

열풍건조로의 열효율 향상을 위한 개선방안 연구

김동규* · 김종수**† · 김종열*** · 김상진**** · 정용현** · 김동규** · 공기봉*****

*LG전자 · **부경대학교 · ***동명대학 · ****부산도시개발공사 · *****LG Micron

Economic Evaluation through Thermal Efficiency Elevation in Hot Air Drying Tower

Dong-Kyu KIM* · Jong-Soo KUM**† · Jong-Ryeol KIM***

Sang-Jin KIM**** · Yong-Hyun CHUNG** · Dong-Kyu KIM** · Ki-Bong KONG*****

*LG Elect. · **Pukyung University · ***TongMyeong Univ.

****Pusan Metropolitan cooperation · *****LG Micron

(Received September 25, 2008 / Accepted October 22, 2008)

Abstract

Hot air drying is a method that let moistures evaporate by heat exchange between heating air and dry target. This way is dominating more than about 70% of dryers that the use extent is wide fairly, and is established in domestic than dryer that use conduction or radiation etc. Most of research about drying had been emphasized in size of device through analysis for these dry phenomenon plain, heating topology, and aspect of form and so on by dry target's special quality, and research about device development or waste heat withdrawal technology in energy utilization efficiency side is slight real condition. Therefore, in this study, Investigated numerically about thermal efficiency elevation that is leaned against as that change the temperature of inlet and outlet in heat exchanger of the hot air drying tower.

Key words : Hot air drying tower, Thermal efficiency, Humidity, Energy conservation

I. 서론

열풍건조는 피건조물에 가열공기를 접촉시킴으로서 열이 전달되어 수분을 증발시키는 대류전열 건조방식이다. 이 방식은 전도전열이나 복사전열 등을 이용하는 건조기에 비해 그 사용범위가 상당히 넓으며, 국내에 설치되어 있는 건조기의 약 70%이상을 차지하고 있다.

열풍건조 시스템의 열 및 물질전달은 기본적으로 수분과 온도 구배에 의해서 이루어지며 이러한 과정은 수증기 압력의 변화로 인한 증기의 확산, 함수율에 따른 피건조물의 비열, 열전도 계수, 확산 계수 등의 물성치들의 변화, 공기와의 접촉면에서 수분의 증발량과 증발열에 의한 에너지 손실 및 피건조물로부터 증발한 수분의 확산과 대류에 의한 공기 중으로의 물질 전달 등 복

† Corresponding author : 051-629-6178, jskum@pknu.ac.kr

* 이 논문의 일부는 2004년 대한설비공학회학술발표지에 발표함

잡한 현상들이 포함되어 있으며 이러한 건조현상에 대한 열 및 물질전달 연구는 다양하게 추진되었다.1) 그러나, 대부분의 건조분야 연구는 건조현상들에 대한 해석을 통해 장치의 크기 가열형태, 운전성 및 피건조물의 특성에 따른 형식 등의 측면에서만 그 중요성이 강조되어 왔으며, 에너지 이용효율 증대를 위한 관점에서의 장치개발이나 폐열회수기술의 적용에 대한 연구는 미미한 실정이다.

일반적으로 열풍건조는 열풍의 온도와 피건조물 온도와의 차에 의해서 전열과 증발이 진행된다. 건조 기간에서의 피건조물의 건조도는 열풍 온도가 높고 그 습도는 낮은 것이 유리하다. 또한 열풍건조에서는 보유열량의 대부분을 피건조물의 온도상승과 수분증발에 활용한 후, 방열손실을 제외한 열풍이 그대로 출구로 배출되므로 다른 형식에 비해 고온이며 수분을 포함한 배기의 방출량이 많고 배출되는 공기가 포함한 열량(건공기 현열 및 수증기 잠열)도 크므로 에너지 손실이 큰 단점이 있다. 열풍건조 공정에서 발생하는 배출공기는 건공기(연소가스 포함)와 피건조물에서 발생한 수증기의 체적의 합으로 구성되며 각 성분은 고유한 열용량(enthalpy)을 갖고 있다. 이러한 건공기와 수증기의 혼합기체인 배출공기의 열용량은 수증기/건공기의 비 즉, 습도의 변화에 따라 영향을 받는다. 특히 건조용 열풍의 입·출구 온도 및 습도, 주변공기의 온도 및 습도를 적절히 변화시켜 열효율을 향상시킬 수 있다.

