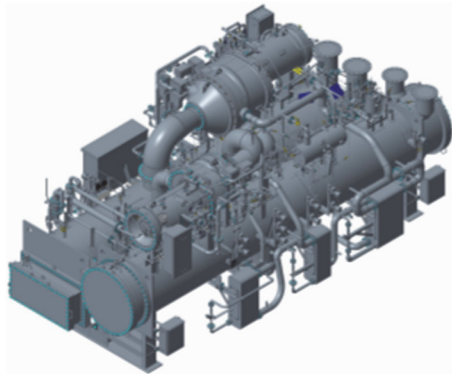


R1234ze(E)を用いた 大容量コンパウンド式ターボ冷凍機・ヒートポンプの開発

Development of a Large Capacity Compound Type Centrifugal Chiller
and Centrifugal Heat Pump Using R1234ze (E)



宮本 潤*¹
Y Jun Miyamoto

谷村 裕太*¹
Hirotaka Tanimura

西井 和樹*¹
Kazuki Nishii

田中 秀宏*¹
Hidehiro Tanaka

河野 剛洋*¹
Takahiro Kono

三浦 貴晶*²
Takaaki Miura

産業分野における低温プロセス用熱源機には従来プロパン (R290) やアンモニア (R717, NH₃) が使用されてきたが、燃焼性や毒性を有するため安全運用にはお客様の負担が大きい面があり、環境負荷の低い代替製品が求められている。現在、モントリオール議定書“キガリ改訂”の発行等、世界各国の合意により脱 HFC の動きが加速している。空調分野では大規模設備の熱源機に適用されるターボ冷凍機に低毒性、かつ GWP (Global Warming Potential, 地球温暖化係数) が1以下となる R1234ze (E) が採用されている。産業分野における低 GWP 冷媒の適用範囲を拡充するため、R1234ze (E) を使用した多段圧縮冷凍サイクルにて、-20℃以下のブライン供給、60℃の温水供給、及びヒーティングタワー用途に対応する技術を確立した。

1. はじめに

空調分野の熱源機には HFC 系冷媒が主に使用されてきたが、産業分野では環境保護を重視し、主に自然冷媒が選択されてきた。低温プロセス用熱源機では R290 や R717 等が使用されてきたが、R290 は燃焼性を有すること、R717 は毒性と若干の燃焼性を有することから、それぞれ運用時の安全に関する負担が大きい。

一方、2016年10月開催のモントリオール議定書第28回締約国会合 (MOP28) にて、“HFC (ハイドロフルオロカーボン) の生産及び消費量の段階的削減義務等を定める本議定書の改正 (キガリ改正)” が採択され、脱 HFC の流れが明確に示された。空調分野の熱源機では地球温暖化防止のため、低 GWP 冷媒への切り替えが急速に進められている。ターボ冷凍機は地域冷暖房、ビル・工場空調、及び化学・食品工場のプロセス冷却などに適用される冷熱源機で、遠心式圧縮機を用いて冷凍能力 150USRt (米国冷凍トン) から 5000USRt までの冷水を製造する装置である。現在、空調分野のターボ冷凍機には、低毒性、かつ GWP が1以下となる R1234ze (E) が採用されている。さらに産業分野に低 GWP 冷媒の適用範囲を拡充するため、R1234ze (E) を使用した多段圧縮冷凍サイクルにて、-20℃以下のブライン供給、60℃の温水供給、及びヒーティングタワー用途に対応する技術を確立した。

本報では低温プロセス用熱源機として運用開始した機器について紹介する。

*1 三菱重工サーマルシステムズ(株)大型冷凍機技術部

*2 三菱重工サーマルシステムズ(株)大型冷凍機技術部 グループ長

2. 開発機仕様

2.1 冷媒

開発機の冷媒は-20℃以下のブライン供給から 60℃までの温水供給の範囲において、従来冷媒と同等の理論 COP を有し、機器設計圧力が著しく高くないように選択した。また、運用面より高圧ガス保安法冷凍保安規則において可燃性ガスや毒性ガスでないこと、入手性よりターボ冷凍機の冷媒以外の用途があつて生産量が見込まれていることを基準とした。表1に示す候補冷媒の物性を比較し、既に空調分野の熱源機やマグネシウム用マスクングガスに採用済みである、R1234ze(E)を選択した。

