特 集 論 文

飲料工場冷水製造設備へのターボ冷凍機導入を始めとした省エネルギー化

Energy Saving of Chilled Water Facility for Beverage Bottling Plants

澁 谷 誠 司[*1] Seiji Shibutani　西 崎 太 真[*2] Futoshi Nishizaki

当社は M's Eco & Cool Solutions と称して熱源・空調設備のソリューションを提案し CO_2 排出量削減活動を展開している．飲料工場では，色々な温度で冷却と加熱が行われ，多くのエネルギーが消費されているが，従来は蒸気ボイラを熱源とした設備が多用されていた．本報では，お客様の多様な熱源設備に適用できるターボ冷凍機を中心とした省エネルギー手法の紹介を行い，蒸気吸収冷凍機から高効率なインバータターボ冷凍機に更新することで，年間約 65 %もの CO_2 排出量削減を達成した実施例を報告する．

1. は じ め に

地球温暖化を防止するために，国際的な枠組みが定められた京都議定書において，我が国は 2008 年から 2012 年の間に，CO_2 を始めとする温室効果ガスの排出量を 1990 年と比べて 6 %削減する約束がなされている．しかし，実際には温室効果ガス排出量は増加しており，“エネルギー使用の合理化に関する法律”（改正省エネ法），“地球温暖化対策の推進に関する法律”（温対法）のような施策が講じられるなど，更なる省エネルギー化が求められており，マイナス 6 %の目標を達成するためには，より高効率化を追求した機器やシステムの導入が不可欠である．

本報では，比較的エネルギー消費の大きい飲料工場における冷水製造設備の省エネルギー化手法について述べるとともに，その実施例を紹介する．

2. 省エネルギーに対する取組み

当社は，ビル空調や工場プロセスなど，熱源・空調設備に関する多彩なニーズをサポートするため，世界最高レベルの性能（2008 年 4 月現在，当社調べ）を誇るターボ冷凍機を始めとする最新のテクノロジーを駆使し，計画段階から設備導入，そしてアフターサービスに至るまで，お客様の悩みに応えるソリューション活動を“M's Eco & Cool Solutions”と称し展開している．

冷凍機メーカとしてのノウハウと長年にわたって培ってきた豊富な総合技術力で，お客様の多様な熱源設備に対して，それぞれ CO_2 排出量削減，省エネルギー，コスト削減の同時実現を可能とするソリューションを提案する．ソリューション提案の流れを図 1 に示す．

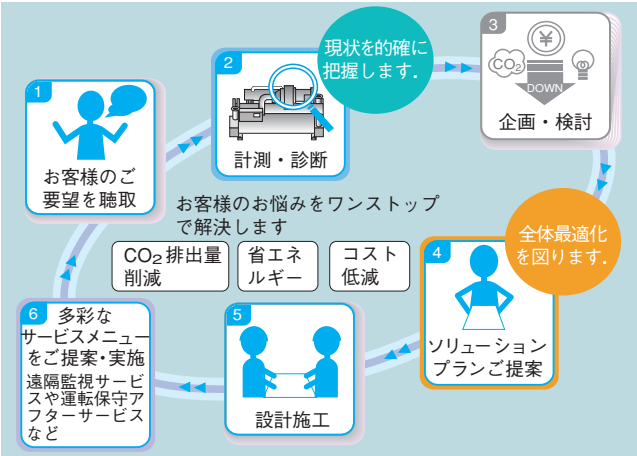

図 1　ソリューション提案の流れ
設備導入後もライフサイクルでお客様をサポートします．

① お客様の悩み，ご要望を聴取
② 現状設備並びにエネルギー消費量を的確に把握するための計測・診断
③ お客様にご提示するソリューションの企画・検討
④ 全体最適化を図るソリューション内容のご提案
⑤ ソリューションプランに基づいた設備の設計・施工
⑥ 試運転から実運用を通しての検証と遠隔監視サービスや運転保守アフターサービスなどの多彩なサービスメニューのご提案・実施

となり，さらに設備導入後もライフサイクルを通してお客様をサポートしていく．

3. 熱源設備の省エネルギー

省エネルギーのための基本的な考え方は，各所に見られるエネルギーのロス（損失）を省き，これまで利用されていなかった自然エネルギーや未利用排熱を有

*1 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主席
*2 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長

効活用することである．

飲料工場では，その生産プロセスにおいて製品の品質や安全性を保つため，加熱と冷却を繰り返す必要があり，それらのために多くの熱エネルギーが消費されてきた．図２は熱の利用状況モデルを示したものであり，左が低温負荷，右が高温負荷を示しており，数段階の温度状況に分かれた各ユーティリティを使用して冷却及び加熱を行っている．従来は，その利便性から蒸気ボイラで発生させた蒸気を用いた加熱や，蒸気吸収冷凍機又は蒸気噴射冷凍機にて製造した冷水を用いて冷却することが多かった．しかしながら，約 170 ℃の蒸気で 60 ～ 80 ℃温水の加熱負荷に対応したり，－ 5 ℃前後のブライン（不凍液）で 15 ～ 30 ℃の冷却負荷に対応するといった温度差による損失があった．また，蒸気吸収冷凍機や蒸気噴射冷凍機は成績係数（COP）すなわち消費エネルギーに対する冷却熱量の比が小さく，多くのエネルギーを消費していた．

