

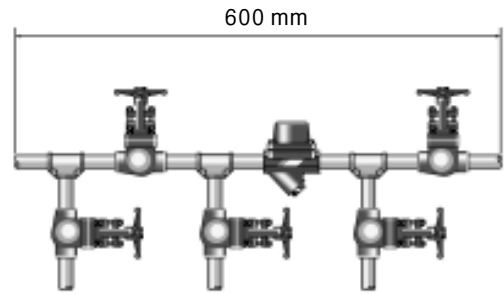


23개의 구성요소를 하나로!!! 콤팩트 스팀트랩 스테이션

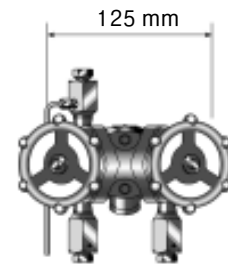
스팀트랩 스테이션의 신개념. 스팀트랩, 입/출구 스톱밸브, 입/출구 드레인 밸브 및 압력해소밸브가 콤팩트한 구조로 조합된 스테이션으로서 협소한 공간에서도 편리하고 손쉬운 설치 및 교체작업이 가능합니다.



보다 상세한 자료가 필요할 경우 당사 영업사원에게 요청하시기 바랍니다.



기존의 복잡한 배관방식



콤팩트한 단일 제품

특 징	장 점
스텐레스강 구조	내부식성-최대 수명 보장
피스톤 스톱밸브(선택사양)	신뢰성 있는 작동 및 실링(에너지 손실 절감)
볼트 두개로 스팀트랩 연결	트랩 교체의 신속성(비용 및 시스템 휴지시간 최소화)
배관 연결부가 단지 두 곳	설치 및 시방서 작성 작업의 용이성
전체 길이 125 mm	협소한 공간에 설치 가능

스파이릭스사코의 "Knowledge, Service, Product" 가 집약된 제품입니다.

고객이 인정해 준 GILFLO 증기 유량계의 정확도

: ()
:
()
: 2001 12 4 10 : 00 ~ 16 : 00
:

■ 개요

증기 유량계를 설치해 본 경험이 있는 엔지니어라면 “증기 배관에 설치된 유량계가 과연 제조업체에서 주장하는 대로 실제 증기유량을 정확하게 측정할 수 있을까?” 라는 의문을 한번쯤 가졌던 경우가 있었을 것이다. 그러나 이러한 의문을 해결하기 위해 현장조건을 이용하여 실제로 테스트 해보기란 그리 쉽지가 않다. 사실 증기 유량계를 만드는 제조업체에서도 증기유량계를 만든 후 실제로 증기를 통과시켜서 유량계를 교정하지는 못한다. 실제로 증기를 통과시켜 유량계를 교정하기 위해서는 유량계의 최대 측정범위까지 증기를 공급할 수 있는 보일러 설비를 갖추어야 하고 증기를 상온까지 응축시킬 수 있는 대형 응축기를 설치해야 하나 현실적으로 어려운 일이 아닐 수 없다. 따라서 이러한 문제를 해결하기 위해 대부분 유량계 제조업체에서는 물이나 압축공기를 이용하여 측정하고자하는 유체와의 상사(相似)조건 식을 이용하여 증기 유량계를 교정하게 된다. 그동안 소형유량계의 경우, 작은 유량 범위내에서 자체적으로 증기를 통과시켜 테스트한 예는 많았지만 이번 경우처럼 많은 증기량을 직접 통과시켜 유량을 상호 비교할 수는 없었다. 다행히 삼양 제텍스 울산공장의 경우는 공정에 대형 전분 건조용 Dryer가 있었고, 응축수를 받을 수 있는 탱크로리 차와 무게를 측정할 수 있는 계량 시설이 공장내 갖추어져 있었기 때문에 테스트하는 것이 가능하였다. 그리고 측정오차를 줄이기 위해 실제 전분 건조 Aerofin Heater 열교환기 내 응축수 보유수량을 일정하게 유지하도록 열교환기의 수위를 제어하였으며 공정의 열교환 방식이 응축수의 현열까지 열교환시킬 수 있도록 설계되어 있어 응축수로부터 재증발증기는 전혀 발생되지 않는 조건하에서 유량을 측정 비교하였다.

■ 증기 공급조건 및 관련 측정기기

- 증기 공급압력 : 9 bar g 포화증기
- 증기유량계 : DN100 GILFLO ILVA C2633



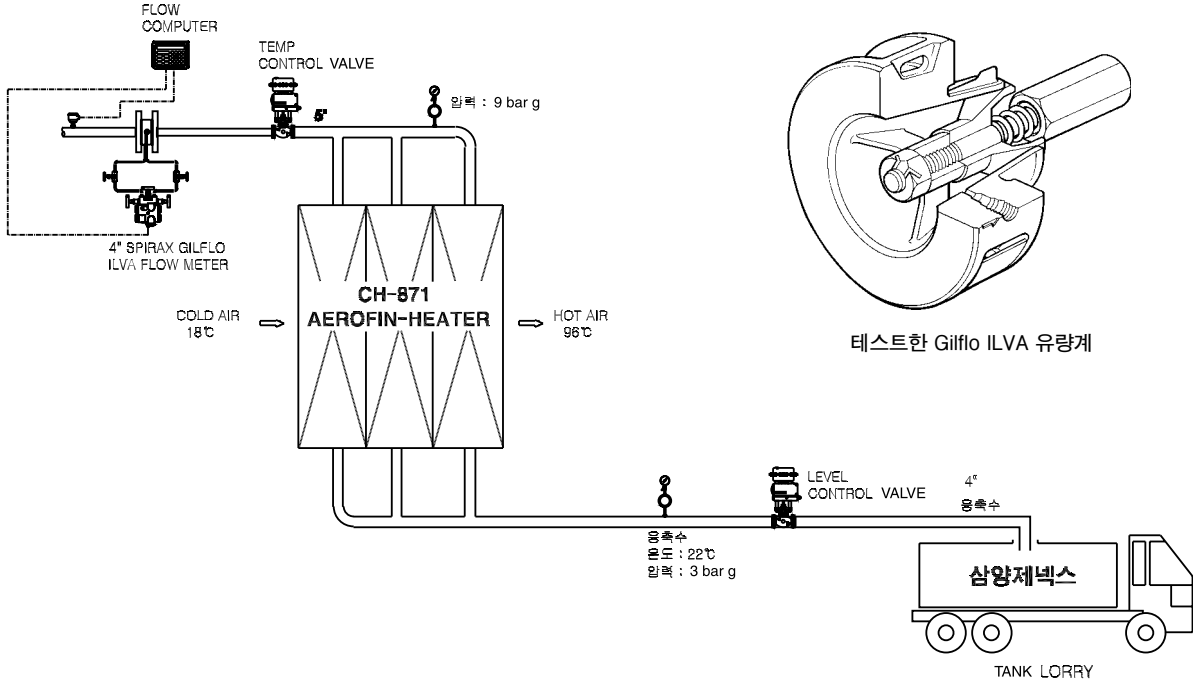
- * 유량계 측정범위 : 78~7800 kg/h
- * 정확도 : $\pm 1\%RD$
- * 유량측정비(turndown ratio) : 100 : 1
- 열교환기 : CH-871 Aerofin Heater
(steam side : 179 °C → 22 °C, Air side : 18 °C → 96 °C)
- 탱크로리 : 20 ton × 1대
- 계근대 : 0.1 % 등급

■ 유량측정방법

총 2회에 걸쳐 유량컴퓨터에서 적산한 증기유량값과 열교환기에서 배출된 응축수량을 탱크로리에 받아 로드 셀 계근대에서 측정한 응축수 무게와 비교하였다.

- 1) 실제 현장 부하가 걸려있는 증기의 유량을 측정한 값이다.
- 2) 재증발 증기가 전혀 없었다.(응축수 온도 22°C)
- 3) 장시간 측정하였다.(2시간 동안 1회, 1시간 동안 1회)
- 4) 객관적인 검증을 위해서 고객이 주도하여 측정하였다.

