

省エネルギーを実現する坑道空調設備での 大温度差冷凍機システム

Large Difference of Water Temperature Realizing Energy-Saving
for Air Conditioning System Applied to the Tunnel Site



辻 清一
Kiyokazu Tsuji

西崎 太真
Futoshi Nishizaki

澁谷 誠司
Seiji Shibutani

当社はターボ冷凍機を中核とする熱源・空調設備のソリューションを提案しCO₂排出量削減活動を展開している。鉱山の坑内空調用冷水は、行き還りの温度差が大きく、通常、標準の冷凍機では対応が困難である。本報では、この大温度差に対応できる冷凍機システムを適用した省エネルギー手法の紹介を行い、インバーターターボ冷凍機の性能を十分にいかした省エネルギー運用を実現し、CO₂排出量及びランニングコストの大幅な削減を達成した事例について報告する。

1. はじめに

住友金属鉱山(株)は、技術革新やエネルギー効率の継続的な改善などにより、地球温暖化対策に取り組むことをCSR方針の一つとして掲げており、燃料、電力の使用量削減とCO₂など温室効果ガスの排出量削減に取り組んでいる。この地球温暖化対策の一環として、今回の大温度差冷凍機システムの導入が菱刈鉱山で行われた。

当社は、菱刈鉱山の坑道空調設備のための冷水熱源設備の増設工事を設計、施工し、開発エリアの伸張に伴う負荷増加に対処するため、増築された冷凍機室内にAART-Iターボ冷凍機による大温度差冷凍機システムを導入した。本報では、大温度差冷凍機システムの設計上のポイントを解説するとともに、冷凍機設備の運転データから、設備の運用状況の確認と冷凍機性能の解析、評価を行った結果について紹介する。

2. 大温度差冷凍機システムの導入

坑道空調の場合、冷水配管の口径が小さく、かつ長いといった特徴があり、限られた流量しか送水できないため、坑内の負荷を賄うには大温度差の冷水が必要となる。菱刈鉱山の坑内空調用冷水は、行き還りの温度差が22℃と大きく、通常、標準の冷凍機では対応が困難である。当社は、冷凍機と冷水供給設備をトータル設計することで、標準仕様のターボ冷凍機でこの大温度差に対応できる冷水バイパス制御を用いた大温度差冷凍機システムを考案した。年間を通じて冷房負荷がある菱刈鉱山では、平成20年5月より稼動を開始し、冷凍機には高圧インバーターターボ冷凍機(AART-Iシリーズ)を採用し、イニシャルコストの低減、運転制御の簡素化、設置スペースの縮小並びに省エネルギー化を実現している。

3. システム設計上のポイント

3.1 冷水大温度差制御

今回のシステム設計を行う際の、要求条件は以下のとおりであった。

- ①年間を通して冷水負荷があり、冷却水温度をできるだけ低く使用できる冷凍機とすること。
- ②冷水供給流量は可変とし冷水流量調整を可能とすること。
- ③冷水温度は入口27℃、出口5℃(=温度差22℃)とすること。

これらの条件に対し、負荷率、冷却水温度が低下する冬期・中間期に高効率運転が可能となるインバータターボ冷凍機を採用すればランニングコスト低減、CO₂削減の観点からメリットがあることは予想できるが、その際、冷水流量可変、冷水大温度差(最大 22℃)という条件をシステムとして成立させることができるのかが重要課題となる。

冷凍機の冷水温度差は5℃差が標準であり、大温度差でも 10℃程度がこれまでの実績であった。実績からすると冷凍機を直列に配置することで対応でき、例えば上段側の冷凍機で 27℃→16℃まで下げた後、下段側の冷凍機で 16℃→5℃まで下げるといったシステムが考えられる。この方法のメリットとしては、

- ①上段側の冷凍機は冷水温度を高く設定できるのでCOP(成績係数)が高くなる。
- ②低負荷時には1台運転への切り替えが可能で、残り1台はバックアップ機として運用できる。といったことが挙げられるが、冷凍機2台になることで、次のデメリットもある。

- ①ポンプ、冷却塔といった補機も2台分必要となるため設置スペースが大きくなる。
- ②上下段冷凍機の冷水中間温度のコントロールが必要なため制御が複雑になる。
- ③冷凍機切り替え運転のための切替制御弁が必要となる。