図３はそれらの損失を最小にし，熱の有効利用を図る省エネルギーシステムモデルを示す．

冷凍機は成績係数の高いターボ冷凍機を使用し，15 ～ 30 ℃冷却負荷には外気温度を利用したフリークーリングシステムを取り入れている．また，常温排水を熱源に 60 ～ 80 ℃温水負荷に対応するヒートポンプシステムがある．さらに，付帯システムとして，冷水過流量システムや冷却水変流量システムを取り入れている．

3．1　高効率ターボ冷凍機

電力を駆動源としたターボ冷凍機はその COP が高く，CO_2 排出量の少ないシステムである．ターボ冷凍機は，冷媒にオゾン層破壊係数（ODA）＝ 0 の HFC134a を使用しており，地球温暖化係数（GWP）はあるが基本的に密閉サイクルでの使用であり，表１に示すようにライフサイクルでの CO_2 排出量の

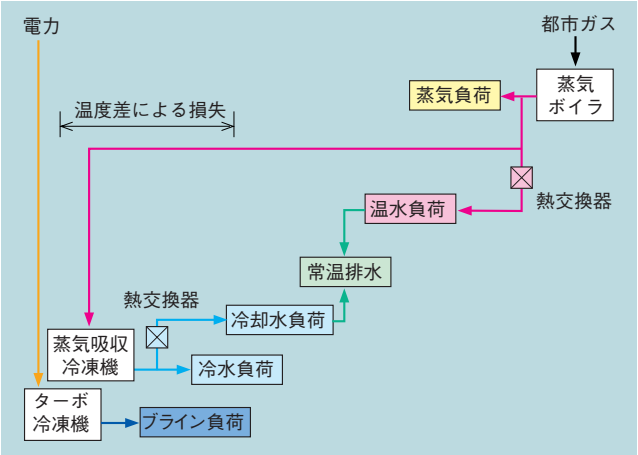

図２　飲料工場における従来の熱利用状況モデル
蒸気ボイラを主体とした熱源構成となっている．

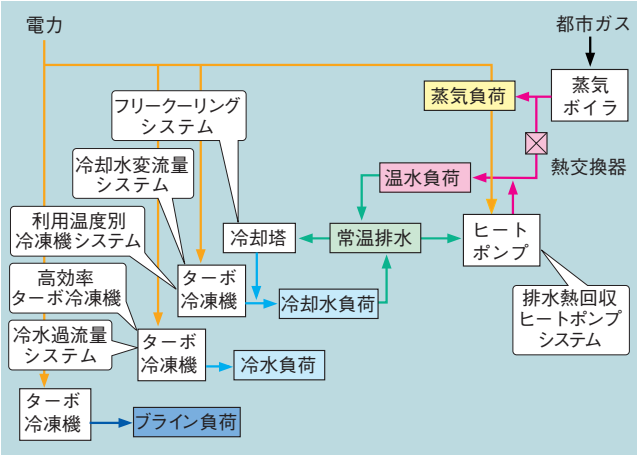

図３　飲料工場における省エネルギー型熱利用状況モデル
ターボ冷凍機を使用し，熱の有効利用を図る．

表１　冷凍機の比較

		密閉型 HFC 134a ターボ冷凍機	アンモニアスクリュー，レシプロ冷凍機	備　　考
冷媒の素性	ODP	0	0	オゾン層破壊係数
	GWP	1300（密閉構造で漏れない）	0	地球温暖化係数
	毒性	なし	あり 許容濃度 25 ppm	
	燃焼性	不燃性	可燃性 爆発限界 16～25%	
技術	COP	6.0 ～ 6.4	4.2 ～ 5.2	成績係数
	構造（シール性）	圧縮機＋電動機は密閉構造で冷媒は漏れない	多少の漏れあり	
	除外設備	不要	防液堤，スクラバ又は散水装置 アンモニア検知器 （高圧ガス保安協会自主基準）	
	メンテナンス性	良い（常時外部より寄り付き可）	悪い（エンクロージャ開放必要あり）	
法規	適用法規	高圧ガス保安法	高圧ガス保安法：可燃性ガス，毒性ガス	
	運転資格（高圧ガス保安法）	ユニット型対応により運転資格者不要 ※	第１種冷凍保安責任者 （但し，60 Rt 未満のユニットは資格者不要）	※３年ごとの高圧ガス保安検査は必要です．
長所短所	長所	ODP ゼロ　成績係数が高い，伝熱性がよい	自然冷媒　ODP，GWP ゼロ	
	短所	GWP 1300	臭気，毒性，可燃性，腐食の問題あり 開放式の場合，冷媒漏れの可能性あり 胴チューブが使用できない	
イニシャルコスト比		100	111	700 Rt クラス冷凍機単体コスト
ランニングコスト比		100	144	保安費用，オーバーホール費用含む
TEWI 比		100	132	総合等価温暖化評価