측정 공정 흐름도



측정 data 비교

1차 측정결과

M242G				
(11 : 50)	125,440 kg		13,800 kg	
(13 : 50)	131,186 kg		19,560 kg	
	5,746 kg		5,760 kg	-0.24% (-14 kg)

2차 측정결과

M242G				
(14 : 30)	133,531 kg		13,780 kg	
(15 : 30)	136,365 kg		16,620 kg	
	2,834 kg		2,840 kg	-0.2% (-6 kg)

* 계근표

계량증명서

귀하

번호	1382	계일	01.12.04
품명		계시간	13:51
거래처		담당인원	
차량번호	1901		
총중량	19560 kg		
공차중량	13800 kg		
물품중량	5760 kg		
오차			
비고	계근자		

울산광역시 남구 계암동 360번지
 (주)삼양사 울산공장
 (279-4500)

계량증명서

귀하

번호	1415	계일	01.12.04
품명		계시간	15:38
거래처		담당인원	
차량번호	1901		
총중량	16620 kg		
공차중량	13780 kg		
물품중량	2840 kg		
오차			
비고	계근자		

울산광역시 남구 계암동 360번지
 (주)삼양사 울산공장
 (279-4500)

결론

이번 유량측정 비교 테스트를 통해 고객의 입장에서 유량계에 대한 기존의 불신감을 털어내고 스파이렉스사코 GIFLO 유량계에 대한 신뢰감을 통해 정확한 원가 분석의 기반을 다질 수 있었으며, 또한 유량계 공급자 입장에서 객관

적인 입장에서 사용자로 하여금 유량계의 정확성을 재확인하였다는 점에서 양사 모두 만족하는 결과를 가져왔다고 생각한다.

압축공기를 감압하여 사용하여도 증기와 같은 효과가 있는지요?

문

압축공기를 감압하여 사용하여도 증기와 같은 효과가 있는지요?

또한 압축공기용 감압밸브와 증기용 감압밸브의 차이점과 증기에 사용하였던 감압밸브를 압축공기에 사용해도 괜찮은지 아니면 추가적으로 설치 또는 변경해야 할 부속장치가 있는지 궁금합니다.

답

일반적으로 증기는 열사용 설비에서 피가열체에 열에너지를 전달해 주기 위한 용도로 사용되며, 보다 효율적이고 정확한 열교환을 수행할 수 있도록 하기 위하여 적절한 압력으로 감압하여 사용합니다. 우선 감압과 관련하여 증기의 특성을 간단하게 요약하면 포화증기의 압력이 떨어짐에 따라 증기의 온도는 감소하며 열교환 공정에서 주로 이용되는 증기의 잠열량은 증가하게 됩니다. 따라서, 단위 시간당 일정한 열량을 요구하는 열교환 설비에 고압의 증기를 적절한 압력으로 감압하여 공급하면 이 압력보다 높은 증기를 열교환기에서 공급할 때보다 단위 질량당 열교환에 이용할 수 있는 잠열량이 많아지기 때문에 증기사용량이 감소하여 에너지를 절약할 수 있습니다. 그 이외에도 증기를 적절한 압력으로 감압을 함으로써 포화증기의 온도를 제어할 수 있는 효과 등을 얻을 수 있습니다.

반면에 대부분의 공정에서 사용하고 있는 압축공기는 열교환의 용도로 사용하는 증기와 달리 공기를 압축하여 유체 에너지를 만들고, 이것을 기계적 에너지 또는 동력용으로 사용되고 있습니다. 그 이유는 동력원으로서 압축공기는 전동기와 공기 압축기만 있으면 얼마든지 손쉽게 얻을 수 있고, 화재의 위험이 없으며 취급이 간단하고 어떤 형태로든 동력 에너지를 간단하게 전달이 가능할 뿐만 아니라 손쉬운 제어 등 많은 장점을 가지고 있기 때문입니다. 이 또한 설비의 효율적이고 정확한 제어가 이루어질 수 있도록 하기 위하여 적절한 압력으로 감압하여 사용하고는 있으나, 증기시스템에서와 같이 적절한 감압을 통해서 열에너지 절약 또는 온도 제어와 같은 감압 효과를 기대하기는 매우 어렵습니다. 그 주된 이유는 앞에서 살펴본 바와 같이 증기와 압축공기의 물리적 특징이 다르고, 두 유체가 가지고 있는 에너지를 사용하는 용도가 완전히 다르기 때문입니다. 다만 압축공기도 증기와 마찬가지로 감압밸브를 사용하여 설비에서 요구하는 적절한 압력으로 감압하여 필요한 유체 에너지를 안정되게 공급한다면 보다 정확한 제어와 함께 필요 이상으로 공급되어 대기로 배출되는 공기 소비량을 줄일 수 있을 것입니다.

증기용 감압밸브와 압축 공기용 감압밸브는 구조와 기능상으로는 서로 바꿔 사용하더라도 아무런 문제가 없습니다. 그러나 밸브가 완전히 닫혔을 때 시트를 통해서 유체가 누출되는 관점에서 살펴보면 밸브 시트면의 재질상 차이가 있습니다. 일반적으로 증기용 감압밸브의 시트는 그 표면이 잘 연마된 금속재질(주로 스텐레스강)을 사용하는 반면에 비해 압축 공기용 감압밸브는 밸브 시트면 재질이 부드러운 합성고무와 같은 연질 시트를 적용하고 있습니다.

그 이유는 감압밸브가 완전히 닫혀있는 상태에서 밸브 시트면으로부터 소량의 유체가 누출되어 2차측 압력이 증가되

어서는 안되기 때문입니다. 여기서 밸브의 누출정도와 밸브 2차측 압력과 관련하여 증기와 압축공기의 물리적 특성을 살펴보면 증기는 특정 온도에서 방열손실 등에 의해 온도가 급격하게 감소하면 기체에서 액체로의 상 변화가 발생하여 응축되므로 증기가 차지하는 체적이 급격하게 감소할 것입니다. 실제로 이 증기의 응축에 의한 체적의 감소는 대기압 상태에서 약 1,870, 압력 10 bar g의 상태에서 약 1/180 정도로 감소할 것입니다. 따라서 소량의 증기가 2차측 배관 또는 설비로 누출된다고 할지라도 약간의 방열손실 등에 의해 쉽게 응축이 되기 때문에 2차측 압력이 현저하게 상승하지는 않을 것입니다.

그러나 압축공기는 온도변화에 의해 응축이 되지 않는 비응축성 유체로서 밸브를 통해 소량의 압축공기가 누출되어 2차측 배관 또는 설비로 유입될 경우 압력이 상승할 수 있습니다.

앞에서 살펴본 바와 같이 증기용 밸브의 경우에는 밸브 시트면에서 약간의 증기누출이 발생하더라도 2차측 또는 설비의 압력이 상승할 우려가 없기 때문에 금속시트를 사용하더라도 큰 문제가 발생하지 않지만, 압축 공기용 밸브에 금속시트를 사용하면 밸브 시트면에서의 약간의 누출로 인해 2차측의 압력이 상승할 수 있을 것입니다. 따라서, 압축 공기용 밸브에 사용되는 밸브시트는 부드러운 합성고무 재질을 이용한 연질시트를 사용하는 것이 일반적입니다.

참고로 콘트롤 밸브의 누설등급과 관련하여 국제규정 ANSI B16.104에서는 각 단계별 유체의 누설허용범위를 규정하고 있습니다. 일반적으로 금속시트를 적용한 콘트롤 밸브의 경우에는 ANSI Class IV의 허용누설등급을 이용하여 제작되고 있습니다. 즉, 이 밸브의 시트면으로부터 정격용량의 0.01% 이하의 유체가 시트면을 통해 누설되는 것을 허용한다는 것을 의미합니다. 그리고, 증기용 공정에 사용하는 밸브의 경우 이 정도의 누설은 공정에 영향을 미치지 않는다고 판단하고 있기 때문에 이 값을 일반적으로 적용하고 있습니다.

그러나, 압축 공기용 밸브의 경우, 이 정도의 누설은 공정에 영향을 미칠 수 있기 때문에 연질시트에 주로 적용하는 ANSI Class V 또는 VI의 허용누설등급을 적용하고 있습니다.(이 허용누설등급에 대한 자세한 사항은 ANSI B16.104 규정을 참조하시기 바랍니다.)

또한 기밀성만을 위해서 증기용 감압밸브에도 연질시트를 사용할 수는 있으나 연질시트의 재질상 사용온도범위가 제한되어 있어 아주 특별한 경우를 제외하고는 적용하지 않습니다.

증기와 압축공기의 공정에 사용되는 감압밸브의 특성에서 상기 이외의 부분과 밸브 구경의 선정에 대하여 궁금하신 점이 있을 경우 당사의 홈페이지 또는 영업사원에게 문의하여 주시기 바랍니다.