表1 冷媒比較

冷媒	R290 プロパン	R717 アンモニア	R134a	R1234ze(E)	R1234yf	R1233zd(E)
GWP	3	0	1300	<1	<1	1
高圧ガス保安法 冷凍保安規則	可燃ガス	可燃ガス 毒性ガス	不活性ガス	特定不活性 ガス	特定不活性 ガス	不活性ガス*1
ASHRAE Standards34 分類	A3	B2L	A1	A2L	A2L	A1
飽和圧力(-25℃)[MPa.abs]	0.203	0.151	0.106	0.077	0.123	0.014
飽和ガス密度(-25℃)[kg/m ³]	4.63	1.30	5.51	4.43	7.17	0.88
飽和液密度(-25℃)[kg/m ³]	560.6	671.5	1373.4	1309.9	1250.5	1376.6
飽和密度(60℃)[MPa.abs]	2.117	2.616	1.682	1.277	1.642	0.391
理論 COP*2 [-]	2.68	2.73	2.69	2.67	2.60	2.77

*1: R1233zd(E)は 0.2MPaG 以下で使用する場合、高圧ガス保安法適用範囲外となる。

*2: 二段膨張サイクル, ET: -25℃, CT: 37℃, Eff.: 80%

2.2 冷凍サイクル

産業分野では空調分野と比較して蒸発器側と凝縮器側の流体温度差が大きく、圧力比(凝縮器圧力と蒸発器圧力の比)が高くなることで圧縮機の効率低下や運用範囲の制限といった課題がある。図1に空調分野と産業分野における蒸発器側と凝縮器側の代表的な流体温度と、その際の圧力比を示す。流体温度は図中のバー上端が凝縮器側、下端が蒸発器側を示す。

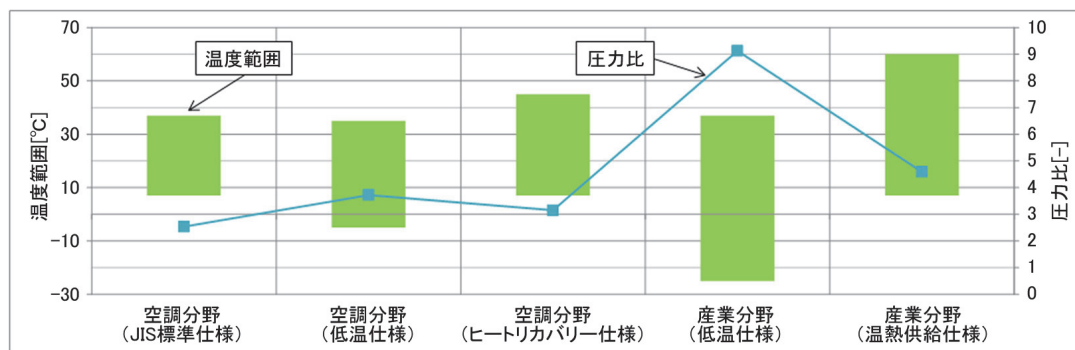


図1 空調分野と産業分野の流体温度範囲と圧力比

※圧力比は凝縮器側と蒸発器側の流体温度における R1234ze(E)飽和圧力で換算した。

高圧力比に対応するため、空調分野のターボ冷凍機で実績のある2段圧縮の圧縮機構造を用いて、圧縮機を2台直列に接続する多段圧縮サイクルを開発した。多段圧縮サイクルの場合、低圧側圧縮機は高圧側と比較して吸い込みガス比体積が大きくなることによって風量が増加することから、運転可能範囲を考慮しながら、大口徑の羽根車を採用した。また、運用される温度・能力範囲において圧縮機が高効率な領域で運転できること、及び旋回失速やチョーク領域を回避して制御できることを検討した。さらに、ユニットのコンパクト化を図って冷媒充填量を削減するため、4段圧縮1段膨張エコマイザサイクルを採用した。冷凍サイクルの概略図を図2に示す。

