

대온도차 냉동기 시스템에 의한 에너지 절약

(Energy-saving for Chiller System using Large Difference of Water Temperature)

출처 : 冷凍, 2009年 7月號 第84卷 第981號, pp.84~88

저자 : 辻 清一(Kiyokazu TSUJI), 西崎 太眞(Futoshi NISHIZAKI), (주) 三菱重工業(株)

번역 : 서 정 균/편집위원

한국기계연구원 그린환경에너지기계연구본부(jkyunseo@kimm.re.kr)

머리말

광산의 갱내 공조용 냉수는 일반적으로 환수 온도차가 크기 때문에 표준 냉동기로는 대응이 불가능하다. 따라서 냉동기와 냉수 공급 설비를 모두 설계함으로써 표준 시방의 터보냉동기로 이러한 대온도차를 대응할 수 있는 냉수 공급 설비를 실현하였다. 이 대온도차 냉동기 시스템은 스미토모 금속광산(주)의 히시카리 광산에 실용화하였고 연간 전반에 걸쳐 냉방부하가 있기 때문에 2008년 5월부터 가동을 개시하였다. 냉동기로는 고압 인버터 터보냉동기(AART-I 시리즈)를 채택하여 상당한 에너지 절약을 실현하고 있다.

대온도차 냉동기 시스템의 도입

미쓰비시중공업(주)은 기술혁신과 지속적인 에너지 효율 개선 등에 의해 지구온난화 대책에 대처하는 것을 CSR방침¹⁾의 하나로 내세우고 있으며 연료, 전력의 사용량 절감과 CO₂ 등 온실효과 가스의 배출량 감소에 대응하고 있다. 이 온난화 대책의 일환으로서 대온도차 냉동기 시스템을 히시카리 광산에 도입하였다.

갱도 공조의 경우, 냉수배관의 구경이 가늘고 긴 특징으로 인해 한정된 유량만 수송 가능하며 갱내

의 부하를 감당하기 위해서는 대온도차 냉수가 필요하게 된다.

이러한 연유로 갱내 공조 설비를 위한 냉수열원 설비의 증설공사를 설계, 시공하였고 개발 지역이 확장됨에 따른 부하증가에 대처하기 위해 증축된 냉동기 실내에 인버터 터보 냉동기를 적용한 대온도차 냉동기 시스템을 도입하였다. 본보에서는 대온도차 냉동기 시스템의 설계상 포인트를 설명함과 동시에 냉동기 설비의 운전 데이터로부터 설비의 운용 상황을 확인하고 냉동기 성능을 해석, 평가한 결과를 소개한다.

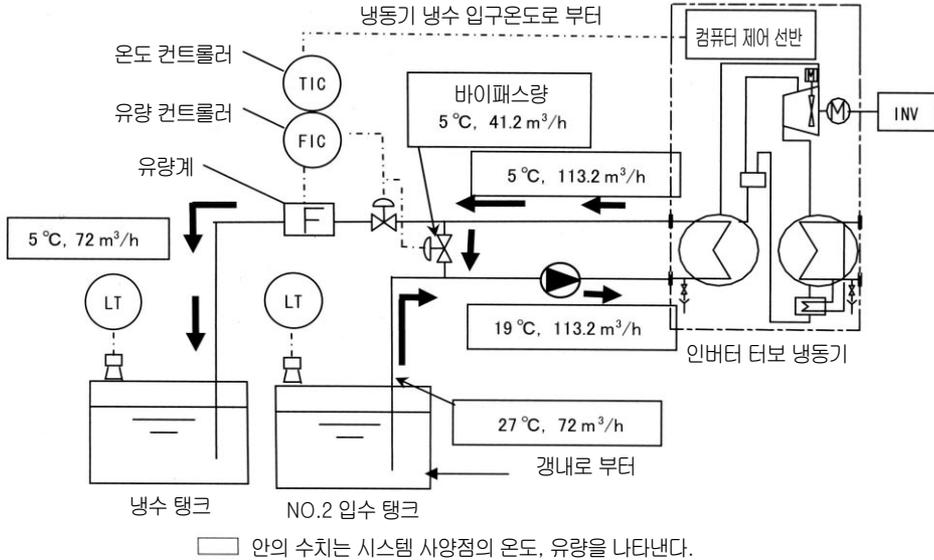
시스템 설계상의 포인트

냉수 대온도차 제어

시스템 설계시 요구조건은 아래와 같다.