밀폐 순환식 수배관 시스템의 가압-(3)

B) (MTW) (HTW)

지금까지는 냉수 및 저온수 시스템에 국한되어 있다. 온도가 100 °C 이상에서 운전되는 고온수 시스템에서는 증기압력에 대한 사항을 추가로 검토해야 한다. 일반적으로 고온수와 중온수 시스템에 적용되는 압력은 증기압력보다 약간 높게 유지된다. 그렇지만 분할 가압시스템에서 환수압력은 총 펌프양정의 반만 적용되므로 적용압력보다 낮게 된다. 그러므로 환수의 압력은 공급온도의 증기압력보다 낮아지게 된다. 이것은 일반적인 가압 시스템에서 항상 압력이 높은 것과는 대조적이다. 그러나 실질적으로는 환수의 온도가 낮아 증기압도 낮아지므로 환수의 압력이 높을 필요는 없다. 따라서 재증발증기는 일어나지 않을 것이다. 그러므로 일반적으로 분할가압 시스템은 환수로 유입되는 모든 물이 냉각되고 시스템의 어느 곳에서도 공급수가 포화온도 이하로 떨어지지 않은 상태에서 직접 환수로 유입되지 않는다면 재증발에 의한 문제없이 고온수와 중온수 시스템에 적용이 가능하다.

그림 4a와 같이 가열기에서 나온 공급수가 직접 환수로 바이패스되는 경우에는 압력분할방식을 사용할 수 없다. 그 이유는 바이패스된 물이 재증발되어 워터해머를 발생시킬 수 있기 때문이다. 그러므로 고온수 및 중온수 시스템에서 압력 분할 방식을 사용하기 위해서는 그림 4c와 같이 2대의 펌프를 직렬로 설치하고 첫번째 펌프의 토출과 두번째 펌프의 흡입 사이에서 가압을 해야 한다. 이러한 시스템을 “푸쉬-풀 (Push-Pull)” 이라고 부른다. 이 시스템은 가동과 정지시에 시스템 압력에 불균형이 발생하지 않도록 하기 위해서 두 개의 펌프가 동시에 가동하고 정지할 수 있도록 양쪽 펌프를 하나의 공동축으로 구동하는 것이 바람직하다.

끝으로 그림 4d에서는 1차와 2차 분할 가압시스템을 고온수와 저온수 시스템에 비슷하게 적용할 수 있다는 것을 볼 수 있다. 고온수 시스템에서는 분할 가압시스템을 적용하지 않는다. 일반적으로 고온수 시스템은 기본압력보다 항상 높게 운전되며 열 사용설비와 열교환기가 수력적으로 분리되어 있다. 따라서 시스템에서의 압력 감소는 경제적인 잇점이 될 수 없다.

1차회로 가압 시스템에 대해 요약하면 다음과 같이 결론을 내릴 수 있다.

- 순환펌프의 흡입측에서 가압하는 시스템은 안전하고 안정적이다. 그러나 시스템에서 필요로 하는 요구압력이 너무 높기 때문에 항상 이 요구압력보다 높은 운전압력을 유지해야 한다.
- 분할 가압 시스템은 운전압력을 낮출 수 있고 경비를 절감할 수 있는 장점은 있으나 시스템의 구성이 다소 복잡해진다.
- 원거리 가압 시스템은 단지 압력을 낮출 수 있는 단일 빌딩의 수직 분배 시스템에만 적용할 수 있으며 수평 분배 시스템에서는 적합하지 않다.
- 펌프 토출측에서 가압하는 것은 일반적으로 부적절하다.

따라서 처음의 두가지 방법만이 사용설비 및 시스템의 가압을 위해서 고려할 수 있다.

■ 분배 시스템에 직접 연결된 사용설비와 그 시스템의 가압

지금까지 1차 회로의 가압 시스템을 검토하면서 콘트롤 밸브의 위치에 따른 일반적인 영향에 대하여 알아보았다. 이번 장에서는 선택된 2개의 1차 가압방법에 대하여 보다 깊이 알아볼 것이다.

분배 시스템에 직접 연결된 열 사용 설비들은 각각 에어코일, 열교환기, 급탕탱크 등 독립적인 장비이거나 대형빌딩의 상승관, 빌딩 존, 캠퍼스 분배 시스템에서 직접 연결된 완전한 시스템이 될 수도 있다. 사용설비 시스템의 압력은 여러가지 추가변수, 즉 1차 회로의 연결점과 열사용 설비의 연결점 사이에서의 배관 마찰손실과 높이 등에 의해서 결정된다. 이것을 검토해야 하는 목적은 1차 시스템을 검토할 때 자동 콘트롤 밸브가 설치되는 장소는 열사용 설비에서 유량과 압력 분포에 영향을 미친다는 것을 고려해야 하기 때문이다.

앞에서 살펴본 바와 같이 콘트롤 밸브는 저부하 운전조건에서 전체 펌프양정에 노출된다. 그러므로 콘트롤 밸브는 설계압력의 압력강하에서부터 전체 펌프양정 범위까지의 차압 범위를 제어하는데 적합해야 한다. 종종 이 차압범위는 10 : 1 정도까지도 될 수 있다. 광대한 시스템에서 이 차압범위는 너무 넓어 일반적인 빌딩용 콘트롤 밸브의 제어범위를 벗어나게 되므로 산업용 콘트롤 밸브를 필요로 하게 된다. 따라서, 산업용 콘트롤 밸브를 주요 분기점에 설치하여 하위회로에서 형성되는 공급과 환수의 압력차를 일정하게 유지하도록 하는 것이 필요하다. 개별적인 열사용 설비들은 이 하위회로에 직접 연결되며 1차 분배 시스템의 차압변동으로부터 보호된다. 일정하게 유지되어야 할 차압은 빌딩에 주로 사용하는 일반적인 콘트롤 밸브가 제대로 기능을 발휘할 수 있도록 선정되어야 한다. 각각의 사용설비와 함께 구성되는 이들 하위회로를 “열사용 설비 시스템” 이라고 부른다.

다음의 그래프에서는 압력 및 압력강하, 빌딩 높이 등을 전형적인 변유량 캠퍼스형 CHW 분배 시스템을 예로 하여 이들 사용설비 시스템을 분석하였다. 그리고, 극단적인 운전조건을 얻기 위하여 설계유량은 동시에 전체 시스템에 흐르고, 최저유량은 일정한 것으로 가정하였다. 또한 1차 회로에 적용되는 펌프의 양정은 부분부하에서 일정하고, 설계유량에서는 이용 가능한 펌프 양정과 동일하다고 가정하여 56.4 m의 펌프 양정, 즉 5.5 bar가 선정되었다. 사용설비에 적용되는 압력은 고층빌딩의 시스템 최대 높이 59.4 m에서 최소 0.3 bar의 여유압력을 유지하도록 조정될 것이다.

사용설비 시스템의 하위 회로에 있는 콘트롤 밸브는 공급과 환수의 차압이 1.7 bar가 되도록 유지하고, 설계유량에서의 밸브 압력손실은 0.7 bar가 된다. 결국 1차 회로에서 공급

과 환수 사이의 최소차압은 2.4 bar가 되며, 최저유량에서는 전체 펌프 양정 5.5 bar까지 상승할 것이다.

1) 기존의 1차 회로 가압방식에 직접 연결된 사용 설비

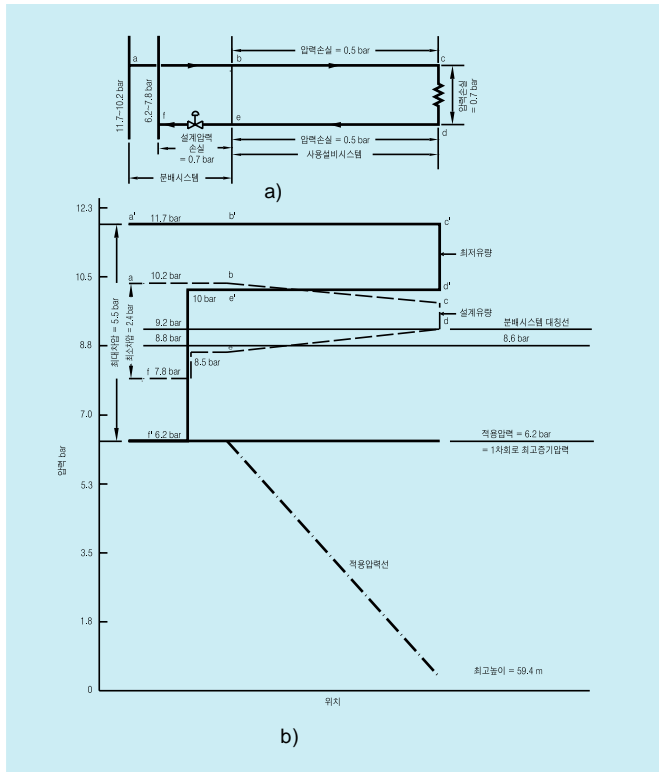


그림 6. 기존의 1차 회로 가압방식에 직접 연결된 사용설비 시스템-콘트롤 밸브를 환수관에 설치(A형)

그림 6은 기존의 1차 회로 가압방식에 연결된 열사용 설비 시스템이다. 콘트롤 밸브는 전형적으로 시스템의 하위 회로의 환수관에 위치하고 있다.

