

spirax/sarco

Since 1981

Steam

People

World Leader in Steam and Fluid Controls

한국스피라릭스사코(주) Steam People의 모든 내용은 인터넷 홈페이지 <http://www.spiraxsarco.com/kr>에서도 만나실 수 있습니다. 본문 내용에 대한 문의사항이 있을 경우 홈페이지 Q&A 코너를 이용하시기 바랍니다.

Contents

스팀트랩의 선정

재증발증기 시스템의 압력 선정

펌프의 이해

현장적용사례

증속기의 적정 증기사용 압력 선정을 통한 에너지 절감

A/S 정비코너

EL6200 시리즈 전기식 구동기 점검 및 정비방법

Q & A

습공기표의 분석과 활용

Steam People

(주)한주 이재원 사원(왼쪽), 박병림 사원(오른쪽)

스피라릭스사코 기술연수원에서 개최한 SUMC 일반과정에 참가하여 'DP27 감압밸브점검 및 조치방법'에 대해 A/S직원의 설명을 듣고 직접 분해 및 조립을 하고있는 모습입니다.

Oct. 2007 | vol.

80

증숙기의 적정 증기사용 압력 선정을 통한 에너지 절감



- ◎ 고객회사명: C 식품회사
- ◎ 검토자: 한국스파이렉스사(주) 이수환 부장
- ◎ 검토내용: 증숙기 공급 증기압력 적정 감소로 벤트 증기량 감소

Energy Saving

1. 서론

증숙기의 공정에 사용하는 증기 압력이 일반적으로 2 kg/cm² g의 압력을 공급하는데 이로 인해 증기의 사용량이 설계치에 비하여 과다하게 공급하는 경우가 많다.

그러나 단순히 증기의 압력만 낮추기 보다는 적절한 설비를 하여 증기의 압력을 하향 조절한다면 공정을 안정하게 운전을 하면서 증기사용량을 절약을 할 수 있다.

2. 본론

1) 적정 증기 공급 압력

증숙기의 증기 시스템을 진단한 과거의 경험에 의하면 만두공정 및 라면공정의 증숙기 입구측과 출구측에서 다량의 증기가 벤트되는 경우를 많이 볼 수 있다.



이를 확인해 보면 대부분 실제 공정에서 요구하는 증기의 압력보다는 높은 압력의 증기를 공급하고 있다. 생산 담당자에게 물어보면 대부분 증기의 압력이 낮아지면 제대로 가열이 안되고 시간이 많이 걸린다고 한다.

실제로 각 식품의 공정별로 요구하는 공정온도를 보면 투입된 제품이 컨베이어에 의해 약 10~20m 길이의 증숙 터널을 통과하면서 증숙기 내의 증기에 의해 가열된 제품의 중심 온도가 95~100℃가 되면 된다.

증숙기의 입구측과 출구측은 컨베이어와 제품이 통과하는 공간이기 때문에 밀폐시킬 수가 없으며 증숙기 내부는 압력이 대기압으로 작용하게 되나 실제 중간부분의 압력은 약간 높게 걸려 증숙기 내부의 증기 온도는 100~102℃정도가 된다고 보면 증기의 압력은 0~0.05 kg/cm² g가 된다.

이 압력은 증숙기 내부로 공급하는 증기의 압력이 1 kg/cm² g, 5 kg/cm² g 또는 10 kg/cm² g에 관계없이 증숙기 내부의 압력이 비슷하게 되므로 결국 증숙기에 공급하는 증기의 압력을 구태여 높게



할 필요가 없다. 실제로 공급하는 증기의 압력은 일반적으로 2 kg/cm² g로 운전이 되는 경우가 대부분이다. 그러나 일본에서 설계되는 증숙기의 증기공급압력은 0.3 kg/cm² g이어서 증숙기를 개선하여 공급되는 증기압력을 조정하면 결과 0.8 kg/cm² g까지 내려도 공정에 이상이 없었다. 따라서 공급되는 증기의 추천 압력은 0.5~0.8 kg/cm² g가 가능하다.

2) 증기 분사압력이 높은 경우의 문제점

가) 증숙기 내부로 공급된 증기가 과열 증기로 변하면 제품이 국부적으로 마를 수 있다.

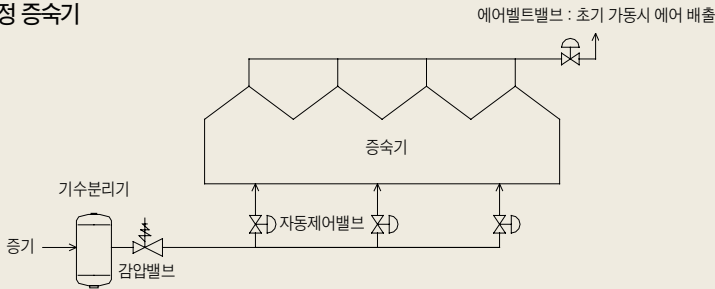
증기 분사관 내부의 압력이 1 kg/cm² g이며 건도가 99%인 포화증기가 0 kg/cm² g의 상태로 분사되면 증기의 온도가 100℃가 아니라 104℃의 과열 증기가 된다. 그리고 건도가 99%인 1.5 kg/cm² g의 포화증기가 분사되는 경우는 온도가 109℃까지 상승하며 건도가 99%인 0.5 kg/cm² g의 포화증기가 분사되는 경우는 100℃가 된다.

만두의 경우 과열 증기가 공급되면 밀가루의 수분이 미처 익기 전에 먼저 반죽 속의 수분이 건조되면서 제품 불량률이 발생한다.

나) 증숙기 내부로 너무 빠른 속도로 증기가 공급되



만두공정 증숙기



면 과열현상이 발생할 수 있다.

증숙기 내부로 유입되는 증기의 속도가 너무 빠르게 되어 증숙기 내부에 난류가 형성된다. 그에 따라 전열 효과가 좋아진다고 생각할 수 있으나 저속으로 이동하고 있는 제품에 너무 빠른 속도로 증기가 접촉하면서 오히려 과열되거나 너무 많이 익을 수 있다. 따라서 증숙기 내부의 증기는 응축되는 증기만 계속 공급될 정도의 속도가 되도록 하는 것이 좋다.

다) 증숙기 내부로 공급되는 증기량이 많아 외부로 벤트되는 증기량이 증가한다.

증숙기로 공급되는 증기의 압력이 높으면 증숙기 내부에 과잉된 양의 증기가 공급되고 그에 따라 증숙기의 입구와 출구에서 벤트되는 증기의 양이 증가하게 되어 에너지의 손실을 초래한다.

3) 증숙기의 효율적인 운영을 위한 고려사항

증숙기의 경우 위와 같은 증기 압력 외에도 다음과 같은 사항을 고려하여야 한다.

가) 증기 공간 내에서 공기가 신속하게 배출할 수 있도록 증숙기 상부에 에어벤트용 밸브를 설치하여 증숙기의 상부를 공기가 잘 배출될 수 있는 형태로 한다. 초기 운전 시 에어벤트용 밸브를 열어 공기를 제거 한 후 정상운전 시에는 밸브를 닫아운전을 한다.

나) 감압밸브 전단에는 기수분리기를 설치하여 가급적 건조한 증기가 공급 되도록 한다.

다) 증숙기의 길이가 10m 이상이 되므로 증기가 전체 증숙기의 하부에서 골고루 공급되도록 분사관 및 분사노즐을 배열한다. 또한 분사관의 배열 시 입구측과 출구측 그리고 중앙부의 증기 사용량이 다르므로 입구측은 많은 양이, 출구측은 적은 양이 공급되도록 배열하는 것도 필요하다.

라) 제품에 따라 증숙기 내부의 증기 온도를 98~100℃로 유지 하기 위해서는 온도제어밸브를

설치 한다.

마) 증숙기 상부에서 결로가 발생하여 제품에 떨어 지지 않도록 내부 천장을 경사지게 한다(공기배출이 잘 될 수 있도록 고려).

바) 증숙기 바닥은 응축수가 잘 흘러내리도록 경사를 둔다.

사)콘베이어 시스템의 경우 콘베이어 이동에 따라 외부로 증기의 벤트가 작도록 한다.

