

고온 우회가스 및 에어댐퍼 사용을 통한 히트펌프 건조기 승온단계 에너지 효율 향상을 위한 사이클 및 유동해석 연구

박상준¹, 황일선¹, 이영림^{2*}

¹공주대학교 대학원 기계공학부, ^{2*}공주대학교 기계자동차공학부

A Study on Cycle and Flow Analysis for Improvement of Energy Efficiency of a Heat Pump Dryer with Hot Bypass Gas and Air Dampers During Warm-up Stage

Sang Jun Park¹, Il Sun Hwang¹ and Young Lim Lee^{2*}

¹Dept. of Mechanical Engineering, Graduate School, Kongju National University

²Dept. of Mechanical and Automotive Engineering, Kongju National University

요 약 최근 많은 열에너지를 필요로 하는 열풍식 건조기 대신 에너지 효율이 높은 히트펌프 건조기가 제지, 섬유, 목재, 식품 등 다양한 분야에서 사용되고 있다. 본 논문에서는 냉동 농산물 건조 초기에 전기히터 사용을 최소화하여 에너지 효율을 높이고자, 압축기 출구 고온가스 우회 시스템에 대한 히트펌프 사이클 특성을 이론적으로 고찰하였다. 또한, 추가 열을 확보하기 위하여 외부공기 유입을 위한 댐퍼를 고려하였고 이의 최적화를 통해 에너지 효율 향상이 가능함을 보였다.

Abstract Recently, instead of hot air type dryers that require a lot of heat, energy-efficient heat pump dryers have been used in various fields such as paper, textile, wood, food, etc. In this paper, the characteristics of heat pump cycle were theoretically evaluated with hot-gas bypass system to further improve the energy efficiency by minimizing the use of electric heaters in early warm-up stage of the dryers for frozen agricultural products. In addition, damper system that leads outside air to flow into the dryer were optimized to obtain extra heat for higher energy efficiency.

Key Words : Heat pump, Dryer, Bypass, Damper, Energy efficiency

1. 서론

건조 공정은 건조기 내부의 습도를 낮게 유지하여 상대적으로 습도가 높은 건조물로부터 증발을 유도하는 방식이다. 이러한 건조 기술은 제지, 섬유, 목재, 식품 등 대부분의 산업분야에서 요구되는 최종 공정으로 1970년대 전까지는 열풍건조를 사용하였지만 에너지 효율을 높이기 위해 현재 대부분의 건조기는 히트펌프(heat pump) 방식을 사용하고 있다.[1]

히트펌프 방식의 건조기는 1단 압축 사이클을 보편적으로 널리 사용하고 있다. 응축기를 통해 나온 고온 저습의 공기는 팬을 통해 상대적으로 습도가 높은 건조물로 공급이 되게 된다. 건조물을 통과하면서 중온 다습의 공기가 되며 증발기를 통해 저온 저습의 공기로 만들어져 최종적으로 응축기를 통해 고온 저습의 공기가 된다. 위의 과정을 반복적으로 순환하며 건조물의 습도를 흡수하여 지속적으로 외부로 배출하는 방식이다. 이러한 히트펌프 건조기는 석탄과 가스를 이용하는 건조기에 비해

본 논문은 지식경제부 한국에너지기술평가원의 일부 지원(20102020100430-12-2-100) 및 교육과학기술부 한국연구재단의 일부 지원(2011-0024805)을 받아 수행된 연구임.

*Corresponding Author : Young Lim Lee

Tel: +82-41-521-9261 email: ylee@kongju.ac.kr

접수일 12년 06월 21일

수정일 12년 08월 06일

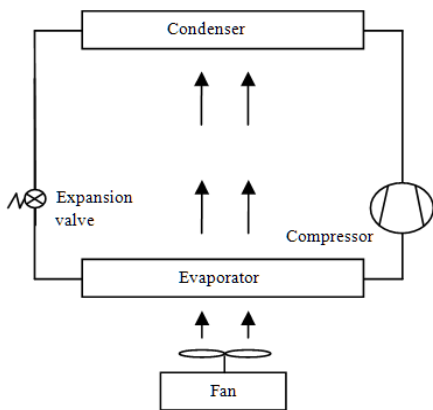
게재확정일 12년 09월 06일

42~45 % 정도 에너지 절감 효과가 있으나 열풍식 건조기에 비해 약 80 % 이상 좋은 것으로 알려져 있다. 히트펌프 건조기의 에너지 효율을 높이기 위해 현재도 많은 연구가 보도되고 있다.[2, 3]