압력분포도를 살펴보면 순환펌프가 정지한 상태에서 모든 압력은 적용되는 배관에 작용하고 있으며, 높이 차이를 무시한다면 모두 6.2 bar가 된다. 설계유량 조건에서 1차 회로의 차압은 2.4 bar가 된다. 공급수는 a점에서 10.2 bar로 사용설비의 하위회로로 유입된다. 하위회로를 통해 흐르면서 e점에서의 압력은 감소하여 8.5 bar가 된다.

콘트롤 밸브를 통과한 후 f점에서 7.8 bar의 압력이 1차 회로로 환수된다. 최저 유량조건에서 1차 회로의 차압은 5.5 bar이며 물은 압력 11.7 bar로 a' 점에서 하위회로로 유입된다. 콘트롤 밸브의 차압은 1.7 bar를 유지하므로 콘트롤 밸브의 입구측 압력은 10 bar가 된다. 콘트롤 밸브의 교축작용으로 3.8 bar의 압력강하가 발생하고 점 f' 에서 연결되는 1차 회로로 환수의 압력 6.2 bar에 맞춘다. 사용설비 시스템 하위회로의 압력 설계기준은 8.6 bar 이상이 되어야 한다.

시스템에서 발생하는 가장 낮은 압력은 1차 회로 순환펌프가 정지된 상태에서 시스템에 적용되는 압력인 6.2 bar이다. 이 압력은 최고 높이가 59.4 m이고 이 높이에서 최소압력을 0.3 bar를 유지하는 약 20층 정도의 고층빌딩에 공급이 가능하도록 한다.

압력분포도에서 높이에 따른 압력손실의 영향은 점선으로 표시되어 있다.

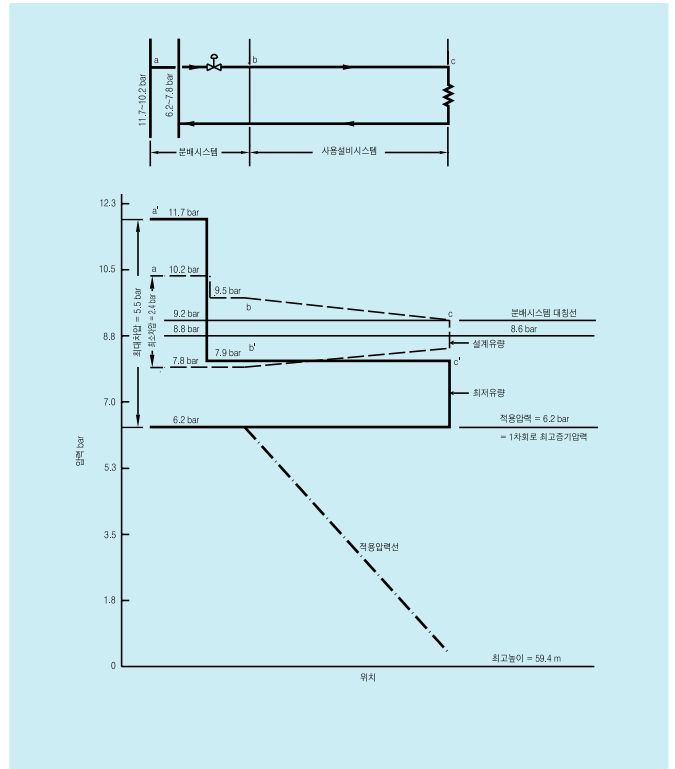


그림 7. 기존의 1차 회로 가압방식에 직접 연결된 사용설비 시스템-콘트롤 밸브를 사용설비의 입구측에 설치(B형)

그림 7은 동일한 사용설비 시스템에서 콘트롤 밸브가 1차 회로와 연결되는 설비의 입구측에 설치되어 있다. 설계 유량에서 물이 콘트롤 밸브를 통과하면 a점에서 10.2 bar이던 압력이 감소하여 b점에서는 9.5 bar이 된다. 다시 하위회로에

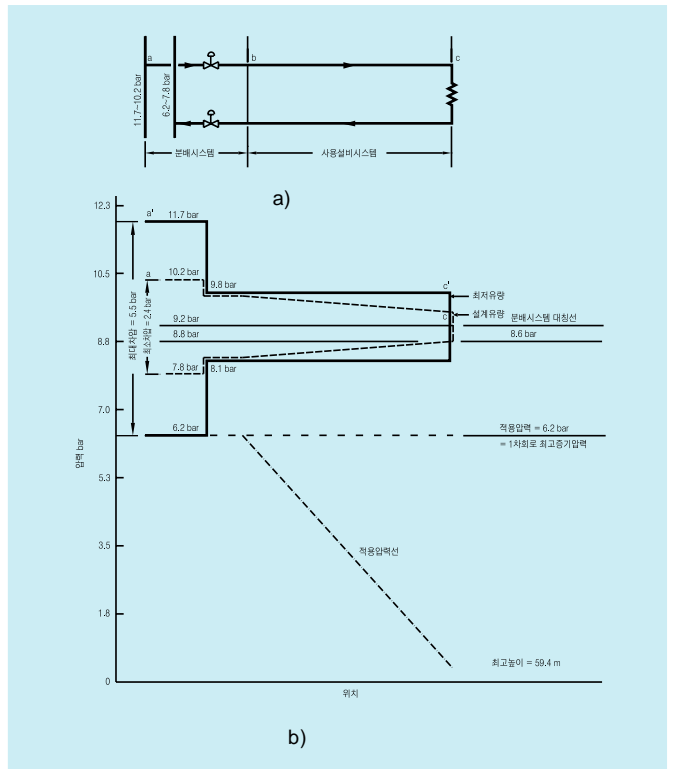


그림 8. 기존의 1차 회로 가압방식에 직접 연결된 사용설비 시스템-콘트롤 밸브를 사용설비의 입구측과 출구측에 설치(C형)

서 1차 회로로 환수될 때는 7.8 bar가 된다. 최저 유량의 경우 콘트롤 밸브는 교축되어 유입되는 물의 압력은 11.7 bar에서 b' 점 7.9 bar로 떨어진다. 그리고, 하위회로에서 1차 회로로 환수되는 압력은 6.2 bar가 된다.

콘트롤 밸브가 환수측에 설치되어 있는 경우에는 대조적으로 최대압력은 설계유량조건에서 발생하고 최저압력은 최저 유량조건에서 발생한다. 9.5 bar에서 사용설비의 압력분포는 여전히 8.6 bar를 초과하고 있어 사용설비의 설계시 반드시 8.6 bar 압력이상으로 설계되어야 한다. 시스템이 운전될 수 있는 빌딩의 최대 높이는 여전히 59.4 m이다.

그림 8은 동일한 시스템에서 밸브의 위치가 사용설비의 입구측과 출구측에 설치되어 있는 분할 제어 시스템이다. 이 시스템은 1차 회로와 하위 회로 사이의 인터페이스에서 공급과 환수에 위치한 2개의 동일한 밸브로 구성되며 서로 균형있게 운전된다. 압력 분포도는 양쪽 극단의 경우, 하위회로의 최대 운전압력은 9.8 bar이며, 환수에서 최저 운전압력은 콘트롤 밸브의 상류측으로 8.1 bar이다. 펌프가 정지되었을 때 모든 압력은 6.2 bar로 떨어진다. 그러므로 시스템은 여전히 최대 높이 59.4 m까지 운전된다. 하위회로의 압력이 8.6 bar를 초과하므로 설계시 압력조건이 8.6 bar 이상이 되어야 한다.

2) 분할 가압 1차 회로에 사용설비 시스템을 직접 연결

그림 9에서 11은 1차 회로가 분할 가압 시스템인 경우에 콘트롤 밸브 배열 A-C형으로 위치한 하위 시스템의 사례이다. 효과적인 보정을 하기 위하여 1차 회로의 적용압력을 6.2 bar에서 7.2 bar로 증가시켰다. 분할 가압 시스템에서 적용압력선은 1차 회로의 공급과 환수압력이 대칭이 되는 대칭선이 된다.

