

고효율 증발식 응축기

(주)동양엔지니어링

최근 고도의 산업화와 더불어 국민소득 증대에 따른 생활수준이 급격히 증가함에 따라 냉동공조기기의 수요도 산업용에서 스포츠, 레저 및 기타 생활용품 등 다양화 및 대형화 되고 있는 추세이다.

이같은 추세는 특히 제품의 신선도를 중요시하는 식품유통업의 발전이 활발해짐에 따라 국내 유통업계의 대형화 및 냉장, 냉동설비의 대용량 시설에 필수적으로 요구되는 증발식 응축기의 수요를 촉진시키고 있다.

그러나 증발식 응축기가 지난 5년전부터 수입이 전면 개방되면서 수입의존도는 더욱 심화되고 있다. 이같은 현상은 외국 제품들이 국내 제품에 비해 소형이면서 효율이 높을 뿐만 아니라 가격 면에서나 설치 면에서 여러가지 장점을 갖고 있기 때문으로 분석되고 있다.

따라서 외국 제품을 복제하고 있는 국내의 기술수준에서 벗어나 경량이면서도 소형인 고효율의 증발식응축기의 개발이 시급한 실정이다.

인천시 소재의 (주)동양엔지니어링(대표 유재남)이 생산기술연구원과 공동으로 지난 92년부터 95년까지 3년여에 걸쳐 4억원을 투자하여 개발한 고효율 증발식 응축기는 전 부품을 국산화 하므로써 연간 50억원의 수입대체 효과를 가져와 관련업계의 관심을 모았다.

본지는 설비인 여러분의 냉동설비 시공에 보

탔이 되도록 동양엔지니어링이 개발한 고효율 증발식 응축기와 기존 제품의 경제성 및 성능 등에 관한 비교와 함께 특성을 게재한다.

■ 제품의 평가

제품 평가항목	기존제품	개발제품
코 일 두께	2.1mm	1.6mm
코 일 길이	27m/RT	14m/RT
냉각수펌프	보류트 펌프	라인 펌프
송 풍 방식	FORCED DRAFT	INDUCED DRAFT
송 풍 휠	씨로코 휠	AXIAL FAN
부피/크기	기 준	부피 55%/무게 49%
응 축 용량	38.6RT	48.7RT

■ 성능비교

제 품 별	성 능	성 능 비 (%)
가 기 존 제 품	38.6RT	100
나 개 발 제 품	48.7RT	126
다 선진외국제품	48.43RT	125

■ 경제성 평가

생산비용	운전비용	유지비용	설치시공
선진외국제품과 크기, 성능면에서 동일하고 가격은 30% 저렴	냉각수펌프, 송풍휠 및 송풍방식의 개선으로 30~40% 절감	Eliminator의 개선프로 냉각수 소모량을 1/3절감	제품의 경량, 소형화로 건물의 하중부담을 줄이고 공간 활용도가 높음

■ 개발전·후 사양비교표

용량 (RT)	개발전 사양								개발후 사양							
	FAN				PUMP				FAN				PUMP			
	풍량 (m ³ / min)	형번	대수	MOTOR (Kw)	구경 (A)	수량 (m ³ / min)	MOTOR (Kw)	대수	풍량 (m ³ / min)	대수	직경	MOTOR (Kw)	구경 (A)	수량 (m ³ / min)	MOTOR (Kw)	대수
40	450	3	2	2.2	50	0.32	1.5	1	440	2	650	1.5	65	0.52	0.57	1
60	660	3½	2	3.7	65	0.5	2.2	1	660	2	700	1.5	65	0.52	0.57	1
80	890	4	2	5.5	80	0.8	2.2	1	880	3	700	1.5	80	0.85	0.79	1
100	1080	4½	2	5.5	100	1.25	3.7	1	1100	3	700	1.5	80	1.27	1.59	1
120	1300	4	3	5.5	100	1.25	3.7	1	1320	3	750	2.2	100	1.40	3.7	1
140	1510	4½	3	5.5	125	1.6	5.5	1	1540	3	800	3.7	100	1.40	3.7	1
150	1625	4½	2	5.5	125	1.6	5.5	1	1650	3	800	3.7	100	4.40	3.7	1

제 1 장 서 론

제 1 절 개발의 중요성

현재 국내 냉동공조 관련업체의 기술수준은 전자 및 자동차등의 다른 분야와 비교하여 상대적으로 낙후되어 있으며, 특히 압축기분야는 기술제후에 의하여 어느 정도의 설계 및 생산기술을 확보하고 있으나, 보조 기기인 증발식응축기는 기술개발이 미진하여 외국제품을 복제하고 있는 실정이다. 그러나 대형 냉동 플랜트, 발전소, 화학공장, 농수산물 냉장창고, 실내/옥외 ice link등의 보급확대로 수요는 급격히 늘고 있는 반면 고성능의 제품은 대부분 수입에 의존하고 있다.

선진국 제품의 경우 고효율 경량, 소형화에 중점을 두어 지속적인 개발을 하고 있으며, 동남아 국가의 기술수준은 낙후되어, 기술개발시 국산화 뿐만 아니라 수출시장성도 높다고 추정된다. 따라서 경량, 소형이며 고효율인 증발식응축기의 국내 개발은 시의 적절하여, 이를 위해 열전달 효율을 최대화할 수 있는 응축기 unit system의

설계, 제작 및 공정기술이 개발되어야 한다.

열전달 효율을 높이기 위하여 coil의 재질분석, 설계, 제작 및 공정기술등의 개발과 spray water의 효과적인 분사방법, coil의 배열 및 기구에 따른 영향도 연구범위에 포함되어야 한다. 이러한 기술개발은 많은 종류의 열 교환기의 설계에 응용될 수 있고, 특히 냉각 coil을 이용한 방축열 시스템이나 cooling tower 및 unit cooler의 성능향상에 도움이 된다.

고효율 증발식응축기 개발에 따른 열교환성능의 향상은 응축코일 강관의 절감효과는 물론 hot-dip 아연용융도금 비용 및 에너지/물 소비절약 측면에서도 효과를 기대할 수 있어, 기존제품에 비해 부피 및 중량의 대폭 축소가 가능하고 원가 절감 및 설치시 무거운 하중으로 인해 건물에 미치는 영향과 공간확보의 문제점도 해결할 수 있다.

또한, 100 ton급 기존제품생산에는 10단계 이상의 공정에 4-5명의 인원이 15일의 작업기간이 소요되나 U-bending 등을 이용한 신 공정은 3단계에 작업기간은 3-4일로 예상되어 생산성의 향상도 기대된다.

제 2 절 응축기 종류 및 경제성 비교

1. 응축기의 종류

응축기는 크게 두 가지 방법으로 분류할 수 있다.

그 첫째로는 응축매체와 냉각매체의 접촉 방식에 따른 것이며, 둘째로는 응축에 사용되는 냉각매체의 냉각방식에 따른 분류이다.

응축매체와 냉각매체의 접촉 방식에 의해서는 direct contact 방식과 stream separated 방식으로 분류할 수 있다. direct contact 방식은 응축매체와 냉각매체가 직접 접촉하여 열 교환하는 방식으로 응축증기가 liquid spray나 pool 또는 packed column에서 liquid와 counter flow로 접촉하는 방법 등이 있으며, stream separated 방식은 응축매체와 냉각매체가 고체표면(일반적으로 튜브벽면)을 사이에 두고 열 교환하는 방식으로 공기를 불어 주거나 흡입하여 튜브나 핀 튜브를 냉각시키는 공랭식과 cylindrical shell 속에 튜브 다발이 있어 shell-side와 tube-side에 흐르는 두 유체간에 열 교환이 이루어지는 쉘튜브(shell and tube)형, 그리고 튜브 역할을 대신 해주는 주름잡힌 판을 사용한 판형 등이 대표적인 것이다 냉각을 시키기 위해 사용되는 냉각매체의 냉각방식에 따라서는

공랭식 - air cooled

수냉식 - water cooled (셸튜브응축기)

증발식 - evaporative cooled (증발식응축기)

등 세 가지로 나눌 수 있으며, 수냉식의 대표적인 예로는 앞에서 이미 설명한 셸튜브응축기가 있고, 증발잠열을 이용한 것으로는 증발식응축기를 들 수 있다.

