

ターボ冷凍機を用いた熱源システムの最適制御とその適用

Optimal Control Method and Application for Heat Source System by using Centrifugal Chillers

三菱重工業株式会社 冷熱事業本部

Mitsubishi Heavy Industries, LTD. Air-Conditioning & Refrigeration Systems Headquarters

上田 憲治

Kenji UEDA

キーワード：ターボ冷凍機 (Centrifugal chiller), 熱源システム (Heat Source System)
最適制御 (Optimal Control), 省エネルギー (Energy Saving)
運転支援サービス (Operation Support Service)

1. はじめに

ターボ冷凍機は大容量熱源であり、冷水のみならず零度以下の低温熱媒、若しくは温水を精密に温度制御した上でユーザに供給可能な熱源機である。従来、その特徴から地域熱供給事業者、工場熱源システムユーザ、大規模一般空調ユーザに多く採用されていたが、近年は吸収冷温水機の代替熱源としての使用も多く、更には温熱源への適用も広がりつつある。ターボ冷凍機は他熱源機と比較して省エネルギー性に優れる点から広く適用されるようになってきたが、近年は機器の高効率化に加え、年間を通して高性能な運転を行うことができるようサポートする技術も開発している。

本稿では、ターボ冷凍機を用いた熱源システムの補機を含めた最適制御手法について述べるとともに、これらを実用化した運転支援技術について説明を行い、更なる省エネルギー運転の可能性を紹介する。

2. 冷凍機最適制御

2. 1 冷凍機の最適負荷^{1),2)}

上述の通りターボ冷凍機は、一般空調など様々な規模や分野で導入が進んでいる。特にインバータターボ冷凍機(以下インバータ機)は、部分負荷時の飛躍的な性能向上が注目されており数多く採用されている。また運用面では、できるだけ性能の高い領域で運転したいというニーズ、若しくは運転できないかという問合せがあった。一方で、冷却水温度ごとに最高COPとなる負荷率が異なるなど、従来の固定速ターボ冷凍機(以下固定速機)の制御を踏襲した手法でインバータ機を制御するには課題があった。そこで、逐次変化する運転条件に対して簡易にインバータ機の最適負荷を算出する手法の開発を行った。

遠心式圧縮機は内部のガス流れが最適となる固有の設計点を有しており、その設計点は(2.1)式、(2.2)式に示す流量係数、圧力係数の2つの無次元数で表すことができる。遠心式圧縮機の機器特性に着目すれば、インバータ機は、(2.1)式より冷凍能力に伴う圧縮機吸込風量の変化に比例して圧縮機回転数を制御すること[(2.4)式]、(2.2)式より冷却水温度と冷水温度の差に伴う断熱ヘッド変化の0.5乗に比例して圧縮機回転数を制御することにより[(2.5)式]、少なくとも一方の無次元数を最適な設計点に維持制御することができる。しかし圧縮機吸い込み風量が小さい領域では、(2.5)式から算定される圧縮機回転数 N_5 が(2.4)式から算定される回転数 N_4 を上回る条件があり、回転数制御に加え入口ベーン制御が必要となる。入口ベーン制御は損失を伴う制御であり、COPが低下する。

$$\phi = \frac{Q_{st}}{\frac{\pi}{4} D^2 u} \quad \dots\dots (2.1) \quad \mu_{ad} = \frac{g H_{ad}}{u^2} \quad \dots\dots (2.2) \quad u = \pi D N \quad \dots\dots (2.3)$$

$$N_4 = \frac{4 \cdot Q_{st}}{\pi^2 D^3 \phi} \quad \dots\dots (2.4) \quad N_5 = \frac{1}{\pi D} \sqrt{\frac{g \cdot H_{ad}}{\mu_{ad}}} \quad \dots\dots (2.5)$$

ϕ : 流量係数[-], μ_{ad} : 圧力係数[-], u : 羽根車周速 [m/s], N : 羽根車回転数[rps]

Q_{st} : 圧縮機吸込風量 [m³/s], H_{ad} : 圧縮機断熱ヘッド [m], D : 羽根車外径 [m]
 u : 羽根車周速 [m/s], g : 重力加速度 [m/s²]

上述の式を用いて圧縮機回転数制御の適正さに基づく適正運転領域を提案することができるが、回転数が冷凍機の内部制御変数であるため実用的ではない。そこで一般的に計測可能な冷凍能力と冷却水温度の冷凍機使用条件を変数として整理することとした。遠心式圧縮機の特性(2.4)式と(2.5)式から回転数を含まない(2.6)式を導出し、インバータ機の適正運転領域について考察する。考察は、実機(定格冷凍能力 530USRt)での COP 計測結果を用いて行った。

$$\left(\frac{H_{ad}}{\mu_{ad}}\right) = k \left(\frac{Q_{st}}{\phi}\right)^2 \dots\dots (2.6) \quad k = \frac{16}{g \cdot \pi^2 \cdot D^4} \dots\dots (2.7)$$

まず、冷却水入口温度 32℃、冷凍能力 100%の点を遠心式圧縮機の適正運転点と仮定し、相当する H_{ad}, Q_{st} と設計点 μ_{ad}, ϕ とを(2.6)式に代入し $k = k_{100}$ を求めた。さらに $k = k_{100}$ を用い、各冷却水温度の最高 COP を示す計測点の断熱ヘッド H_{ad} から式(2.6)より風量 Q_{st} と相当する各々冷凍能力を求めた。冷凍能力 80%, 60%についても同様に k_{80}, k_{60} を求め各冷却水温度の最高 COP を示す計測点の断熱ヘッド H_{ad} から各冷凍能力を求めた。図-1 に k_{100}, k_{80}, k_{60} から求めた各冷凍能力を各最高 COP の点にプロットし、それぞれを滑らかに結び 100%基準線、80%基準線、60%基準線として示した。算定された各冷凍能力は () 内に数値を記載した。