- ① 연간 전반에 걸쳐 냉수부하가 있으므로 냉각수 온도를 가능한 낮게 사용할 수 있는 냉동기로 한다.
- ② 냉수공급 유량은 가변으로 하고 냉수 유량 조정을 가능하게 한다.
- ③ 냉수의 입구온도 27℃, 출구온도 5℃(=온도차 22℃)로 한다.

이 조건에 따라 부하율과 냉각수 온도가 저하하는 동절기와 중간기에 고효율 운전이 가능한 인버



[그림 1] 대온도차 냉동기 시스템 흐름도

터 터보 냉동기를 채택하면, 운전비용의 절감, CO₂ 감소의 관점에서부터 장점이 있으리라 예상되지만, 냉수의 가변유량, 냉수의 대온도차(최대 22℃)라는 조건을 시스템으로서 성립시키는 것이 가능할지가 중요한 과제가 된다.

냉동기의 냉수 온도차는 5℃차가 표준이며 대온도차라고 하더라도 10℃ 정도가 지금까지의 실적이었다. 이러한 실적으로부터 보면 냉동기를 직렬로 배치하는 것으로 대응이 가능한데, 예를 들면 상단층의 냉동기에서 27℃→16℃까지 강하시킨 후, 하단층의 냉동기로 16℃→5℃까지 강하시키는 시스템이 고려될 수 있다.

이 방법의 장점은 다음과 같다.

- ① 상단층의 냉동기는 냉수온도를 높게 설정할 수 있기 때문에 COP(성적계수)가 높게 된다.
- ② 저부하시에는 한 대의 운전으로 전환이 가능하여 남은 한 대는 백업용으로 운전이 가능하다.

그러나 냉동기가 두 대가 되는 것에는 다음의 단점이 있다.

- ① 펌프, 냉각탑과 같은 보조기기도 2대씩 필요하게 되어 설치 공간이 커진다.

- ② 상단단 냉동기의 냉수 중간온도의 컨트롤이 필요하여 제어가 복잡하게 된다.
- ③ 냉동기 전환 운전을 위해 전환제어 밸브가 필요하게 된다.

이렇게 냉동기 두 대를 이용하는 대온도차 시스템은 시스템이 복잡하여 초기비용이 높아지게 된다.

이러한 문제를 해결하기 위하여 냉동기 한 대로 성립하는 대온도차 시스템의 설계에 착수하게 되었지만 요구조건인 냉수유량 가변조건을 만족시키기 위한 대책이 최대의 설계 문제가 되었다. 여기에서 냉동기의 냉수온도차 ΔT 를 한계까지 최대한으로 하고 냉수 바이패스 제어에 의해 필요한 냉수 공급유량과 냉수온도를 만들어낼 수 있는 시스템 흐름도 그림 1을 고안하였고 사전에 예상되는 문제점을 검증하였다.

터보 냉동기는 열교환기의 유속이 현저히 저하되는 경우, 열전달 성능도 저하되어 소비 동력의 증가로 연결되기 때문에 일정 유량을 확보할 필요가 있으며 한계온도차인 냉수 19℃/5℃($\Delta T=14$ ℃)를 냉동기의 조건 제원으로 하였다. 냉동기에는 항상 일정 유량을 흐르게 하고 갭내(No.2입수

탱크)로부터 순환되는 냉수와 냉동기에서 만들어진 5℃의 냉수의 일부를 바이패스 혼합시켜 냉동기 입구 온도가 소정의 온도가 되도록 하였다.