증발잠열을 이용한 또 다른 대표적인 냉각장치로 냉각탑(cooling tower)을 들 수 있는데 이것은 주로 셸튜브형 같은 응축기나 산업용 열교환기에서 얻어진 냉각수의 열량을 방출시키기 위한 냉각 장치로서 냉각탑 상층부에서 가열된 냉각수가 분배되고 송풍기동력으로 하층부나 측면에서 공기가 들어와 접촉면적을 크게 하기 위해 설치된 fill packing에서 냉각수와 공기의 counter flow 또는 cross flow를 유도하여 냉각시키는 장치이다.

여기서 물의 증발량에 해당하는 증발잠열이 냉각수로부터 빠져나감으로 얻는 냉각효과는 증발식응축기와 같은 원리라 하겠다. 이처럼 냉각탑과 셸튜브 응축기, 즉 두 개의 unit로 구성된 수냉식 응축기와, 이 두 개의 unit를 하나의 unit로 일원화시킨 증발식응축기가 있으며, 후자의 방식이 전자의 방식보다 원가절감 및 생산성 향상 등의 경제적 측면 외에도 기술적 측면에서도 많은 장점을 가지고 있다.

2. 냉각방식에 따른 경제성 비교

앞에서 설명한 바와 같이 일반적으로 응축기는 대기 중으로 배출되는 열전달방식과 냉각매체에 따라 공랭식, 수냉식(셸튜브-냉각탑) 및 증발식응축기로 분류된다.

공랭식응축기는 냉각매체로서 대기중의 공기를 사용하므로 장치가 단순하고 설치가 용이하다는 장점이 있으나, 단지 공기와의 대류 열전달에 의해서만 열교환을 하므로 열교환 면적이 냉각용량에 비례하여 커진다는 단점으로 인해 주로 소형 냉각장치에 사용되고 있다.

이와는 반대로 수냉식은 냉각매체로서 물을 사용하고 개방회로를 순환하기 때문에 경제적 부담은 물론 냉각수오염에 대한 기계적, 화학적 방지책이 필요하다는 단점이 있으나, 냉각탑을 이용하여 물의 증발에 따른 잠열을 방출하므로 공랭식에 비해 열교환 면적이 작고 냉각효율이 높은 장점이 있어 중, 대형 냉각장치에 주로 사용된다.

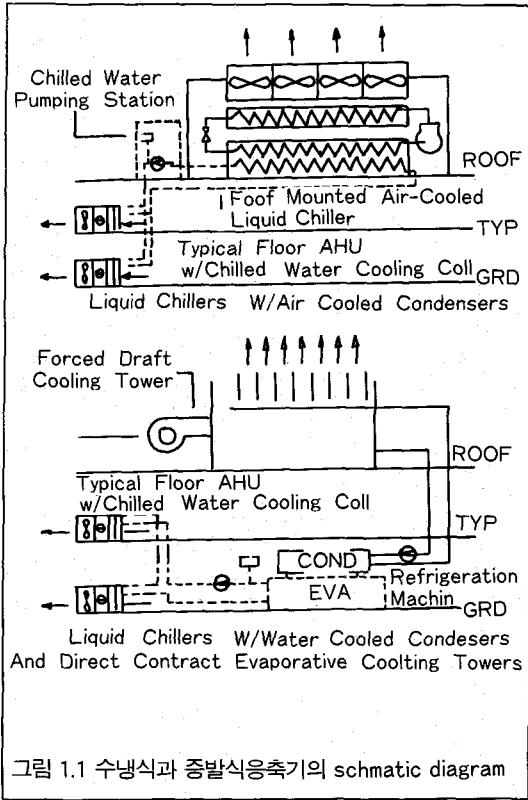


그림 1.1 수냉식과 증발식응축기의 schmatic diagram

이와 같이 냉각용량에 따라 적용되는 분야가 구분 되나, 양쪽의 시스템을 적용할 수 있는 중간범위에서 두 시스템간의 다각적인 비교는 매우 흥미롭다 하겠다.

두 시스템간의 비교는 설계 및 설치, 소비전력, 에너지소비, 물 소비와 취급방법, 유지비용 등으로 비교하였으며, 그 결과 초기 설비 투자면에서 수냉식이 공랭식보다 비싸지만 전반적인 에너지, 전력 및 연간 유지비용은 적게 소요되어 수냉식이 우수함을 알 수 있었다.

따라서 여기에서는 적용범위 및 열방출 방법이 비슷한 수냉식응축기와 증발식응축기를 비교, 설명하였다. 두 시스템의 차이는 그림 1.1에서 보듯이 물의 증발잠열을 이용한 냉각효과를 직접 냉매 가스 코일에 이용하였는가 아니면 중간 매체(냉각수)를 냉각하여 그 매체로 냉매 가스

코일을 냉각하였는가의 차이이다. 따라서 응축코일과 냉각수 사이의 열 교환을 유도하여 냉매가스를 응축시키는 쉘튜브응축기와 냉각수의 증발을 유도시키는 냉각탑의 두 장치가 하나로 합쳐진 증발식응축기에서는 각각의 장치에서 일어나는 열교환 현상도 동시에 수행된다.

증발잠열을 이용한 냉각효과는 공랭식과 수냉식응축기사이의 비교에서 충분히 입증되었으며, 증발식응축기도 증발잠열을 이용하는 방법에는 그 원리가 다를 바 없으므로 앞에서 기술한 장점을 갖는다. 또한 수냉식/냉각탑 방식의 두단계 과정을 하나로 일원화하는 과정에서 몇 가지 장점들이 추가되며 기존의 장점은 더욱 효율적으로 변화한다.

이러한 변화의 주원인은 증발식응축기로부터 얻을 수 있는 낮은 응축온도 때문이다. 냉동사이클의 효율 상승을 위해서는 응축온도가 열역학적 효율에 미치는 영향을 고려해야 한다.

예를 들어 응축온도가 낮을 경우에 냉동에 투입되는 소요동력이 절약되거나 또는 power producing system의 출력이 커지게 된다. 특히 작은 압축기에서는 펌프동력의 매우 작은 증가에도 많은 출력 증가를 보인다. 이런 경우에 증발식응축기는 경제적으로 가능한 가장 낮은 응축 온도를 얻을 수 있다.