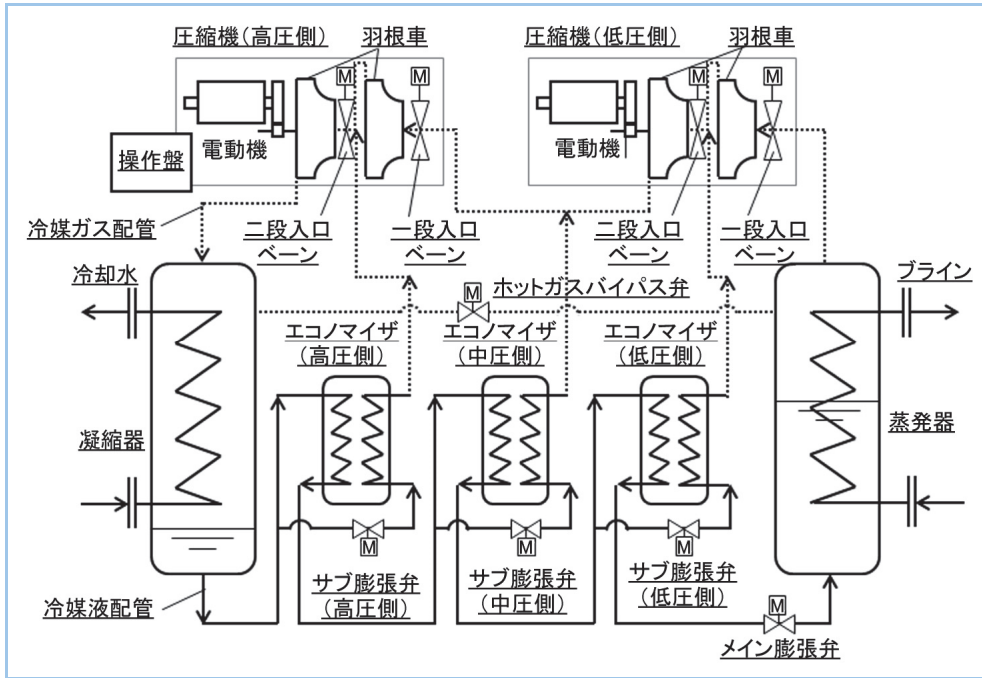


図2 冷凍サイクル

2.3 冷凍機外観・諸元

2台の圧縮機は、それぞれ低圧側は蒸発器の上に、高圧側は凝縮器の上に設置され、大口径となるガス配管が最短かつ低圧力損失となる経路で配置した。エコノマイザ等の容器はできるだけ凝縮器側に配置し、低温となる蒸発器から遮断して保冷面積を最小化した。また、採用したR1234ze(E)は高圧ガス保安法冷凍保安規則において特定不活性ガスに該当することから、指定される冷媒検知器を冷凍機本体に設置し、運用時の負担軽減を図った。

開発機は空調分野で実績のあるターボ冷凍機の遠心圧縮機と熱交換器を母型としながら、-20℃以下の温度帯において課題となる金属材料の低温脆性や樹脂材料の硬化、潤滑油と冷媒の相溶性確保、冷媒ガス比体積の増大について、それぞれエラストマ試験や評価試験を行って部材選定や構造設計、制御設計に注意を払った。