総合等価温暖化評価（TEWI：Total Equivalent Warming Impact）において自然冷媒を使用した冷凍機と比較して優位である．

$$TEWI = (GWP \times L \times n) + \{GWP \times m \times (1 - \alpha) + (n \times E \times \beta)\}$$

ここで，

L ：冷媒の年間漏洩量 (kg)
n ：冷凍機使用年数（年）
m ：冷媒保有量 (kg)
α ：冷媒回収率 (-)
E ：年間消費電力 (kWh ／年)
β ：発電量あたりの CO_2 排出原単位 (kg-CO_2/kWh)

3．2　利用温度別冷凍機システム

従来は生産設備で必要な最低温度のブライン又は冷水を製造する冷凍機を設置して，空調などの温度レベルの高い負荷にも対応していた．図４はターボ冷凍機の基本的なサイクル線図を示す．サイクルは，① 蒸発器において低圧の冷媒液が蒸発することにより，ブライン又は冷水から熱を奪い，② 蒸発した冷媒ガスは圧縮機で圧縮され高圧になり，③ 凝縮器で高圧の冷媒ガスは，冷却水に熱を与えて凝縮し，④ 膨張弁を通り減圧した冷媒は蒸発器に入り，サイクルを繰り返す．ここで，エネルギーを使用するのが圧縮の行程であり，COP は蒸発行程における熱量と圧縮行程における仕事量の比となる．