열풍건조기는 단위처리량에 대한 제반 운전비용을 최소로 하는 것이 필요하며, 장치의 설계상에 있어서 어떤 하나의 설정치를 변경하면 이에 관련된 비용은 감소하지만 다른 비용은 증가할 수 있다. 예를 들면 건조기 열풍입구온도가 일정한 경우에 배기온도를 낮추면 열효율이 높아지므로 운전비용은 감소하지만 건조기의 필요 용적이 커지게 되어 초기 설비고정비는 증가하게 된다 따라서 건조기의 최적 운전조건을 검토하여 장치의 특성을 해석하고 보다 효율적인 운전조작 및

상태의 개선을 통하여 건조능력 증대 및 열효율 향상을 기대할 수 있다.

본 논문에서는 열풍 건조로에서 폐열회수장치 도입에 따른 열원 공급 장치의 발생열량 변화에 의해 기대되는 열효율 향상기술에 대한 효용성을 검토하는데 그 목적이 있다.

II. 열풍건조기의 열효율

건조기에서의 에너지 효율은 총에너지 즉 투입에너지(열 및 전기)와 관련된 것으로부터 장치의 감가상각비 등을 고려한 총경비로부터의 에너지 환산치에 대한 피건조물의 온도(습구온도) 상승에 필요한 열량 (q_1), 수분증발에 사용된 에너지 (q_2) 및 방열손실 (q_3) 등의 합 의 비로써 결정되지만 본 연구에서는 총 투입에너지에 대한 피건조물의 습구온도에 도달하기까지의 가열에 필요한 현열과 수분증발에 필요한 잠열의 합의 비로 계산하였으며 그 내용은 식(1)과 같다.

$$\eta = \frac{q_1 + q_2}{Q} = \frac{t_i - t_o}{t_i - t_a} \quad (1)$$

- η : 열효율 [%]
- Q : 열풍발생기의 발생열량 [W]
- q : 건조조작에 소비되는 열량 [W]
- h : 열전달 계수 [W/m²·K]
- t : 열풍온도 [K]

단, 아래첨자는 다음과 같다.

- a : 외기,
- g : 건조로 유리표면,
- i : 건조기의 입구,
- o : 건조기의 출구,
- p : 열풍발생기,
- r : 배기덕트,
- s : 건조로 표면

Ⅲ. 실험 대상 및 방법

3.1 실험 대상

본 실험에서 측정대상으로 사용된 건조로는 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 4,050×1400×10,950 크기의 타워 형식으로 되어 있다. 건조로는 네 개의 존(A, B, C, D)으로 구분되어 있으며, 존 별로 각기 다른 온도로 운전되고 있다. [A존 90℃, B존 120℃, C존 70℃, D존 50℃] 존의 온도는 개개의 스팀열교환기[700 kPa]에 의해서 제어되며, 피건조물은 A, B, C, D존을 순서대로 통과하여 건조된다.