最高 COP は下線をつけて示した。インバータ機の特微的な COP 特性は、遠心式圧縮機の機器特性を強く反映したものであり、定数である設計点 μ_{ad}, ϕ と特定の冷却水温度と冷凍能力を基準とし得られる k を用いると、熱力学的理論 COP と乖離の少ない領域や COP ピーク点を平易に推定できるといえる。具体的に冷凍機の運転を考えると、COP ピークとなる k_{80} から導出される各冷却水温度における冷凍能力(80%基準線が相当)を狙い冷凍機を台数制御することに相当する。また、 k_{60} から導出される冷凍能力(60%基準線が相当)以上で冷凍機を運転することは各冷却水温度の 100% 負荷時の COP を下回ることなく、かつ COP ピーク点に値が近接していることから妥当であるといえる。

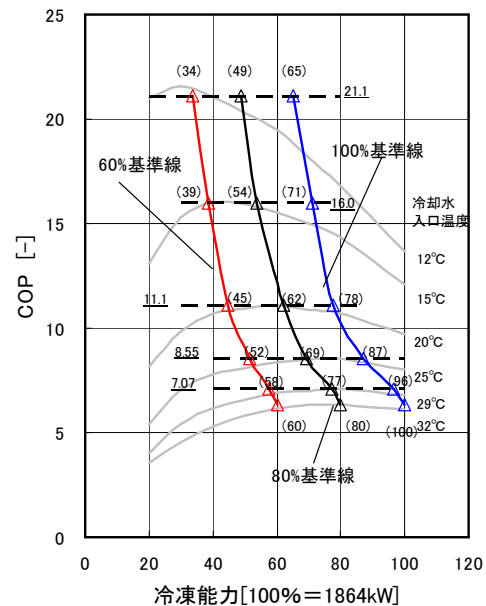


図-1 ターボ冷凍機の適正運転領域

2. 2 冷凍機の性能推定³⁾

ターボ冷凍機の性能特性を知ることは、最適制御や運用手法の評価検証に用いることができるなど、非常に有用である。しかし広い条件でターボ冷凍機の性能を特定するには、各点で収束計算が必要であり、さらに性能特性を算定できる手法を用意できたとしても計算負荷が大きく、簡易に算定することができなかった。そこで、インバータ機、固定速機について、ターボ冷凍機の作動原理に基づいた部分負荷性能の簡易推定手法を開発した。

(1)性能推定手法

性能推定手法は、図-2 のようにインバータ機、固定速機ともに推定を行う運転条件(冷水出口温度、冷凍機負荷率、冷却水入口温度、冷却水流量)から理論的に達成可能な COP を算定し、ベーン制御やホットガスバイパス(以下 HGBP)弁制御等による損失を与えることで求められる。

適用範囲を表-1 に示す。一般的な空調用熱源システムの実運用で考えられる、冷水温度、冷却水温度、部分負荷領域で推定が可能である。

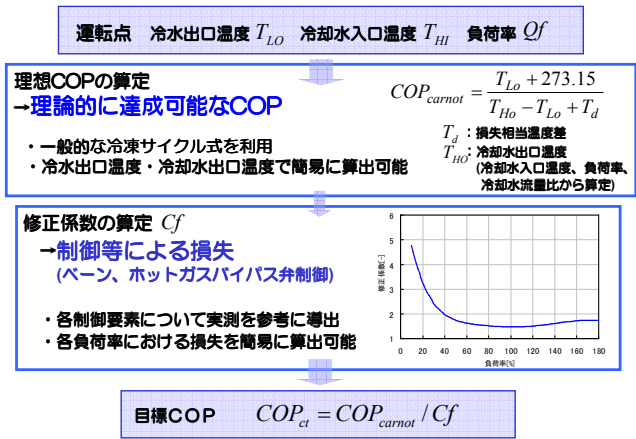


図-2 性能推定手法の流れ

表-1 推定手法の適用範囲

		インバータ機	固定速機
定格冷凍能力	[USRt (kW)]	230~2000 (809~7032)	
冷水出口温度	[°C]	5~11	
部分負荷率	[%]	20~100	
冷却水出入口温度	[°C]	冷却水出口温度 ≥ 13°C 冷却水出口-冷水出口 ≥ 5°C	

(2) 実測値との比較

インバータ機(定格冷凍能力 400USRt), 固定速機(定格冷凍能力 1000USRt)で冷水出口温度, 冷却水入口温度, 冷凍機負荷率を変化させて算定した推定値と実測値の比較を行った. 冷水出口 9°Cでは, 実測値との比較は冷却水入口温度 13°Cと 25°Cのみである.

図-3a, 図-3bにインバータ機, 図-4a, 図-4bに固定速機の比較を示す. 点線が推定値, 実線が実測値である. ほとんどの領域で実測値とよく合致しており, 実用的な運転条件で適用可能であることが確認できた. インバータ機では平均的な差は約 1.5%(定格動力換算), 冷水出口温度と冷却水出口温度の差が小さい領域では 2.8%(定格動力換算)であった.