温度の低いブライン又は冷水を得ようとすると，蒸発器内の冷媒の圧力を下げる必要があり，その分圧縮機の仕事量が大きくなる．

よって，図５に示すように，それぞれの温度レベルのブライン又は冷水を製造する冷凍機を設置することにより，消費電力の削減が図れる．

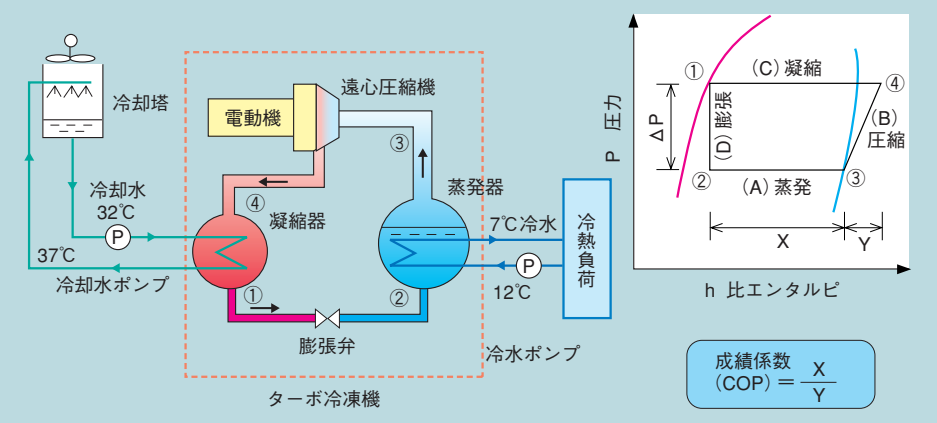

図４　ターボ冷凍機サイクル

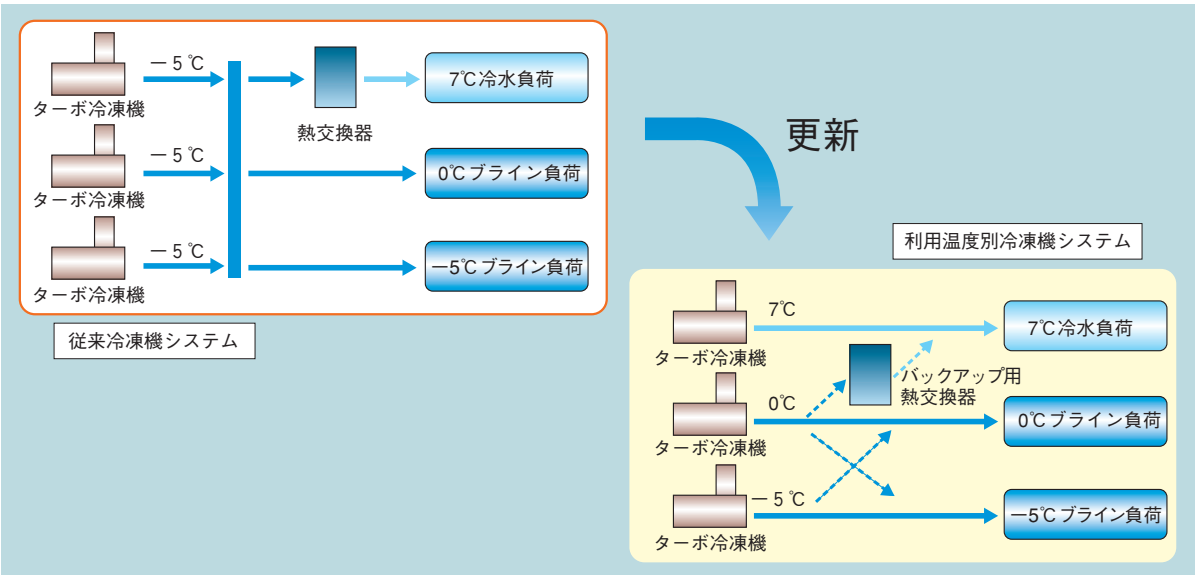

図５　利用温度別冷凍機システム
それぞれの温度レベルに対応した冷凍機を設置することで，消費電力を削減する．

3．3　フリークーリングシステム

フリークーリングとは冷凍機用冷却水の放熱に利用している冷却塔を用いて，冬期に直接冷水を製造するシステムである．システム構成を図６に示す．冷凍機を稼働せずに冷却できるので，条件が合致すればその省エネルギー効果は大きくなる．飲料工場では，中間期から冬季にかけても冷却負荷があり，またその利用温度レベルも 20 ℃前後となり省エネルギーの効果は大きい．

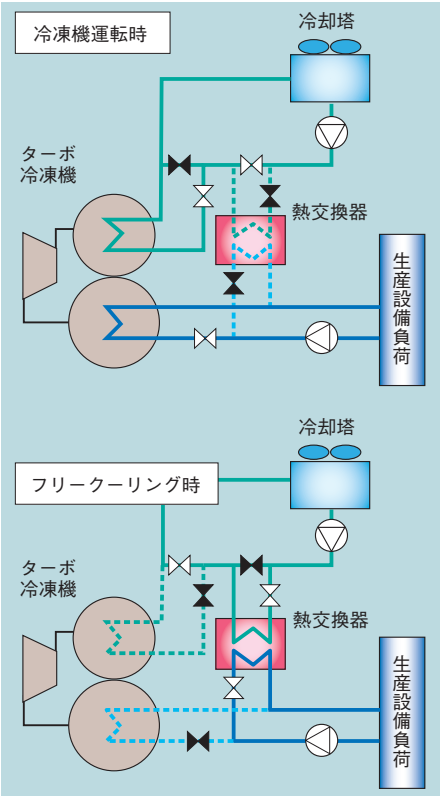

図６　フリークーリングシステム
低外気温を利用し冷凍機を運転せずに冷水を製造する．

3．4　排水熱回収ヒートポンプシステム

冷凍機は蒸発器で冷却することを目的としたシステムであるが，凝縮器における放熱を利用することによって加熱装置として利用できる．それがヒートポンプシステムであり，前述の冷凍サイクルと同様に，蒸発器で取り込んだ熱に圧縮機の仕事量が加えられた熱が放熱されるため，使用エネルギーに対して数倍の熱を得ることができる省エネルギーシステムである．

ボイラ蒸気による温水製造を止め，これまで工場排水として放流していた排水から熱を回収して，電力利用により熱回収ヒートポンプで温水を製造すると，その効果は大きく，図７に示すようなシステムの試算では，ランニングコストで約 30 %，CO_2 排出量で 75 % もの削減が期待できる．

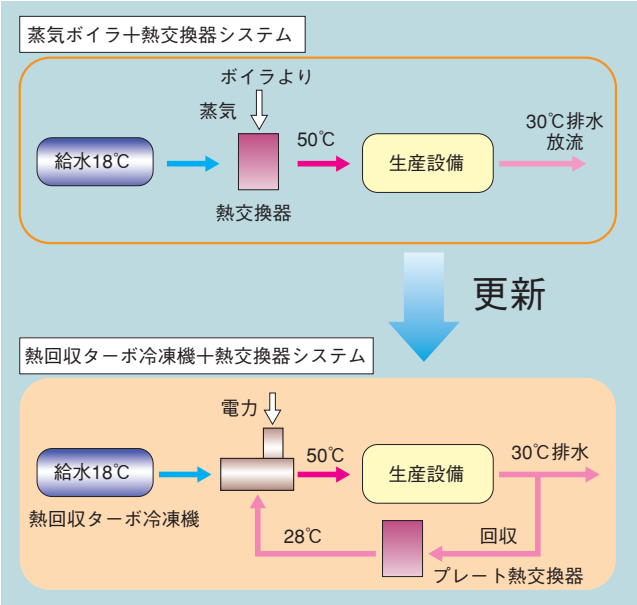

図７　排水熱回収システム
ヒートポンプにより温水を製造する．

3．5　熱媒過流量システム

ブライン又は冷水の供給温度差が計画どおりとならず温度差が小さくなってしまう場合，冷凍機の運転台数は冷水流量によって決定され，必要冷凍機容量に対して過剰な台数の冷凍機が稼働し，冷凍機は COP の低い低負荷状態での運転となり，冷却水ポンプや冷却塔などの動力も冷凍機稼働台数分必要となるため，冷凍機設備としてのシステム COP が低下する．そこで，図８に示すように，定格量以上の冷水流量に対応することで，過剰な冷凍機の追起動を抑制し，エネルギー消費量を削減する．なお，本システムは(株)三菱地所設計と当社との共同出願特許である．