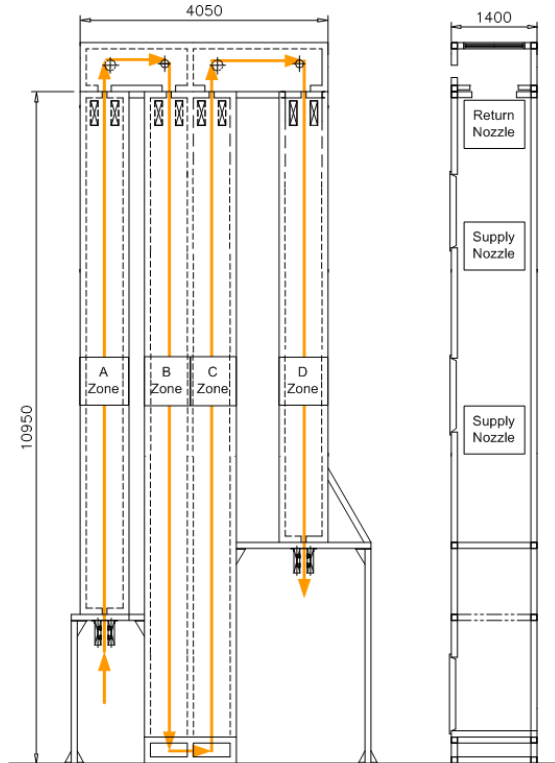


Fig. 1. Schematic diagram of experimental hot air dryer

열풍의 공급은 각 존별로 두 위치에서 공급되며, 배기구에는 각 존의 최상부에 존재한다. 하나의

열풍발생기 풍량은 80 CMM, 즉 건조로의 총 급기 풍량은 320 CMM이며, 배기 풍량은 100 CMM이다. 배기는 각 존의 배기를 통합하여 실외로 배출한다. 외기는 A, B존은 최상층의 실내 공기를 사용하며, C, D존은 제품의 안정성을 목적으로 22℃의 공기를 도입한다. 외기도입량은 각각 50 CMM이다.

3.2 실험 방법

본 실험에 사용된 피건조물은 5μm 두께의 도포된 철판을 사용하였으며, 초기 함수율은 75%WB, 크기는 637 mm × 5 t(μm)로서 피건조물은 7.2 m/min으로 공급되었다.

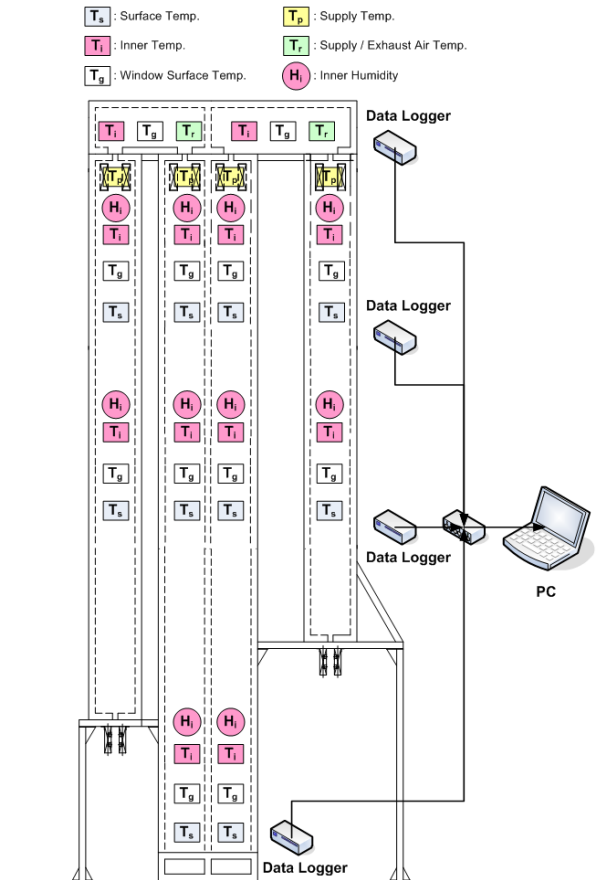


Fig. 2. Organization of experimental device

건조로 내부의 온습도 분포와 건조로의 표면 온도를 파악하기 위해 34개의 T-type 열전대와 8개의 습도계를 설치하였으며, 열교환 전후의 온도와 급배기의 온습도를 측정하였다. 온습도 데이터는 1초 간격으로 Data Logger에 기록하였다. 측정지점은 Fig. 2에 나타낸 것과 같다.

측정은 우리나라의 기후 특성상 하절기의 습도가 가장 높기 때문에 건조성능 저하에 영향을 미칠 가능성이 있으므로 8월 1일에서 15일까지 측정하였다.

IV. 실험결과 및 고찰

4.1 내부 온습도 측정결과

열풍 건조로의 온습도 데이터는 Fig. 3, Fig. 4에 나타낸 것과 같이 일정한 온습도를 유지하며 운전되고 있으므로 하루 동안의 데이터만 나타내었다.