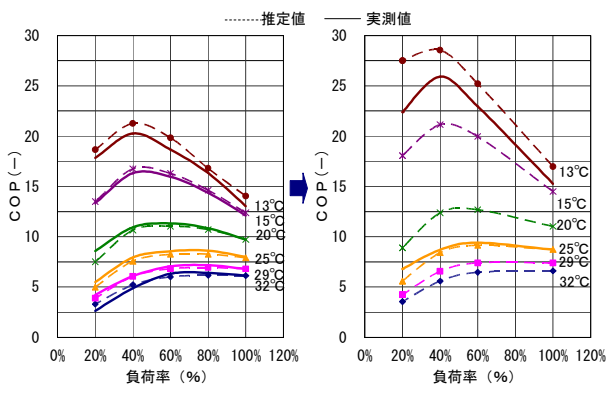


図-3a 推定値と実測値の比較(COP)
 (左: 冷水 7°C, 右: 冷水 9°C)

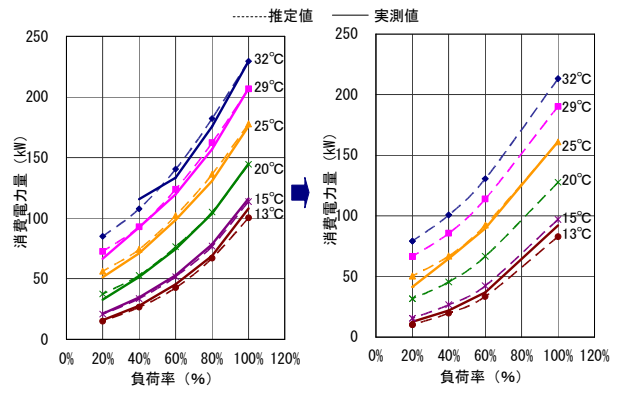


図-3b 推定値と実測値の比較(消費電力量)
 (左: 冷水 7°C, 右: 冷水 9°C)

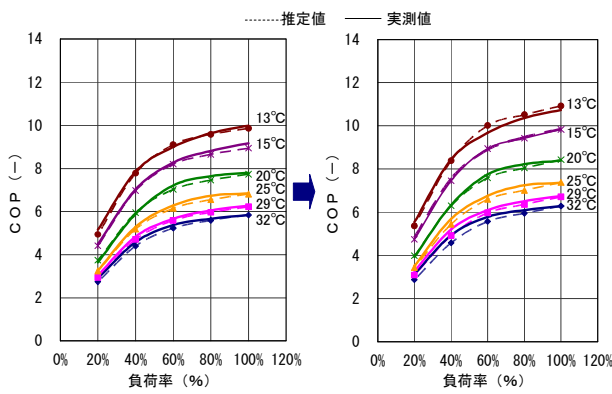


図-4a 推定値と実測値の比較(COP)
 (左: 冷水 5°C, 右: 冷水 7°C)

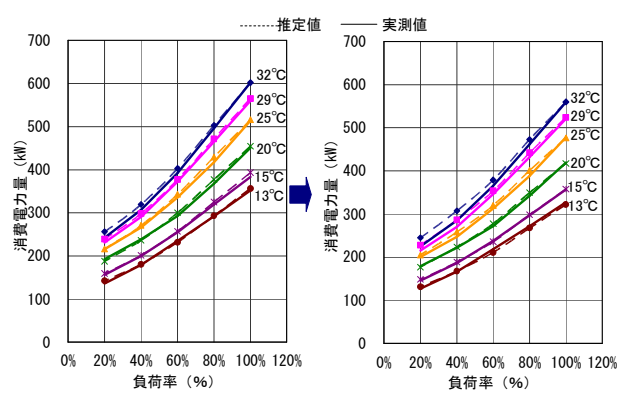


図-4b 推定値と実測値の比較(消費電力量)
 (左: 冷水 5°C, 右: 冷水 7°C)

3. 熱源システム最適制御

熱源システムの省エネルギーを達成するためには、ターボ冷凍機をはじめとする熱源機だけでなく、冷水・冷却水ポンプや冷却塔など補機のエネルギー消費量低減も重要である。但し、冷却水ポンプのエネルギー消費量低減のために冷却水変流量制御を行えば、冷却水温度が上がり熱源機のエネルギー消費量が増加するように相互に影響を与える。そこで、シミュレーションを用いて各補機制御が有効な領域や外気条件との相関性の把握を行い、熱源システム全体で最適な制御手法の考察を行った。

3. 1 熱源システム COP

表-2 に示すような冷凍機 1 台の単純な熱源システムについて定量的評価を行った。冷凍機 1 台に冷却塔 1 台、冷水ポンプ、冷却水ポンプはそれぞれ 2 台で台数制御を行う構成とした。補機制御の種類は、冷水変流量制御、冷却水変流量制御、冷却塔容量の増大とし、表-3 の Level[0]～Level[4]の組合せでシミュレーションを行った。

熱源システム COP は(3. 1)式のように、冷凍機の実出力から冷水ポンプの熱入力を引いた熱量を、冷凍機、冷水ポンプ、冷却水ポンプ、冷却塔ファンのエネルギー消費量の和で除したものとする。

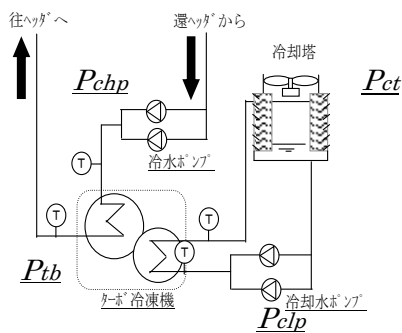


図-5 熱源システム構成

$$COP_{sys} = \frac{Q_{tb} - \eta_{mp} \cdot P_{chp}}{P_{tb} + P_{chp} + P_{clp} + P_{ct}} \quad \dots\dots (3. 1)$$

Q_{tb} : ターボ冷凍機の冷熱出力[kW]