그림 9를 보면 콘트롤 밸브가 환수관에 위치한 최저유량에서 공급수의 가장 높은 압력은 10 bar이다. 설계유량에서 환수관에서 발생하는 가장 낮은 압력은 6.7 bar이다. 이 최저 압력은 최대 64M 높이의 빌딩 시스템에 적용할 수 있다. 그렇지만 시스템의 압력이 8.6 bar를 초과하므로 하위회로의 장비에 대한 설계기준압력은 8.6 bar 이상이 되어야 한다.

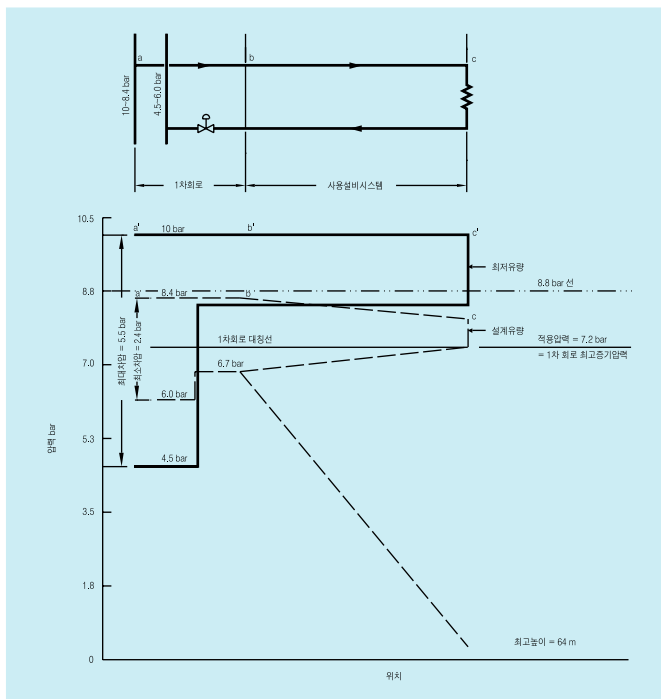


그림 9. 분할가압 1차 회로에 직접 연결된 설비의 밸브 배열 A

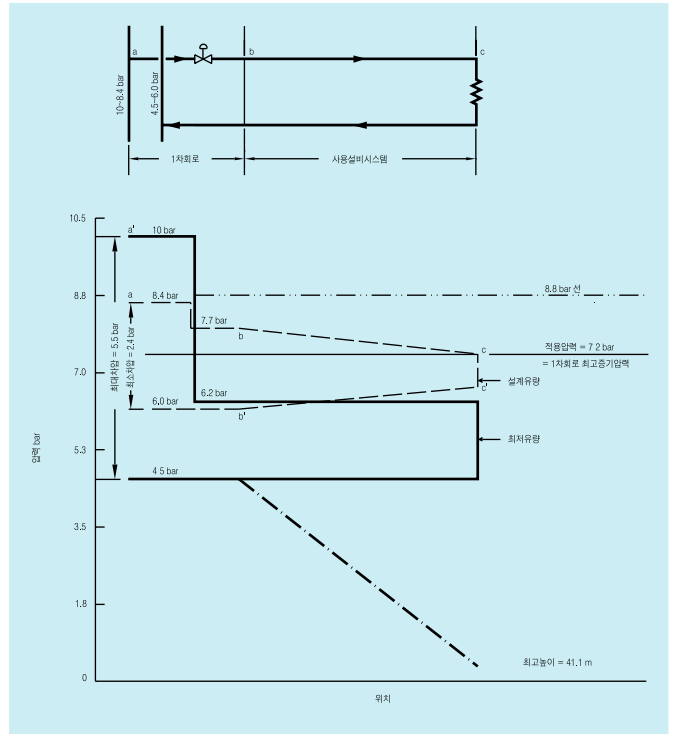


그림 10. 분할가압 1차 회로에 직접 연결된 설비의 밸브 배열 B

그림 10은 콘트롤 밸브가 공급측에 있는 B형이다. 최저 유량조건에서 환수관의 최저압력은 4.5 bar가 된다. 하위회로의 설계유량에서 최대공급압력은 7.8 bar가 된다. 최저압력으로 공급할 수 있는 최대 빌딩높이는 41.1M이다. 그렇지만 설비 시스템의 압력은 항상 8.6 bar이하가 되므로 8.6 bar의 압력 조건으로 설계할 수 있다. MTW 시스템과 연결할 때에는 공급의 최대압력이 6.2 bar이므로 시스템의 증기압력을 맞추기 위하여 물의 온도를 166 °C이하로 낮추어야 한다.

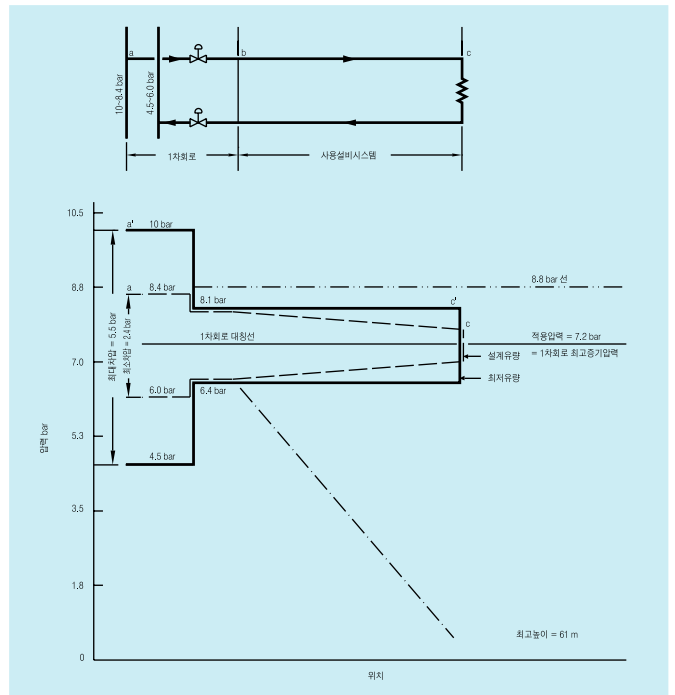


그림 11. 분할가압 1차 회로에 직접 연결된 설비의 밸브 배열 C

그림 11은 분할 제어방식의 C형을 보여준다. 사용자 시스템에서 제일 높은 압력은 8.1 bar이며 환수관의 제일 낮은 압력은 6.4 bar이다. 결과적으로 사용설비 시스템은 8.6 bar 압력조건으로 설계할 수 있으며 공급할 수 있는 최고 높이의 빌딩은 61 M이다.

3) 요약

표 1은 수평 1차 분배 시스템에 직접 연결된 사용설비 시스템의 분석에 대한 결과를 요약하였다. 이 표를 보면 전체 시스템의 전반적인 특성이나 용량을 변경하지 않고 팽창탱크와 콘트롤 밸브의 위치를 조정하여 시스템의 최고압력을 약 4bar (11.7~7.8 bar)정도 변경할 수 있음을 알 수 있다.

표 2는 사용설비를 1차 회로에 직접 연결한 경우에 대한 평가를 종합한 것이다.

표 1. 사용설비를 1차 회로에 직접 연결

(bar)	(bar)		(bar)	(bar)	(M)	()	(bar)
1(6)	6.2	A	11.7	6.2	59.4	166	8.6
2(7)	6.2	B	9.5	6.2	59.4	166	8.6
3(8)	6.2	C	9.8	6.2	59.4	166	8.6
4(9)	7.2	A	10.0	6.7	64.0	171	8.6
5(10)	7.2	B	7.8	4.5	41.1	171	8.6
6(11)	7.2	C	8.1	6.4	61.0	171	8.6

표 2.

	CHW/LTW	MTW	HTW
1	.		
2	.		
3	.	, 2	, 2
4	.		
5	.		
6	.		

기술자료 II

증기 엔지니어링 기초

- ① 단위 및 열전달
- ② 증기(Steam)란 무엇인가?

③ 증기의 기본적인 요구조건(지난호에 이어서)

■ 왜 기수분리기를 설치하는가?