4) 증기량 계산 예

(1) 제품기열 증기량

- 제품 생산량 : 650 kg/h
- 제품의 비열 : 0.7 kcal/kg℃
- 입구온도 : 20℃
- 출구온도 : 95℃
- 1 kg/cm³ 증기의 잠열 : 525 kcal/kg

$$\frac{650 \times 0.7 \times (90 - 20)}{525} = 60 \text{ kg/h}$$

(2) 콘베이어 기열 증기량

- 콘베이어 중량 : 7,200 kg
- 콘베이어 비열 : 0.2 kcal/kg℃
- 입구온도 : 5℃
- 출구온도 : 90℃
- 1 kg/cm³ 증기의 잠열 : 525 kcal/kg

$$\frac{7,200 \times 0.2 \times (90 - 5)}{525} = 233 \text{ kg/h}$$

Case History 현장 적용 사례

(3) 증속기 위판으로의 방열손실

- 주위온도 : 21℃
- 위판 표면온도 : 93℃
- 위판 표면적 : 16.8 m²
- 열손실량 : 1,368 kcal/h m²
- 1 kg/cm² g 증기의 잠열 : 525 kcal/kg

$$\frac{1,368 \times 16.8}{525} = 43 \text{ kg/h}$$

(4) 증속기 아래판으로의 방열손실

- 주위온도 : 38℃
- 아래판 표면온도 : 93℃
- 아래판 표면적 : 16.8 m²
- 열손실량 : 493 kcal/h m²
- 1 kg/cm² g 증기의 잠열 : 525 kcal/kg

$$\frac{493 \times 16.8}{525} = 16 \text{ kg/h}$$

(5) 증속기 좌우판으로의 방열손실

- 주위온도 : 21℃
- 좌·우판 표면온도 : 93℃
- 좌·우판 표면적 : 6 m²
- 열손실량 : 493 kcal/h m²
- 1 kg/cm² g 증기의 잠열 : 525 kcal/kg

$$\frac{493 \times 6}{525} = 5.6 \text{ kg/h}$$

(6) 전체 증기사용량

상기의 전체사용량을 더하면 약 358 kg/h가 된다.



5) 증기량 및 증기절감량

(1) 증기량 비교

구분	개선 전	개선 후	추천압력
공급압력(kg/cm ² g)	2	0.8	0.5
증기량(kg/h)	1,200	700	400

이론상 필요한 증기량은 약 358 kg/h이나 증기 유량계로 실측한 증기량은 공정 개선 전 2 kg/cm² g이 압력에서는 1,200 kg/h이고 개선 후는 0.8 kg/cm² g 압력에서는 700 kg/h가 사용되었다. 추천한 증기의 압력인 0.5 kg/cm² g로 낮추어 공급할 시의 400 kg/h의 양도 증기 유량계로 실측한 것이고 실제로 지속적으로 증기의 압력을 0.5 kg/cm² g로 공급하지 못한 것은 설비의 보온, 외부로 유출되는 증기등 설비를 완전히 개선하지 않아 압력을 더 이상 낮추지 못하였다.

(2) 증기 절감량

가) 연간운전시간 : 5,000 h/년

나) 증기단가 : 35,000 ton/원

다) 연간 절감금액 : (1.2-0.7) ton/h × 5,000 h/년 × 35,000 ton/원 = 87,500,000 원/년

3. 결론

실제 공정에서는 증기의 공급압력을 2 kg/cm² g로 공급하여 필요 증기양보다 2~3배의 많은 증기를 공급하여 운전을 하는 경우가 많다. 따라서 외부로 벤트되는 증기 양을 최소로 하고 증속기 내부의 압력을 0.5 ~ 0.8 kg/cm² g하면 공정의 온도제어에 영향을 주지 않으면서도 증기의 사용량을 절약 할 수 있다.

EL6200 시리즈

전기식 구동기 점검 및 정비방법

EL6200/EL6200C 시리즈 고속형 전기식 구동기



고속형 전기식 구동기는 밸브 스템의 이동 속도가 최소 1.8 mm/s에서 5 mm/s까지 고속으로 움직이는 밸브입니다. 이에 비해 일반 전기식 구동기의 속도는 0.25 ~ 0.5 mm/s 정도가 일반적입니다.

전기식 구동기를 사용하는 밸브에서의 이상 증상 및 이에 대한 조치 방법은 아래와 같습니다.

HHU를 통한 에러추적 방법

문제점	원인	대책
에러 1	구동기가 밸브에 맞춰지지 않음	초기화 프로세스를 되풀이 한다. 구동기 스타트-업을 다시 확인한다.
에러 3	위치를 잡기 위한 허용 구동력 초과	1. 구동기의 구동력이 너무 낮은지 확인한다. 2. 밸브가 기계적으로 끼지 않았는지 확인한다.
에러 4	외부 전원 공급이 끊김	주 전원이 회복되면 다시 활성화 된다.
에러 6	설정 값 에러	외부 설정 값 신호를 점검 한다. 설정 값 신호가 구동기 설정 범위 밖에 있으면 에러의 원인이 된다.
에러 7	구동기가 작동 한계 온도 범위에 노출됨	구동기는 프로그램된 동작에 따라 작동한다. 외기 환경을 개선하도록 시도한다.
에러 8	외기 온도가 정상 운전 온도 범위를 벗어남	외기 환경을 개선하도록 하고 외기 온도가 한계 온도 이하로 떨어지면 구동기를 재동작 시킨다.

증상	점검	조치사항
피가열체 온도가 과열되거나 승온이 안된다.	구동기 모터는 회전하나 상부의 수동 핸들은 작동치 않음 (적색 램프 작동)	구동기 기어 박스의 스물기어 파손/ 해당부품 교체 정비 필요
구동기가 움직이지 않는다.	수동래버를 좌우로 돌려 부드럽게 회전이 되는지 여부 확인한다.	기어 박스의 베어링 고정 플레이트의 이탈 (고정 볼트의 파손 상태) 분해하여 교체 필요
구동기커버 부분에 적색 램프가 점등되어 있다.	밸브에서의 이상 작동음이 있는지 확인한다. 포텐시오메타의 작동 범위 이탈	밸브를 분해하여 이물질(용접 잔유물 등) 제거한다. 밸브 개도를 50% 위치로 이동시킨 후 내부 피드백 포텐시오메타의 저항값을 1 KΩ의 중간값으로 맞춘다. (대략 490 Ω)
밸브의 개도가 부정확하게 작동된다.	밸브 조정 장비(HHU)를 이용하여 밸브의 작동상태를 점검한다.	HHU장비를 구동기에 연결한 후 구동기의 설정상태 및 이상상태에 대한 점검을 한다. 단, HHU 장비가 있을 경우만 해당됨 필요시 스파이렉스사코 서비스 사업부에 의뢰한다.

* 밸브가 닫혔는데도 누설이 발생하여 설정 값 이상으로 온도가 올라가면 닫힌 상태에서 아답타를 위쪽으로 조금씩 돌려서 돌아가지 않을 때 고정시킨다.

부품명	정상 상태	이상 상태
아답터		스프링 파손
스물기어		스물기어 이탈

스팀트랩의 선정

79호에 이어서

전 호인 79호에 이어 스팀트랩 선정 시 고려해야 할 사항에 대해 알아보기로 하겠습니다.

※ 전 호 마지막 부분의 증기의 온도(T_s) = 110 °C는 147 °C의 오타임을 알려 드립니다.

Steam Trap

최대부하에서 증기의 유량(\dot{m}_g)은 얼마인가?

증기의 유량은 열교환기 내 증기공간의 압력에 따라 달라진다. 최대부하에서 증기압력은 3.4 bar g이고 이때의 증발잠열은 2,122 kJ/kg일 경우 필요한 증기량은 다음과 같다.

$$\text{증기유량(kg/h)} = \frac{\text{부하(kW)} \times 3,600}{\text{운전압력에서 증발잠열 } h_{fg}} \quad \text{식 1}$$

$$\text{증기유량}(\dot{m}_g) = \frac{293 \times 3,600}{2,122} \text{ kg/h} = 498 \text{ kg/h}$$

TDC(온도설계상수)는 얼마인가?

이제 열교환 시스템에 응축수 배출정지 조건이 발생하는 열부하 조건을 찾아야 한다. 이를 위해 설계조건으로부터 이 열교환기에 대한 TDC를 계산해야 한다.

$$\text{TDC} = \frac{T_s - T_1}{T_s - T_2} \quad \text{식 2}$$

여기서,

TDC = 온도 설계 상수

T_1 = 10 °C

T_2 = 80 °C

T_s = 147 °C

$$\text{TDC} = \frac{147 - 10}{147 - 80} = 2.045$$

응축수 배출정지 조건

응축수 배출정지 조건에서, 증기 공간의 최대압력은 0.5 bar g의 배압과 같다. 0.5 bar g에서 증기의 포화온도는 111.6 °C이다.