P_{tb} : ターボ冷凍機エネルギー消費量[kW]

P_{chp} : 冷水ポンプエネルギー消費量[kW]

P_{clp} : 冷却水ポンプエネルギー消費量[kW]

P_{ct} : 冷却塔 (ファン動力相当) エネルギー消費量[kW]

η_{mp} : ポンプ用モータの効率 [-]

表-2 熱源システムの定格仕様

冷凍機	冷凍能力	3516kW (1000Rt)
	冷水温度	14°Cin / 7°Cout
	冷水流量	604.8m ³ / h
	冷却水温度	32°Cin / 37°Cout
	冷却水流量	703.4m ³ / h
	定格 COP	6.13
冷却塔	充填材高さ	2.3m
	冷却塔幅	9.2m
	正面風速	1.98m/s
	ファン動力	24.4kW
冷水ポンプ	ポンプ動力	27.5Kw×2
	ポンプ効率	0.6
冷却水ポンプ	ポンプ動力	32kW×2
	ポンプ効率	0.6

表-3 省エネルギー手法の概要

	冷水ポンプ	冷却水ポンプ	冷却塔容量
Level-[0]	定流量(100%)	定流量(100%)	100%
Level-[1]	変流量 (冷水需要量に 合わせて 変流量制御)	定流量(100%)	
Level-[2]		変流量 (100%→40%) (5%ずつ)	
Level-[3]	変流量 (100%→40%) (5%ずつ)	定流量(100%)	100%
Level-[4]		変流量 (100%→40%) (5%ずつ)	200%
			300%

3. 2 熱源システム性能特性⁴⁾

冷却水に関する制御は冷凍機の冷却水温度に影響を与えるため、それぞれについて、外気湿球温度と冷凍機負荷率(熱源システム負荷率)をパラメータとし、COP、COPsys を表示した。

(1)基準システム Level-[0] (省エネルギー手法なし)

COP、COPsys の算定結果を図-6a、図-6b に示す。COP は同一湿球温度では負荷の低下に伴い上昇する特性があり、その特性は冷水温度が高いほど顕著である。さらに各冷水温度において、ほとんど全ての領域の COP

がその冷水温度の定格点 COP を下回らないことが確認される。また、湿球温度の低下に伴い COP は上昇し、冷水温度が高いほどその傾向は著しい。

一方、COP_{sys} は湿球温度の低下に伴い上昇するが、同一湿球温度において負荷率 60% 付近をピークに下回る負荷域で COP_{sys} の低下が著しい。これは、熱源システム全体に占める補機電力消費量の割合が大きくなるためであると確認されており、補機動力低減のための工夫が重要であることがわかる。

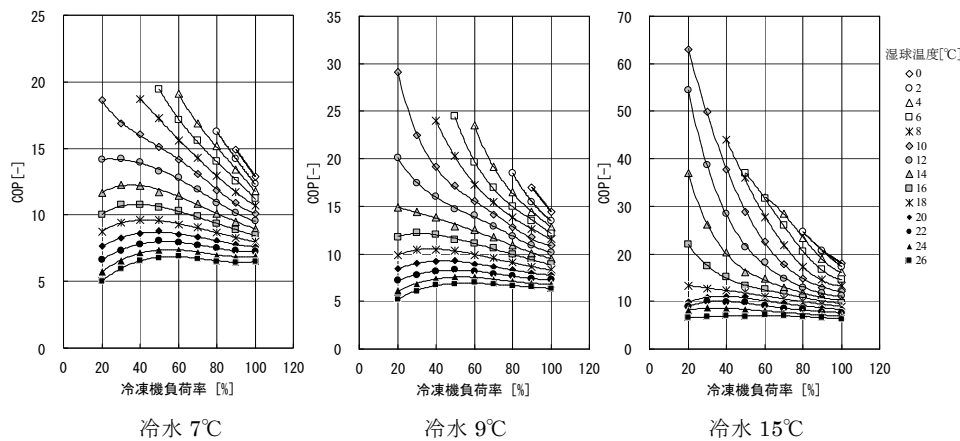


図-6a 性能特性 (Level-[0]・冷凍機 COP)

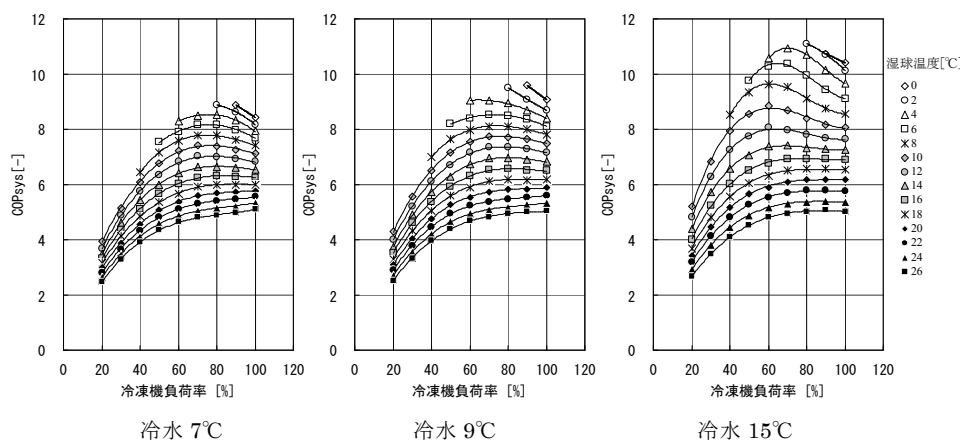


図-6b 性能特性 (Level-[0]・熱源システム COP)