그러나 이것만으로는 각 요소가 필요로 하는 냉수유량을 공급했다고 할 수 없다. 여기에서 시스템으로서 냉수 유량을 가변시키기 위해 냉수 공급측에 유량계 및 유량 컨트롤러(FIC), 온도 컨트롤러(TIC)를 설치하고 바이패스 2방향 밸브에 의해 냉수 유량을 제어하도록 하여 냉수공급 유량의 설정을 변경할 수 있도록 하였다. 냉수 공급 유량의 설정을 변경하여도 냉수 바이패스 혼합후의 냉동기 입구측에 정속회전 냉수 펌프를 설치하여 냉동기에 대해서는 항상 일정 유량이 흐르도록 하고 있다. 다만, 환수 냉수의 온도변화, 즉 부하변동에 의해 설정할 수 있는 공급유량의 범위에 제한이 있어 주의할 필요가 있다.

그림 2는 냉동기 냉수유량(m³/h)×냉동기 출구온도차(℃)=냉수 공급유량(m³/h)×냉수 탱크의 출구온도차(℃)의 열평형이 성립하는 것과 냉동기의 용량제어 범위 20 ~ 100%의 두 가지 조건으로부터 그려진 것으로서 부하변동시에 냉수공급유량의 설정기준이 된다. 또한 하절기에 부하가 상승

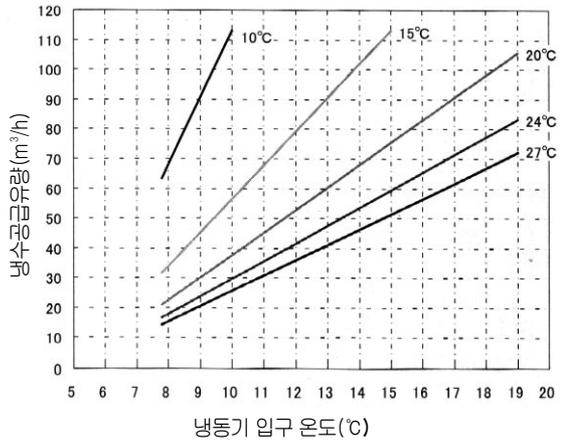


그림 중의 수치는 환수 냉수 온도(No. 2 입수 탱크 온도)를 나타낸다

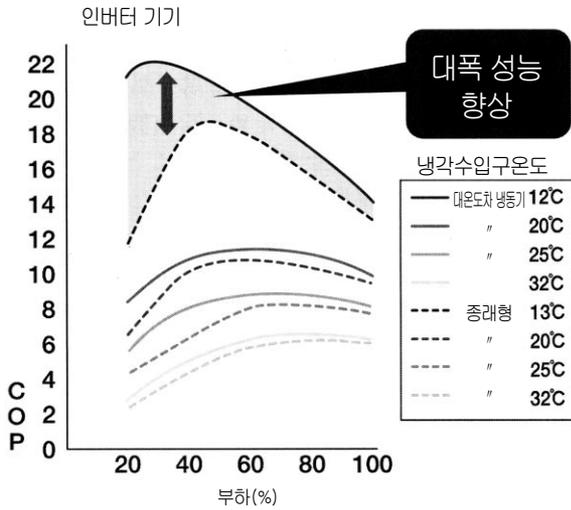
[그림 2] 부하 변동시의 냉수 공급유량의 설정 범위

하여 냉동기 냉수입구온도가 설계점 19℃를 초과하면 5℃를 공급할 수 없기 때문에 냉수 바이패스에 의한 냉동기의 냉수 입구온도가 19℃이하가 되도록 조절계에 의한 냉수 유량 캐스케이드 제어 조작도 가능하도록 하였다.