안전, 효율 및 정비

보온이 잘 되어있다고 하여도, 증기배관에서는 항상 약간의 응축은 발생한다. 만약 증기배관의 보온이 잘못되어 있으면, 수송 중에 열손실은 더욱 많아지고 빠른 응축 속도로 인해 배관을 따라 진행할수록 증기의 질은 더 떨어진다. 여기서, 보일러에 의한 것이 아닌 수송 중에 열손실에 의해 생성된 습증기는 보일러 연료에 의해 공급된 증발잠열이 없어서 대체된 것이기 때문에 비용을 상승시킨다.(습증기에 있는 물은 증발잠열은 없고 현열만을 가지고 있다. 기수분리기와 드레인 포켓에 의해 배관에서 수송도중 생성된 응축수를 회수하므로써 전체적인 에너지 손실을 줄일 수 있다. 즉, 이 응축수를 회수하지 않으면, 연료, 보충수 및 수처리 약품 비용이 보일러에서 추가로 소요된다.

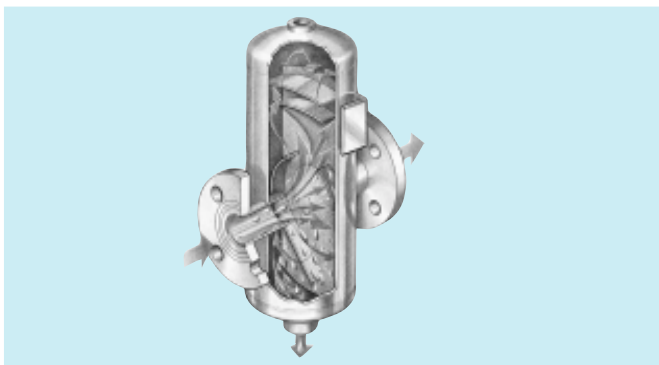


그림 1. 차폐판식 기수분리기

습증기가 보일러에서 발생하던 배관에서의 방열손실에 의해 발생하던 관계없이 습증기는 다음과 같은 문제점을 야기한다.

- 배관 및 배관 부속자재, 밸브 내부부품의 침식
- 워터해머와 그와 관련된 문제의 가능성 증가
- 열전달 표면에 열전달을 방해하는 수막을 형성하여, 공정에서 열전달 속도를 현저하게 감소시킨다.

이로 인해, 공정의 가동시간을 증가시키고 요구되는 공정 온도에 이르지 못하게 할 수도 있다. 보일러에서 생성된 습증기는 거의 대부분 관수 내 용존 고형물을 함유하고 있다. 이것은 배관, 밸브 트림 및 열전달면에 침적되어 정비를 증가시키고 열전달에 방해가 된다.

보일러 출구 가까운 곳에 기수분리기를 설치하여 수분을 제거하면 ;

- 배관 및 배관 부속자재, 장비의 정비가 줄어들어 안정성이 증가된다.
- 워터해머의 가능성이 감소되기 때문에 안전성이 향상된다.
- 습증기에 함유된 물의 현열이 최대한 회수된다.

사용처에서 수분을 제거하면 ;

- 보일러 또는 부적절한 트랩핑, 잘못된 보온에 의해 발생된 습증기는 결과적으로 열전달면에 도달하여 열전달 속도를 감소시키기 때문에 이들을 미리 제거하면 공정의 성능을 향상시킨다.

즉, 기수분리기는 공정을 더욱 안전하게 하고 정비의 회수를 줄이며 공정의 성능을 향상시킨다.

■ 기타 요구사항

- 보일러는 부하를 충족시키도록 적절하게 선정되어야 하고, 항상 정격 운전압력 또는 이와 근접된 압력에서 운전되어야 한다. 보일러의 수위제어는 보일러의 타입과 용량에 부합되어야 하며, 자동 TDS(총용존고형물) 제어를 사용하면 부하조건이 변할 때 발생하는 관수 및 관련된 수처리 약품의 캐리오버를 감소시킬 수 있다.
- 수송 중에 응축을 줄이기 위해 배관 및 배관 부속자재는 적절한 경제적 표준에 맞춰 보온을 해야 한다.
- 수송 중에 생성되는 응축수를 제거하기 위해 증기주관의 일정간격마다 그리고 상승배관의 하부에 스팀트랩을 설치해야 한다.
- 기수분리기를 보일러 출구 후단과 공정장비 전단에 설치

하여 가열표면에 수막이 형성되는 것을 감소시켜 공정 효율을 향상시켜야 한다.

- 어떤 시스템이라도 심지어 증기시스템도 사용 시간이 경과되면 효율은 떨어진다. 또한 스팀트랩이 막히고, 보온이 손상될 수도 있다. 스트레나의 막힘과 배관의 누설등을 정기적으로 점검하여 조치하는 것이 좋다.

증기분배 시스템에서 스트레나의 막힘과 배관의 누설 등은 서서히 일어나기 때문에 일시적인 점검으로 장기간 동안의 경향을 모니터링하지는 못한다. 그러나 적절하게 선정된 증기 유량계는 증기 사용에 대한 신뢰성있고 정확한 값을 제공할 수 있으며, 신뢰성 있게 장기간 동안의 시스템 성능을 모니터링하도록 사용할 수 있다. 또한 실시간 지시 및 제어가 가능하다.

이와 유사하게 스팀트랩의 작동상태를 자동 모니터링을 하면 공정의 성능에 대해 연속적인 피드백이 가능하기 때문에 문제가 발생할 경우 즉각적인 조치가 가능하다.

4 열매체의 종류

일반적으로 사용되는 공정 및 난방용 열매체에는 온수(저온수, 중온수, 고온수), 고온 열매유, 증기가 있다.

■ 온수

1) 저온수

(Low temperature hot water systems:LTHW)

저온수는 일반적으로 82℃로 가열하여 난방용으로 사용한다. 일반적으로 10℃ 온도차를 이용한다. 반면에 영국에서는 11℃, 유럽에서는 20℃의 온도차를 이용하고 있다.

2) 중온수 및 고온수

(Medium & high temperature hot water systems : MTHW & HTHW)

중온수 및 고온수는 가압시스템과 함께 더욱 높은 온도로 가열된다. 중온수는 주로 지역 난방에 사용되고, 고온수는 공정에 사용된다.

가압 수배관 시스템은 팽창탱크를 갖는 밀폐식 시스템이다. 가압은 질소와 같은 불활성 가스 쿠션을 사용하여 얻어지며 패키지화된 가압시스템에 의해 제어된다.

고온수 시스템은 일반적으로 6 bar로 가압되는데 이는 165℃의 포화온도에 해당한다. 그렇지만 실제로 시스템은 148℃의 온도에서 운전되도록 제어된다. 만일 압력이 떨어지면 시스템 내에서 발생할 수 있는 재증발증기의 생성을 방지하기 위해, 이와 같이 낮은 온도에서 운전된다.

이 17℃(165℃-148℃)의 차를 재증발 방지 여유(anti-flash margin)라고 한다.

중온수 시스템 또한 100℃에서 최고 120℃의 시스템 설

계온도에서 운전되는 가압 시스템이며 재증발 방지 여유(anti flash margin)를 가지고 있다. 한국의 경우 일반적으로 115℃로 공급하고 있다.

표 1. 수배관 시스템에서 일반적인 온도, 압력

	T ₁ ()	T ₂ ()	T()	
(LTHW)	82	72	10	
(MTHW)	120	80	40	3.5 bar g
(HTHW)	148	88	60	6.0 bar g

$$\text{열량(kW)} = \dot{m} \times C_p \times \Delta T$$

\dot{m} = 질량 유량(kg/s), C_p = 4.186 kJ/kg K, ΔT = 온도 변화(℃)

■ 열매유

(High temperature thermal fluids)

높은 운전온도가 필요한 곳에서는 고온 열매유 시스템이 고온 또는 증기시스템 대신 사용된다.

이 시스템은 300℃까지의 비등점을 갖는 석유류와 같은 비독성 매체를 이용하여 대기압 또는 저압에서 운전된다.

300~400℃의 높은 온도가 필요한 곳에서는 합성 열매유가 사용된다.

열매유는 다음과 같은 단점이 있다. :

- 가연성이다.
- 열전달 계수가 물이나 증기에 비해 낮다.
- 물보다 더 비싸다.
- 누출되면 문제가 된다.
- 정비, 보수를 위해 시스템을 드레인할 때 복잡하다.