(2) 冷水・冷却水変流量制御 Level-[1], Level[2]

冷熱負荷に合わせた冷水変流量制御は、熱源機の性能に影響を与えることなく熱源システムのエネルギー消費量低減効果が期待でき、算定結果も負荷率 100% を除く全ての負荷域で COP_{sys} の改善効果が確認された。

一方、冷却水変流量制御は、冷却水流量の減少に伴い冷却水出口温度が上昇するため、冷凍機の COP は低下する。しかし、COP_{sys} に注目すると、全領域において改善されていた。また、最適な冷却水流量は冷凍機部分負荷率が低くなるに従い小さくなり、最小冷凍機負荷率 20% で冷却水流量 50% と最小となっている。さらに、外気湿球温度の低下に伴いわずかに最適な流量が約 10% 程度低い側にずれる特徴を示す。これら算定結果は最適制御により COP_{sys} が向上する可能性を示すものであって、適切な冷却水流量でない場合、COP_{sys} は低下する場合があることを意味する。

(3) 冷却塔の台数制御 Level-[3]

冷却塔容量を大きくすると、湿球温度基準の冷却水温度が低下し冷凍機電力消費量の減少が期待できる一方で、ファンの電力消費量が増大する。つまり冷凍機負荷率と湿球温度の領域によって高い COP_{sys} を期待できる冷却塔容量を持つということになる。そこで冷却塔容量それぞれ 100%, 200%, 300% について COP_{sys} の算定を行い、COP_{sys300%}, COP_{sys200%}, COP_{sys100%} のうち最も高い値を冷凍機部分負荷率と湿球

温度の各点にプロットした(図-7)。

まず,冷水温度 7°Cの結果では, 湿球温度が 10°Cを下回ると冷凍機負荷にかかわらず冷却塔容量 300%が COPsys を最も高くでき, 湿球温度が 10°Cを上回る領域では冷凍機負荷率が 60%を超える領域では容量 200%, 60%以下では容量 100%となる特徴が見出された. つまり冬期や中間期で湿球温度が低い場合, 部分負荷率に関わらず冷却塔容量 200%を超える増台は省エネルギーに効果があるが, 夏期の昼間のように湿球温度が高く負荷率も高い条件では, 冷却塔容量増大による冷却塔ファン消費電力量の増加と冷凍機消費電力量の減少とのバランスから 200%を超えての冷却塔容量増大は適切でないと言える.

次に, 冷水温度 10°C, 15°Cの結果では, 冷却塔 300%の閾値となる湿球温度が 11°C, 14°Cとそれぞれ上昇している. しかし, 容量 100%と 200%の冷凍機負荷率の閾値は, 負荷率 60%と変わらないことが確認されている.

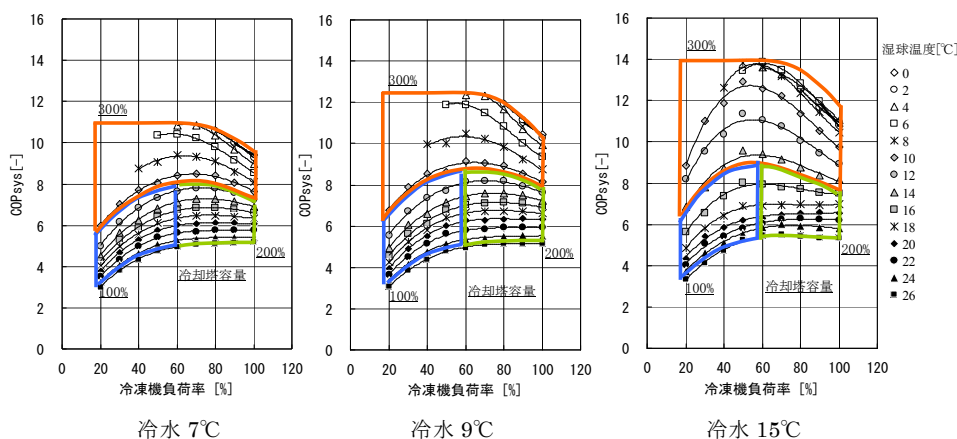


図-7 最高システム COP となる冷却塔容量の分布 (Level-[3])

(4) 冷却塔容量増大と冷却水変流量制御 Level-[4]

Level-[4]の算定では, すべての手法を適用しシミュレーションを行い, COPsys と各パラメータの最適値を図-8 に示す.冷却塔容量増大, 冷却水減流量, 冷水減流量制御の組み合わせは, 図-8 に示すとおり効果的に COPsys 向上に作用し, 図-7 に示された Level-[3]の性能特性をさらに良化させている.冷水温度7°Cの結果では, COPsys は負荷 50%以下の領域, さらに低湿球温度域で改善が顕著である. 冷却塔増段閾値は外気湿球温度, 負荷率とも Level-[3]で得られた値と同じである. また, 冷却水減流量の最適値は Level-[2]で得られた値とほぼ同じである. これらの傾向は, それぞれ冷水 10°C, 15°Cの算定結果の比較においても同様であるといえる.