このように冷凍機2台を用いる大温度差システムは、システムが複雑でインシャルコストも高くなってしまう。このような問題を解決するため、冷凍機1台で成立する大温度差システムの設計に着手することとなったが、要求条件である冷水流量可変の条件を満たすための対策が最大の設計課題となった。そこで冷凍機の冷水温度差 ΔT を限界まで大きくし、冷水バイパス制御により、必要な冷水供給流量と冷水温度を作り出すことができるシステムフロー図1を考案し、あらかじめ考えられる問題点を検証することにした。

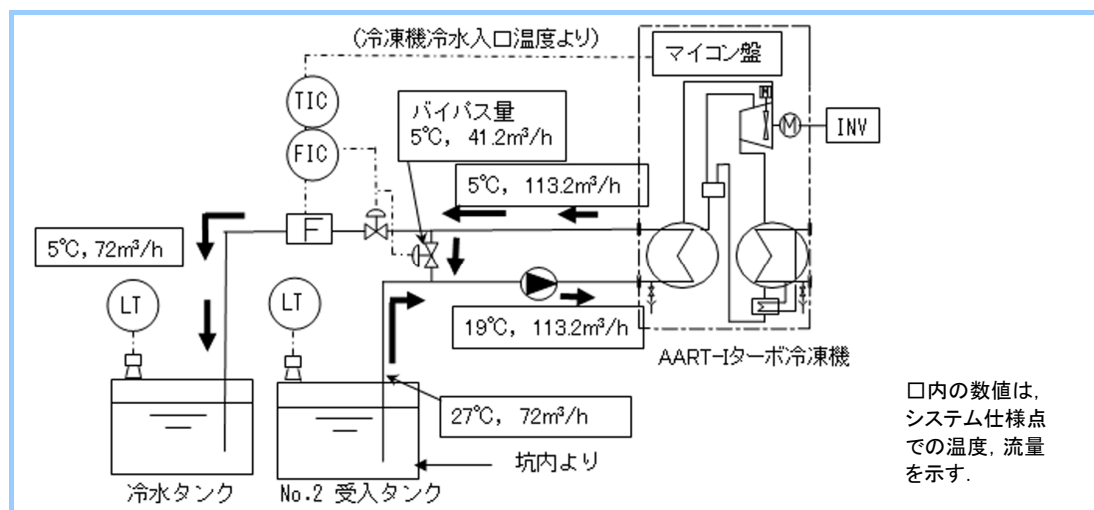


図1 大温度差冷凍機システムフロー

ターボ冷凍機は熱交換器の流速が、著しく低下した場合、伝熱性能が悪くなり所要動力の増加につながるため、ある一定流量を確保する必要がある。限界温度差である冷水 19℃/5℃($\Delta T=14^\circ\text{C}$)を冷凍機の仕様条件とした。冷凍機には常時、一定流量を通水し、坑内(No.2 受入タンク)からの戻り冷水と冷凍機で作出した5℃の冷水の一部をバイパス混合させ、冷凍機入口温度が所定の温度になるようにした。

しかし、これだけではお客様が必要とする冷水流量を供給できたことにならない。そこでシステムとして冷水流量を可変にするため、冷水供給側に流量計及び流量コントローラ(FIC)、温度コントローラ(TIC)を設置し、バイパス2方弁による冷水流量制御を付加し、冷水供給流量の設定を変更できるようにした。冷水供給流量を設定変更しても、冷水バイパス混合後の冷凍機入口側に定速回転の冷水ポンプを設置することで、冷凍機に対しては常に一定流量が流れるようにしている。ただし、戻り冷水の温度変化、つまり負荷変動によって設定できる供給流量の範囲に制限があり注意が必要である。

図2は、冷凍機冷水流量(m^3/h) $\times$ 冷凍機出入口温度差($^{\circ}\text{C}$)=冷水供給流量(m^3/h) $\times$ 冷水タンク出入口温度差($^{\circ}\text{C}$)のヒートバランスが成立することと、冷凍機の容量制御範囲 20%~100%の2つの条件から描いたもので、負荷変動時における冷水供給流量の設定の目安となり得る。

また、夏期に負荷が上昇し、冷凍機冷水入口温度が仕様点の 19°C を超えると、 5°C 供給ができなくなるため、冷水バイパスにより冷凍機冷水入口温度が 19°C 以下になるように、調節計を用いて冷凍機冷水入口温度による冷水流量カスケード制御の操作も可能となるようにした。