식 3으로부터, 피가열체의 입구측 온도를 계산할 수 있다.

$$T_1 = T_s - [\text{TDC}(T_s - T_2)] \quad \text{식 3}$$

여기서,

T_1 = 입구측 온도(°C)

T_2 = 80 °C

T_s = 111.6 °C

TDC = 2.046

$$T_1 = 111.6 - [2.045 \times (111.6 - 80)] = 47 \text{ °C (응축수 배출 정지조건에서)}$$

응축수 배출정지 조건에서 가열부하는 얼마인가?

식 4로부터,

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p \Delta T \quad \text{식 4}$$

$$\dot{Q} = 1.0 \text{ kg/s} \times 4.19 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \times (80 - 47)^\circ\text{C} = 138 \text{ kW (138,000 W)}$$

최대부하가 293 kW이기 때문에 응축수 배출정지 시의 부하율은 최대부하의 $138/293 \times 100 = 48\%$ 이다. 스팀 트랩핑 장치를 선택하는 것은 최소 가열부하가 응축수 배출정지 시의 부하에 비해 큰 지 작은지에 따라 달라진다.

최소 부하가 최대 부하인 293 kW의 60%라고 하였기 때문에,

$$\text{최소 부하} = 0.6 \times 293 \text{ kW} = 176 \text{ kW}$$

$$\text{응축수 배출정지 시 부하} = 138 \text{ kW}$$

최소 부하가 응축수 배출정지 시의 부하보다 크기 때문에 시스템에는 응축수 배출정지 조건이 결코 발생하지 않을 것이다. 그러므로 항상 + 차압이 형성되기 때문에 볼후로트식 스팀트랩을 사용해도 문제가 없다.

그러나 볼후로트식 스팀트랩은 최소 부하와 최대

부하 두 가지 조건 모두를 충족할 수 있도록 구경이 선정되어야 한다. 따라서 두 가지 조건에서 증기의 유량과 이에 상응하는 증기 공간의 압력을 계산할 필요가 있다.

먼저 최소 부하 조건에서 피가열체의 입구측 온도를 계산해야 한다. 이것은 식 5를 사용하여 예측할 수 있다.

$$T_x = [(T_2 - T_1)(1 - x)] + T_1 \quad \text{식 5}$$

여기서,

- T_x = 부하율 x에서 피가열체의 입구 온도
- T_1 = 최대 부하에서 피가열체의 입구 온도
- T_2 = 최대 부하에서 피가열체의 출구 온도
- x = 부하율

예를 들어, 최소 가열부하가 60%(부하율 0.6)일 때 피가열체의 입구 온도는 다음과 같이 계산한다.

$$T(0.6) = [(T_2 - T_1)(1 - x)] + T_1$$

$$T(0.6) = [(80 - 10)(1 - 0.6)] + 10 = 38 \text{ } ^\circ\text{C}$$

최소 부하조건에서 증기온도

$$T_s = \frac{(T_2 \times \text{TDC}) - T_1}{\text{TDC} - 1} \quad \text{식 6}$$

여기서,

- TDC = 2.045
 - $T_2 = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$
 - $T_1 = 38 \text{ } ^\circ\text{C}$
 - $T_s = \text{증기의 온도}(^\circ\text{C})$
- $$T_s = \frac{(80 \times 2.045) - 38}{2.045 - 1}$$
- 증기온도 (T_s) = 120 °C (최소부하에서)

이것은 최소 부하인 176kW에서 증기의 온도이고, 이는 1.0 bar g의 증기압력에 해당한다. 응축수의 배압은 0.5 bar g이다. 그러므로 최소 부하에서 불후로트식 스팀트랩의 차압은 1.0 bar g - 0.5 bar g = 0.5 bar이다.

최소 가열부하 176 kW에서 증기의 유량($\dot{m}_{s(\min)}$)은 얼마인가?

최소 증기의 유량은 잠열이 2,201.1 kJ/kg인 1.0 bar g의 증기공간의 압력에 따라 달라진다.

식 1로부터,

$$\text{증기유량}(\text{kg/h}) = \frac{\text{부하}(\text{kW}) \times 3,600}{\text{운전압력에서 증발잠열 } h_{fg}} \quad \text{식 1}$$

$$\dot{m}_s = \frac{176 \times 3,600}{2,201.1} \text{ kg/h}$$

증기유량(\dot{m}_s) = 288 kg/h (최소 부하조건에서)

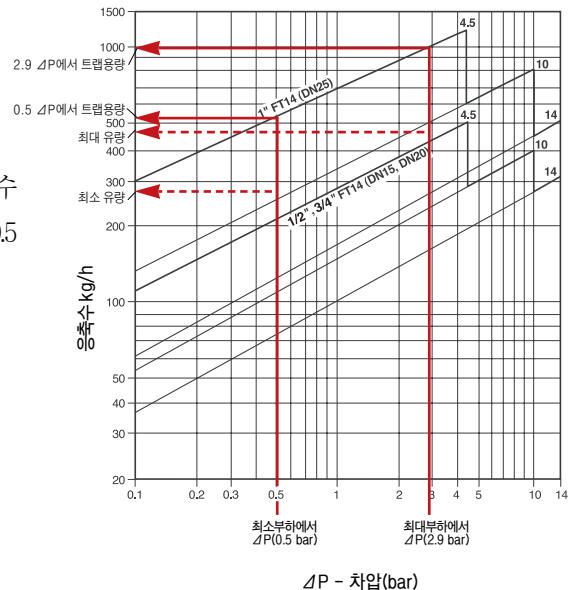
이 시스템에서는 응축수 배출정지 조건이 발생하지 않기 때문에, 불후로트식 스팀트랩을 사용하는 것이 적합하다. 이제 최대의 시스템 차압인 3.5 bar와 다음과 같은 응축수량을 통과시킬 수 있는 불후로트식 스팀트랩을 선정하는 것이 필요하다.

- a) 3.4 bar g - 0.5 bar g = 2.9 bar의 차압에서 최대 부하 498 kg/h
- b) 1.0 bar g - 0.5 bar g = 0.5 bar의 차압에서 최소 부하 288 kg/h

아래 불후로트식 스팀트랩의 선정 차트에서 보면, DN25(1") FT14-4.5 트랩이 이러한 2가지 조건을 모두 충족시킨다. 그러나 최소 가열부하가 응축수 배출정지 시의 부하보다 작을 경우에는 자동펌프 트랩을 사용해야 한다.

스팀트랩핑 장치를 선정하는 방법은 향후 계속해서 연재될 '응축수 정체를 피하기 위한 실용적인 방법'에서 자세히 다뤄진다.

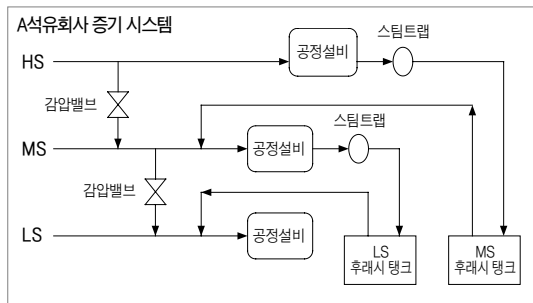
FT14 불후로트식 스팀트랩의 선정 차트



재증발증기 시스템의 증기 발생 압력 설계 시 고려사항

증기를 사용하는 설비에서 증기의 잠열을 이용하고 발생한 응축수가 스팀트랩을 통해 배출되면 재증발증기가 발생한다. 이 재증발증기가 갖고 있는 열을 재활용하기 위하여 후래시 베셀을 설치하고 재증발증기를 회수하려고 하는 경우에 많은 문제가 없이 운전이 되지만 어떤 경우는 원하는 대로 운전되지 못하고 워터해머가 발생하거나 후래시 베셀 내부의 압력이 재증발증기 회수압력이 되지 않는 경우가 있다. 사례를 통해 보다 적절한 재증발증기 발생 압력 설계 시 고려할 사항에 대해 알아보기로 한다.