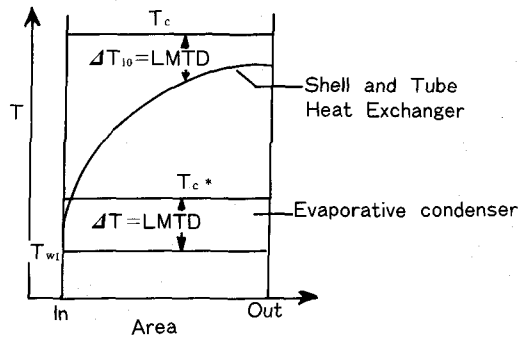


그림 1.2 수냉식과 증발식응축기의 응축온도 비교

그림 1.2에서 보듯이 일반적인 냉각탑에서 물은 T_{w1} 으로 냉각되어 응축기로 보내어지고 튜브 안에 있는 응축 매체로부터 얻은 열량으로 인해 물은 T_{w2} 로 가열된다. 이때 응축매체는 T_c 의 응축온도를 가진다. 그러므로 열교환의 driving potential은 여기서 LMTD (log mean temperature difference) ΔT_{in} 이다. 그러나 증발식응축기의 물은 일원화된 응축기 내부의 튜브 사이를 흐르며 응축기 전반에 걸쳐 계속적인 증발을 하므로 물의 온도는 거의 일정하게 머물게 된다. 따라서 부하량, 응축기의 크기 및 물의 입구 온도가 수냉식/냉각탑과 동일한 조건일 때 튜브 안에 있는 응축매체는 T_c 보다 낮은 T_{c^*} 에서 응축하게 된다.

낮은 응축온도에 의한 효과는 그림 1.3에서 처럼 power production cycle의 경우에 가장 쉽게 알아 볼 수 있다. 응축 온도가 T_c 에서 T_{c^*} 로 낮아질 때 터빈의 power production은 (i_1-i_2) 에서 $(i_1-i_2^*)$ 로 늘어나며, 이러한 효과로 인해 각 1의 응축온도 감소마다 약 1%의 연료 절감 효과를 얻을 수 있다. 증발식응축기는 낮은 응축온도에 따른 에너지 생산의 효율 증진이나, 응축기의 크기를 줄여 경비를 절감시키는 방향등 여러 가지 방법으로 적용하여 사용할 수 있다.

수냉식/냉각탑 방식과 증발식응축기에 대한 경제성 비교는 몇 개의 항목을 토대로 다음과 같이 간단히 비교하였다.

(1) 설계 및 설치

일원화 방식의 증발식응축기는 설치 면에서 수냉식-냉각탑 보다 많은 장점을 갖고 있다.

예를 들어 대부분의 증발식응축기는 건물의 옥상에 설치하나, 필요에 따라 건물 내부에 설치하고 덕트를 이용하여 외부로 뱉을 수 있으며, 냉각탑과는 달리 안개 발생이 현저하게 줄어들거나 없어져, 이 문제로 인한 설계 및 설치에 주

는 영향은 작아 진다. 두 번째로 열 교환기로의 냉각수 순환 배관이 불필요하며, 응축온도 감소에 따른 효율증대로 인해 응축기의 부피 및 무게를 30-50 %로 줄일 수 있어 설치면적이 줄어든다.

(2) 소비전력

공랭식 응축기의 냉각용량이 외기의 건구온도에 따라 변화되는 반면, 증발식응축기의 냉각 용량은 증발잠열을 이용하므로 외기의 습구온도에 의해 결정지어진다. 따라서 증발식응축기는 외기의 건구온도가 응축온도 보다 높아도 제기능을 발휘한다. 또한 수냉식-냉각탑 방식에 비해 단 한 단계로 직접 열을 외기로 방출한다는 점과 앞에서 이미 설명한 원인으로 인해, 응축온도가 낮아지므로 효율이 높아진다. 이밖에도 냉각탑에 비해 순환수량이 적게 들기 때문에 펌프가 소형으로 되고 펌프동력도 적게 든다.

위의 사실들을 토대로 비교해 볼 때 압축기 및 모든 장치에 소비되는 전력은 증발식응축기가 공냉식응축기 보다는 30- 40 %, 수냉식-냉각탑 보다는 15-20%정도 절감할 수 있다.

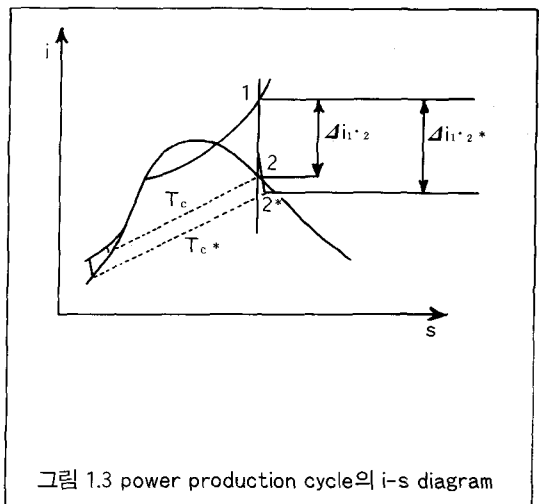


그림 1.3 power production cycle의 i-s diagram

(3) 에너지소비

사계절의 부하동향과 외기 조건의 변동에 따른 냉각용량의 적절한 조절능력은 전력소비와 함께 연간 에너지 소비에 중요한 결정 요인이 된다.

일반적으로 증발식응축기에서의 냉각용량제어는 2단 fan motor제어에 의해 이루어진다. 2단 motor는 axial및 centrifugal fan unit에 적용할 수 있으며, 이때의 냉각용량은 10% (fan off), 60% (half speed), 100%단계로 나뉘어 진다.

대부분의 경우 이러한 조절체제로 off-peak부하시, 그 부하에 가깝게 응축기의 냉각능력을 맞출 수 있다. half speed에서의 motor출력은 정격부하시 출력의 15%보다 적게 들며, 따라서 최대의 외기 습도와 부하가 함께 걸리는 기간을 제외한 연중 80%정도의 기간에는 약 85%의 전력 소비를 줄일 수 있다.

fan motor가 여러개인 대용량 시스템에서는 위에서 설명한 방법 외에도 각 fan moter마다 독립적으로on/off 제어를 할 수 있어 부하와 외기 조건에 따라 더욱 효과적인 조절을 할 수 있다.

냉각수를 이용한 냉각용량의 조절은 그 영향이 너무 커 적합하지 않을 뿐만 아니라 응축코일이 물에 젖고 마름이 반복되면 scale생성이 촉진된다.

(4) 물 소비와 취급방법

공랭식에서의 물 순환은 밀폐형으로서 누수가 없는 한 물 소비를 무시할 수 있으나, 수냉식이나 증발식에서는 증발에 따른 냉각방식으로 인한 물 소비가 이루어지며, 정격부하시 증발량은 응축기 순환수량의 약 1.2%이다.

비산에 따른 물 소비량은 냉각탑의 경우 증발식응축기에 비해 그 소비량이 많으며, eliminator-

r를 사용하여 응축기 순환수량의 약0.2%까지 줄일 수 있다.

냉각장치에서 물을 취급할 때 고려하여야 할 사항으로는 부식, 물때(scale),미생물에 의한 오염 및 고체부유물 등이다.

부식은 부식방지제와 물의 pH값을 7.0으로 유지하여 줄일 수 있고, 고체부유물은 strainer를 이용하여 제거할 수 있다. scale은 scale방지제와 acid의 첨가물을 이용하여 제거할 수 있고, 미생물에 의한 오염은 biocide나 자외선을 이용하여 박테리아 등의 미생물체를 소멸할 수 있다.

(5) 유지비용

간결하고 일원화된 구조로 인해, 재료의 절감과 타종류의 응축기 보다 작은 설치공간 및 분업에 따른 생산, 조립이 용이하여 생산단가가 낮으므로 초기비용이 적게 든다.

또한 에너지 소모가 작아 증발식응축기의 전체 유지비용은 다른 응축기 시스템보다 적다.