Prasertan 등[4]은 히트펌프 운전조건이 건조물에 미치는 영향을 고찰하였고, Bivens 등[5]은 내부 열교환기 적용에 따른 냉동 시스템이 약 6~7 %정도 향상됨을 성능 실험을 통해 입증하였다. Cho 등[6]은 추가 팽창기를 설치하여 수치해석을 통해 기본 사이클 대비 약 25 % 정도 효율이 증가하는 것을 예측하였다. Lee 등[7]은 R134a를 기반으로 한 열펌프 건조기의 개발 및 성능 평가를 위해 열펌프 사이클 및 건조과정을 건조효율에 따른 MER과 SMER의 변화를 알아보았으며 Park 등[8]은 히트펌프 건조기에 댐퍼(damper)를 설치하여 댐퍼 개수에 따른 토출 유량 해석 및 배인의 개수를 최적화 하였다.

냉동 농산물 건조에 사용되는 히트펌프 건조기는 초기 가동시 일정 온도 이상 전기히터를 이용하여 상승시킨 후 히트펌프 사이클을 가동하게 된다. 이는 건조기 초기 가동시 내부공기 온도가 0 °C 이하로 내려가게 되면 성에로 인한 펌프다운이 초래될 수 있기 때문이다.

따라서, 본 논문에서는 냉동 농산물을 건조할 경우에 전기히터 사용을 최소화할 수 있도록 건조기 초기 가동시 압축기 출구가스를 압축기 입구 및 증발기 입구에 우회(bypass)시키거나 댐퍼를 설치하여 건조기 승온성능 향상을 통한 건조기 에너지 사용량을 저감하고자 하였다. 이를 위해 사이클 해석 및 3차원 수치해석을 수행하였고 우회가스 및 외부공기 유입에 따른 건조기 사이클 특성 변화를 고찰하였다.



[그림 1] 전형적인 히트펌프 사이클
[Fig. 1] Typical heat pump cycle

[표 1] 히트펌프 건조기 사이클 해석 조건

[Table 1] Analysis condition for a heat pump dryer cycle

Volume Flow Rate	2.9 x 10 ⁻³ m ³ /s
Efficiency of compressor	0.55
Refrigerant	R134a
Superheated degree	Tsh = 5 °C
Subcooled degree	Tsc = 5 °C
α, β	0.5 kW/K
Split	0 ~ 75 %

2. 사이클해석 및 수치해석

2.1 사이클해석

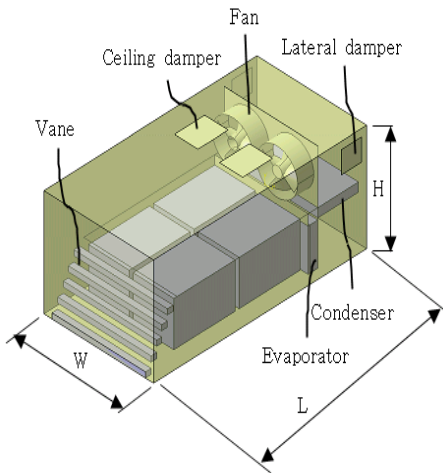
히트펌프 건조기 사이클 성능 해석을 위하여 EES[9]와 내장 열물성 자료를 이용하였다. 그림 1은 전형적인 히트펌프 건조기의 사이클 구성도를 보여준다. 응축기 및 증발기가 건조실 내부에 있어 내부의 온도가 영하로 낮아지게 되면 증발기 코일에 서리가 발생해 펌프다운을 일으키게 된다. 이를 방지하기 위하여 고온우회 가스를 증발기 입구 및 압축기 입구에 투입한 사이클에 대한 해석을 진행하였고 비교를 위해 기본사이클 해석을 진행하였다. 표 1은 해석에 사용한 조건을 보여준다. 여기서, 알파, 베타 식을 쓰고 압축기의 체적유량은 2.9 x 10⁻³ m³/s, 등엔트로피 효율은 약 0.55를 사용하였고 과열도와 과냉도는 5 °C를 주었다. 고온우회 가스를 이용한 사이클 해석 시에는 우회가스의 비율을 0 ~ 75 %로 변화시키며 해석하였다. 또한 건조실 내부온도 보다 높은 외부의 열을 이용하기 위해 댐퍼를 설치하였는데 이 때의 사이클 변화를 해석하기 위해 유동해석 결과를 고온우회 가스 사이클에 적용하여 해석을 진행하였다.