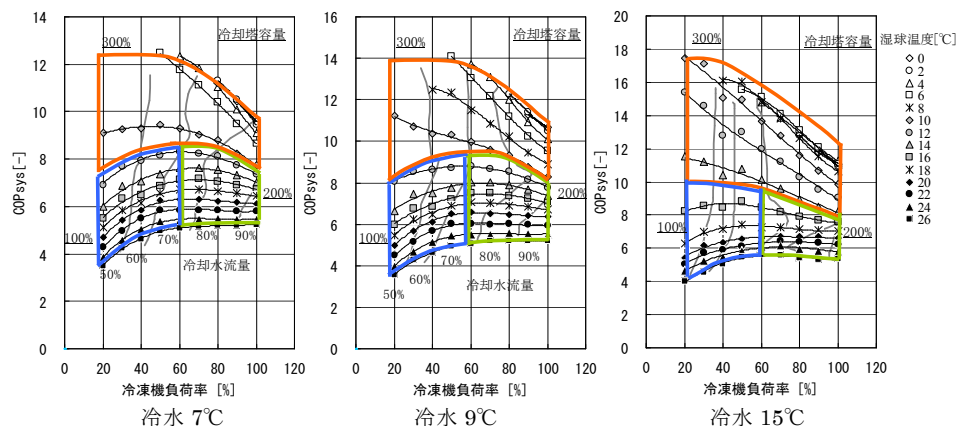


図-8 最高システム COP となる冷却塔容量・冷却水流量の分布 (Level-[4])

3. 3 新たな運転手法

熱源システムを制御する上で, 複数の要素をどのように関連させ, 運転させてゆくかは非常に重要である. 一方で前述したシミュレーションの検証評価において, 重要な指標がそれぞれ独立して良好な特性を示してい

ることが確認されたため、非常に平易で単純なアルゴリズムの構築が可能である。そこで、外気条件(湿球温度)、冷凍機負荷率から決まる平易な運転手法のアルゴリズムとして図-9を提案する。

負荷、外気条件から冷凍機の台数を決定し、冷水流量、冷却塔台数、冷却水流量を求める。冷水流量は、冷水需要に合わせてポンプの変流量制御を行う。冷却塔は、それぞれが冷却水のヘッダ配管で接続され切替弁を有した連結された冷却塔を想定している。図-7の冷却塔容量の適正運転領域を元に、湿球温度と冷凍機負荷率から冷凍機1台あたりの冷却塔容量を決定する。ただし、冷却塔容量の合計が設置冷却塔容量の合計を超える場合は、設置冷却塔容量の合計を冷凍機起動台数で除し冷凍機1台あたりの冷却塔容量とする。

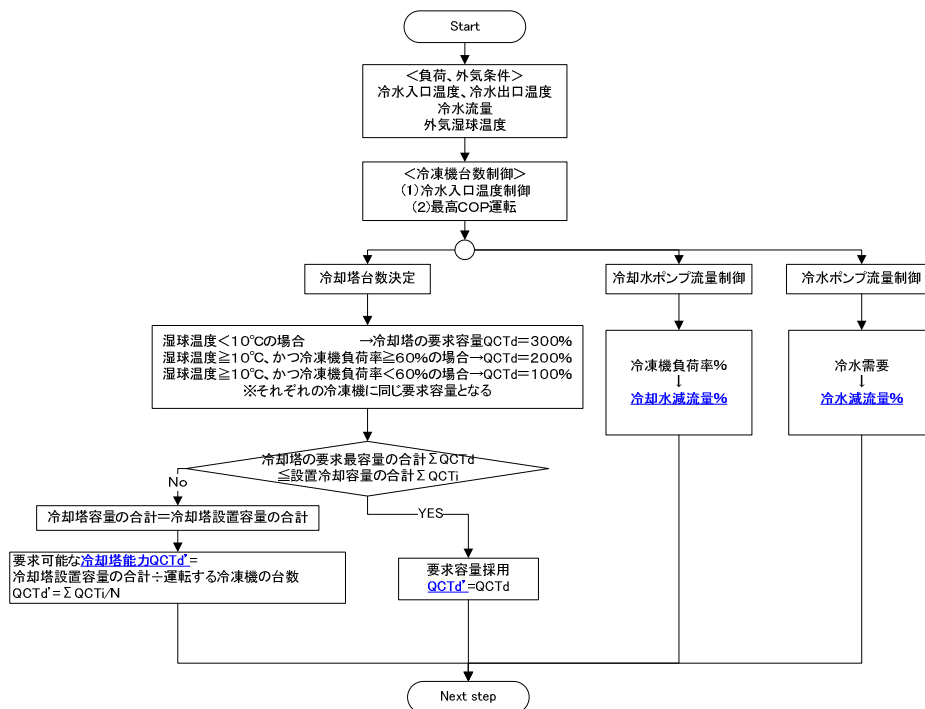


図-9 補機制御のアルゴリズム(冷水 7°Cの場合)

4. システム制御への適用^{5), 6)}

従来、ターボ冷凍機へのユーザニーズの多くは高効率化と安定運用に対するものであった。しかし、近年は、ターボ冷凍機が高効率な状態での安定運用に加えて、以下のようにニーズが多様化している。

- ① 簡便に高効率な機器・補機制御をしたい
- ② 運転データの閲覧・性能評価をしたい
- ③ フィードバック評価により最適運用を決定したい

これらのニーズに対し、当社は熱源システムを“継続して、簡単に、性能よく”運用できる技術の開発、実用化に日々努めている。

4. 1 システム制御ツール

(1) 制御ツール概要

「簡便に高効率な機器・補機制御をしたい」というニーズに対して、熱源システムを簡単に一括制御することが可能な制御ツール(当社ではエネコンダクタと称している)を開発した。これは、前述のシステム制御を理論に基づき行い、熱源システム全体の COP 向上を狙ったものである。本制御ツールを適用したケースの省エネルギー効果の試算例を図-10に示す。表-4に示す熱源システムの機器構成で年間 24 時間 365 日の工場負荷を想定し、制御ツールによるシステム最適制御の有無でのシミュレーションを行った。冷水/冷却水変流量制御、冷却塔風量制御の適用により、冷凍機運転効率率は約 9%低下するものの、補機(冷水ポンプ、冷却水ポンプ、冷却塔)の消費電力が大幅に低減可能となり、システム効率を約 26%も向上させることが可能となる。熱源機自体の性能

