두께 및 공기흐름 방향을 개량한 새 열교환 장치에 대해 열회수 성능을 실험적으로 비교 분석하였다. 그 결과 기존의 열 교환장치인 A형, B형 및 C형의 열회수 성능은 동일 송풍전압에서 각각 42.2%, 40.6% 및 54.4% 정도였으나, 새로 개량된 D형은 69.2%로써 가장 현저히 높게 나타났다. 그러나 열회수용 공기의 흐름방향 변화에 따른 열회수 성능 개선효과(A형 대비 B형)는 없는 것으로 나타나 적정 송풍기 용량이라면 직선형이 공기의 흐름방향을 180° 굴절시키는 헤어핀형보다 효과적인 것으로 판단된다. 결국 열회수 성능은 열회수 시스템의 열교환 면적과 열교환 파이프의 두께 및 풍속에 크게 좌우되는 것으로 나타났다. 따라서, 열교환 파이프의 내구성 등을 고려하여 가능한 한 범위 내에서 열 교환면적을 증대시키거나 열교환 파이프의 두께를 얇게 하고 풍속을 증대시키는 것이 열회수 성능 개선효과와 직결됨을 알 수 있었다. 그리고 송풍기 용량이 필요이상으로 큰 경우, 소비전력이 많게 되는 등의 문제가 있기 때문에 적정용량 및 제품의 안정성을 고려하여 선택해야 할 것으로 판단되었다.

**주제어** : 열회수기, 열교환기, 온실, 에너지 보존

인용문헌

1. 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).
2. Korea Society for Agricultural Machinery. 2001. Agricultural machinery yearbook 2001-2002. p. 114 (in Korean).
3. Nam, Y.L. 2001. Strategies for the increased competitiveness of horticulture corps. Korean Research Society for Protected Horticulture. p. 99-112 (in Korean).
4. 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).
5. Suh, W.M., Y.C. Yoon and J.G. Kang 2002. Heat exchanging performance as affected by arrangement of heat exchanging pipe. J. Bio-Env. Con. 11(3):101-107 (in Korean).
6. 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).