2.2 유동해석

본 연구에서 고려된 유체유동은 3차원, 비압축성, 난류유동에는 $k-e$ 를 사용하였다. 그림 2는 건조기의 개략도를 나타냈다. 건조기의 주요 제원은 L 1,200 mm x W 1,350 mm x H 1,200 mm 이며 댐퍼 하나의 크기는 400 mm x 400 mm 정사각형이다. 내부 공기 순환을 위해 1마력의 팬 2개를 가정하였다. 팬을 통과한 공기는 배인을 거쳐 건조실 내부로 유입되고 증발기 및 응축기를 차례로 거쳐 순환된다. 건조물, 증발기 및 응축기의 단순화를 위하여 다공성매질로 가정하였다. 댐퍼가 내부 승온과정에 미치는 영향을 알아보기 위해 측면과 천장에 댐퍼를 위치시켰다.

[표 2] 모델에 따른 측면 댐퍼와 천장 댐퍼 개수
 [Table 2] Numbers of lateral damper and ceiling damper with models

Model	Lateral damper	Ceiling damper
1	1	1
2	1	2
3	2	2
4	2	4
5	4	4
6	4	9



[그림 2] 히트펌프 건조기 개략도
 [Fig. 2] Schematic of a heat pump dryer

건조물의 초기 온도는 0 °C로 가정하였고 외부온도는 5~30 °C로 5 °C 간격으로 가정하여 승온성능에 미치는 영향을 알아보았다. 또한, 측면 및 천장 댐퍼 개수를 표 2와 같이 조절하여 수치해석을 통해 최적화하였다.

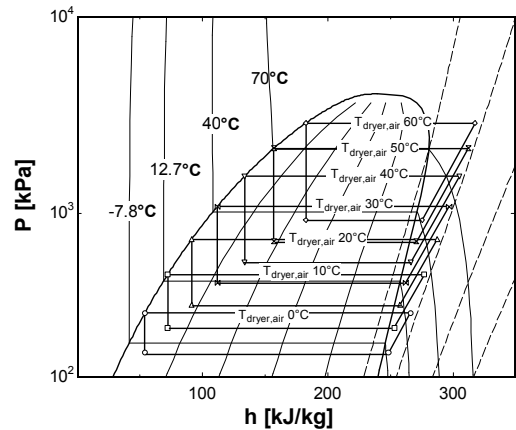
3차원 형상 설계에는 Catia[10], 격자생성과 CFD 해석에는 상용프로그램인 Ansys를 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

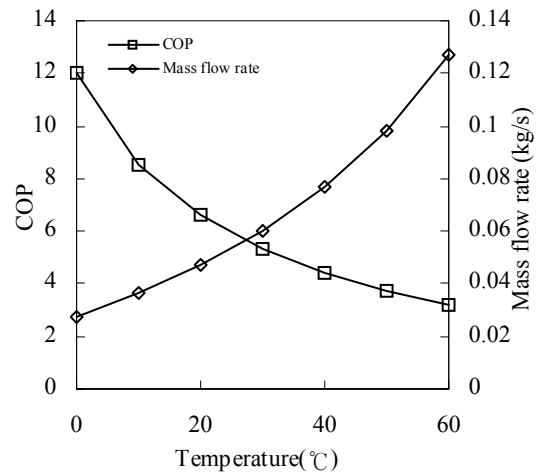
3.1 건조기 승온과정 사이클 변화 해석

먼저 우회가스나 댐퍼가 없는 경우에 건조실 내부 온도를 0 °C에서 60 °C까지 승온시키면서 이에 따른 사이클 선도 변화를 그림 3에 나타냈다. 건조실 내부온도가 상승하면 이에 따라 증발압력과 응축압력도 상승하게 된다. 한편, 응축압력과 증발압력 차도 증가하게 되는데 이는