が向上し、熱源システムのエネルギー消費量に占める補機の比重が大きくなっている現状では、システム COP の向上に対して非常に有効であることが確認できる。

表-4 試算条件

ターボ冷凍機 (インバータ駆動)	台数	3 台
	冷棟能力	1000 USRt
	定格 COP	6.1
冷却塔	台数	3 台
	消費電力	7.5kW × 4
冷水ポンプ	台数	3 台
	消費電力	37kW × 2
	効率	0.75
冷水ポンプ	台数	3 台
	消費電力	45kW × 2
	効率	0.75

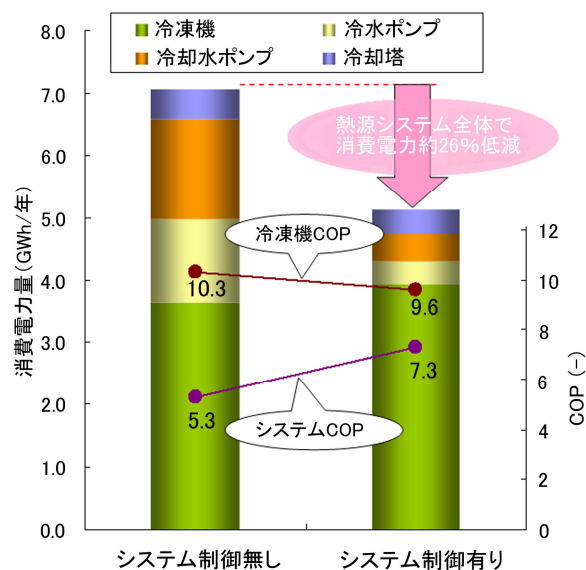


図-10 効果試算例

(2) 適用事例

当社のシステム(エネコンダクタ)はこれまで複数の熱源システムに導入され、稼動している。本製品の持つ制御機能とその適用状況を表-5に示す。各制御機能は独立して適用することで、様々な熱源システムのニーズに合致させることができる。将来的な熱源システムの改修による制御機能の追加には、パラメータ変更のみで対応可能であり、柔軟な拡張性は部分的な省エネ改修にも有効である。

表-5 制御機能と適用状況

No.	場所	用途	制御機能					
			冷凍機 台数制御	冷水 変流量	冷却水 変流量	冷却塔	冷水 バイパス弁	冷却水 バイパス弁
A	関西	一般空調			○			
B	関西	工場プロセス	○		○	○		○
C	関東	工場プロセス			○	○		○

※○は適用していることを示す

4. 2 運転データを用いた運転支援ツール

(1) 運転支援ツール概要

「運転データの閲覧・性能評価をしたい」、「フィードバック評価により最適運用を決定したい」というニーズに対し、図-11のような運転支援ツールの構築を進めている。本運転支援ツールは、ターボ冷凍機の運転データをリアルタイムでWeb上に収集することで、ユーザは常時、冷凍機の運転状態を閲覧することができる。また、上述の性能推定手法を用い運転状態を比較することで、リアルタイムで冷凍機や設備の調整不足が見えてくる。

さらにWeb上に蓄積されたデータを用いて、性能劣化・性能低下といった経年評価や、過去データ(外気条件、冷暖房負荷、熱源機・補機の運転状態)の傾向からより省エネルギーとなる運転手法の提案等が平易に行えるよう改良を進めている。そして、これらの情報をユーザとメーカーで共有することで、双方向のサポートシステムの確立を目指している。