菱刈鉱山に納入した機器のシステム構成について表1に示す。

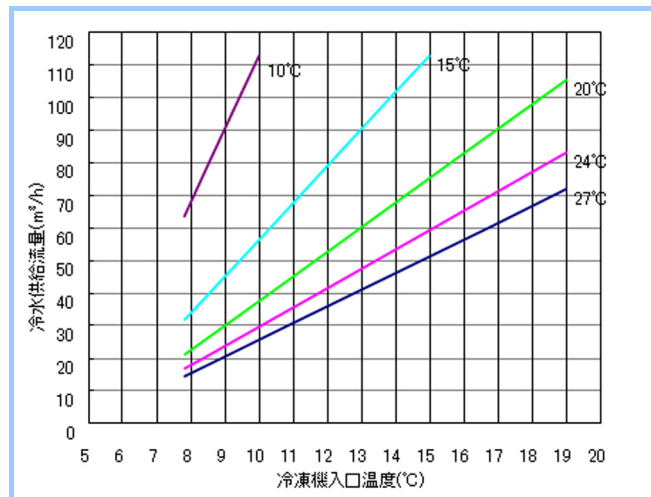


図2 負荷変動時の冷水供給流量の設定範囲

図中の数値は、戻り冷水温度 (No.2 受入タンク温度)を示す。

表 1 インバータターボ冷凍機システム緒元

機器名称	仕 様			台数	動力(kW)	起動方式	備 考	
No.3 冷凍機 Y32-K-03	型 式	インバータ駆動電動ターボ冷凍機			1	327(入力) 282(出力)	インバータ	AART-45 I 冷媒 HFC134a 指定設備
	冷凍能力	523.8USRt (1841.9kW)						
	冷水条件	システム仕様 (冷凍機仕様)						
	入口温度	27.0℃	(19.0℃)					
	出口温度	5.0℃	(5.0℃)					
	流量	71.9m³/h	(113.0m³/h)					
	冷却水条件	入口温度	32.0℃					
		出口温度	37.0℃					
	流量	374.3m³/h						
No.6 冷却塔 Y32-CT-06	冷却能力	2209kW			1	5.5×2	インバータ	
	冷却水条件	入口温度	37.0℃					
		出口温度	32.0℃					
		流量	380.0m³/h					
冷水ポンプ Y32-P-11	型 式	片吸い込み渦巻き型			1	11	スターデルタ	
	流 量	113.0m³/h						
	揚 抵	20mAq						
冷却水ポンプ Y32-P-12	型 式	片吸い込み渦巻き型			1	45	スターデルタ	
	流 量	374.3m³/h						
	揚 抵	25mAq						

3.2 冷却水入口温度制御

冷凍機の冷却水入口温度は、インバータターボ冷凍機が許容する最低温度の 12°C まで運転が可能である。中間期、冬期になり外気湿球温度が低下すると、冷却塔出口温度(=冷凍機冷却水入口温度)が低下する。設定温度までは、冷却塔ファンの回転数をインバータで制御し、設定温度を境に冷却水バイパス弁制御へ移行し、冷却水温度を調節できるようにした。

3.3 高圧インバータターボ冷凍機による高効率化

運転状態に応じて圧縮機の回転数を変化させるインバータターボ冷凍機は、能力やヘッドを広い範囲で変えることが可能であり、冷凍機の容量制御をロスなく行うことができるため高効率な運転を実現できる。近年の汎用大容量インバータの普及とともに高圧の大容量インバータも急速

に市場投入され、最大 2000 冷凍トンまでの大型ターボ冷凍機への適用が可能となった。

図3に当社のインバータターボ冷凍機の性能特性について従来シリーズと比較したものを示す。冷却水温度が低い運転条件において大幅に性能が向上し、最高COPは 21.9 となる。菱川鉱山においても、あらかじめ冷凍機の電力使用量を予想し、CO₂排出量の算出シミュレーションを行ったところ、従来の固定速ターボ冷凍機と比較し、図4に示すように年間で約 15%の削減が可能という結果を得た。ターボ冷凍機をインバータ化することで、夏期のように負荷率が高く仕様点に近い運転では、高圧インバータの損失が固定速機と比べて約3%余分にあるため、固定速機より効率は劣ってしまう。