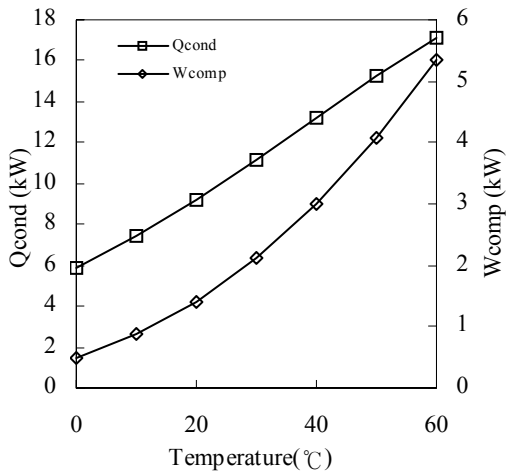
압축일 역시 증가함을 의미한다. 또한, 건조실 내부온도가 상승하면 질량유량도 상승하게 되므로 압축일은 더욱 상승하게 된다. 건조실 내부공기 온도 0 °C에서 증발압력, 응축압력 및 질량유량은 각각 195, 311 kPa, 0.02 kg/s이지만 60 °C에서는 924 kPa, 2880 kPa, 0.12 kg/s로 상승하였다.



[그림 3] 건조실 내부온도에 따른 사이클 변화
 [Fig. 3] Cycle variation with air temperature inside the dryer



[그림 4] 건조실 내부온도에 따른 COP 및 질량유량 변화
 [Fig. 4] Variation of COP and mass flow rate with air temperature inside the dryer



[그림 5] 건조실 내부온도에 따른 압축일과 방열량 변화
[Fig. 5] Variation of compressor work and condenser heat release rate with air temperature inside the dryer

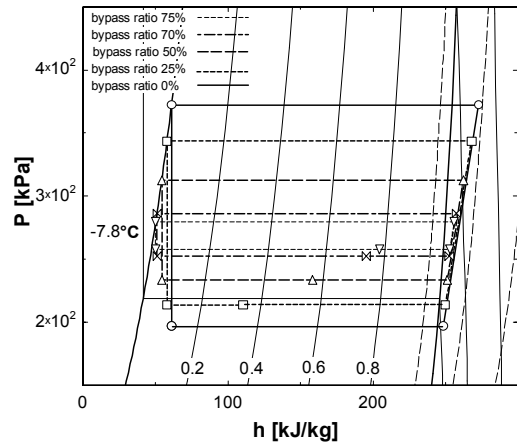
그림 4는 건조실 내부온도 상승에 따른 COP 및 냉매 질량유량 변화를 보여준다. 건조실 내부공기 온도가 상승하면 COP는 감소하게 된다. 이는 그림 5와 같이 방열량은 선형적으로 증가하는 반면 압축일은 더욱 기하급수적으로 증가하기 때문이다. 방열량이 증가하는 이유는 응축기 엔탈피 차는 그림 3에서와 같이 감소하나 냉매 질량유량이 급격히 증가하여 이것을 상쇄하고도 남기 때문이다.

3.2 압축기 고온가스를 이용한 히트펌프 건조기 사이클 해석

냉동건조물 건조 초기에는 증발기 핀(fin)의 성으로 인한 압축기 펌프다운이 발생할 수 있는데 이를 방지하기 위하여 압축기에서 나온 일부 고온의 냉매를 증발기로 유입시켜 증발압력을 높여 보았다. 그림 6은 건조실 내부 공기 온도가 0 °C로 가정하였을 때 우회 가스량에 따른 사이클 변화를 나타냈다. 우회 가스량 비율 0 %에서 증발압력과 응축압력은 우회비율이 25 %로 증가하면 증발압력은 약 16 kPa 상승하고 응축압력은 129 kPa 정도 하강한다. 이는 응축기로 가는 냉매의 일부가 증발기로 우회되어 증발압력은 상승하지만 응축압력은 하강하게 된다. 우회가스가 많아질수록 응축압력과 증발압력 차는 더욱 줄어들어 75 %에서는 약 21 kPa까지 줄어든다. 우회량에 따른 압축기 입구압력은 우회비율 75 %에서 최대 257.8 kPa까지 증가한다.