Pressure Design



A석유회사는 공정에 20 bar g의 고압증기(HS, 온도 280 °C 과열증기), 11 bar g의 중압증기(MS, 187 °C 포화증기) 및 3.5 bar g의 저압증기(LS, 147 °C 포화증기)를 활용하고 있고 HS증기의 응축수는 모두 MS증기 후래시 베셀로 회수하여 MS증기

를 발생하며 MS증기의 응축수는 모두 LS후래시 베셀로 회수하여 LS증기를 회수하고 있다. 또한 LS 증기의 응축수는 대기압 응축수 탱크로 회수하고 있다.

대부분의 설비에서는 별 문제가 없으나 일부 설비에서 확인결과 재증발 증기의 발생이 잘 안되고 있다. 그 대표적인 설비를 보면 다음과 같다.

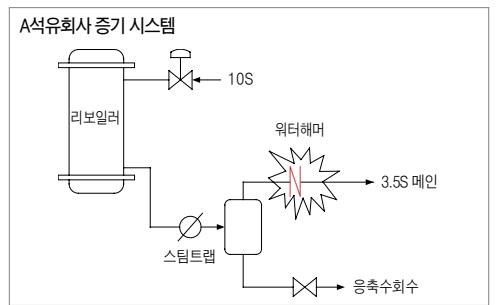
E111 리보일러는 공정의 온도를 140 °C로 가열하고 있고 증기는 MS를 사용하고 있는데 그러나 후래시 베셀의 압력이 2.7 bar g에서 3.5 bar g로 흔들리는 현상이 발생하고 있다.

그 원인을 분석하여 보면 리보일러의 용량이 충분하게 큰 경우에 주로 발생한다. 리보일러의 용량이 충분한 여유를 주지 않고 설치된 경우에는 잠열만 주고 응축수를 바로 배출하게 된다. 이때 응축수는 재증발증기의 발생 압력에 해당하는 열량보다 높은 열을 갖고 후래시 탱크에 유입되므로 재증발증기를 발생하게 된다.

그러나 리보일러의 용량이 아주 크게 설계되고 부하도 감소하게 되면 리보일러 내 증기압력 감소로 리보일러의 응축수가 배출되기 전에 공정에 의해 냉각이 되면서 공정온도까지 떨어지게 된다. 따라서 이때의 응축수 온도는 공정 온도인 140 °C까지 떨어지게 되고 결국 후래시 베셀에는 온도가 140 °C인 응축수가 유입되면서 3.5 bar g의 재증발증기를 발생하지 못하고 140 °C의 포화압력

인 2.7 bar g의 압력만 걸리게 된다.

이때 후래시 탱크에서 응축수가 제대로 배출되면 앞의 설비에 문제는 없다.

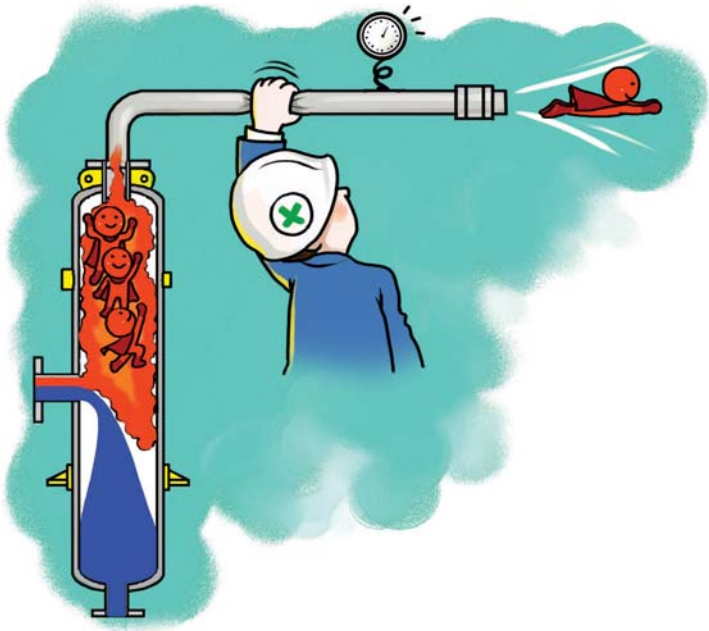


오히려 리보일러의 용량이 어중간히 큰 경우에 문제가 되는 경우가 있다.

B사의 경우 공정의 운전 온도는 120 °C이고 증기는 10 bar g를 공급하며 재증발증기를 3.5 bar g를 발생하고 있다.

공정의 부하 변동에 따라 응축수 배출온도가 125 °C에서 155 °C로 변동하고 있다. 따라서 재증발증기 압력은 1.3 bar g에서 3.5 bar g로 변동하고 있다.

그런데 역류를 방지하기 위하여 체크밸브를 설치하여 두었는데 재증발증기가 발생하지 않는 시간이 길어지면 체크밸브 주변에 응축수가 고여 있다가 재증발증기가 흐를 때 워터해머가 발생하는 경우도 있다.



고압식 흡수식 냉동기에는 8 bar g의 증기를 공급하고 있다.

어떤 설계엔지니어가 8 bar g의 증기를 이용하므로 응축수에서 1 bar g의 재증발증기를 발생하여 이용하기로 하고 8 bar g 응축수 배관에 후래시 탱크를 설치하고 운전을 하였다. 그러나 이 후래시 탱크에 압력이 대기압 이상으로 오르지 않았다.

확인 결과 흡수식 냉동기는 자체에서 응축수가 갖고 있는 열을 이용하여 회용액을 예열하므로 응축수의 배출온도가 약 80 ℃ 선에서 배출되고 있다. 그러므로 응축수의 배출압력은 8 bar g이지만 온도가 80 ℃이므로 발생할 재증발증기가 없는 것이다. 오히려 1 bar g 증기가 역류하면서 증기를 더 사용하는 결과를 초래하고 있었다.

이런 경우는 설계자가 흡수식 냉동기의 시스템을 잘 모르고 설계한 경우라고 할 수 있다.

또 다른 좋지 않은 사례가 있다.

10 bar g의 증기를 공급하여 공정을 150 ℃까지 가열하는 2중관 열교환기인데 공정의 공급 온도가 20 ℃이고 튜브의 내부는 공정액이 흐르고 튜브의 자켓에는 증기를 공급하여 증기가 공정과는 역방향으로 흐르게 설계되었다.

역시 10 bar g의 증기를 공급하므로 3.5 bar g의 재증발증기를 회수하기 위한 시스템을 설계하였다. 그러나 실제로 운전해 들어가니 스팀 트랩에서 후래시 베셀 사이의 배관에서 지속적으로 워터해머가 발생하였다.

확인 결과 응축수 배출온도가 약 30 ℃정도인 것이다. 결국 증기는 150 ℃로 배출되는 부분으로 공급되고 튜브를 따라 역류하면서 응축수의 현열까지 이용하여 응축수가 20 ℃로 공급되는 공정에 의해 30 ℃까지 냉각이 된 것이다.

이때는 재증발증기의 발생은 꿈 꿀수도 없고 오히려 30 ℃의 응축수가 응축수 회수관 내에서 주

변의 증기를 응축시키면서 워터해머가 발생한 사례이다.

결국, 재증발증기 회수 시스템을 설계할 때 단순히 계 증기 압력만 보고 설계하면 안되고 응축수가 몇 ℃로 배출되는가를 먼저 검토해 보아야 한다.

즉, 모든 열교환기나 리보일러의 경우에는 공정의 부하에 따라 실제로 열교환기의 내부에 걸리는 증기압력이 달라지게 되므로 응축수 배출온도가 재증발증기 압력 선정의 1차 기준이 되어야 한다.

또한 열교환기의 전열면적의 여유 분을 보고 응축수가 몇 ℃까지 냉각될 수 있는가도 검토해 보아야 하고 열교환기의 부하에 따라서도 공정의 공급온도까지 온도가 떨어질 수 있음을 검토해야 한다.

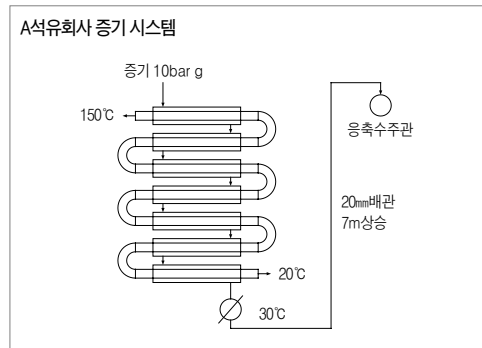
또 다른 실패사례를 보면 증기 주관의 응축수에서 재증발증기를 회수하는 시스템이다.