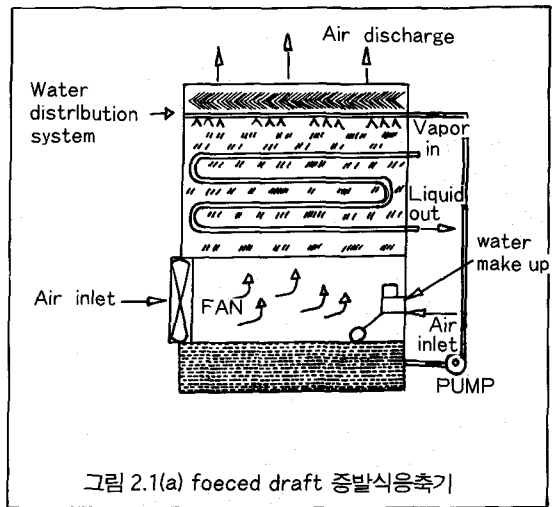


그림 2.1(a) forced draft 증발식응축기

제 2 장 증발식응축기의 개요

제 1 절 증발식응축기의 구성 및 구조적 특성

증발식응축기에서 응축매체는 가스상태로 흡입되어 냉각순환수에 의해 외부표면이 젖어 있는 코일의 안을 통과하면서 응축된다. 그림 2.1(a)와 2.1(b)에서 보듯이 코일bank사이로 공기흐름은 냉각수로부터 일정량의 물을 증발시키며, 이로 인한 잠열방출은 코일 안쪽에 흐르는 냉매 가스를 냉각 및 응축시킨다.

냉각팬의 위치에 따라 forced draft 방식과 induced draft 방식이 있으며, 두 방식의 비교는 뒷장에서 언급하기로 한다.

일반적인 증발식응축기의 구성은 표 2.1에서 보듯이 coil부분과 pan/fan부분으로 이루어지고 fan 및 모터는 장비외부에서 해체, 조립 및 보수 가능한 구조로 설치되어 있다 coil부분과pan/fan부분의 몸체 및 구성품들은 hot-dip아연도금 특수강판으로 제작되어 일반 강판에 비해 내구성 및 내식성이 우수하고 수명이 반영구적이다.

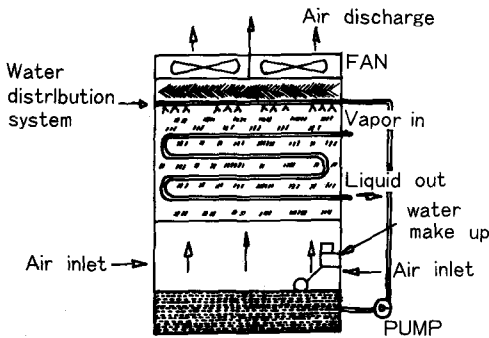


그림 2.1(b) induced draft 증발식응축기

표 2.1 증발식응축기의 구성요소

evaporative condenser	
coil 부분	pan/fan 부분
* condensing coil	* strainer
* water distribution system	* water pump/water make up valve
* drift eliminators	* plastic float
	* fan arrangement

1. COIL 부분

(1) 응축코일

증발식응축기에 사용되는 코일은 일반적으로 원형 또는 타원형 bare 파이프 등의 핀이 없는 튜브를 사용한다. 증발식응축기의 특성으로 인해 튜브표면에 핀이나 groove를 통한 추가적인 열교환면적의 과장은 제작상의 어려움과 경제적 부담이 가중될 뿐만 아니라 오히려 튜브표면으로 흐르는 냉각수의 흐름을 방해하고, coil부분을 통과하는 공기의 압력을 저하시켜 요구되는 fan 동력이 커지며, 장기운전시의 scale등으로 열고자 하는 열전달효과가 감소되므로 청소하기에 용이하고 쉽게 오염되지 않는 일반적인 bare 튜브를 사용하여 지속적인 능력을 발휘할 수 있다.

코일재질의 종류에 따라 steel, cooper, iron, stainless-steel 튜브 등이 있으나 대부분 steel 튜브를 hot-dip, 아연용융도금하여 사용한다. 코일의 배열은 U-bending을 통해 가공하며, 그림 2.2에서 처럼 배열에 기울기를 주어 응축된 액체의 빠른 제거(transport)로 높은 응축효과를 얻을 수 있고, 코일 내에서 압력손실이 작도록 설계한다. 이밖에도 제작된 코일은 350 psig의 내부압력에 견딜 수 있어야 한다

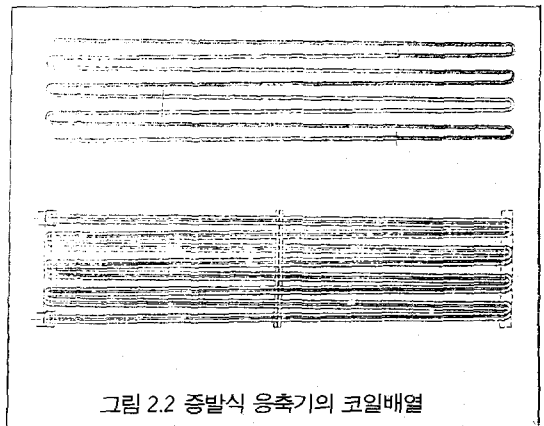


그림 2.2 증발식 응축기의 코일배열

(2) 냉각수 분배 시스템

고효율의 열전달효과를 얻고 scaling을 최소화 하기 위해서는 응축코일의 전체 표면을 계속하여 연속적으로 적셔줄 수 있는 냉각수 분배/분사 시스템이 필수적이나 현재 널리 쓰이는 구성재질은 header로서 PVC SCH.40 pipe를 사용하고 diffuser는 ABS plastic water diffuser로 제작되어 내식성이 우수하고 나사식 조립구조로 해체 조립 및 청소가 용이한 장점을 가지고 있다.

분사압력은 최대 5 psi 이내에서 분사되며, 적절한 분사각도 및 수량으로 응축코일부에 분포시켜 열 교환율을 증진시킬 수 있다 (그림 2.3)

(3) Eliminator

증발식응축기의 상단부에 설치하여 배출공기 속의 작은 물방울등, 수분을 제거하는 데 사용되며, 재질은 hot-dip 아연용융도금한 steel이나 PVC로 제작된다.

S자형의 굴곡곡선형 몸체에 출구 끝쪽의 갈고리형 가공으로 인해 송풍기의 정압손실을 최소화하여 에너지 절감효과가 기대되고, 냉각수 분사와 송풍기에 의해 비산되는 수분을 순환수량의 0.001% 이하로 유지할 수 있다.

높이 5" 에 간격 1" 으로 응축기의 크기에 따라 제작되는 eliminator의 재질은 PVC로 가볍고 취급하기가 용이하나, 태양광선의 자외선 노출에 대비하여 가공처리 한다.

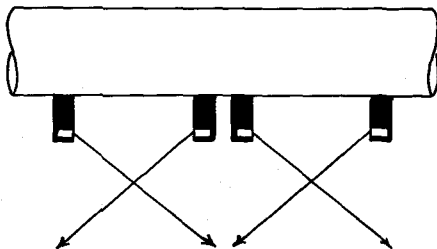


그림 2.3 물분배 시스템의 노출설치도

2. PAN/FAN 부분

(1) Strainer

냉각 순환수의 고체 부유물을 걸러주는 strainer는 pan water를 흡입하는 펌프흡입 배관에 위치한다. 부식을 방지하기 위해 stainless steel 다공판으로 제작되며, 분해조립이 쉽고, suction strainer를 사용하여 소용돌이 현상을 방지해 오염물 제거가 용이한 구조로 되어있다.