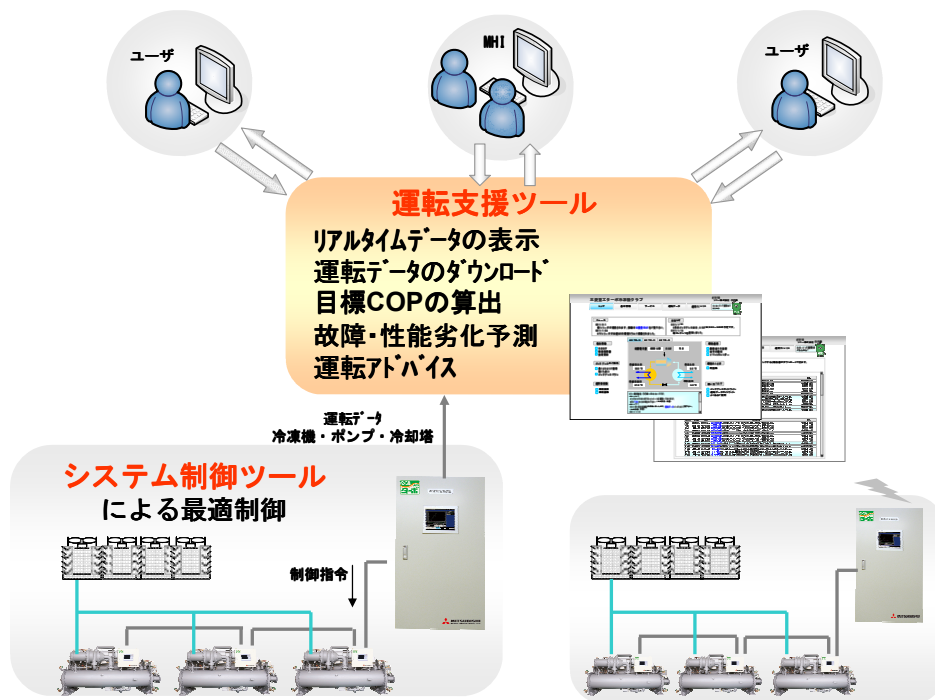


図-11 運転支援ツールのイメージ

(2) 目標 COP による異常検知

運転支援ツールでは、2.2 で述べた性能推定手法を用いることにより、逐次変化する運転状態で冷凍機が性能を十分に発揮しているかを評価することができる。図-12 は実際の異常検知例である。性能推定手法から算出された目標 COP を実機 COP が大きく下回っていたためデータ解析を行ったところ(9/9～9/10 12:00)、冷凍機の設定値にチューニングが必要な箇所があることが分かった。そこで、設定値を適切な値に変更したところ、実機 COP が目標 COP に近づき、性能が良好に発揮されるようになった(9/10 12:00～)。

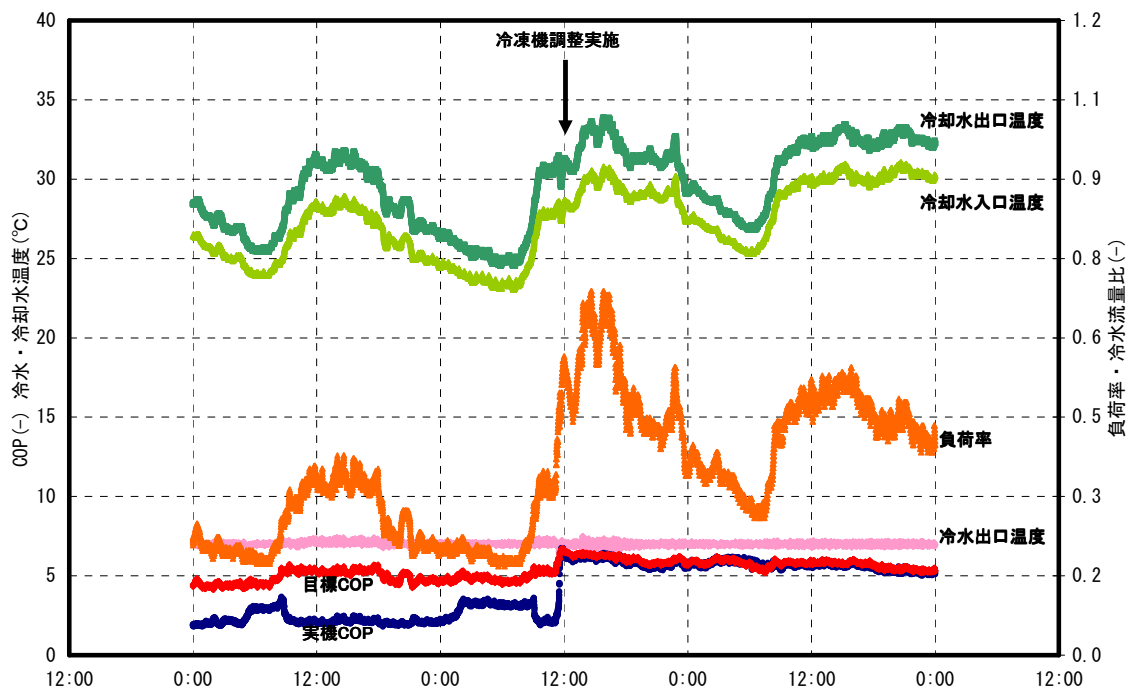


図-12 異常検知の例

5. おわりに

ターボ冷凍機を用いた熱源システムについて、補機制御も含めた熱源システムの最適制御手法、それらの実用化について示した。遠心式圧縮機特性の考察や、熱源システムの性能特性をシミュレーションで定量評価することにより、負荷率、冷水・冷却水温度、外気条件など実用的なパラメータで熱源システムの最適制御を実現することができた。

また、運転データをリアルタイムに収集し性能推定手法で評価することで、冷凍機が上手に運用されているかを簡単に判断できた例を示した。異常があれば直ぐ気付くことができ、故障の未然防止や、迅速な復旧・改善をサポートできると考えている。

これらの技術を誰でも利用できるような平易な形での適用を進め、また、更なる省エネルギーに貢献する新たな技術開発にもつなげてゆきたい。

<参考文献>

- 1) 上田憲治ほか，民生業務用熱源システムにおける高効率ターボ冷凍機の使用法に関する研究 第1報－インバータターボ冷凍機の全作動領域での性能特性評価，空気調和・衛生工学会論文集，No. 136(2008-7)，p. 17-25
- 2) Ueda K, Togano Y, Shimoda Y. Energy Conservation Effects of Heat Source Systems for Business Use by Advanced Centrifugal Chillers. ASHRAE Transactions 2009; Vol.115, Part-2
- 3) 上田憲治ほか，ターボ冷凍機部分負荷性能推定手法の開発(第1報) 性能推定手法の概要と実用化，空気調和・衛生工学会学術講演論文集，(2010-9)，p. 93-p. 96
- 4) 上田憲治ほか，民生業務用熱源システムにおける高効率ターボ冷凍機の使用法に関する研究(第3報)インバータターボ冷凍機の理論特性に合致した熱源システムの最適運転手法，第43回空気調和・冷凍連合講演論文集，(2009-4)，P. 115-118
- 5) 二階堂智ほか，ターボ冷凍機を用いた熱源システムの最適制御手法，The International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology 2010，P. 96-99
- 6) 長谷川泰士ほか，大型ターボ冷凍機の新提案－更なる高性能化・高機能化－，三菱重工技報 Vol. 48 No. 2 (2011) ， P. 36-41