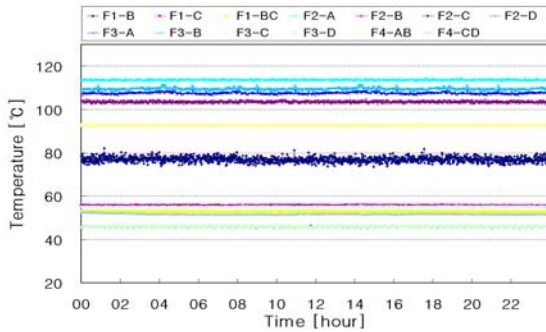


Fig. 3. Inner temperature

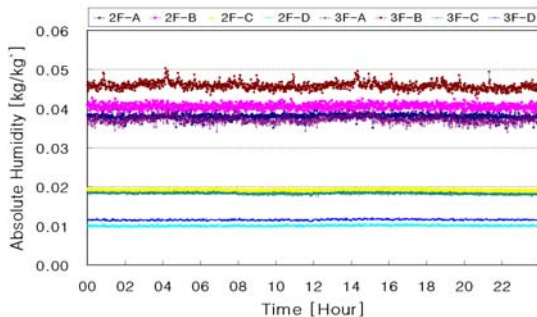


Fig. 4. Inner humidity

Table 133 Inner temperature

	Average	Max	Min	Stdev
F1-B	76.9	78.1	75.5	0.2097
F1-C	55.6	56.1	54.8	0.2031
F1-BC	53.0	53.3	52.6	0.1131
F2-A	113.6	114.7	112.6	0.3350
F2-B	103.5	104.8	102.3	0.3958
F2-C	55.2	55.7	54.7	0.1836
F2-D	45.8	46.7	45.0	0.3802
F3-A	107.5	108.9	106.3	0.4691
F3-B	109.4	111.6	108.1	0.4882
F3-C	55.0	55.7	54.4	0.1892
F3-D	45.9	46.7	45.1	0.3100
F4-AB	92.7	93.4	91.7	0.2363
F4-CD	51.6	52.8	51.1	0.2586

Table 134 Inner absolute humidity

	Average	Max	Min	Stdev
2F-A	0.0381	0.0412	0.0351	0.0006
2F-B	0.0406	0.0427	0.0381	0.0007
2F-C	0.0193	0.0199	0.0186	0.0002
2F-D	0.0101	0.0106	0.0097	0.0002
3F-A	0.0372	0.0397	0.0340	0.0008
3F-B	0.0458	0.0503	0.0433	0.0009
3F-C	0.0184	0.0189	0.0176	0.0002
3F-D	0.0116	0.0121	0.0110	0.0002

※ F는 층을 A, B, C, D는 존을 나타낸다.

24시간 연속 운전되는 건조로의 내부온도 측정 결과를 살펴보면 건조로가 외기 조건에 관계없이 $\pm 2\text{ }^\circ\text{C}$ 범위 내에서 일정한 온도를 유지하며 운전되며, 절대습도 또한 $\pm 0.005\text{ kg/kg}$ 범위 내에서 일정한 값을 유지하였다.

그 측정값을 Table 1과 Table 2에 나타내었다.

4.2 내부 온도분포

건조로 내부의 온도분포를 살펴보면 A, B존에서 피건조물의 이동 방향으로 갈수록 내부온도가 떨어지고 있는 것을 알 수 있는데, 이는 피건조물의 온도상승 및 수분증발의 잠열로써 활용된 것이다.

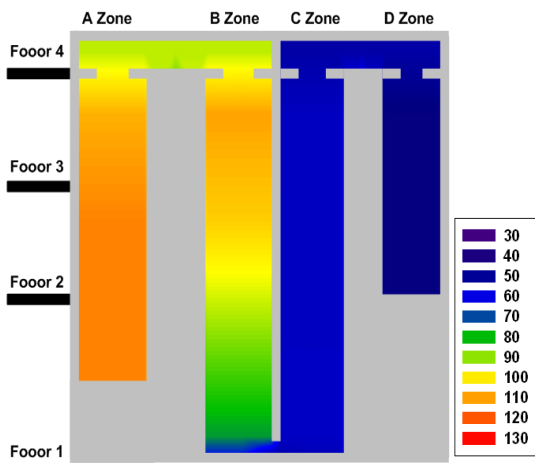


Fig. 5. Distribution of inner temperature

이에 반해 C, D존에서는 온도분포가 고르게 나타나고 있다. 이는 절대습도 측정결과에서 A, B존의 절대습도가 0.0458 kg/kg'인 것에 반해 C, D존의 절대습도는 0.0199 kg/kg'로 A, B존에 비해 현저히 낮게 나타나고 있다. 이를 통해 피건조물이 이미 A, B존에서 가열공기와의 열교환을 통해서 온도상승과 대부분의 수분증발이 이루어졌음을 알 수 있다.