3．6　冷水・冷却水変流量制御

設備負荷の冷水必要流量に対応して送水圧力を調節するために，図９のようにバイパス弁を設置しているケースが多く見られる．この場合，バイパス弁を開くことによって冷水送水ポンプの流量を変化させずに，送水流量を制御しているが，バイパス流量は熱搬送に寄与していないため，その分のポンプ動力はロスとなっていると言える．

冷水ポンプをインバータ駆動することにより，ポンプの回転数を制御できるため，必要な冷水送水量に応じた流量に制御することが可能となる．これにより，送水量に応じた配管圧力損失に抑制され，ポンプ動力を大きく削減することができる．

また，冷凍機の負荷が下がると冷却水への排熱量が下がるが，冷却水流量一定の場合が多い．冷却水流量を可変流量とし冷却水ポンプ動力が削減できる．この場合，冷凍機の圧縮機動力が増加となるため，注意が

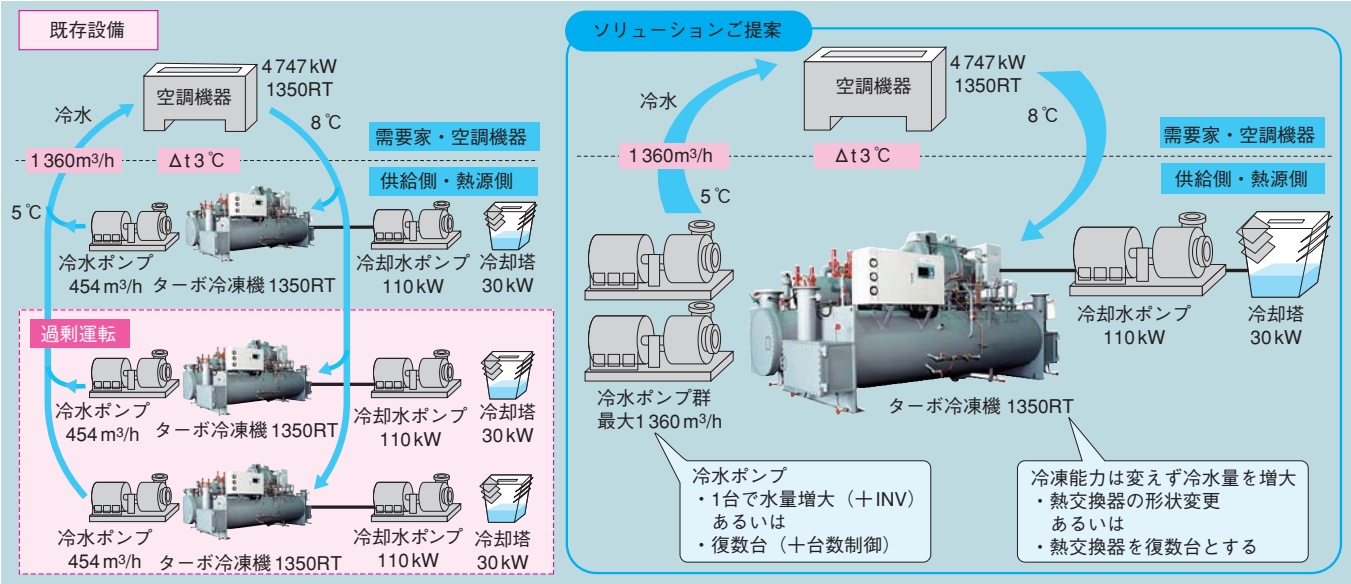

図８　熱媒過流量システム
定格流量以上の冷水を流すことで，追起動を抑制し省エネを図る．

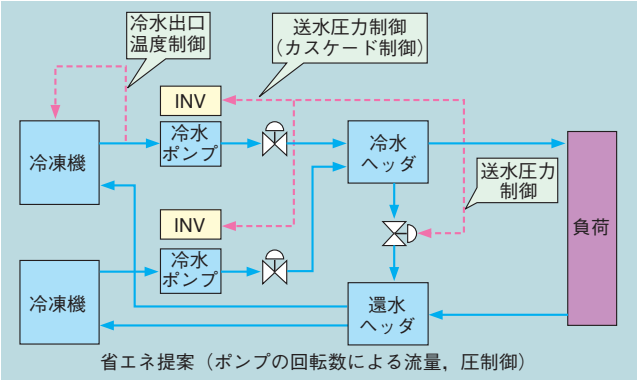

図９　冷水変流量制御
ポンプのインバータ駆動により省エネを図る．

必要である．

4. 省エネルギーソリューション適用事例

適用事例としてサントリー(株)高砂工場における高効率ターボ冷凍機の導入について紹介する．

4. 1 更 新 計 画

サントリー(株)は“人と自然と響きあう”を企業理念として，全工場での燃料，電力の使用量削減と CO_2 など温室効果ガスの排出量削減に取り組まれている．その高砂工場は西日本の清涼飲料の生産・配送拠点として 1999 年に完成した，ウーロン茶・缶コーヒーなどの清涼飲料を製造している“地球環境に配慮した 21 世紀の最新鋭工場”である．