開発機の外観(工場試運転時)と主要諸元を図3と表2に示す。

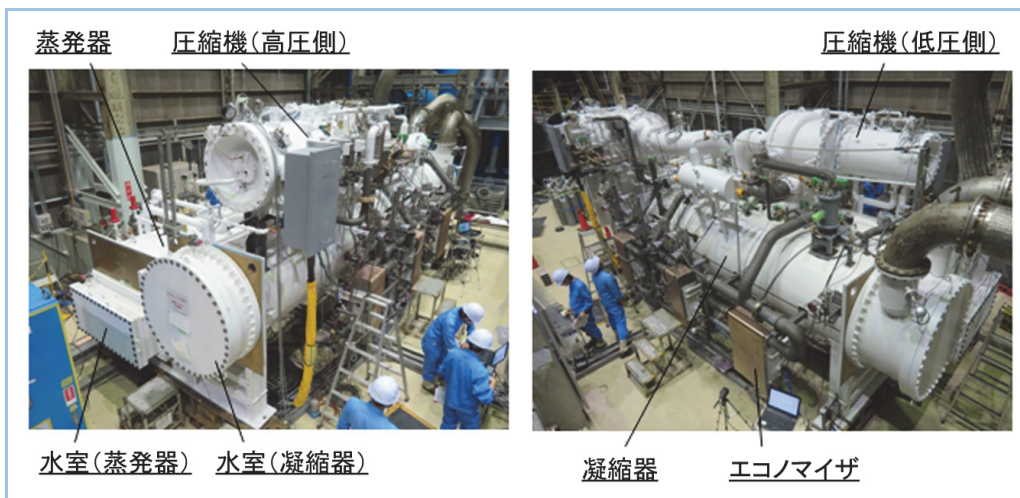


図3 外観(工場試験時)

表2 主要諸元

項目	単位	仕様
冷媒	—	R1234ze (E)
冷凍機油	—	POE
冷凍サイクル	—	4段圧縮1段膨張エコノマイザサイクル (図2)
外形サイズ(L×W×H)	m	7.7×4.2×3.4
定格能力	USRt	768.5
ブライン温度	℃	-16(入口) / -21(出口) 仕様1, 仕様2: 共通
冷却水温度*1	℃	仕様1: 32(入口) / 37(出口) 仕様2: 18(入口) / 23(出口)
圧縮機	—	遠心式, 固定速駆動, 2台
熱交換器	—	シェルアンドチューブタイプ (蒸発器, 凝縮器)
エコノマイザ	—	プレート熱交換器, 3台

*1冷却水は外気温度によって可変となる。

2.4 冷凍機制御

開発機は圧縮機を2台直列に接続する多段圧縮サイクルを採用しており、制御機構は空調分野で実績のあるターボ冷凍機と比べて増加する。過渡時の制御安定性を確保するため、動特性解析に用いて制御パラメータを最適化した。

図4と図5にブライン入口温度 -16°C 、冷却水入口温度 32°C の条件から起動し、ブライン出口温度が -21°C に低下した場合の動特性解析結果(代表例)を示す。図4に示す90秒のタイミングに低圧側圧縮機が起動し、以降、低圧側圧縮機と高圧側圧縮機の1段入口ベーン(IGV)開度が上昇してブライン出口温度が目標値である -21°C まで低下することを確認した。圧縮機の風量と圧力比は、圧縮機起動後にいずれも増加し、旋回失速等の不安定領域に入らないことを確認した。

図5の圧縮機風量(流量係数)は式(1)、圧力比(圧力係数)は式(2)にて算出した。 Q_{st} は圧縮機風量、 D は羽根車径、 u は羽根車周速、 H_{ad} は断熱ヘッドを示す。