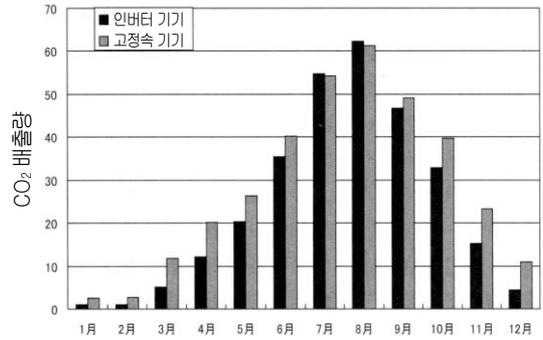
히시카리 광산에 납입한 기기의 시스템 구성에 관하여 표 1에 나타내었다.

<표 1> 인버터 터보 냉동기 시스템 제원

기기명칭	제 원	수량	동력(kW)	기동방식	비 고	
No.3 냉동기	형 식	1	327(입력) 282(출력)	인버터	AART-451 냉매 HFC134a 지정설비	
	냉동능력					인버터 구동전력 터보 냉동기 523.8 USRt(1841.9 kW)
	냉수조건					시스템사양 (냉동기 사양) 입구온도 27.0℃ (19.0℃) 출구온도 5.0℃ (5.0℃) 유량 71.9m ³ /h(113.0m ³ /h)
	냉각수조건					입구온도 32.0℃ 출구온도 37.0℃ 유량 374.3m ³ /h
No.6 냉동기	냉각능력 2209kW 냉각수조건 입구온도 37.0℃ 출구온도 32.0℃ 유량 380.0m ³ /h	1	5.5×2	인버터		
냉수 펌프	형 식 외흡수 와권형 유 량 113.0m ³ /h 양 지 20mAq	1	11	스타델타		
냉각수 펌프	형 식 외흡수 와권형 유 량 374.4m ³ /h 양 지 25mAq	1	45	스타델타		



[그림 3] 인버터 터보 냉동기의 부분 부하 특성



연간 CO₂ 배출량 비교

	인버터 기기	고정속 기기
ton/년	292	343
비교	85%	100%

[그림 4] 터보 냉동기 CO₂ 배출량 시뮬레이션

냉각수 입구 온도제어

냉동기의 냉각수 입구 온도는, 인버터 터보 냉동기가 허용하는 최저온도 12°C까지 운전가능하다. 중간기, 동절기가 되어 외기습구온도가 저하하면 냉각탑 출구 온도(=냉동기 냉각수 입구 온도)도 저하한다. 설정 온도까지는 냉각탑 팬의 회전수를 인버터로 제어하고, 설정 온도를 넘으면 냉수 바이패스 밸브를 제어하여 냉각수 온도를 조절할 수 있도록 하였다.

고압 인버터 터보 냉동기에 의한 고효율화

운전 상태에 대응하여 압축기의 회전수를 변화시키는 인버터 터보 냉동기는 능력과 헤드를 넓은 범위에서 변화가능하고 냉동기의 용량제어 손실 없이 운전할 수 있기 때문에 고효율 운전 실현이 가능하다. 최근 범용 대용량 인버터 보급과 함께 고압 대용량 인버터도 급속히 시장에 투입되어 최대 2000 냉동톤까지 대형 터보 냉동기로의 적용이 가능하게 되었다. 그림 3에는 당사의 인버터 터보 냉동기의 성능특성을 기존의 시리즈와 비교하여 나타내었다²⁾. 냉각수 온도가 낮은 운전 조건에서는 대폭 성능이 향상되어 최고 COP는

21.6이 된다.

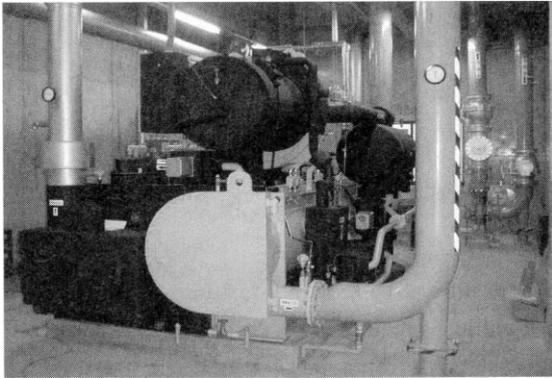
히사카리 광산에서도 사전에 냉동기의 전력 사용량을 예상하여 CO₂배출량의 계산 시뮬레이션을 수행한 결과, 기존의 고정속 터보 냉동기와 비교하여 그림 4에 나타내고 있듯이 연간 약 15% 감소한 결과를 얻었다.