증기

- 높은 열 함유량 및 빠른 이동성 때문에 동일 양의 열을 수송하는데 액체 시스템에 비해 증기는 일반적으로 더 작은 구경의 배관을 필요로 하므로 투자비가 적게 든다.
- 증기배관은 상대적으로 가볍다. 저온수(LTHW) 시스템에서 80 mm의 배관 20 m는 100 kg의 물을 함유하지만, 같은 구경과 길이의 배관에서 차지하는 6 bar g 증기의 무게는 약 0.37 kg이다. 이로 인해 배관의 지지가 단순해진다.(또한 6 bar g의 증기를 이송하는 80 mm 배관의 수송능력은 LTHW(10 °C 온도차)보다 4배 정도 크다. 동일 양의 에너지를 전달하기 위해 LTHW에서 80 mm 배관이 필요하다면, 6 bar g의 증기는 오직 40 mm 배관만을 필요로 한다.)
- 증기는 배관에서의 압력차에 의해 흐르기 때문에 순환펌프가 필요없다. 증기시스템은 보일러 급수펌프와 응축수 회수펌프가 필요하지만, 가격적인 면에서 아직도 증기가 이점이 있다.
- 증기에는 유연성이 있어 공급의 한계 내에서 부하를 자유자재로 늘일수도 줄일수도 있다.
- 액체 시스템에서 발생하는 문제로 인해 변속 펌프, 시스템의 밸런싱, 차압 조절 등을 사용해야 한다.
- 증기시스템에서는 일반적으로 3방 밸브를 사용하지 않고 2방 밸브를 이용해 제어한다.
 - 1) 증기의 열전달계수는 보통 물 열전달계수의 2배이므로 공정의 크기가 작아진다.
 - 2) 증기는 균일한 온도로 공간을 채운다. 이는 열교환기에서 채널이나 배플에 사용되는 비용이 감소될 수 있다는 것을 의미한다. 더 낮은 온도가 필요하면 증기의 사용처에서 콘트롤 밸브를 이용하여 쉽게 얻을 수 있다.
 - 3) 증기는 높은 열전달 속도를 가지고 응축되기 때문에 열교환기의 열전달면적이 작아도 된다.
 - 4) 증기는 콘트롤 밸브의 반응에 매우 빠르게 응답하여 열교환 장치의 1차측 온도를 빠르게 변하게 한다.
- 증기를 사용하는 열전달 공정에서는 항상 증기의 온도가 균일한데 반해 액체시스템에서는 가열표면을 따라 항상 온도편차가 일어난다. 이것은 증기에 의해 가열되는 세탁소용 회전 실린더형 다리미 또는 섬유 건조 실린더와 같은 균일한 표면온도를 요구하는 공정에서 매우 중요하다. 이 두 경우에 있어 전체적인 표면에서 온도가 불균일하면 불균일한 건조와 재질의 주름을 유발할 수 있다.

- 증기 사용 설비는 정비를 위해 증기 공급을 차단하면 거의 즉각적으로 접근이 가능하다. 열매유나 물을 사용하는 시스템처럼 열매유나 물의 온도가 높기 때문에 시스템을 드레인 하기 전에 액체를 냉각시키기 위해 기다릴 필요가 없다. 나중에 재 사용하거나 환경을 오염시키지 않기 위해 액체를 버리지 않도록 주의할 필요도 없다.

100 kW(=86 Mcal/h)의 에너지를 수송하는 유량과 배관 구경 비교

3가지의 서로 다른 열전달 매체를 이용하여 100 kW (=86 Mcal/h)의 에너지를 수송하는데 필요한 질량유량을 비교하도록 하자 :

1) 물(LTHW)

$$\text{유량(kg/s)} = \frac{100 \text{ kW}}{4.186 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} \times (82-72)^\circ\text{C}} = 2.39 \text{ kg/s}$$

2) 열매유(Thermal oil)

$$\text{유량(kg/s)} = \frac{100 \text{ kW}}{0.55 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} \times (300-280)^\circ\text{C}} = 9.1 \text{ kg/s}$$

3) 증기

6 bar g의 증기에서, 증발잠열 : 2,066 kJ/kg (=494 kcal/kg)
1 kW = 1 kJ/s이므로

$$100 \text{ kW}(=86 \text{ Mcal/h}) \text{의 에너지를 수송하기 위한 질량 유량} = \frac{100 \text{ kW}}{2,066 \text{ kJ/kg}} = 0.048 \text{ kg/s}(=174 \text{ kg/h})$$

질량유량을 비교해 보면 명백히 증기가 유익하다는 것이 분명하다. 그러나 배관 구경은 기본적으로 부피유량에 의해 결정되므로, 100 kW(=86 Mcal/h)의 에너지를 이송하는 저온수(LTHW)와 증기에 대한 상대적인 배관 구경은 다음과 같다.

일반적으로 LTHW는 200~400 Pa/m(=2~4 mbar/m)의 차압과 약 1~2 m/s의 속도를 기준으로 하고, 증기는 25 m/s의 속도를 기준으로 한다.

1.1 m/s에서 LTHW : 50 mm 배관(10 °C의 온도차)
1.2 m/s에서 LTHW : 32 mm 배관(20 °C의 온도차)
25 m/s에서 6 bar g의 증기 : 25 mm 배관

LTHW 및 열매유와 비교할 때, 증기는 동일한 양의 열전달을 하는데 더 작은 구경의 배관을 사용한다.

5 열전달의 장애물

공기, 물, 스케일

공기, 물 및 스케일이 가열표면에서 어떻게 축적되는지 보여주는 다음 그림 2를 고려해 보자.

공정에서 증기시스템 운전의 생산성과 비용은 모두 필연적으로 열이 증기에서 공정물질에 전달되는 방법과 관련되어 있다.

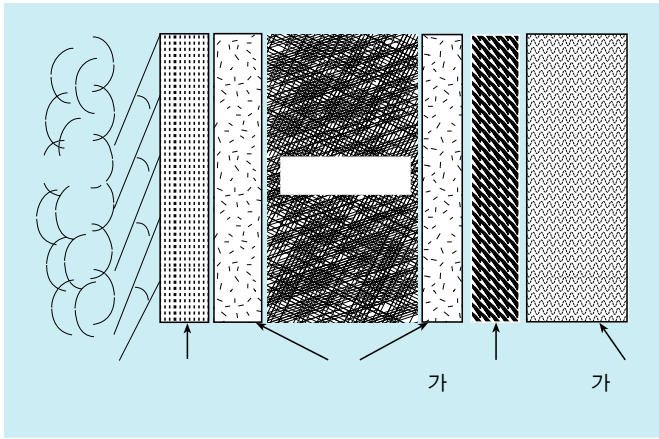


그림 2. 열전달의 장애물

전열면의 피가열체 측에는 정체된 제품과 제품 위에 케이크화된 스케일막이 있어 정기적인 청소를 해야 좋은 열전달을 유지할 수 있다. 실제로, 기계적인 교반을 하면 정체된 제품을 표면에서 멀리 움직이게 하여 열저항을 감소시킬 수 있다. 이렇게 하면 금속쪽으로 온도가 낮은 제품을 보내기 때문에, 높은 온도차이를 유지할 수 있으며 전체적으로 온도의 혼합효과를 높일 수 있다.

금속벽의 증기측에는 배관에서 발생된 녹과 이물질 그리고 보일러에서 캐리오버된 물질로 구성된 스케일층이 있을 수 있다. 이 오염물은 증기 공급 측에 설치된 스트레너를 정기적으로 청소하면 줄일 수 있다.

증기와 금속열전달면 사이에 있는 스케일층 외에 두가지의 막이 더 있다. 하나는 응축수와 습증기에 의해 발생된 수분으로 구성된 수막이다. 그리고 다른 하나는 물보다 열전달을 더 방해하는 공기막이다. 이 막들은 증기가 열전달벽에 이동하여 응축되는 열전달의 결과로 자연적으로 형성된다. 공급된 증기가 습증기이거나 공기를 함유하고 있다면 이 막들은 필요 이상으로 두꺼워질 것이다.

공기와 물은 가능한 한 빨리 그리고 완벽하게 증기공간에서 제거하거나 줄여야 한다. 그렇지 않으면, 열전달량이 감소되어 공정의 생산량이 감소될 것이다.

그림 3과 4를 통해, 열전달표면에서 발생하는 현상을 좀 더 자세히 알아볼 수 있다. 0.6 mm 두께의 수막(복사용지 2~3 장의 두께)은 약 380 mm 두께의 구리벽과 같은 열전달 저항력을 갖는다.

공기막의 효과는 더 엄청나다. 가장 효율적인 보온재는 전도성이 없는 섬유로 둘러싸인 미세한 공기구멍이라는 것을 알고 있을 것이다. 공기는 스텐레스강 보다 1,100배, 구리보다 약 15,000배 이상의 열전달 저항력을 갖는다. 이는 오직 0.025 mm(25 μm, 사람 머리카락의 약 1/3 두께)두께의 공기막이 약 380 mm 두께의 구리벽과 같은 열전달에 저항력을 갖는다는 것을 의미한다.