表２に更新前の冷凍機設備の主要緒元を示す．360 USRt の蒸気吸収冷凍機２台で製造した冷水は冷水タンクに一度入り，そこから生産設備の各種負荷熱交換器へ供給されるシステムとなっている．この冷凍機設備は年間 24 時間運転をされており，稼働から７年しか経過していないが一般の空調用に対して倍以上の運転時間であり，性能劣化も認められ，CO_2 削減のためには更新が必要との判断となった．

更新に当たってお客様より現状の運用データを提供頂き，各種冷凍機の運転シミュレーションを比較検討して，図 10 に示すようにインバータ駆動ターボ冷凍機に更新することが最もメリットがある結論を得た．

表２　蒸気吸収冷凍機緒元

お客様呼称	ABS－1，2
型　　式	MDS－40C.B
冷 凍 能 力	1 266 kW（360 USRt）
冷　　水	入口 16.0℃／出口 6.0℃，流量109.0 m³／h
冷 却 水	入口 32.0℃／出口 36.9℃，流量407.0 m³／h
蒸　　気	1 614 kg／h，0.78 MPa (G) 飽和

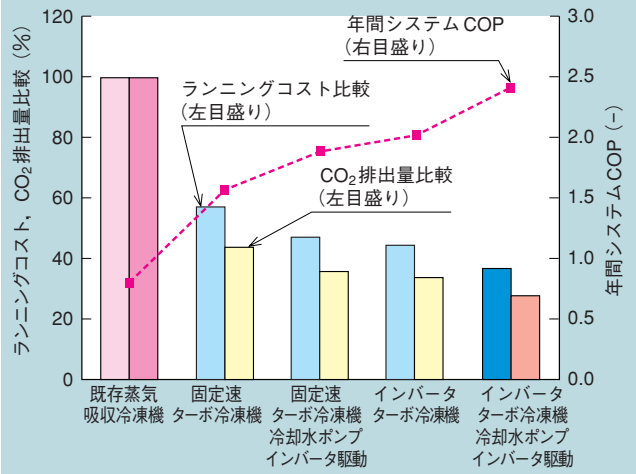

図 10　年間シミュレーション結果
インバータターボ冷凍機と冷却水ポンプインバータ駆動が最適となった．

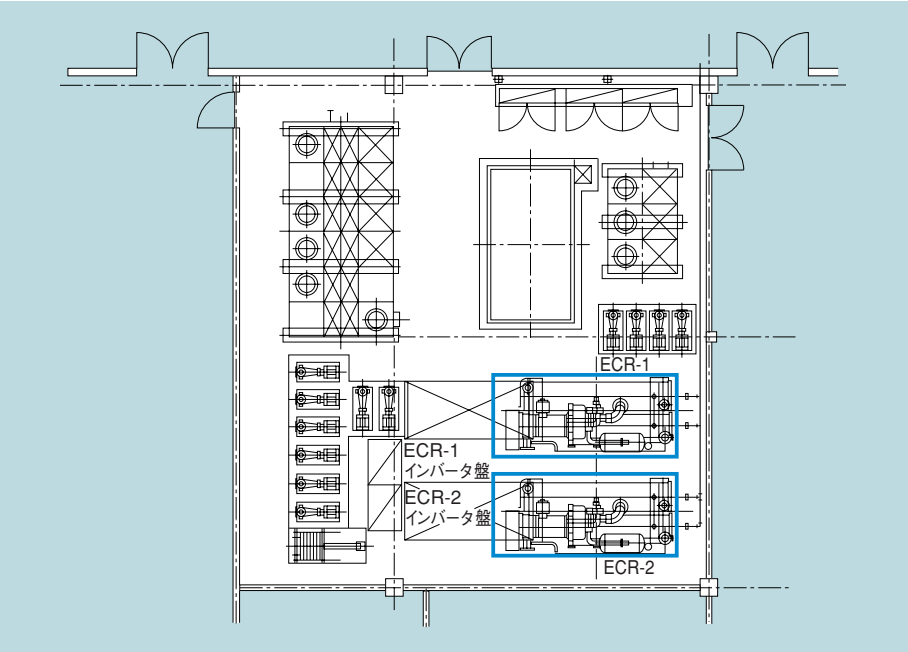

図 11　冷凍機室機器配置

しかしながら，図 11 に示すとおり，蒸気吸収冷凍機が設置されていた冷凍機室は狭あいであり，さらに法的規制の少ない蒸気吸収冷凍機に対して，高圧ガス保安法の適用となるターボ冷凍機は，その周囲に保安用の一定寸法以上のスペースを確保する必要があり，配置上の問題があったが，図 12 に示すように操作盤の位置を熱交換器軸方向の水室上部に設置することにより解決した．