30 bar g의 증기 주관에서 50m 간격으로 설치된 10개의 스팀트랩을 통해 응축수가 드레인되어 버려지고 있었다. 이 응축수를 회수하는데 먼저 3.5 bar g의 재증발증기와 응축수를 회수하기로 하였는데 트랩 간의 간격이 멀기 때문에 각 트랩 별로 소형 후래시 탱크를 설치하고 3.5 bar g의 재증발증기는 직접 회수하여 3.5 bar g의 증기배관에 공급하고 응축수는 배관을 통해 모은 뒤 펌핑하기로 설계하였다.

그러나 설치과정에서 각 스팀트랩에서 배출한 응축수를 배관으로 연결하여 하나의 후래시 탱크에 모으고 3.5 bar g 재증발증기를 발생하기로 하였다.

그러나 실제로 운전을 한 결과 재증발증기 발생압력이 2 bar g를 넘지 않는 것이었다.

확인 결과 스팀트랩을 통해 200 ℃가 넘는 응축수가 배출되었으나 1회 배출량이 적으므로 배관에서의 방열손실 등에 의해 온도가 떨어지고 또 후래시 베



흡수식 냉동기나 튜브형 열교환기와 같이 응축수 온도가 100 °C 미만으로 배출되는 경우에는 응축수 회수 배관을 증기의 압력에 따라 재증발증기를 회수하도록 연결하지 말고 별도의 배관으로 응축수를 회수하도록 한다. 이 낮은 온도의 응축수 배관을 대기압 응축수 탱크로 회수하는 저압증기 응축수 회수관에 연결하여도 재증발증기가 저온의 응축수와 접촉하면서 워터해머가 발생하게 되므로 100 °C 미만의 응축수 배관은 별도로 분리하는 것이 필요하다.

Pressure Design

셀의 내용이 크므로 재증발증기가 유입되면서 후래시 베셀 내부 공간을 채울 만큼 충분한 양의 증기가 공급되지 않는 것이었다.

따라서 재증발증기를 회수하여 이용하는 경우에 위에서 설명한 여러가지 사항을 고려하여 설계하여야 한다.

즉, 공정의 온도가 회수하고자 하는 재증발증기의 압력에 해당하는 온도보다 낮으면 재증발증기 회수압력을 한단계 낮은 쪽으로 설계해야 한다.

예를 들어 공정의 온도가 135 °C이고 증기 사용압력이 MS 즉, 11 bar g의 증기를 공급하는 경우 재증발증기 압력은 LS 즉 3.5 bar g의 증기를 발생하기도 하고 발생하지 못하기도 한다.

만약 1.5 bar g나 2 bar g 증기를 사용하는 공정이 있다면 2 bar g의 증기를 발생하는 후래시 탱크로 회수하는 것이 맞다.

HS 30 bar g의 증기를 공급하여 160 °C의 공정을 가열하는 경우에는 응축수 회수배관을 MS 11 bar g를 발생하는 후래시 탱크로 회수하지 말고 LS 3.5 bar g의 재증발증기를 회수하는 공정으로 회수하여야 문제가 없다.

그리고 위의 사례에서 흡수식 냉동기나 튜브형 열교환기와 같이 응축수 온도가 100 °C 미만으로 배출되는 경우에는 응축수 회수 배관을 증기의 압력에 따라 재증발증기를 회수하도록 연결하지 말고 별도의 배관으로 응축수를 회수하도록 한다.

이 낮은 온도의 응축수 배관을 대기압 응축수 탱크로 회수하는 저압증기 응축수 회수관에 연결하여도 재증발증기가 저온의 응축수와 접촉하면서 워터해머가 발생하게 되므로 100 °C 미만의 응축수 배관은 별도로 분리하는 것이 필요하다.

여기서 주제와는 약간 다른 에너지 절감방안을 검토한다.

설비에 따라 공정의 온도가 100 °C 미만인 경우에 열교환기의 전열면적을 충분하게 크게 하면 응축수 배출온도를 항상 100 °C 미만으로 배출할 수 있다. 이런 경우는 증기가 갖고 있는 열량과 응축수의 현 열까지 이용하는 것이므로 증기사용량을 줄일 수 있다.

그러나 응축수가 열교환기 내부에서 정체되는 구간이 있으므로 열교환기의 재질이 부식에 견딜 수 있도록 설계하여야 한다.

또한, 응축수 배출온도를 너무 낮게 하여 80°C 미만으로 떨어지게 하면 회수한 응축수를 다시 가열하여 증기를 만드는데 열량이 많이 필요하므로 적절한 온도에서 배출하도록 한다.

이와 같은 시스템을 구성할 때는 공정 특성상 대기압 응축수 탱크에서 어느 정도의 벤트가 있으면 좋다. 별도의 배관으로 100°C 미만의 응축수를 회수하여 벤트증기와 접촉하여 벤트증기의 열을 회수하는 시스템을 구성하면 응축수 배출온도를 80°C 정도로 배출하여 증기 사용량을 줄이고, 벤트증기의 손실열량을 회수하고 벤트증기를 응축수로 회수하는 일석3조의 효과를 가져온다.

습공기표의 분석과 활용

Q 스퀘어텍사스코 증기시스템 데이터북(일명 ‘노란책’) A-49페이지에 소개된 습공기 표가 있는데 어떻게 산출되었는지 궁금합니다. 이에 대한 자세한 설명 부탁드립니다.

A 5.3 습공기표(대기압)

°C	Ps		Xs kg/kg	Hs kcal/kg	Vs m³/kg	Va m³/kg
	kg/cm²	mm Hg				
-20.0	1.052 × 10 ⁻³	0.7739	0.6340 × 10 ⁻³	-4.427	0.7179	0.7172
-18.0	1.273 × 10 ⁻³	0.9362	0.7671 × 10 ⁻³	-3.868	0.7237	0.7228
-16.0	1.535 × 10 ⁻³	1.129	0.9255 × 10 ⁻³	-3.294	0.7296	0.7285
-14.0	1.846 × 10 ⁻³	1.358	1.113 × 10 ⁻³	-2.702	0.7355	0.7342
-12.0	2.214 × 10 ⁻³	1.629	1.336 × 10 ⁻³	-2.089	0.7414	0.7398
-10.0	2.648 × 10 ⁻³	1.948	1.598 × 10 ⁻³	-1.452	0.7474	0.7455
-8.0	3.159 × 10 ⁻³	2.323	1.907 × 10 ⁻³	-0.7875	0.7535	0.7512
-6.0	3.757 × 10 ⁻³	2.764	2.270 × 10 ⁻³	-0.09015	0.7596	0.7568
-4.0	4.458 × 10 ⁻³	3.279	2.695 × 10 ⁻³	0.655	0.7658	0.7625
-2.0	5.275 × 10 ⁻³	3.88	3.192 × 10 ⁻³	1.424	0.7721	0.7682
0.0	6.228 × 10 ⁻³	4.581	3.772 × 10 ⁻³	2.253	0.7786	0.7738
2.0	7.194 × 10 ⁻³	5.292	4.361 × 10 ⁻³	3.089	0.7850	0.7795
4.0	8.290 × 10 ⁻³	6.098	5.031 × 10 ⁻³	3.974	0.7915	0.7852
6.0	9.531 × 10 ⁻³	7.01	5.791 × 10 ⁻³	4.914	0.7982	0.7908
8.0	1.0933 × 10 ⁻³	8.042	6.652 × 10 ⁻³	5.917	0.8050	0.7965
10.0	1.2514 × 10 ⁻³	9.205	7.625 × 10 ⁻³	6.988	0.8120	0.8021
12.0	1.4294 × 10 ⁻³	10.514	8.725 × 10 ⁻³	8.138	0.8192	0.8078
14.0	1.6292 × 10 ⁻³	11.98	9.964 × 10 ⁻³	9.373	0.8265	0.8135
16.0	1.8531 × 10 ⁻³	13.61	0.01136 × 10 ⁻³	10.7	0.8341	
18.0	2.104 × 10 ⁻³	15.47	0.01293 × 10 ⁻³	12.14		
20.0	2.383 × 10 ⁻³	17.53	0.01469 × 10 ⁻³	13.7		
22.0	2.695 × 10 ⁻³	19.82	0.01666 × 10 ⁻³			
24.0	3.042 × 10 ⁻³	22.38	0.01887 × 10 ⁻³			
		25.21				

표의 분석

- 1) 각 온도별로 대기압 상태에서 값을 제시하고 있다.
- 2) Ps는 공기 중 증기의 분압을 이야기하며 kg/cm²와 mmHg단위의 절대압력을 제시하고 있다.
- 3) Xs는 포화공기의 절대습도로 RH(상대습도)가 100%일 때 kgH₂O/kg Air로 질량 기준 수분량을 말한다.
 - (1) 부피기준으로 환산할 때는 이 값을 동일한 온도의 Vs값으로 나누어 준다
- 4) Hs는 포화공기의 비엔탈피를 말한다.