그림 3에서, 피가열체를 필요한 온도로 가열하기 위해 일정 압력의 증기가 공급된다. 열교환기는 전열계수 'U' 에 기초를 두어 계산되고, 열교환기의 열전달량(duty)은 식 $\dot{Q}=U$

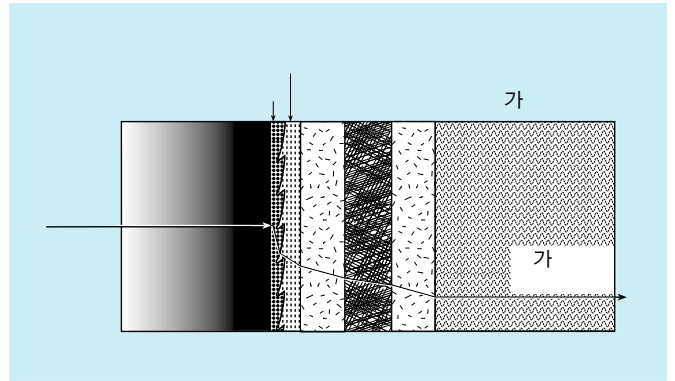


그림 3. 열전달층을 통한 온도 편차-얇은 공기막/수막

$\times A \times \Delta T_m$ 에 기초를 둔다. 여기서 ΔT_m (°C)는 증기온도와 가열되는 2차측 제품의 평균온도의 차이이며, A는 가열표면적(m²)이고 U는 전열계수(W/m²°C 또는 kcal/m²h °C)이다.

그림 4는 그림 3에 비해 공기막과 수막의 두께가 증가했으므로, 'U' 값은 감소한다. 가열의 요구사항은 변하지 않으므로, 같은 가열효과를 얻으려면 더 높은 온도와 압력으로 제공되는 증기가 필요하다. 이것이 가능하면 열부하는 충족될 수 있으나, 그렇지 않으면 더 낮은 열전달이 이뤄질 수 밖에 없다.

결론적으로, 공기막과 수막은 모든 가열장치의 열전달면에 존재하며, 최소로 유지되어야 한다. 증기 공급배관에 설치된 기수분리기는 공기막과 수막을 최소로 유지시키는 데 커다란 도움을 준다.

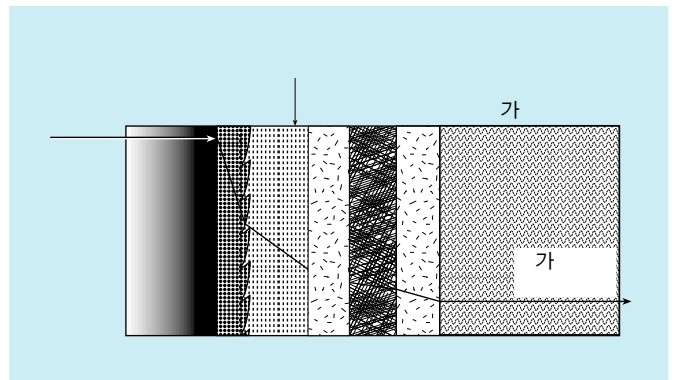


그림 4. 열전달층을 통한 온도 편차-두꺼운 공기막/수막

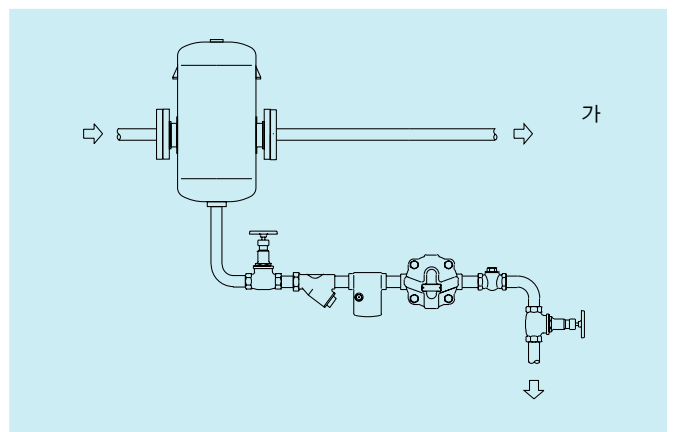


그림 5. 일반적인 기수분리기와 스팀트랩

!"#\$% &'()*+ ,-. / 0 12\$ &() *+ 13.4 567 89: ;<=> 5\$ 0@ A4 * BCD*+)*EF\$ GH.4 IJK . LM *BCD*+ NOP QR ST\$ GH.*U 5K . *BCD*+ GH.V J 7W\$%)*= XY Z[\] ,

12\$% ^`*= abY Z[c de ;fg , NOP QR h\$% i,j4 k@Jl mno (wire drawing) p q [= i,Y 87.* rs\$ NOP QR= BtY uv\ wK .x*% @Jl mnoJy z8{J } ~• €Un NOP QR= •D,f+ ,...t\$ ‡g ij4 QR h ^ ~%o= Š'q[JK .

.....

!" #\$\$\$%&#'()*+ ,

! 9:*,<=> ?@=A BC> DE
 05G,1»¼
 \$% ¶15 2002 ½
 U .¾»" i¿¼
 6 7À 6¤ 27"
 Á 7¤ 29"Á7 Ã
 'U Ä« DÁO\$
 % Æ¶jçÈfK
 JÉ »"i¿¼4

fCEJ•fž• (•)\$%4 "F\$ "" /"°ooY S
 \- —2Jof ~™ x#Cš=): œF A•* žŸ
 fK .
 S*i : 2002. 0. 07 (£)~ 0.2 0(¤) 5 "i
 S\w¥ : !š" COEX 0© a«- SF
 @ž S\w ^f : "F

—½... ÊË67n »" i¿@ †i "" , "19\$ 05
 Í0 , Fí°o= S¼ Đ, K-5 Ñn>Ö•n ÓÓJ
 jçÈfK . JÉ Ôž\$% @ž4 S¼+ „x
 CompacHeat ÖÖB^_ \fx Ø EasiHeat ÛjÖB6
 ^* Đ ¶Ú Æi.x 13.~ A4 "°ooY S\ .x œ
 F³ x#C=): FÚY 1ÜÈfK . Ý5 "" "19
 Í0\$%4 @ž= Þßà ~vJ áá%hvã fäOâ
 ... æfÁç\fxY JÄ5 \$è7 éèè \$ 05 •• i
 ¿+ „i fäOâ FD= ¿jŸ •.iÈfK . Ôž
 *i Ö @ž ^f+ 8si •" ~™ x#Cì K\ 5É ð
 : ñž+ mòfK .

! 2002 / 0&123'45 (SUMC)
 "6 78

; <@ : "2•n)*±uB_2 (SUMC) Y °
 .³ .f .¼ "2\$ œµ.v ¶"= *7ç
 ... ¶"= *°%f+ •1 1a* žŸfK .

% ù	L W	— • z	®-: 7"5 ù(
46.\$	— Ä L	L Þ Ñ_ —•	
46.\$	— Ä L	•: —•	
46.\$	— Ä L	W2•- —•	
46.\$	— Ä L	LÈ" —•	
46.\$	— Ä L	LÈ# —•	
46.\$	— Ä L	•: —•	
46.\$	— Ä L	LÈ# —•	

LÈ# —•7 ĐÝ& . ™ò—• LÈ" À úÓ™ & . ™ò ©-l L v>; Ä L —•Qäi

(!) šÝ L•7 üž ž•Ä nÄ 0f < ú S#äi 5>yÄ KÞ& Ý ÄÉäi y'8 š5ý PÑ:~ S5ä Þ&x L•Ä (RÞÈ ±&Ý ÄÉäi •Ī—• lûÄ ŠQD RÄ nÄ ñ\$%žúý ù(ý Ý&Þx `ù—•(*&Þßà Ô,ž Äq ™DÞÈ ±&Ý ÄÉäi ¥ (RÑè

! FG 0> 2002 9:HI&A9J DE
 -ó³^6 •¶.~ 5'-ó**ôTJ •F.4
 á 2002 05ö'***0Së J 2002. 0. 07 (£)~2 0(¤) Á7 5"i !š" COEX 0© a«- -\$% Æ¶jð ,5'

5>(R²3 X¿ÞÈ "9ý (RÞÈ ±-&ß