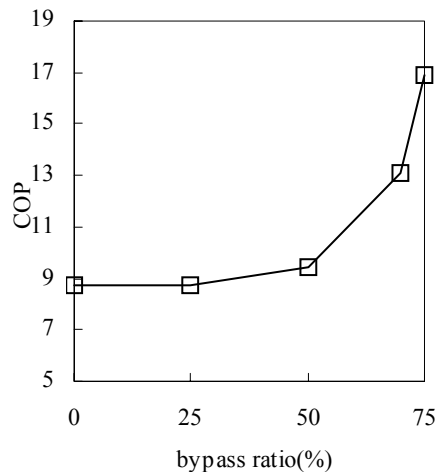
증발기로 우회되는 냉매량이 많아질수록 그림 7과 같이 COP는 증가하게 된다. 이는 냉매 사이클 선도 상에서

압축일이 대폭 줄어든 반면 응축기 방열량은 상대적으로 적게 감소하여 COP가 증가하였다. 증발기 입구에 우회 가스를 투입하는 것은 압축기 입구압력을 다소 상승하는 효과가 있는 반면 방열량도 감소시키게 된다. 따라서, 과도한 우회가스 사용은 적절하지 않다.



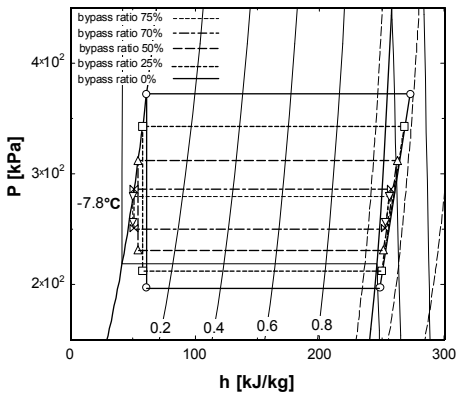
[그림 6] 증발기 입구로의 우회가스 투입비율에 따른 사이클 변화

[Fig. 6] Variation of cycle with hot gas ratio bypassed to the evaporator inlet



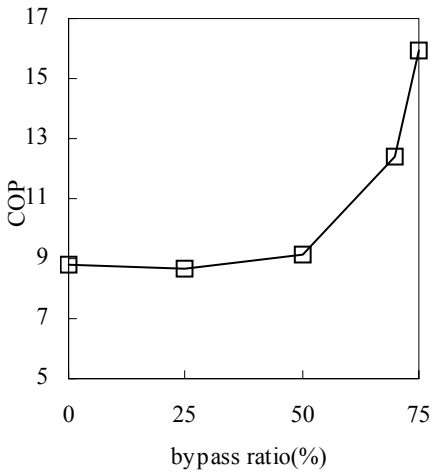
[그림 7] 증발기 입구로의 우회가스 투입비율에 따른 COP 변화

[Fig. 7] Variation of COP with hot gas ratio bypassed to the evaporator inlet



[그림 8] 압축기 입구로의 우회가스 투입비율에 따른 사이클 변화

[Fig. 8] Variation of cycle with hot gas ratio bypassed to the compressor inlet



[그림 9] 압축기 입구로의 우회가스 투입비율에 따른 COP 변화

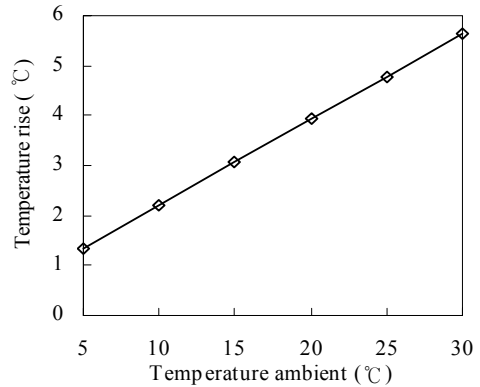
[Fig. 9] Variation of COP with hot gas ratio bypassed to the compressor inlet

그림 8과 9는 압축기 입구로 고온 우회가스를 우회하여 투입시켰을 때 사이클 변화와 COP 변화를 보여준다. 사이클 특성 변화는 증발기 입구로 우회하였을 경우와 같이 증발압력은 상승하고 응축압력은 하강하였다. 압축기 입구로 고온가스를 우회하였을 경우 압축기 입구 압력은 증발기 입구로 우회하였을 경우와 거의 차이를 보이지 않았다. 우회 비율 75 %에서 약 1.4 kPa 정도의 차이를 보였다. 우회가스 투입비율이 0~50 % 구간인 경우 COP는 거의 동일하였고 75 %일 때도 약 0.9 정도 상승하여 COP에서도 큰 변화가 없었다.