(1) 습포화공기의 비엔탈피는 다음 공식으로 계산한다.

$$H=0.24 t+(597+0.441 t)x$$

여기서,

t = 공기의 온도(°C)

x = 포화공기의 절대증기의 양(kg/kg 공기)

0.24 = 공기의 비열 kcal/kg °C

0.441 = 증기의 비열 kcal/kg °C

597 = 0°C에서 증기의 잠열(kcal/kg)이다.

- (2) 20 °C에서 비엔탈피는 공기중의 포화 수분량이 0.01469 kg/kg이므로 비엔탈피=0.24×20+0.01469×(0.44×20+597)=13.7 kcal/kg이 된다.

이 값은 표에 있는 13.7과 동일합니다.

- (3) 엔탈피의 기준 온도가 0 °C이므로 영하의 온도에서 비엔탈피는 (-)값을 갖는다.

5) 상대습도가 다른 경우 비엔탈피 계산

온도 20 °C, RH50%의 비엔탈피

$$=0.24 \times 20 + 0.01469 \times (0.441 \times 20 + 597) \times 0.5$$

$$=9.25 \text{ kcal/kg}$$

온도 20 °C, RH70%의 비엔탈피

$$=0.24 \times 20 + 0.01469 \times (0.441 \times 20 + 597) \times 0.7$$

$$=11.03 \text{ kcal/kg}$$

6) Vs는 포화공기의 비체적을 말한다.

- (1) 증기가 포화된 상태에서 비체적을 말한다.
- (2) 절대수분량을 kg/kg공기에서 kg/m³공기로 변환할 때는 절대수분량을 비체적으로 나누어 주면된다.

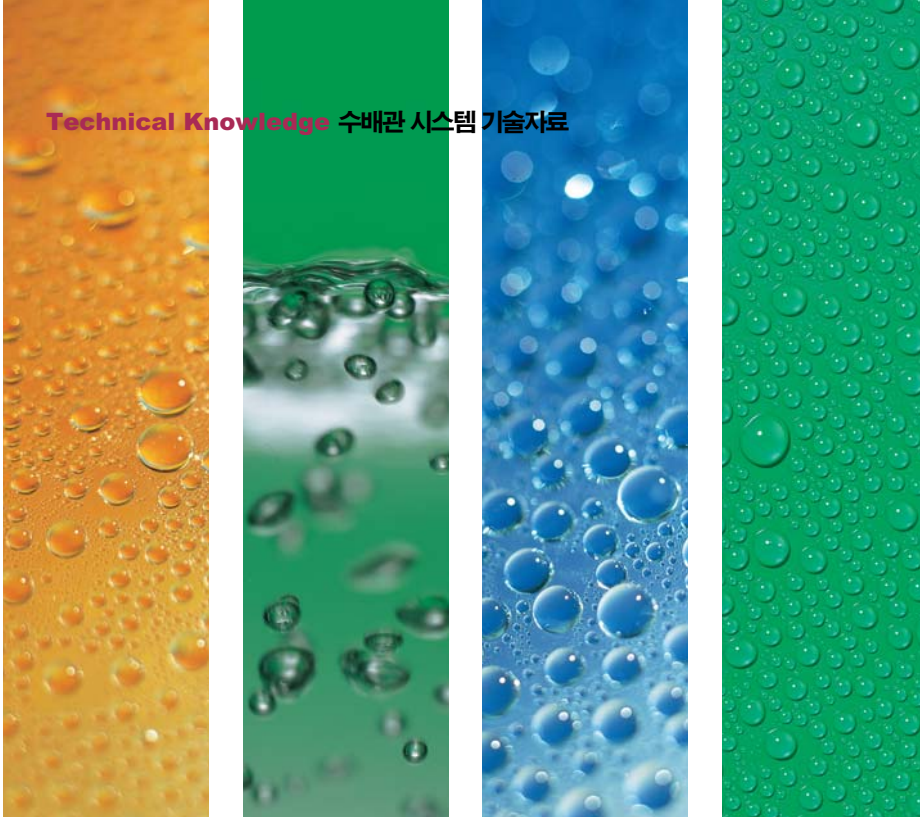
7) Va는 건조한 공기의 비체적을 말한다.

- 8) 공기의 온도가 100 °C에 근접하게 되면 공기중의 수분량은 매우 증가하나 오히려 공기의 양이 감소하게 되므로 공기 kg당 증기의 양이 급속하게 증가하게 된다.

- (1) 대기압 상태에서 공기 온도가 100 °C를 넘게 되는 경우에는 공기는 없고 100% 증기만 있다고 하는 것이므로 실무적으로 이야기가 안 된다.
- (2) 실내 공기 온도가 100 °C 이상이 되면 실질적으로 존재하는 공기 중의 수분은 과열상태를 유지하고 있다고 판단된다.
- (3) 건조를 위한 습공기 선도를 이용할 때는 최고 온도가 120 °C인 습공기선도를 이용할 수 있다.

표의 분석

모든 이용방법은 A5.1과 A5.2의 사례를 참고한다.



펌프 2대를 병렬로 사용한다면 유량을 기준으로 나누기 2해서 선정하게 된다.

그러나 실제로 시스템에서 최대 부하 또는 최대 용량이 필요한 경우, 예측 했던 것과는 달리 펌프의 용량이 모자라게 되는 경우가 생긴다.

다시 말하면 펌프 1대로 가능한 유량이 100일 때 2를 사용한다고 해서 200이 되는 것이 아니라는 것이다.

2대로 병렬 운전을 할 경우 양정에 대한 배관 손실 저항이 증가하여 유량이 정확히 2배가 되지 못한다. 물론 실제로는 부하가 100%인 경우의 수가 적고 안전율이 적용된 설계 때문에 사용상에는 무리가 없어 보이지만 정확한 값으로 위와 같이 펌프를 선정하게 되면 유량이 모자라게 될 것이다.

직렬 운전의 경우도 양정이 100인 펌프를 2대 사용해도 200에는 모자라게 된다.

두 경우 모두 유량과 양정은 원하는 200이 아닌 140~160에서 운전된다.

여기서 시스템의 운전 특성에 따라 그 정도는 달라지게 될 것이다.

따라서, 펌프를 2대 이상의 병렬 또는 직렬로 운전을 할 경우에는 해당 펌프의 성능곡선에 대한 이해와 시스템의 양정 특성을 확인하여 가장 경제적인 설계/운전 원칙을 찾아야 한다.

일반적인 유량선정과 달리, 설계자가 동절기의 하루 중 가장 추운 시간과 낮 시간 때와 같이 덜 추운 시간으로 나누어 필요유량에 따라 펌프 운전방법을 구분하였다면, 이러한 경우 설계자의 의도는 펌프의 동력비를 절감하려는 의도였을 것이다. 실제로 건물 유지관리 경비에서 가장 큰 비용은 전기료이다.

예를 들어, 실제 백화점의 총 시설유지관리비용을

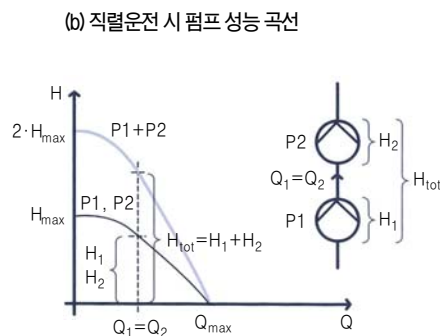
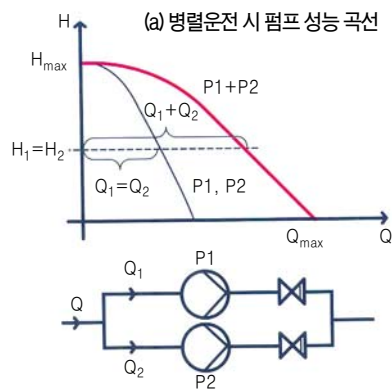
펌프의 이해

79호에 이어서

지난 호에 이어 이번 호에서는 펌프의 병렬/직렬 운전과 회전수 제어(Inverter control)에 대하여 알아보도록 하겠습니다.