4.3 열효율 향상을 위한 개선안 검토

Fig. 6에 각 존별 급배기와 통합된 배기의 온도 및 절대습도를 나타내었다. A, B존의 배기는 고온 고습이며, C, D존의 배기는 저온 저습임을 알 수 있다. 여기서 상반된 두 종류의 배기를 통

합하여 배출함으로써 고온의 A, B존 배기의 열원으로써 효율가치를 줄여 폐열회수장치 등의 적용가치를 떨어뜨리고 있으며, C, D존 배기의 온도보다 낮고 절대습도는 오히려 높은 최상층의 실내공기가 A, B존의 급기로 사용되고 있음을 파악할 수 있다.

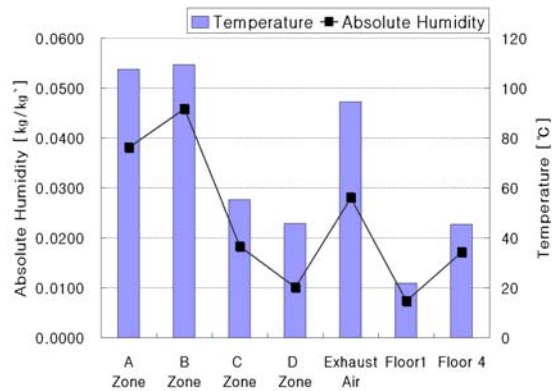


Fig. 6. Temperature & absolute humidity of airing

Table 135. Improvement of thermal efficiency & Air supply temperature according to Efficiency

Efficiency of waste heat recovery device	Air supply temperature	Improvement of thermal efficiency	Exhaust Air[After]
90%	71.6	52.5%	87.5
80%	63.7	44.1%	95.5
70%	55.7	36.5%	103.4
60%	47.8	29.8%	111.4

상기의 문제점을 보완하고자 폐열회수장치를 적용했을 때 기대되는 효과를 검토해 보았다. Fig. 7은 폐열회수장치 적용 전후의 급배기 방식을 도식화한 그림이다. C, D존 열풍발생기의 급기로는 22°C 공기를 사용하며, 폐열회수장치의 효율을 높이기 위해 고온 고습의 A, B존의 배기와 저온 저습의 C, D존의 배기를 분리하여, C, D존

의 배기를 A, B존의 급기로 활용한다. 여기서 C, D존의 배기는 폐열회수장치를 통해 A, B존의 급기에서 열을 회수한다.

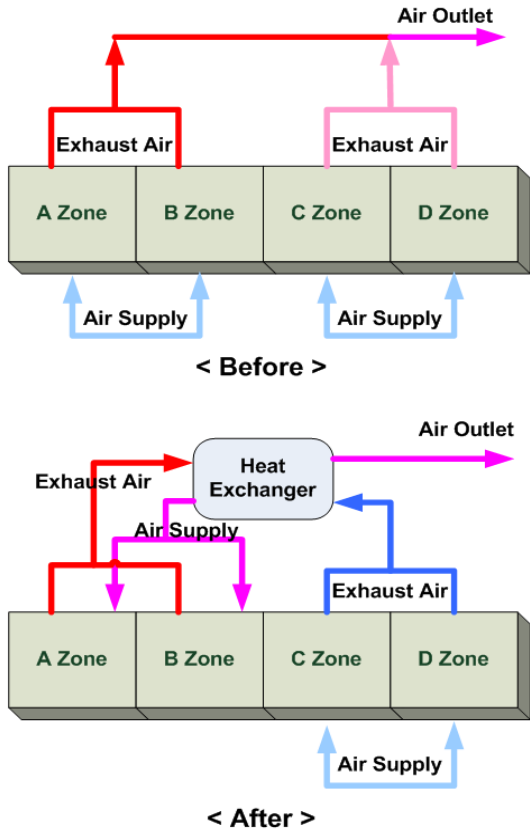


Fig. 7. Schematic diagram of air supply & exhaust air system

폐열회수장치의 효율(90~60%)에 따른 A, B존 급기의 온도, 열효율 향상 및 최종 배기의 온도를 Table 3, Fig. 8, Fig. 9에 나타내었다.