(2) Water pump/water make-up valve

흡입 strainer부터 물 분배/분사 장치까지 냉각수를 순환시키는 펌프로 mechanical sealing이 된 centrifugal 펌프를 사용한다. make-up water 밸브는 증발과 비산에 의해 손실된 냉각수를 보충하여 일정한 수위를 유지시키기 위한 밸브로서 지름이 크고, plastic float 에 의해 작동되며, float막대 위의 wing-nuts로 교정할 수 있다.

(3) Fan장치

증발식응축기에 쓰이는 fan에는 axial fan과 centrifugal fan 두 종류가 사용된다.

centrifugal fan모델은 주로 소음과 진동발생이 적으므로 대형설비나 소음이 문제되는 장소에 적합하며, 덕트를 연결하여 실내설치가 가능하고, 2단 제어 fan모터를 이용하여 응축기의 압력 및 냉각용량을 민감하게 조절할 수 있다.

반면 axial fan모델은 보다 적은 에너지를 소모하며, 특히 2단 axial fan은 centrifugal fan과 동급의 송풍능력에 기준 하여 비교하면 약 50%의 에너지가 절약된다. 2단 axial fan의 특징은 1단 과 2단 fan사이에 guide vane이 설치되어 있어 1단 fan에서 불어낸 공기가 2단 fan에 들어가

기 전에 pre-rotation을 최소화하여 동력효율을 높이고 정압을 상승시킨다는 것이다.

소형기종의 경우 직결구동 방식을 채택하여 별도의 구동매체없이 간단히 설치되나 대형기종은 모터의 축동력이 크므로 안전을 위하여 V-벨트나 band-벨트로 구동되며, 벨트는 모터 공칭마력의 150%로 설계제작 되어야 한다.

fan모터는 외부에서 벨트조정, 윤활유 주입, 전기연결 및 모터교환이 용이한 구조로 제작되고, 모터 및 구동부는 외부의 충격으로부터 안전을 위하여 커버로 보호하고 필요시 해체조립이 가능하도록 하여야 한다.

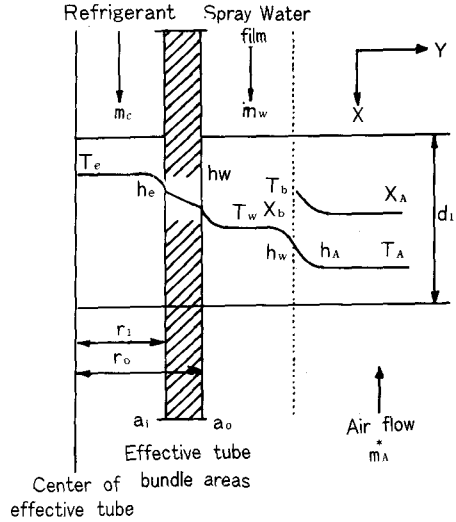


그림 2.4 증발식 냉각장치에서의 열전달과정

제 2 절 증발식응축기내에서의 응축현상 및 효과

1. 응축현상 개요

반세기가 넘는 동안 증발현상을 이용한 냉각은 열교환기 중에서 열전달을 높이는 매우 효과적인 방법으로 알려져 왔다.

증발식 냉각 과정은 열교환기의 외부표면에 흐르는 물막과 공기흐름 사이의 경계면에서 열과 물질의 전달에 의해 이루어지며, 이 과정에서 일어나는 물의 증발량이 소량일지라도 잠열방출의 영향으로 충분한 냉각효과에 도달할 수 있다. 이러한 효과를 이용한 증발식응축기는 냉동시스템에서 열교환기로 많이 사용되며, 이때 냉매는 bare튜브 안에서 등온상태로 응축이 일어난다. 증발을 이용한 냉각장치에서의 열전달 과정을 살펴보면 그림 2.4에서 보듯이 크게 두 단계로 나눌 수 있다.

첫 단계로는 튜브표면을 경계로 하여 냉매가스와 물막의 온도차이에 따른 열전달이다. 여기에서는 튜브내부(냉매가스)와 외부(물막)에서의 대류 열전달과 튜브 자체의 열전도로 이루어진다.

둘째 단계로는 물막의 외부표면과 공기사이의

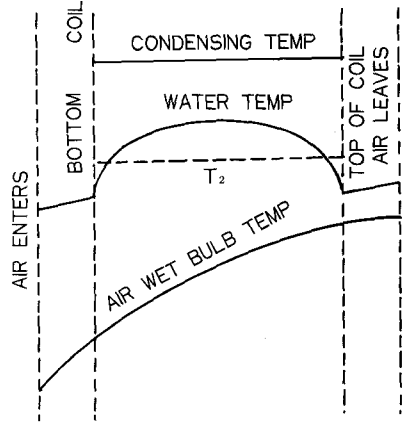


그림 2.5 증발식응축기 안에서의 온도분포

온도와 습도차이에 의한 열과 물질의 전달이다. 즉, 물막과 공기사이의 열교환은 사실상 응축기 내에서 공기 중에 증가된 수증기량에 해당되는 만큼의 수증기 잠열량과 물의 온도변화에 따른 현열변화량이다. 물과 공기 사이의 대류로 인한 열교환량은 전체 열교환량과 비교하면 소량이다.

증발식응축기에서의 높은 열전달율의 원인은 것은 표면에서 물이 증발할 때의 잠열로서 응축

기로부터 열을 빼앗기 때문이다. 이런 경우에는 응축매체와 물표면 사이에서의 온도차이가 열교 환면적 전체에 걸쳐 대체적으로 일정하다. 그림 2.5는 증발식응축기 안에서의 온도경향을 나타낸 것으로 응축온도, 물 온도, 공기온도 및 물의 표면온도 T_s 의 흐름을 보여주고 있다.

이 그림에서 주의할 것은 물의 입출구 온도변화는 작은 반면, 공기의 습구온도 변화는 입구에서 출구로 통과하는 동안 계속적으로 증가하여 물의 입구온도와 비슷한 정도까지 이른다는 점이다. 이것은 공기 속의 수분함량 이 물의 입구 온도를 기준으로 거의 포화상태에 다다른 것을 의미하며, 응축기에서 빼낸 열량은 냉각수 입출구 온도차에 의한 소량의 열량배출을 제외한 대부분의 열량이 공기상태의 열역학적 변화량으로 배출된다 따라서 습공기의 상태변화가 갖는 열역학적 의미와 Mollier선도에서 습공기의 변화를 분석, 계산하는 것은 필수적이다.

2. 습공기의 기본 상관계와 Mollier i-x diagram

(1) 상대습도

건공기는 79%의 질소와 21%의 산소가 homogeneous한 혼합물 상태로 구성되어 있다. 이 건공기가 물과 접촉하여 열 및 물질전달이 이루어지면 수증기가 더하여 지고 이 수증기가 공기 속에 차지하는 부분압력 P_w 는 Dalton's 법칙에 의해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_w = P - P_A \quad (2.1)$$

여기서 P 는 전체압력 (대기압), P_A 는 건공기의 부분압력을 나타내며 각 요소를 이상기체로 간주한다면

$$P_A V = m_A R_A T = m_A (R_u / M_A) T \quad (2.2)$$

$$P_w V = m_w R_w T = m_w (R_u / M_w) T \quad (2.3)$$

과 같은 식이 성립된다. R_A , R_w 는 건공기와

수증기의 기체상수, R_u 는 Universal 기체상수를 의미하며, $M_A (= 29 \text{ kg/kmol})$ 와 $M_w (= 18 \text{ kg/kmol})$ 는 각각의 분자량을 의미한다. 습공기중에 있는 건공기 양은 포함되어 있는 수증기 양의 변화에 관계없이 일정하므로 습공기의 수분함량 X 는 다음과 같이 표시된다.

$$X = m_w / m_A = M_w / M_A \cdot P_w / P_A = 0.622 \cdot P_w / P_A = 0.622 \cdot P_w / (P - P_w) \quad (2.4)$$

습공기는 수증기의 부분압력 P_w 가 현 상태의 온도에 상응하는 포화압력 P_s 에 도달할 때까지 homogeneous한 혼합물 형태를 유지할 수 있으며 이때의 수분함량은

$$X_s = 0.622 \cdot P_s / (P - P_s) \quad (2.5)$$

로, 상대습도는

$$\Psi = P_w / P_s \text{ or } \phi = X / X_s \quad (2.6)$$

로 정의된다.