しかし負荷率、冷却水温度が低下する冬期、中間期においては、部分負荷性能が優れたインバータターボ冷凍機の方が大きな省エネ効果が見込めるため年間トータルとして、このように冬期、中間期において安定した負荷があるところでインバータターボ冷凍機の効果が顕著となる。

図5にインバータターボ冷凍機設置状況、高圧インバータ盤の設置状況を示す。

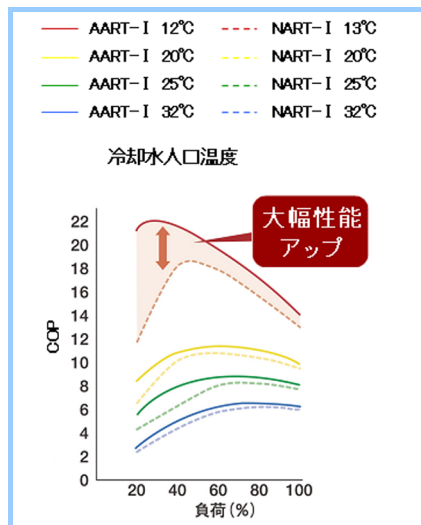


図3 インバータターボ冷凍機の部分負荷特性

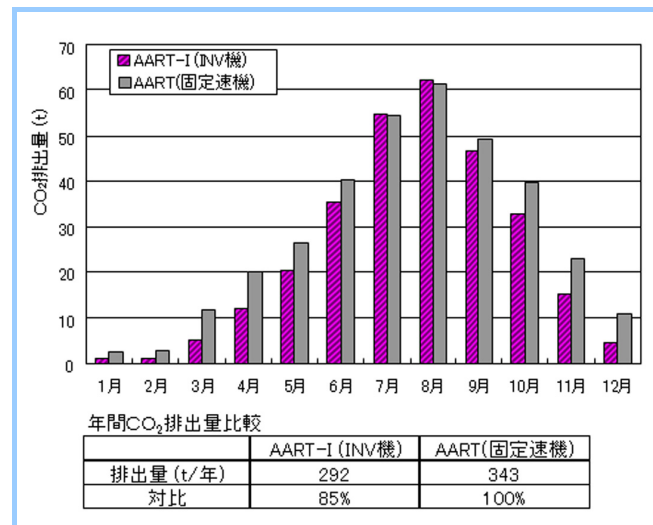


図4 ターボ冷凍機 CO₂ 排出量シミュレーション



図5 機器設置状況

4. 冷凍機設置後の運用状況

図6に 2008 年6月～11月の冷凍機にかかる1日平均の冷水負荷を示す。中間期でも負荷は 50%近くあり、冬期にかかる負荷も 20～40%程度を見込んでいる。

図7に受入タンク温度と冷水供給流量の各月の平均値を示す。8月の受入タンク平均温度は仕様点の 27℃に近い 24.1℃と高くなっている。また前述の図2に示す受入タンクの温度変化に対し、適正な冷水供給流量の設定で運用できていることが分かる。

図8に負荷率と冷却水入口温度の各月の平均値を示す。11月になると冷却水温度が 20℃を下回るようになり、冬期には下限値 12℃に近い温度での部分負荷運転が期待できる。

図9にインバータターボ冷凍機の部分負荷特性カーブ(=負荷率%とCOPの関係)上に実運転ポイントをプロットしたものを示す。負荷率、冷却水温度に見合った性能をほぼ満足しており、また実運用としては、40～80%での部分負荷運転が多く、インバータターボ冷凍機の部分負荷時

高効率運転を実現している。冬期にはこのグラフ上の左上、つまり負荷率、冷却水温度が下がりCOPが上昇する方向にプロットできるものと予想している。

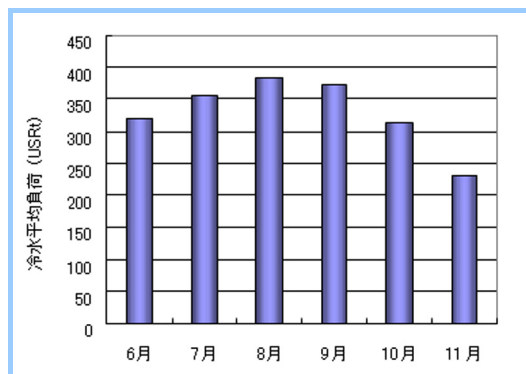


図6 冷凍機 冷水平均負荷 (2008 年)