A, B존 열풍 발생기의 입구 온도는 폐열회수장치 적용 전의 급기 온도인 45.5 °C에 비해 폐열회수장치의 효율에 따라 26.1, 18.2, 10.2, 2.2°C가 상승하며, 열풍건조기에서의 방열손실을 무시한 이론 열효율(식1)은 52.5, 44.1, 36.5, 29.8%가 상승하는 것을 알 수 있다.

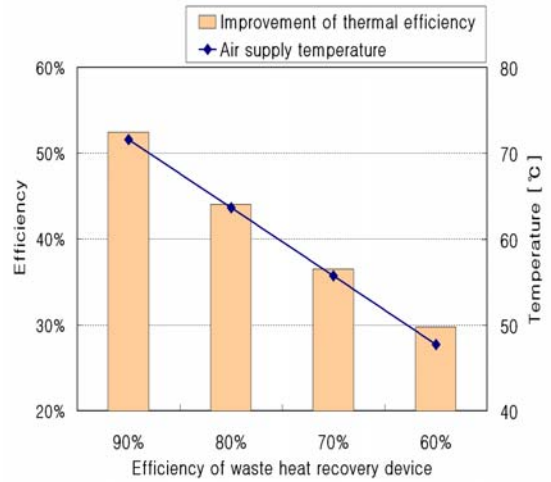


Fig. 8. Improvement of thermal efficiency & Air supply temperature according to Efficiency

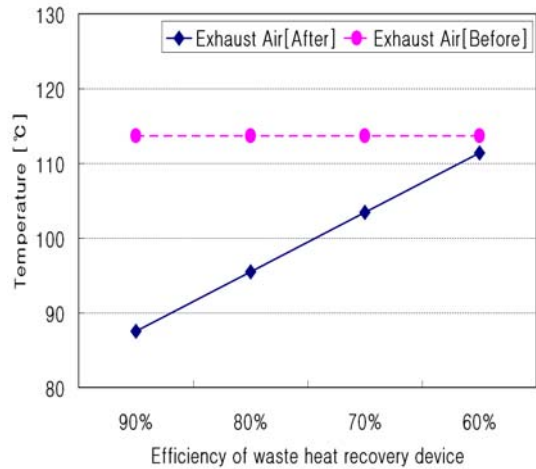


Fig. 9. Exhaust air temperature

또한, 최종 배기의 온도는 폐열회수장치 적용 전의 배기 온도인 113.7°C에 비해 폐열회수장치의 효율에 따라 26.1, 18.2, 10.2, 2.2°C 만큼 감소하였다.

개선안 검토의 결과를 Table 2에 나타내었다. A존에서 개선전후 2824 W, B존에서 2823 W의 스팀 절약량을 보였다. 또한 스팀 절약량 7.1 kg/h, LNG 사용량 0.62 m³/h, 단가 398.9 원/m³을

적용시켰을 때 예상투자액 550만원에 대한 투자 회수율은 약 2.5년으로 계산되었다.

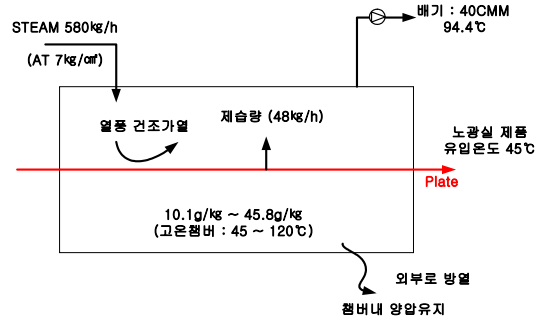
Table 2. Heat capacity

	열교환 전온도 (°C)		열교환 후 온도 (°C)	풍량 (C MH)	비중량 (kg/m ³)	비열 (kJ/kg·K)	가열량 (W)		가열량 차 (W)
	개선 전	개선 후					개선 전	개선 후	
A 존	54.3	71.6	114.0	480	0.87	0.24	9743	6919	2824
B 존	54.3	71.6	112.9	480	0.88	0.24	9563	6740	2823