3.3 댐퍼 사용에 따른 건조기 성능변화 해석

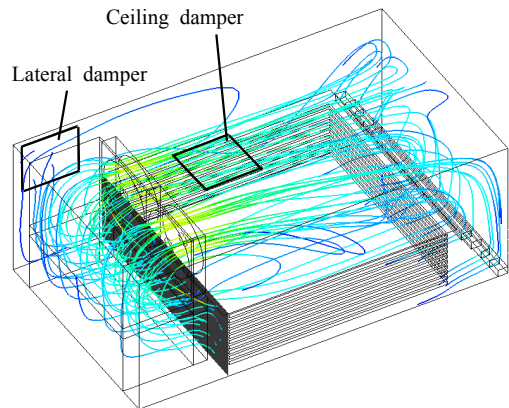
건조기 저온 승온성능 향상을 위해 천장과 측면에 공기댐퍼를 설치한 후 외부공기를 유입시켜 건조실 내부온도 변화를 예측하였다.

모델 1의 댐퍼와 건조기 내부온도 0 °C를 가정한 경우에 외부공기 유입에 따른 건조기 내부온도 변화를 그림 10에 나타냈다. 온도가 5 °C인 외부공기를 유입시키면 건조실 내부온도는 약 1.3 °C 상승하였고 외부공기 온도가 높을수록 선형적으로 증가하여 30 °C에서는 약 5.6 °C 상승하였다. 그림 11은 천장 댐퍼를 통해서 유입된 외부공기가 건조물을 지나 일부는 다시 측면 댐퍼로 토출되는 유선을 보여준다. 더 많은 외부공기의 유입을 위해서는 천장 댐퍼 뿐만 아니라 측면 댐퍼의 수도 적절히 늘려야 한다.



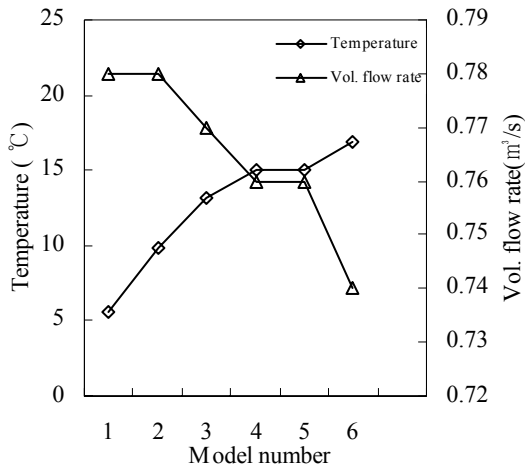
[그림 10] 댐퍼 작동시 주변온도에 따른 건조기 내부 온도 변화

[Fig. 10] Variation of air temperature inside the dryer with ambient temperature in operation of the air damper



[그림 11] 건조기 내부 유선

[Fig. 11] Streamlines inside the dryer



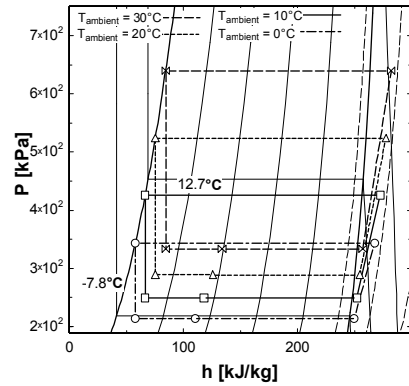
[그림 12] 댐퍼 모델에 따른 건조기 내부 공기온도 및 증발기 전면 공기유량 변화
 [Fig. 12] Variation of dryer internal air temperature and front air volume flow rate of the evaporator with ambient temperature