터보 냉동기를 인버터화하여 하절기와 같이 부하율이 높은 설계점에 가까운 운전을 할 경우에는 고압 인버터의 열손실이 고정속 기기에 비해 약 3%의 여분이 있기 때문에 고정속 기기보다 효율이 떨어진다. 그러나 부하율, 냉각수 온도가 낮아지는 동절기와 중간기에는 부분부하 성능이 우수한 인버터 터보 냉동기 쪽의 에너지 절약 효과가 클 것으로 예상되기 때문에 연간 전체를 보았을 때, 이 처럼 동절기와 중간기에 안정된 부하가 있는 인버터 터보 냉동기의 효과가 현저히 나타나게 된다.

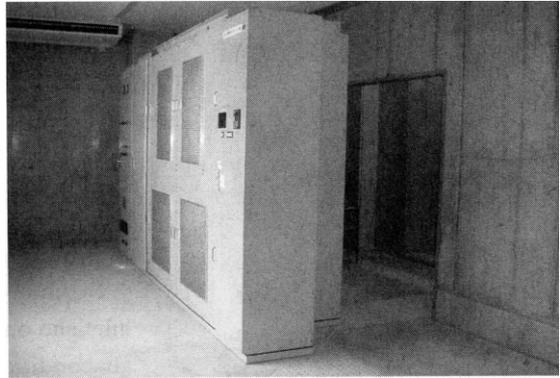
그림 5에는 인버터 터보 냉동기가 설치되어 있는 상황과 고압 인버터가 설치되어 있는 상황을 보여주고 있다.

냉동기 설치 후의 운용상황

그림 6에 2008년 6~11월의 냉동기에 걸린 1일



인버터 터보 냉동기



고압 인버터 선반

[그림 5] 기기 설치 장소

평균 냉동부하를 나타내었다. 중간기임에도 불구하고 부하는 50%에 근접하였으며 동절기 부하도 20 ~ 40% 정도가 예상되고 있다. 그림 7에는 입수된 데이터 온도와 냉수 공급 유량의 매월 평균치를 보여주고 있다. 8월에 입수된 데이터의 평균 온도는 설계점 27℃에 가까운 24.1℃로 높게 나오고 있다. 또한 전술한 그림 2에서 보여주고 있는 입수 데이터의 온도변화에 대하여 적절한 냉수 공급 유량을 설정하여 운용하고 있음을 알 수 있다.

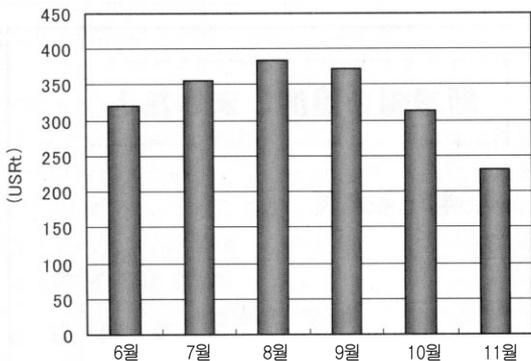
그림 8에서는 부하율과 냉각수 입구온도의 매월 평균치를 나타내고 있다. 11월이 되면 냉각수 온도가 20℃를 밑돌아 동절기에는 하한치 12℃에서 부분부하 운전을 기대할 수 있다.