さらに，工場を稼働しながらの更新工事となり，冷水の供給停止期間が 1 週間程度しか確保できないため，2 台のうち 1 台ずつを春と秋の 2 回の工場停止期に分けて更新する工事とした．

また，省エネルギーの面では，既存の蒸気吸収冷凍機用の冷却塔と冷却水ポンプを有効活用し，冷却水温度の低温化を図るとともに，冷却水ポンプを回転数制御することによりポンプ動力の削減を行った．更新後の機器構成を表 3 に示す．

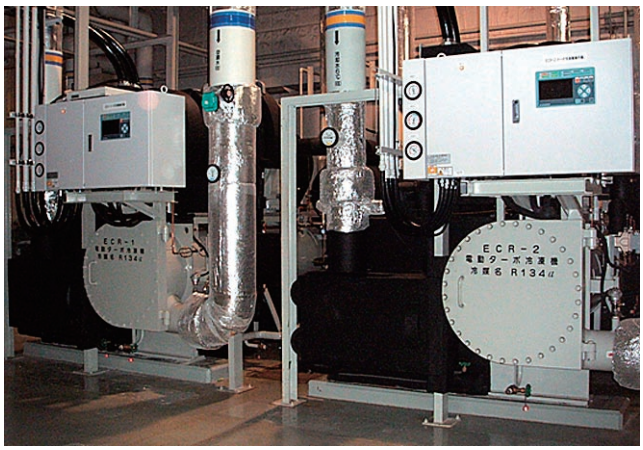

図 12　ターボ冷凍機設置状況

表 3　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
ターボ冷凍機 ECR－1，2	型　式　インバータ駆動電動ターボ冷凍機 冷凍能力　360 USRt（1 266 kW） 冷水条件　入口温度　16℃ 出口温度　6℃ 流　量　108.7 m^3/h 冷却水条件　入口温度　30.5℃ 出口温度　35.5℃ 流　量　258.3 m^3/h	2	231（入力） 196（出力）	インバータ	・冷媒 HFC134a ・冷却水変流量対応 ・ユニット型
冷却塔 CT－1，2	冷却能力　2 508 kW 冷却水条件　入口温度　37.3℃ 出口温度　32.0℃ 流　量　407 m^3/h	2	5.5×6	直入	（既設使用）
6℃冷却水ポンプ CP－1，2	型　式　片吸い込み渦巻き型 流　量　109.0 m^3/h 揚　程　20 mAq	4 (2)	11	直入	（既設使用）
冷凍機冷却水ポンプ CDP－1，2	型　式　片吸い込み渦巻き型 流　量　407.0 m^3/h 揚　程　30 mAq	4 (2)	55	インバータ・直入	（既設使用） 各系統 1 台のみインバータ駆動とする