그림 12에 내부공기 온도 0 °C 및 외부기온 30 °C에서 측면과 천장 댐퍼 개수에 따른 모델별 건조기 내부 온도 변화 및 증발기 전면에서의 체적유량을 나타냈다. 천장과 측면 댐퍼의 개수가 증가할수록 건조실 내부 공기온도는 증가하였다. 모델 1의 경우 내부 공기온도 상승은 5.6 °C 이고 천장 댐퍼 한 개를 추가한 모델 2는 약 9.8 °C, 모델 2에 측면 댐퍼 한 개를 추가한 모델 3은 13.2 °C로 확인되었다. 모델 3에 측면 댐퍼 두 개를 추가한 모델 4는 약 15 °C로 더욱 증가하였다. 하지만 모델 4에 측면 2개를 추가한 모델 5는 효과가 없었고, 다시 추가적으로 천장 댐퍼를 늘린 모델 6은 내부공기 온도는 상승시키나 건조기 통과풍량을 대폭 감소시켰다. 따라서 천장 댐퍼와 측면 댐퍼의 개수는 최대 공기유입이 가능하도록 최적화하여야 한다. 본 연구에서 고려된 모델 중에 내부 공기온도를 약 15 °C 상승시키고 풍량은 약 2.5 % 감소시키는 모델 4가 최적이다.

3.4 고온 우회가스 및 댐퍼 사용에 따른 성능 변화 해석

그림 13은 증발기 입구로 유입되는 우회가스의 양이 25 %이고 모델 4의 댐퍼를 사용했을 때 외기온도의 변화에 따른 히트펌프 사이클 변화를 보여준다. 외기온도가 0 °C에서 30 °C로 증가하면 응축압력 및 증발압력은 각각 119 kPa, 296 kPa만큼 상승하였다. 또한, 방열량 및 압축일도 2.1 kW, 0.61 kW만큼 상승하게 된다. 하지만, 그림

14에서와 같이 이러한 외기온도 증가에 따라 COP는 약 2.8 감소하게 되는데 이는 방열량 증가율보다 압축일 증가율이 더 크다는 것에 기인한다.

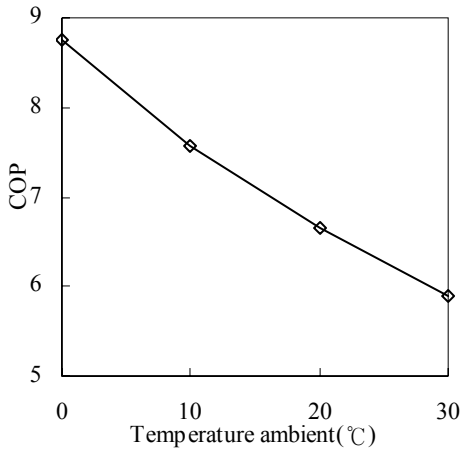


[그림 13] 고온 우회가스 및 댐퍼 사용시 외기온도에 따른 사이클 변화
 [Fig. 13] Variation of cycle with ambient temperature using the air damper and hot bypass gas

표 3에 우회가스 25 % 사용한 경우, 외기온도 30 °C에서 댐퍼를 사용한 경우 및 댐퍼와 우회가스를 동시에 사용한 경우에 대하여 증발압력과 COP 값의 변화를 나타냈다. 증발압력은 우회가스를 사용하면 기본 모델보다 16 kPa 상승 가능하고, 댐퍼 사용시 약 106 kPa 정도, 또 우회가스와 댐퍼를 동시에 사용시 약 136 kPa 상승 가능하다. 따라서, 건조기 승온과정시 공기 댐퍼나 우회가스 사용으로 증발압력을 높일 수 있어 전기히터 없이 히트펌프를 가동할 수 있는 구간을 넓혀 결과적으로 에너지 사용을 절감할 수 있다.

[표 3] 작동조건에 따른 증발압력과 COP
 [Table 3] Variation of evaporator pressure and COP with operating conditions

Operating conditions	Items	Evaporator pressure	COP
Basic model		197 kPa	8.7
Bypass only(25%)		213 kPa	8.8
Damper only (30°C)		303 kPa	6.1
Damper + bypass (30°C, 25 %)		333 kPa	5.9



[그림 14] 고온 우회가스 및 댐퍼 사용시 외기온도에 따른 COP 변화

[Fig. 14] Variation of COP with ambient temperature operating hot bypass gas and damper