그림 9에는 인버터 터보 냉동기의 부분부하 운

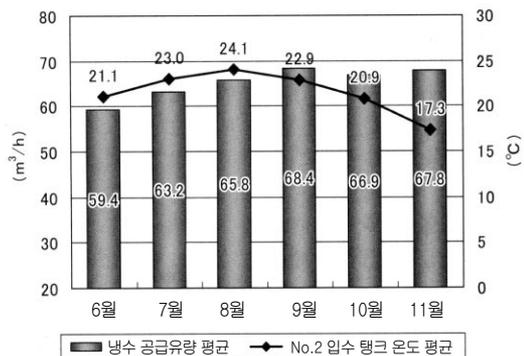
전 특성 곡선(=부하율(%)과 COP의 관계)상에 실제 운전 포인트를 점찍어 나타낸 것이다. 부하율, 냉각수 온도에 상응하는 성능을 거의 만족시키고 있으며, 또한 실제운용으로서는 40 ~ 80%에서의 부분부하 운전이 많아 인버터 터보 냉동기의 부분부하시 고효율 운전을 실현하고 있다. 동절기에는 이 그래프 상의 좌측 상부, 즉 부하율, 냉각수 온도가 내려갈수록 COP가 상승하는 방향 나타날 것을 예측할 수 있다.

맺음말

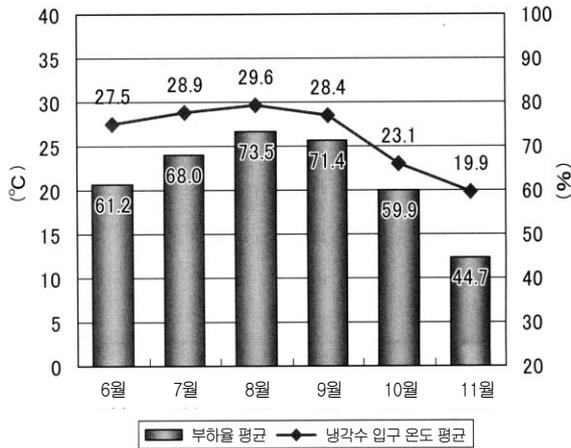
미쓰비시중공업(주)의 열원, 공조설비 해결방안으로 냉수 대도온도차 냉동기 시스템을 채용한 사



[그림 6] 냉동기 냉수 평균 부하(2008년)



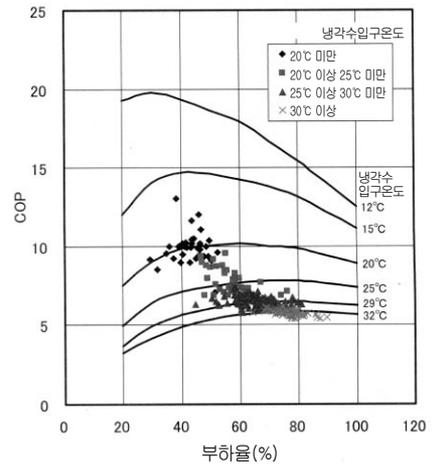
[그림 7] No. 2 입수 탱크 온도와 냉수 공급 유량의 추이



[그림 8] 부하율과 냉각수 입구 온도의 추이

례와 함께 설계상의 포인트와 실제 운전 데이터의 분석에 의한 운용 상황에 대하여 서술하였다. 스미토모 금속광산(주)에서는 히사카리 광산의 갱내 공조설비에 인버터 터보 냉동기의 성능을 충분히 활용하여 에너지 절약 운용을 실현하였고 CO₂ 배출량 및 운전비용을 대폭 감소하고 있다.

마지막으로 본보의 집필과 관련하여 귀중한 운전 데이터를 제공해주신 스미토모금속광산(주) 히사



[그림 9] 인버터 터보 냉동기의 부분 부하 특성과 실제 운전 포인트

카리 광산의 공작과 여러분에게 감사를 표한다.

참고문헌

1. 住友金屬鑛山(株)HPより CSR報告書 2008 <http://www.smm.co.jp>
2. 伸谷潤之助, 關亘, 石井正宏, 西崎太眞: 冷凍, 83(971), 44(2008)