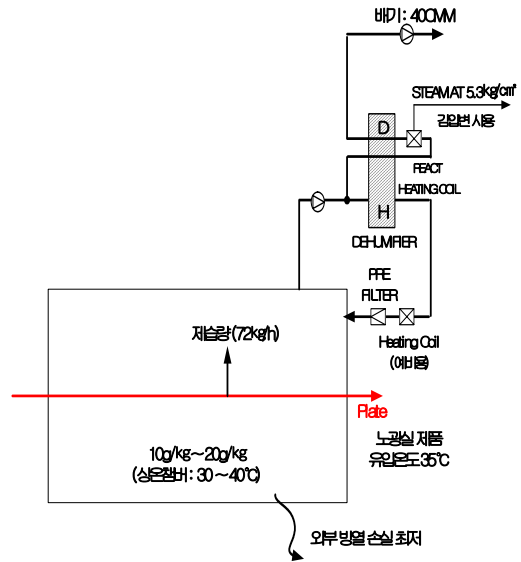
4.4 정면건조로 운전방식변경

Fig.10(a)에 표시된 기존의 건조방식은 정면건조로 내에서 코팅된 Plate를 열풍 건조시켜 요구하는 건조도를 유지하도록 하는 것이다. 공정 중 45 ~ 120°C 온도를 유지함으로써 건조되는 증발량에 비해 에너지 소모는 10배 정도가 되고 고온의 챔버와 건조과정실은 큰 공간이 필요함으로 외부로 방열 손실도 크다. 따라서 Fig.10(b)와 같이 생산 공정 중 이송시간을 빠르게 하여 생산량을 증대시키고 온풍가열건조 시스템에서 상온건식제습 시스템을 도입하여 에너지 절약과 생산량 증대라는 두 가지 목적을 달성할 것으로 판단된다.

다음은 생산량 1.5배 증가시 설비투자비용을 산출한 것으로 순환 시스템 보강 1.5억, 건식 시스템 도입 1.5억, 덕트라인 보강 0.5억, 자동제어 시스템 0.5억, 예비테스트 및 파이롯트 설비 제작 1.5억으로 고려할 때 전체 5.5억 예상된다. 이때 연간 운전비 절감액으로 계산한 결과 총 투자액 5.5억에 대하여 1.432억으로 투자비 회수에는 3.8년이 걸릴 것으로 예상된다.



(a) existing system



(b) improvement system

Fig. 10. New hot air drying tower

V. 결론

본 연구에서는 열풍 건조로에서 폐열회수장치 도입에 따른 열효율 향상 기술에 대한 효용성을 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 열풍건조로에 폐열회수장치적용 후 급기 온도는 폐열회수장치의 효율에 따라 26.1, 18.2,

10.2, 2.2℃가 상승하며, 열효율은 52.5, 44.1, 36.5, 29.8%가 상승되고 경제성에 검토결과 회수년이 약 2.5년으로 예상된다.

(2) 폐열회수장치의 효율에 따라 급기온도와 열효율은 비례하였다.

(3) 열풍건조로에 폐열회수장치적용 후 최종 배기온도는 폐열회수장치의 효율에 따라 26.1, 18.2, 10.2, 2.2℃가 상승한다.

(4) 폐열회수장치를 적용한 시스템은 에너지 절약 효과뿐만이 아니라 대기오염 저감에도 기여할 수 있다.

(5) 온풍가열건조 시스템에서 상온 건식제습 시스템을 도입하여 에너지 절약과 생산량 증대에 기여할 수 있고, 시스템 변경에 따른 투자대비

회수년은 3.8년으로 예상된다.

참고 문헌

- A. S. Mujumdar (1987), "Handbook of Industrial Drying" Marcel Dekker, Inc.
- A. Strawinski (1991), "Analysis of Paper Dryers Heat Consumption", *Drying '91*, 567~590.
- Stubbing, T. J. (1993), "Airless Drying : It's Invention, Method and Applications", *Trans IchemE*, Vol. 71, Part A, 488~495.
- T. J. Stubbing (1993), "Airless Drying : It's Invention, Method and Applications", *Trans IchemE*, Vol. 71, Part A, 488~495.