펌프의 병렬과 직렬 운전

병렬운전은 냉온수 시스템의 대수 제어나 비상 시 대유량의 펌핑이 필요한 사용처에 적절하며 직렬운전은 소 유량이지만 양정이 매우 높거나 부스터 펌프를 두어야 하는 곳에서의 사용에 적절하다. 또한 직렬운전은 유량이 동일하고 병렬운전은 양정이 동일하게 된다.



보면 전기료가 전체 사용 운전 비용의 약 70%에 이른다. 따라서 전기료를 절감하는 것이 일반 HVAC 분야에서의 절약효과가 매우 크다고 할 수 있다. 그래서 전체 냉난방 용량 또는 급수 용량에 비해 펌프 운전은 부분부하 운전의 가능성이 있다.

최초 설계자는 건물의 특성에 따라 펌프 운전을 24시간용, 8시간용, 간헐 운전용, 온도차가 다른 용도 등으로 지역(zone)을 구분하여 부분 부하 운전이 가능하도록 설계한다. 즉 병렬운전이 되도록 펌프 대수를 나누어서 부하에 적절한 유량만큼 냉동기가 가동되고 이와 연동하여 냉수 순환 펌프가 운전되도록 한다.

보일러의 경우도 마찬가지로 온수 순환 펌프의 운전과 연동하여 시스템을 구성한다. 위의 것들은 모두 에너지(동력비)를 절약하기 위한 것들이다.

펌프의 회전수 제어

하나의 펌프가 유량과 양정이 결정되어 있는 상태에서 더욱 에너지를 절약하려는 것이 펌프의 회전수 제어이다.

회전수 제어를 다른 말로 표현하면 INVERTER CONTROL이라고 한다.

“왜 동력비 절감을 위해 펌프의 회전수를 제어하는가?”라는 의문을 가지게 된다. 이것의 답은 펌프의 상사법칙으로 설명할 수 있다.

원심 펌프는 원심식 송풍기처럼 가변 토크 기계이며 송풍기에 적용되는 법칙과 동일한 법칙을 따른다.

가변 토크라는 용어는 펌프 또는 송풍기를 돌리기 위해 요구되는 마력이 그것의 속도에 정비례하지 않는다는 것을 말한다.

그것은 속도의 세제곱에 비례한다.

대부분의 용적식 펌프와 같이 고정 토크 펌프는 회전수에 정비례한다. 펌프 성능은 회전수, 유량, 양정, 임펠러의 직경의 변화에 따라 변한다. 기본적인 상사법칙은 다음과 같다.

임펠러의 직경이 고정되어 있는 경우

1. 펌프의 유량은 회전수에 정비례한다.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{S_1}{S_2} \quad Q: \text{유량}(m^3/h), S: \text{회전수}(rpm)$$

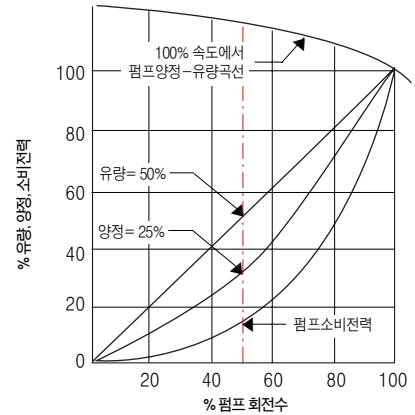
2. 펌프의 양정은 회전수의 제곱에 비례한다.

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{S_1^2}{S_2^2} \quad h: \text{양정}(mH)$$

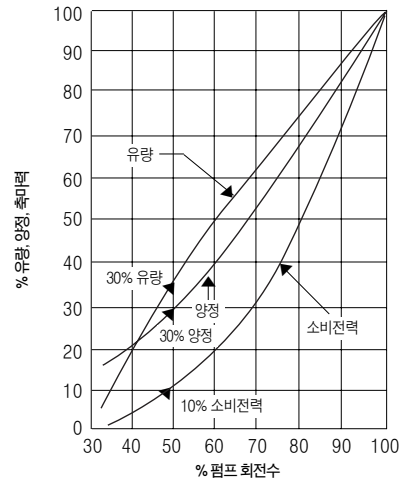
3. 펌프의 축마력은 회전수의 세제곱에 비례한다.

$$\frac{bhp_1}{bhp_2} = \frac{S_1^3}{S_2^3} \quad bhp: \text{펌프 마력}(HP)$$

(a) 펌프의 상사법칙



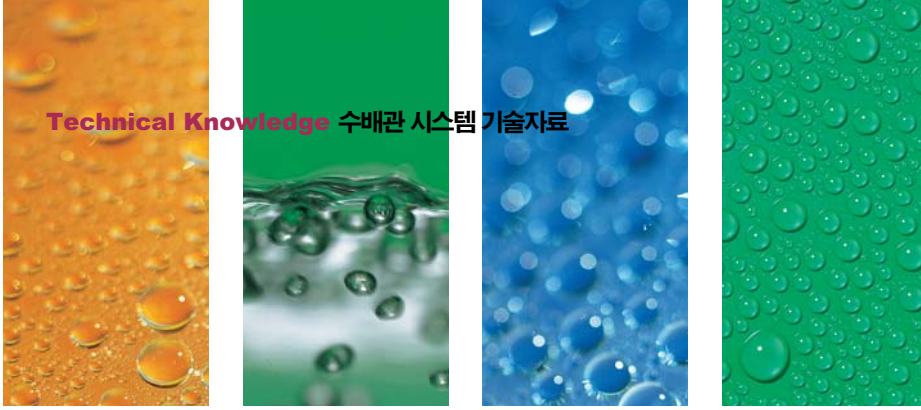
(b) 펌프의 상사법칙



예를 들어, 회전수가 3500 rpm(분당 3500번 회전)인 펌프의 유량이 1000 LPM, 양정이 50 M, 동력이 10 kW 라고 할 때 회전수를 절반인 1750 rpm으로 줄이면 유량은 500 LPM, 양정은 12.5 M, 동력은 1.25 kW로 변화한다는 것이다.

그림 a는 이들 세 가지 법칙을 그래프로 나타냈다. 이 법칙은 고정 양정 및 변동 양정 모두가 존재하는 배관시스템에 설치된 펌프의 성능을 나타내는 것이 아니다.

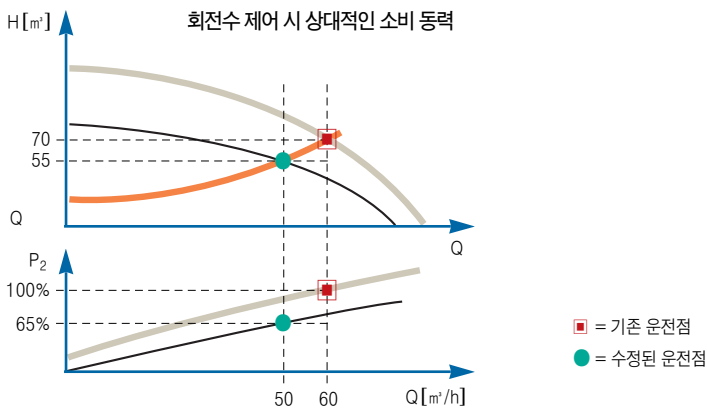
그림 b는 20 ft(6.1 m)의 일정한 실양정을 갖고 운전



Technical Knowledge 수배관 시스템 기술자료

되는 변속 펌프에서 유량, 양정, 소비전력의 변화를 나타낸다. 이와 같이 회전수의 감소에 따라 동력은 세제곱으로 감소하여 매우 큰 동력비의 절감이 이루어진다는 것이다. 일반적인 동력 규모가 큰 경우 부하의 운전 성격이 다양하게 변화될 가능성이 있는 시스템이라면 비용의 절감 측면에서 적용할 만한 가치가 충분히 있다.

아래 그림은 회전수 제어 시 소비 동력의 변화를 보여 주고 있다.



급수용 부스터 방식의 경우 대부분에서 펌프의 회전수 제어(이하 인버터 시스템)가 적용되고 있다. 1차적으로 펌프로 3~4대로 댁수 분할하여 에너지 절감을 유도하고, 그 중 1대의 펌프에는 인버터 시스템을 적용하여 또 한번 추가로 에너지를 절감하겠다는 의도인 것이다.