과포화상태, 즉 $X > X_s$ 에서 습공기는 heterogeneous한 혼합물 상태가 되고 $X - X_s$ 만큼의 양이 물 또는 안개 같은 형태로 기체상태로 부터 분리된다.

(2) 습공기의 엔탈피 변화

일정한 압력 하에서 공기의 열 및 물질전달은 습공기의 상태 즉, 엔탈피와 상대습도의 변화를 이루게 된다. 여기서 먼저 건공기의 엔탈피는

$$i_A = C_{PA} \cdot t \quad (2.7)$$

로 나타낼 수 있으며 온도가 0°C 일 때 엔탈피 값을 0으로 놓았다. C_{PA} 는 건공기의 정압비열이며 일반적인 온도범위에서 $1.005 \text{ kJ}/(\text{kgK})$ 이다.

수증기의 경우 엔탈피는

$$i_g = C_{pg} \cdot t + i_{fg} \quad (2.8)$$

이며 여기서 $C \sim B$ 는 수증기의 정압비열로서 일반적인 온도범위에서 $1.925 \text{ kJ}/(\text{kgK})$ 이며, i_{fg} 는 0°C 에서의 잠열 ($= 2500 \text{ kJ}/\text{Kg}$)을 의미한다.

따라서 습공기의 엔탈피는

$$i = i_A + X i_g = C_{PA} \cdot t + X (C_{pg} \cdot t + i_{fg}) \quad (2.9)$$

이다. 과포화 상태의 습공기는 X_f 만큼의 물방

올이나 X_i 만큼의 어름결정이 어름이나 안개 혹은 진눈개비 상태로 존재하므로 전체의 수분함량은 $X_{tot} = X + X_f + X_i$ 이며,

엔탈피는

$$i = C_{PA} t + X(C_{Pg} t + i_{fg}) + X_f C_{Pf} t - X_i (i_{fs} - C_{Pi} t) \quad (2.10)$$

이다. 여기서 i_{fs} 는 어름의 용해열이며, C_{Pf} 와 C_{Pi} 는 물과 어름의 정압비열 이다.

(3) Mollier i-x diagram

보통 공기선도로 사용되고 있는 psychrometric chart에서는 건구온도를 가로축으로, 절대습도 X 를 세로축으로 하는 반면에, Mollier-diagram은 그림 2.6에신 보듯이 가로축에 절대습도 X , 세로축에 엔탈피 i 를 좌표로 두고 있다.

Mollier-diagram이 갖는 장점은 각기 다른 상태의 공기 혼합이나 분리 또는 기타 여러 상황에서 변화하는 공기의 상태를 근사치로 나타낼 수 있는 Psychrometric chart와는 달리 기하학적으로 간단하게 계산할 수 있다는 점이다.

미포화 상태에서 절대습도 X 에 대한 엔탈피 i 의 변화를 등온 조건하에 그리면, 식(2.9)에 의거 일정한 기울기가 산출되며

$$(di/dx)_t = C_{Pg} t + i_{fg} \quad (2.11)$$

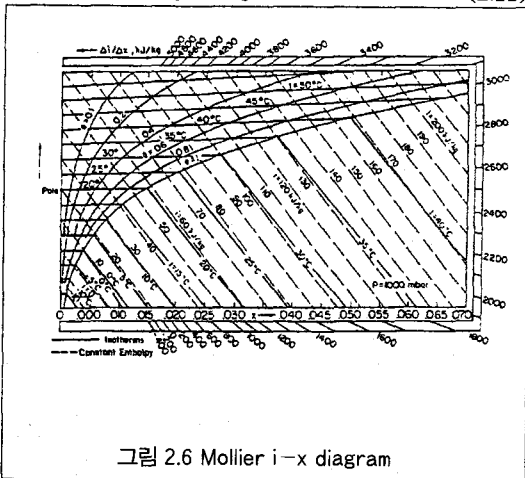


그림 2.6 Mollier i-x diagram

온도에 따른 C_{Pg} 의 변화에 의해 기울기가 약간 증가되는 것을 볼 수 있으며 이러한 선들을 포화상태인 X_s 까지 그려 그 끝점을 연결하면 포화선($\phi=1$)을 얻을 수 있다.

등온 엔탈피선은 $-i_{fg} \times$ 만큼의 기울기를 갖고 있으며 엔탈피가 0 인 선이 세로축과 만나는 점이 "Pole"점이다. 이 Pole점을 기준으로 테두리에 표시된 눈금과 연결한 선의 기울기가 $\Delta i / \Delta x$ 값이다. 따라서 A라는 상태의 공기가 B라는 상태로 변할 때 그 기울기에 평행되는 선을 Pole점에서 그어 테두리와 만나는 점이 $\Delta i / \Delta x$ 값이다. 그밖에도 온도 t 와 절대습도 x 관계에서 산출되는 등상대습도선을 나타내고 있다. 위와 같은 Mollier diagram으로 공기의 냉각, 가열 및 서로 다른 상태의 공기혼합 등에서 발생하는 새로운 공기상태를 간단히 산출할 수 있다.

응축기안에서 흐르는 공기의 상태변화는 그림 2.7의 Mollier i-x diagram에서 설명될 수 있으며 5가지 대표적인 경우를 예로 들어 설명할 수 있다.

첫 번째는 증발식응축기를 냉각수 없이 건조 상태에서 가동시킨 경우로, 절대습도 x_0 의 무변화속에 공기의 입구온도 t_1 은 코일내부에서 t_c 로 응축하는 냉매가스와의 열교환으로 인해 t_0 로 수직 상승한다. 이때 열교환의 한계성에 의해 t_0 는 t_c 보다 낮으며, 공기의 엔탈피증가량은 Δi_1 이다.

두 번째는 냉각수와 공기가 흐르는 이상(two phase)유동 상태에서 공기의 입구온도가 첫 번째 경우에서의와 동일한 온도 t_0 에서 포화상태 ($X=X_1$)에 이를 경우이다. 이러한 경우는 물의 온도가 공기의 온도보다 높을 때 나타나며, 공기의 엔탈피 변화 $\Delta i_2 = n_1 \Delta i_1$ 로 Δi_1 보다 n_1 배만큼 크다. 따라서 첫 번째 경우와 비교시 공기측의 열교환 면적 또는 공기의 유량을 $1/n_1$ 만큼 줄일 수 있다.

세 번째는 이상유동에서 공기상태가 등온변화

로 포화상태인 t_s, X_2 까지 변하는 것이다. 이때는 물 온도가 공기온도와 동일한 경우이며, 엔탈피 변화 $\Delta h_3 = n_2 \Delta h_1$ 로 Δh_1 보다 n_2 배만큼 크므로 역시 열교환면적이나 공기의 유량을 줄일 수 있다. 여기서 주목할 것은 내부의 열전달이나 관면의 열전도가 외부의 열 전달로부터 영향을 받지 않으므로 응축온도는 t_{c1} 까지 내려갈 수 있다.