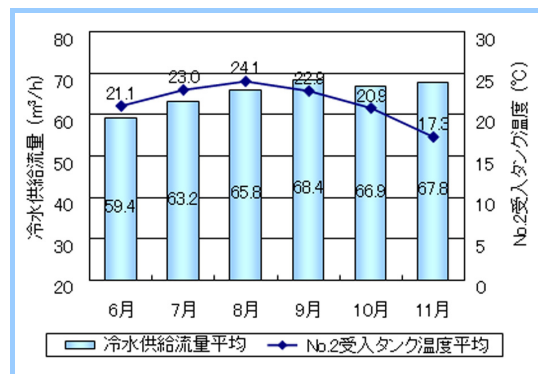


図7 No.2 受入タンク温度と冷水供給流量の推移

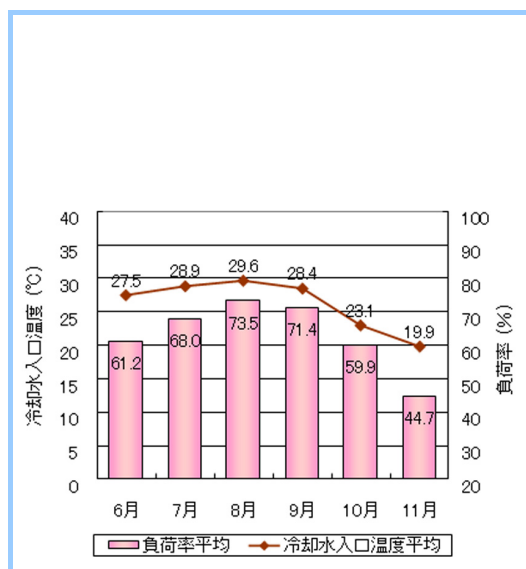


図8 負荷率と冷却水入口温度の推移

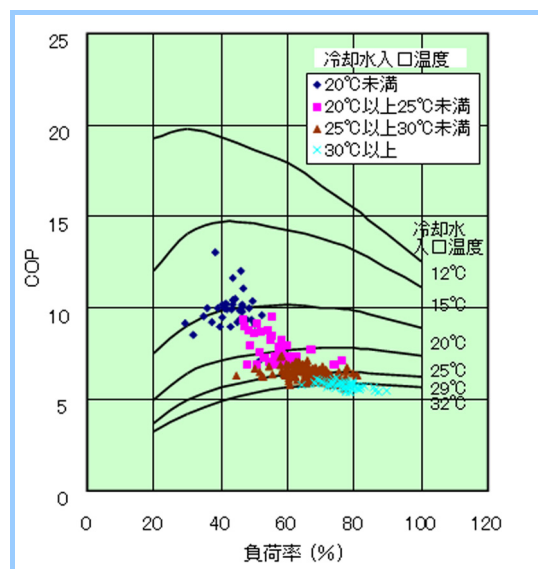


図9 AART-1 部分負荷特性と実運転ポイント

5. まとめ

当社の熱源、空調設備ソリューションの取組みとして、冷水大温度差冷凍機システムを採用した事例を基に、設計上のポイントと実運転データの分析による運用状況について述べた。住友金属鉱山(株)では、菱刈鉱山の坑内空調設備において、インバーターボ冷凍機の性能を十分にいかした省エネルギー運用を実現し、CO₂排出量及びランニングコストの大幅な削減に取り組んでいる。今後も顧客ニーズに応えることができるソリューション提案によりシステムの実現化を進めていきたい。最後に本報の執筆に当たり、貴重な運転データを提供いただきました 住友金属鉱山(株)菱刈鉱山工作課の皆様に謝意を表します。

参考文献

住友金属鉱山(株)HP より CSR 報告書 2008 <http://www.smm.co.jp>

執筆者紹介



辻清一
冷熱事業本部
大型冷凍機部
熱源ソリューション
グループ



西崎太真
冷熱事業本部
大型冷凍機部
次長



澁谷誠司
冷熱事業本部
大型冷凍機部
熱源ソリューション
グループ
グループ長