4. 결론

본 연구에서는 냉동 농산물 건조 초기에 전기히터 사용을 최소화하여 더욱 에너지 효율을 높이고자 고온 우회가스 및 공기 댐퍼를 사용하여 이에 따른 히트펌프 사이클 특성을 살펴보았다. 본 연구를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 압축기 출구에서 나온 고온가스를 우회하는 방식을 사용하면 증발압력이 상승하여 히트펌프 저온 운전 영역을 넓혀주는 효과가 있다. 하지만 압축기 입구 압력 상승효과는 최대 60 kPa이고 우회량이 과도하게 되면 응축기 방열량이 감소하게 되어 에너지 절감 효과는 감소하게 된다.
- 2) 충분한 외부공기 유입이 보장되도록 공기댐퍼를 설계한다면 초기 승온성능을 향상시키는데 효과적이다. 또한 외부공기 온도가 높을수록, 댐퍼를 통한 유입량이 커질수록 공기댐퍼는 더 효율적이 된다. 하지만, 댐퍼 크기, 위치 및 형상 등에 대한 개별 건조기의 최적화가 필요하다.

결론적으로 적절한 우회가스와 댐퍼의 사용을 통해 히트펌프 건조기의 저온 승온성능 향상이 가능하다는 것이 확인되었다. 향후, 실제 가변 우회가스 장치와 공기댐퍼를 장착한 건조기를 개발하여 건조실험을 수행할 예정이다.

References

- [1] Bannister, P., Carrington, G. and Chen, G., 2002, Heat Pump Dehumidifier Drying Technology Status, Potential and Prospects, Proc. of 7th IEA Heat Pump Conference, Vol. 1, pp. 219-230.
- [2] Bannister, P., Chen, G., Grey, A., Carrington, C. G. and Sun, Z. F., 1997, Economic Reduction of Greenhouse Gas Emission Through Enhanced Dehumidifier Timber Drying, Proc. of 19th Int. Congress of Refrigeration, pp. 241-249.
- [3] Wijesighe, B., 1997, Low Temperature Drying of Food Materials Using Energy-Efficient Heat Pump Dryers, CADDET Newsletter, No. 7, pp.4-5.
- [4] Prasertsan, S., Saen-Saby, P., Prateepchaikul, G., and Ngamsritrakul, P., 1996, Effects of Product Drying Rate and Ambient Condition on the Operating Modes of Heat Pump Dryer, Proc. of 10th Int. Drying Symp., Vol. A, pp. 529-534.
- [5] Bivens, D.B., Allgood C.C., Shiflett M.B., Patron D.B., Shely G.S., Yokozeki A., Wells W.D. and Geiger K.A., 1994, HCFC-22 alternative for air conditioners and heat pumps, ASHRAE Transactions, Vol. 100, No.2, pp. 566-572
- [6] Cho, H.H., Ryu C.G. and Kim Y.C., 2005, Experimental study on the cooling performance of a variable speed CO2 cycle with internal heat exchanger and electronic expansion valve, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol.17, No.3, pp.209-216
- [7] Lee, K. H., Kim O. J., 2007, Drying Performance Simulation for the Basic Design of a Heat Pump Dryer Korean Journal of KSME Vol. 31, No. 10, pp.860-867
- [8] Park, S.J., Lee Y. L., 2011, Optimal Flow Design of High-Efficiency, Cold-Flow, and Large-size Heat Pump Dryer, Journal of KSMTE, Vol.20 No.5, pp. 547-552
- [9] EES, 2012, F-chart Software LLC., V9.100-3D .
- [10] Catia, 2006, V5R17, Dassault Systems.

박 상 준(Sang Jun Park)

[준회원]



- 2012년 2월 : 공주대학교 기계공학전공 (공학석사)
- 2012년 3월 ~ 현재 : 공주대학교 대학원 박사과정

<관심분야>

열유체공학, 에너지공학

황 일 선(H Sun Hwang)

[준회원]



- 2012년 2월 : 공주대학교 기계설계공학전공 (공학학사)
- 2012년 3월 ~ 현재 : 공주대학교 대학원 석사과정

<관심분야>

열유체공학, 에너지공학

이 영 림(Young Lim Lee)

[정회원]



- 1995년 5월 : U of Texas at Austin 기계공학과 (공학박사)
- 1996년 8월 ~ 2000년 2월 : 삼성자동차삼성전자 책임연구원
- 2000년 3월 ~ 현재 : 공주대학교 기계자동차공학부 교수

<관심분야>

열유체공학, 에너지공학, 자동차공학