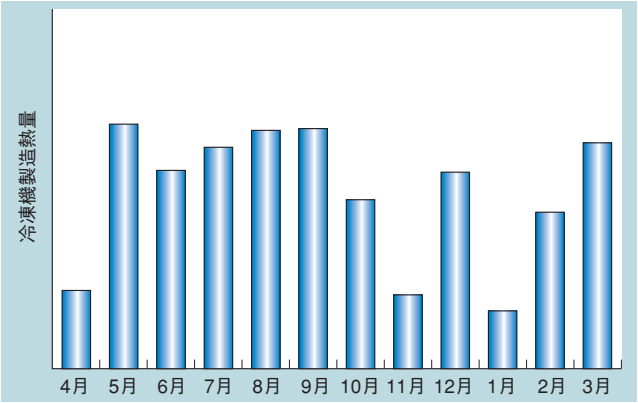

図 13　冷凍機製造熱量

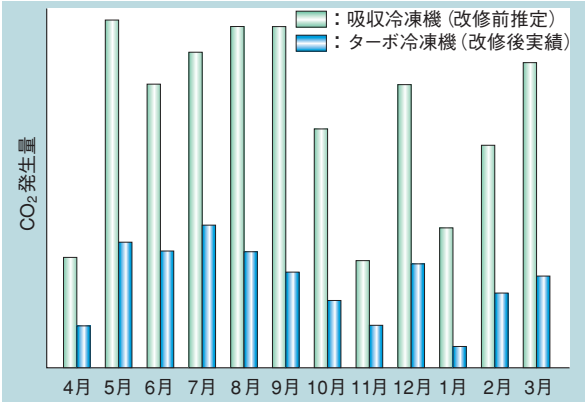

図 15　CO_2 発生量の対比

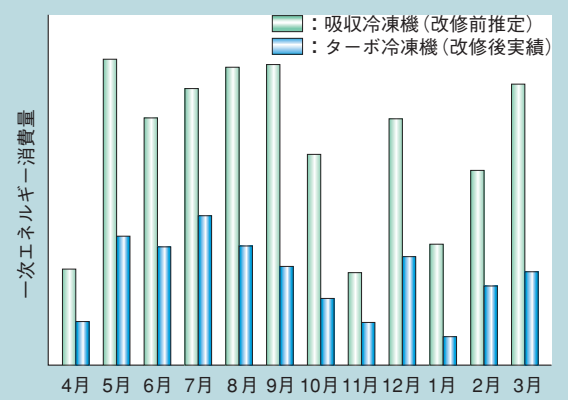

図 14　一次エネルギー消費量の対比

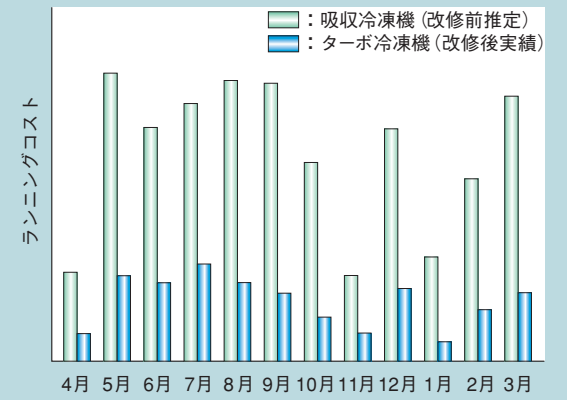

図 16　ランニングコストの対比

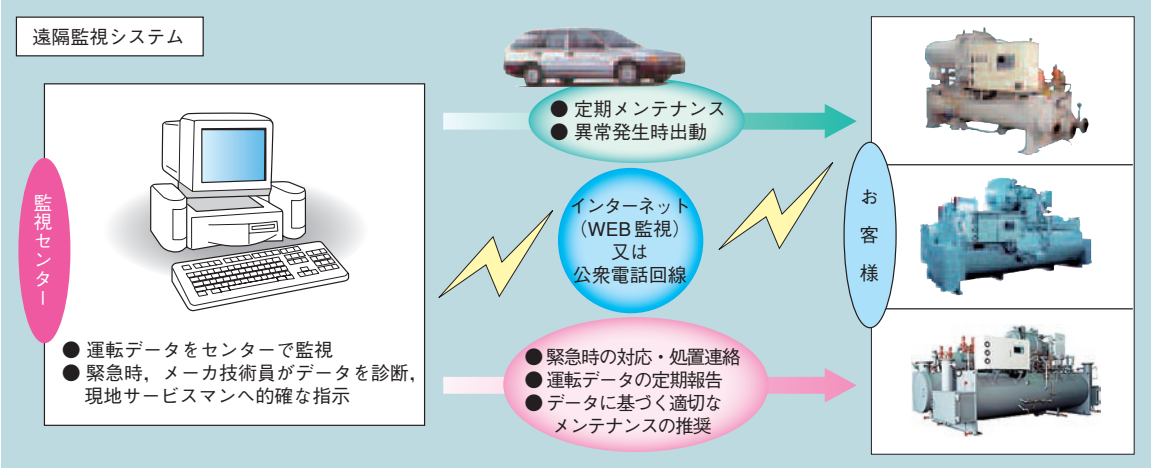

図 17　遠隔監視システム

4．2　更新後の運用状況

図 13 に各月のターボ冷凍機製造熱量を示す．各月の生産品目状況により冷凍機設備の負荷は異なり，冬季でも多くの負荷がかかっている．

図 14 はターボ冷凍機の消費エネルギーを 1 次エネルギー換算し，更新前の蒸気吸収冷凍機を使用した場合との比較を示している．蒸気吸収冷凍機を使用した場合に対し，年間で 1 次エネルギー換算消費量を約 60 %削減できている．特に中間期・冬期の削減量が大きく，インバータターボ冷凍機の特徴である冷却水温度が低い状態での高 COP 特性が表れている．

図 15 は電力消費による CO_2 排出量と蒸気吸収冷凍機を使用した場合の都市ガスによる CO_2 排出量の比較を示す．電力は 1 次エネルギーあたりの CO_2 排出量が小さくなるため，約 65 %もの CO_2 排出量削減となる．

また，図 16 は電力料金と都市ガス料金を比較したものであり，約 70 %ランニングコストを削減できて

いる.

4. 3　遠隔監視システムによる監視

さらに，これらのターボ冷凍機は図 17 に示す当社の遠隔監視システムに接続されており，24 時間監視センターにおいて運転を監視するとともに，冷凍機に異常があれば速やかに対応できるようになっている.

また，毎月の運用状況をレポートし，よりよい運用となるようアドバイスも行っている.

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，飲料工場における冷水製造設備の省エネルギー化手法について述べた.

蒸気吸収冷凍機から高効率ターボ冷凍機への更新の事例として，サントリー(株)高砂工場では，CO_2 排出量の約 65 %削減とランニングコストの約 75%削減を実現された.

これからも，お客様にマッチしたソリューションメニューで工場設備の省エネルギー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頂きましたサントリー(株)高砂工場の桂田課長ほか工場の皆様に謝意を表します.

澁谷誠司

西崎太真