네 번째는 물의 온도가 공기의 온도보다 낮은 경우로 더 낮은 응축온도에 이를 수 있고 $\Delta h_4 = \Delta h_1$ 이다.

다섯 번째는 물의 온도와 공기의 습구온도가 같은 경우로 $\Delta h_5 = 0$, 즉 냉각효과가 없는 경우를 나타낸다.

위에서 설명한 것으로부터 알 수 있는 중요한 점은 만약 $t_w = t_c$ 이거나 공기의 습구온도가 t_c 와 같다면 응축기에서의 열 추출은 불가능하다는 것이다.

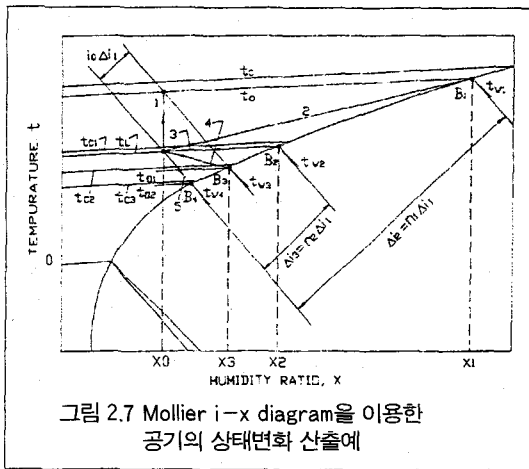


그림 2.7 Mollier i-x diagram을 이용한 공기의 상태변화 산출예

제 3 장 증발식응축기 성능시험

본 연구에서 설계, 제작한 1차 및 2차 시제품과 외국제품의 성능을 비교시험하고 증발식응축기의 각 설계요소가 성능에 미치는 영향을 분석하는 한편, 수치해석 program의 정확도 향상 및

최적 운전조건의 도출 등을 위하여 ASHRAE규격에 준하여 성능시험 장치를 설계하였다. 1차년도에서 성능시험 장치의 주 골격을 이루는 냉동 cycle을 구성하였으며, 당해년도에 기타의 측정장치, 조절장치 및 data처리 장치등 종합 system을 구성하여 성능시험을 수행하였다.

제 1 절 평가방법

증발식 응축기의 성능시험방법은 ASHRAE STANDARD 64-1989에 의하면 다음과 같은 4가지 방법이 있다.

* primary method

① liquid refrigerant flowmeter method : 액체냉매의 유량 측정

* confirming method

② calorimeter method : 응축된 액체냉매를 가열, 증발시키는 calorimeter에 설치된 전기 히터의 입력을 측정하여 냉매의 유량계산

③ evaporator method : cooler 또는 brine cooler방식의 증발기를 사용하여 증발기에서의 열량을 측정하여 냉매의 유량계산

④ gas refrigerant flowmeter method : 기체냉매의 유량 측정

본 연구에서는 primary method로 orifice유량계를 사용하는 liquid refrigerant flowmeter method를 선택하고, confirming method로는 brine cooler를 사용하는 evalprator method와 orifice유량계를 사용하는 gas refrigerant flowmeter method를 선택하였다.

그림 3.1은 본 연구에서 설계한 증발식 응축기 성능시험장치의 개략도를 나타낸 것으로 크게 압축기, 응축기 및 증발기로 구성되는 냉동 cycle 각종 온도, 압력, 유량, 전기량 등을 측정하는 측정장치, 시험조건에 따라 운전 조건을 조절하는 조절장치 및 측정된 data를 처리하고 성능을 계산하는 data처리 장치의 4부분으로 구성된다.

제 4 장 증발식응축기 설계

2장 3절에서는 증발식응축기 설계과정에서 고려되어야 할 중요요소들에 대해 살펴보았다.

이 장에서는 이러한 설계요소를 기초로 실질적인 제품설계 및 시제품제작에 관하여 언급하였다. 제품설계에서는 일반적인 설계조건 및 계산 등에 대해 설명하였으며, 제품제작에서는 1, 2차 시제품제작에서의 개선된 사항 및 그 이유를 설명하였다.

제 1 절 증발식응축기 설계

그림 4.1은 증발식응축기 설계 process를 나타낸 것으로 주어진 설계 조건으로부터 기본계산을 통하여 주요 부분의 크기 또는 용량을 결정하고 제한조건을 고려하여 전체 시스템 및 각 부품의 상세 설계를 수행했다.

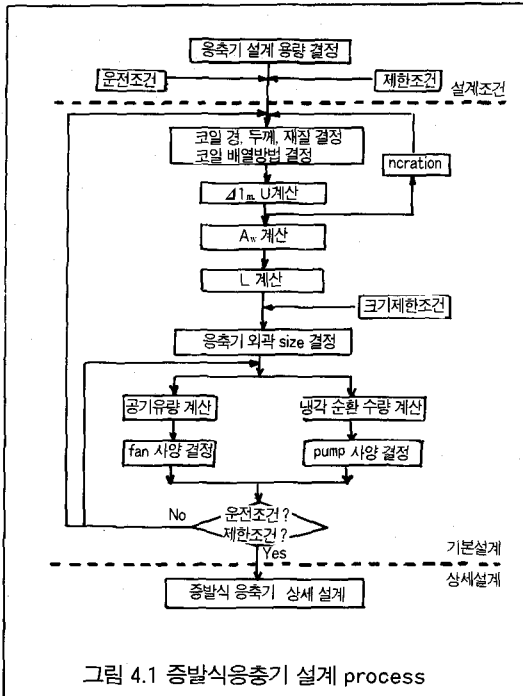


그림 4.1 증발식응축기 설계 process

1. 설계조건

증발식응축기 설계를 위한 설계조건은 표 4.1과 같이 응축기 용량, 운전조건 및 제한조건으로 나눌 수 있다.

설계될 증발식응축기의 용량이 정해지면 운전조건 및 제한조건을 검토해 보아야 한다. 운전조건에는 최대부하가 걸리는 8월중 요구되는 응축 냉매의 온도, 압력 및 공기의 온도, 습도, 그리고 냉각 순환수의 온도 등이 검토되어야 하며, 제한조건으로는 중량, 부피 및 control방식, 송풍방식 등의 제한조건을 고려하여야 한다.

표 4.1 증발식응축기 설계조건

구분	내용
응축기용량	설계용량
운전조건	응축기 입출구 냉매상태 (응축온도, 압력)
	응축기 입출구 공기상태 (온도, 습도)
	응축기 입출구 순환수 상태 (온도) 등
제한조건	사용 System에 따른 형식상의 제한조건
	사용 System에 따른 운전방법상의 제한조건
	사용 System에 따른 운전조건상의 제한조건
	사용 System에 따른 크기에 대한 제한조건

2. 기본설계

(1) 코일 unit계산

설계조건에서 결정된 용량에 맞는 응축기를 설계하기 위해서는 다음과 같은 식이 도입되어야 한다.

$$Q_c = U A_w \Delta t_m \quad (4.1)$$

$$U = 1 / \{ (1/h_c)(dA_w/dA_c) + (\delta_{w1}/\lambda_{w1})(dA_w/dA_w) + (1/h_w) \} \quad (4.2)$$

식 (4.1)에서 사용한 Δt_m 은 냉매와 냉각 순환수의 산술평균온도 차로써, 증발식응축기의 특성상 냉각 순환수의 입, 출구 온도차이가 크지 않

으므로 냉매의 응축온도와 냉각순환수의 산술평균온도 차이를 사용하였다. 식 (4.2)는 총괄 열전달계수 U 를 계산하는 식으로, 각 항의 열전달계수는 뒷부분의 6장 1절을 참조하여 할 수 있다.