같은 아파트라 하더라도 시간대 별로 사용량의 변화는 매우 큰 차이가 있다. 출근 시간과 같이 대다수의 사람이 물을 사용하는 경우도 모두가 자는 시간에 단 한명이 샤워를 할 수도 있다. 만일 1000세대 아파트가 펌프 3대의 병렬시스템으로 급수를 하고 있다고 가정을 하자. 한 명의 사용 시와 같은 최소한의 유량만이 필요한 경우에 단순히 정속펌프나 1대의 단독 운전은 큰 낭비가 아닐 수 없다.

인버터 운전은 압력 센서에 의해 펌프 토출측의 정해놓은 압력에 따른 신호를 받아 압력이 떨어지면(급수량이 많아지면) 펌프 1대가 가동하고 압력이 더욱 떨어지면 펌프 2대가 가동하는 식으로 펌프가 우선 병렬운전을 하고, 압력이 올라가다 정해놓은 압력까지 오면 펌프가 모두 정지하

게 된다. 이 때 아주 소량의 급수가 사용되어 압력이 약간 떨어지면 1대를 가동하여 인버터제어만으로 유량을 공급하도록 하는 것이다.

이외에도 냉동기가 여러 대 운전되고 이에 맞물린 냉각탑도 병렬로 여러 대 운전되고 있는 경우 냉각탑 1대에는 인버터용 냉각탑 팬을 적용해 놓으면, 냉각수 온도에 따른 냉각탑 팬의 회전수 제어를 병렬 운전이외의 추가적인 에너지 절감이 가능하며, 실제로 설계시스템에서 적용하고 현장에서 운전하고 있다.

이것은 압력이 아니라 온도에 따른 인버터 시스템인 셈이다. 한겨울에 냉방이 필요하여 냉동기의 운전을 해야하는 산업용공장, 항온항습건물, 클린룸 설비 등에는 겨울철 냉각탑의 팬 인버터 시스템의 활용도는 더 높다.

부하에 대응한 냉수의 냉동기 정유량 확보 필요성을 고민한다면 1, 2차 펌프 시스템이 아닌 경우, 즉 1대의 단독 펌프 시스템으로 인버터 적용의 효과를 보기에는 그 해당 유량 범위가 작을 것이다.

2007 코마린 전시회 2007년 10월 24일(수) ~ 27일(토) 부산 BEXCO

2007년 10월 24일부터 27일까지 부산 BEXCO에서 개최되는 코마린 전시회는 Marineweek(부산국제조선해양대제전)의 범주 아래, Naval & Defense, Seaport 전시회와 함께 1500여 부스 규모로 진행되는 아시아를 대표하는 해양 전시회입니다.

5000여 해외 바이어를 포함하는 4만명의 관람객이 방문할 이번 전시회에 증기 및 유체 시스템 전문 메이커인 한국스피라렉스사코(주)가 참석할 예정입니다.

이번 전시회에 폐사의 부스를(N-80) 방문하시면 선박용 고온·고압용 컨트롤 밸브, 스팀트랩, Plate & Shell 타입 열교환기 및 OCV 컨트롤 밸브(액체용 밸브) 등 다양한 전시 제품을 관람 하실 수 있고, 또한 관련 기술자료를 제공해 드립니다.

국제 상하수도 전시회 2007년 11월 19일(월) ~ 22일(목) 일산 KINTEX

상하수도 및 물 관련 종사자들의 기술 정보 교류 및 관련업체의 신기술, 신제품의 개발과 전시의 장인 2007 국제 상하수도 전시회에 고객 여러분을 모십니다. 저희 한국스피라렉스사코는 최신의 기술지식, 최선의 서비스, 최고 품질의 제품 공급을 통하여 국내 모든 산업분야에서 공정 개선, 문제점 해결을 통하여 에너지 절약 및 생산성 향상 솔루션을 제공하고 있습니다.

금번 전시되는 OCV 감압밸브와 수충격 해소 밸브, 펌프류는 스피라렉스사코 그룹의 자회사인 왓슨마로우(Watson-Marlow, 영국), 브레델(Bredel, 네델란드)사의 제품으로 펌프과 관련된 문제점을 해결해 드립니다.

전시제품

- ◎ OCV Control Valve : 파이로트식 감압밸브, 펌프 컨트롤 밸브, 체크 밸브, 릴리프 밸브, 맥동 해소 밸브, 후로트식 수위조절 밸브
- ◎ 왓슨마로우 유량제어튜브연동식 펌프 (Watson-Marlow Peristaltic Pump)
- ◎ 브레델 고압용 호스 펌프 (Bredel Heavy Duty Hose Pump)
- ◎ 수처리 관련 설비 및 약품

2007년 증기실무연수교육 일정안내

회수	과정명	교육일자	교육비(VAT포함)
SUMC 0711	일반과정A	10.10~12 (2박3일)	418,000원
SUMC 0712	보일러컨트롤과정	10.17~19 (2박3일)	418,000원
SUMC 0713	일반과정B	10.23~26 (3박4일)	550,000원
SUMC 0714	에너지절감 및 유량모니터링과정	10.31~11.2 (2박3일)	418,000원
SUMC 0715	일반과정A	11.7~9 (2박3일)	418,000원
SUMC 0716	수처리과정	11.15~16 (1박2일)	286,000원
SUMC 0717	일반과정A	11.21~23 (2박3일)	418,000원

■ 신청방법

참가신청서를 작성하여 FAX로 신청하여 주십시오.
한국스피라렉스사코(주) 기술연수원 SUMC 담당자 Tel (032)820-3080, Fax (032)811-8855

저희 한국스피라렉스사코(주)에서는 증기 및 공정 유체 분야의 기술 향상과 에너지 절감을 위하여 고객에게 최신의 기술지식 보급의 일환으로 증기 관련 현장실무자 및 엔지니어를 대상으로 증기실무연수교육(SUMC)을 매년 실시하고 있습니다.
2007년도 10월 이후는 다음과 같은 일정으로 실시하고자 하오니 많은 참석 바랍니다.
교육과정별 상세한 정보는 홈페이지 www.spiraxsarco.com/kr의 '증기실무연수교육(Steam Utilisation and Maintenance Course) 과정안내'를 참고하십시오.

여러 산업체 공정의 고압 대용량 열교환기에 적합한 용접식 Plate & Shell 타입 열교환기

이제 획기적인 새로운 타입의 열교환기를 검토해보시면 많은 이점을 확인할 수 있습니다.



판형 열교환기

- + 컴팩트 하다
- + 오염이 작다
- + 온도차가 작아도 열교환이 잘된다
- 사용 압력이 낮다
- 사용 온도가 낮다
- 가스켓 사용

S&T 열교환기

- + 고압에 사용 가능하다
- + 고온에 사용 가능하다
- + 가스켓이 불필요하다
- 사이즈가 크고 무겁다
- 오염이 잘된다



- + 고압에 사용 가능하다
- + 고온에 사용 가능하다
- + 가스켓이 불필요하다
- + 컴팩트하다
- + 오염이 작다
- + 온도차가 작아도 열교환이 잘 된다

Best from both worlds !

특징	원형 열판의 용접식 구조	열판의 크기가 다양하다	판형과 같은 열전달 특성을 가지고 있다.	Shell 내부에 열판이 장착된다. (탈착 가능)	Shell측 노즐 사이즈를 임의대로 수정할 수 있다. (예 : 증기 공급)	다양한 재질로 공급된다.
장점	<ul style="list-style-type: none"> • 가스켓이 불필요하다. • 유지보수가 적다. • 부분적인 보수가 가능하다. 	<ul style="list-style-type: none"> • 열용량에 맞추어 적절한 열판 선정이 가능하다. • 가스용에 적합한 열판이 별도로 공급된다. 	<ul style="list-style-type: none"> • 컴팩트하고 열전달 효율이 높다. • 가볍고 보유수량이 적다. • 작업공간이 작게 소요된다. 	<ul style="list-style-type: none"> • 견고하고 안전하다. • 보존하기가 쉽다. • 운전범위가 넓다(-196°C~900°C). • 외부로부터 가해지는 힘에 대한 저항력이 높고 설치방향이 자유롭다. • 플레이트를 셸 외부로 분리해낼 수 있다. 	<ul style="list-style-type: none"> • 열판 사이 사이로 증기의 분배가 원활하다. 	<ul style="list-style-type: none"> • 현장 조건에 맞는 다양한 재질의 열교환기를 선택할 수 있다.