δ_{wi} , λ_{wi} 은 각각 관의 두께와 열전도도를 의미하며, dA_w/dA_c 의 비가 작을 경우 (보통 1.4이하) 관벽에서의 열전도도를 평벽에서의 열전도식에 대입하여 풀 수 있다. 즉, $dA_{wi} = \pi B(D_i + D_o)/2$ 의 간단한 식으로 관의 내경 D_i 와 외경 D_o 로 평균면적을 구하여 식 (4.2)에 대입, U 값을 산출할 수 있다.

전열면적 A 를 구하면 코일의 총 길이 Bt_{tot} 은 식 (4.3)에 의해 다음과 같이 산출된다.

$$Bt_{tot} = A / \pi \cdot D_o \quad (4.3)$$

노즐에 의한 물의 유효 분사 각이 α 면 노즐과 코일상단과의 간격이 H_{nc} 이면 코일 Unit의 폭 W 는

$$W = 2 H_{nc} / \tan \alpha \quad (4.4)$$

이다. 여기서 코일배열 형태는 2장 3절에서 고찰한 결과로부터 staggered 형태의 코일배열을 선택하고, 가장 효과적인 코일간격을 1.25 D_o (125%)로 하여 코일의 피치를 선정하면 코일의 열수 n_H 는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$n_H = W / 1.25 D_o \quad (4.5)$$

코일의 길이 B 는 송풍fan의 설치방법과 송풍용량에 따라 적합하게 선정하여야 하며, 이때 코일 pass수는

$$n_R = Bt_{tot} / n_H B \quad (4.6)$$

이다. 코일의 경사각이 α_{coil} 이고 U-bending부분의 지름이 D_u 라면, 코일 unit의 높이 L 은

$$L = B \tan \alpha_{coil} n_R + D_u(n_R - 1) \quad (4.7)$$

로 계산할 수 있다.

(2) 공기유량 계산

공기 유량의 계산은 다음과 같은 가정 하에서 풀 수 있다.

공기의 건구온도와 냉각수의 온도는 30° C로 응축기 입구에서 출구까지 변하지 않는다.

입구측의 상대습도는 50%, 출구측의 상대습도는 90%로 가정한다.

위의 두 가지 가정은 한국의 8월 평균 외기 조건을 바탕으로 세웠으며, 응축기의 응축열량을 습공기의 엔탈피 변화로 방출하는 것을 의미한다. 실제로는 물의 온도와 공기의 건구온도가 외기 조건에 따라 변화하기는 하지만 습공기에 의한 열방출량에 비하여 외기 조건에 따른 변화량은 대략 15% 정도를 넘지 않는다.

응축기의 입구와 출구측에 흐르는 공기 엔탈피 변화는 식 (2.9)에 의해 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$i_2 - i_1 = C_{pA} (t_2 - t_1) + (X_2 - X_1) [C_{pg} t_{(1=2)} + i_{fg}] \quad (4.8)$$

여기서 첫 번째 가정에 의해 $t_1 = t_2$ 이고, X_1 과 X_2 의 값은 식 (2.4)를 참조하면 식 (4.8)은 다음과 같이 변형할 수 있다.

$$m_A(i_2 - i_1) = (m_{w2} - m_{w1}) [C_{pg} t_{(1=2)} + i_{fg}] \quad (4.9)$$

따라서 식 (4.9)의 왼편에 있는 항이 습공기의 엔탈피 변화량을 나타내므로 설계조건에서 주어진 응축용량을 냉각시키기 위한 공기의 유량은

$$m_A = Q_c / i_2 - i_1 \quad (4.10)$$

의 식으로부터 구할 수 있으며, 이때 필요한 엔탈피 i_1 과 i_2 값은 그림 2.6의 Mollier $i-x$ 선도를 통해 간단히 계산할 수 있다.

여기서 물의 증발량은 식 (4.9)와 (4.10) 그리고 식 (2.8)을 이용하여 다음과 같이 변형된 식으로부터 계산할 수 있다.

$$(m_{w2} - m_{w1}) = m_A(i_2 - i_1) / [C_{pg} t_{(1=2)} + i_{fg}] \quad (4.11a)$$

$$\Delta m_w = Q_c / [C_{pg} t_{(1=2)} + i_{fg}] \quad (4.11b)$$

(3) 냉각 순환수량 계산

냉각 순환수량의 계산은 Leidenfrost와

Korenic이 많은 실험경험을 토대로 제시한 조건에 의하여 계산할 수 있다. 그들은 증발식응축기 내에서의 냉각 순환수량은 그림 2.9와 같은 코일의 배열에서 laminar flow를 형성해야하며, 그 범위를 $Re_w < 50$ 으로 제시하였다. 따라서 $Re_w = 250$ 일 때를 최대유량으로 보면 다음과 같은 식에 의해 단위 열교환기 면적당 흐르는 유량 밀도를 구할 수 있다.

$$\rho_w V_w = m_{w,max} = 2 \cdot Re_w \mu_w / \pi D (kg/m^2s) \quad (4.12)$$

따라서 그림 2.8에서의 코일 사이 간격 $S_T/2$, 코일bank에서 코일의 가로길이 B 세로방향의 코일수 n_H (Path수)로부터 최대 냉각순환수 유량을 아래와 같이 구할 수 있다(상세한 식은 6장 1절 참조).

$$m_{w,max} = 0.5 \rho_w V_w \cdot S_T \cdot B \cdot n_H \quad (4.13)$$

제 5 장 결 론

본 연구를 통해 개선된 구체적인 사항은 다음과 같다.

1차 시제품에서 개선된 사항

- 기존제품의 코일두께를 2.1mm에서 1.6mm로 줄임
- 씨로코 fan을 axial fan으로 교체
- 냉각수 분사노즐의 교체
- 1RT당 코일의 길이를 27m에서 14m로 줄임
- 기존제품에 비해 55%의 부피절감 및 49%의 무게 절감

2차 시제품에서 개선된 사항

- 송풍방식을 forced draft방식에서 induced draft방식으로 교체
- 코일부분과 외벽사이의 간격을 5-6cm를 2cm로 줄임

위와 같은 제품의 개선 방안들로 인하여 기존 제품에 비해 RT당 제품 생산가격이 37%의 절감 효과를 가져 왔으며, 부피와 무게도 각각 55%와 49%씩 줄어 제품의 운송 및 설치면에서 경쟁력을 갖추게 되었다. 특히 제품의 하중이 건축물에 미치는 영향은 과거에 비해 거의 반으로 줄어들어 건축주의 요구를 만족시킬 것으로 예상된다.

또한 100RT기준으로 연간 20대를 생산할 경우, 약 7,500만원의 생산비 절감효과를 가져와 수입제품에 비하여 제품의 크기나 성능면에서 거의 동등한 국내제품이 가격 면에서도 유리하여 내수시장은 물론 수출시장에도 그 파급효과가 크리라 예상된다.



주자는 대문 위에 있는 누각에서 궁전 앞뜰을 바라보고 있었다. 문지기가 항아리의 물을 조정으로 뿌렸다. 주자가 멀리서 그것을 보고 불경한 짓을 했다고 화를 내자 문지기는 평소에 이사고를 미워했기 때문에 「대부인 이사고가 소변을 본 것입니다」라고 말했다.

그를 체포하라고 명령했지만 붙잡지 못했다. 더욱더 화가 나서 침상에서 뛰어내려 오다 화롯불 속으로 떨어져 큰 화상을 입었다. 그것 때문에 죽고 말았다. 주자는 성질이 몹시 급했고 결벽증이 있어서 이렇게 된 것이다.