$$\phi = \frac{Q_{st}}{\frac{\pi}{4} D^2 u} \tag{1}$$

$$\mu_{ad} = \frac{gH_{ad}}{u^2} \tag{2}$$

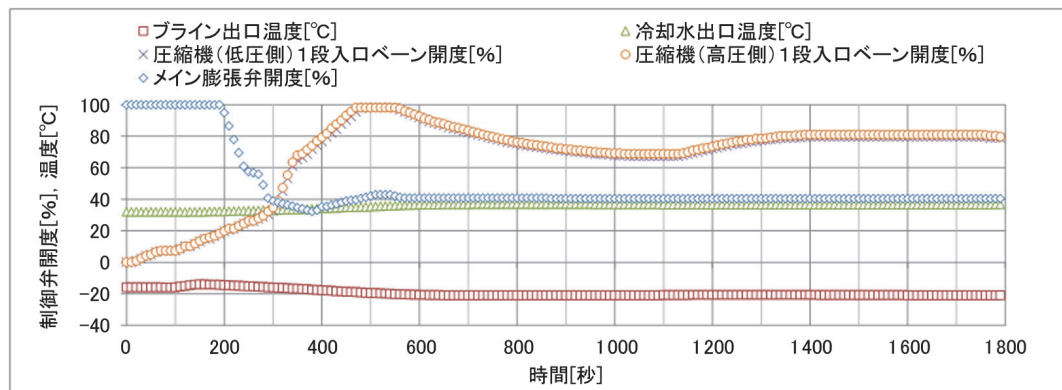


図4 動特性解析結果1(制御弁開度, 温度)

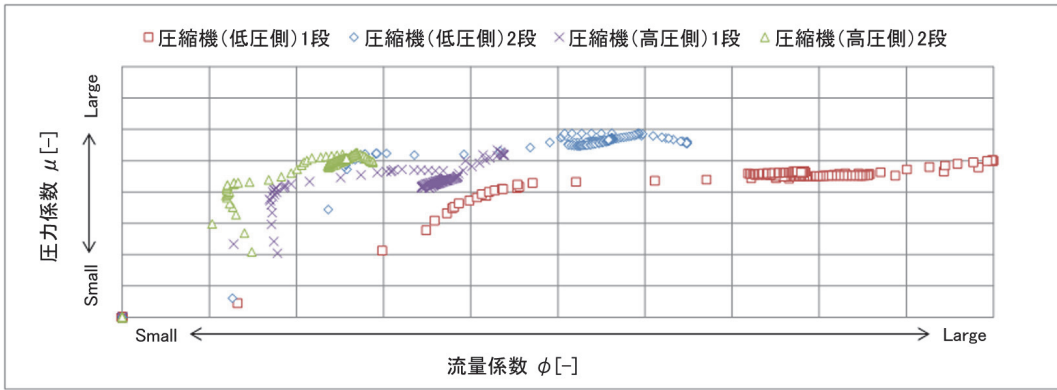


図5 動特性解析結果2(流量係数, 圧力係数)

3. 運転データの評価

低温プロセス用熱源機として運用開始した開発機の代表日における起動(10:10)から停止(18:30)までの運転データを図6, 冬季における負荷率と COP の冷却水入口温度別データを図7に示す。

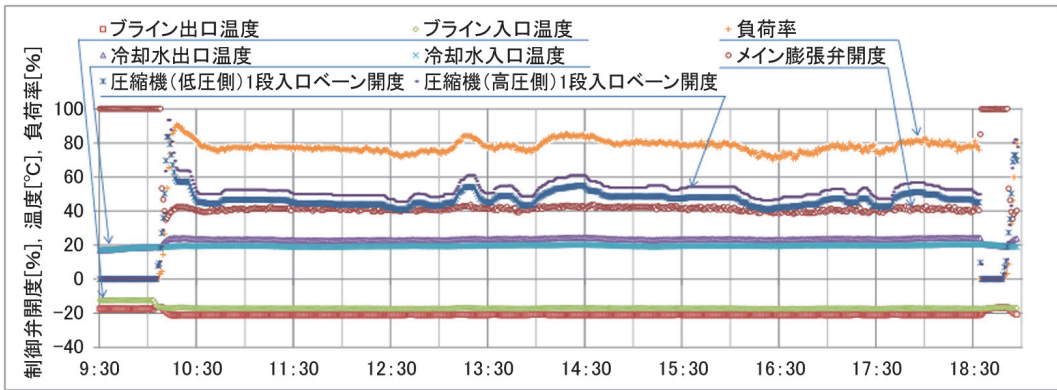


図6 起動から停止までの運転データ

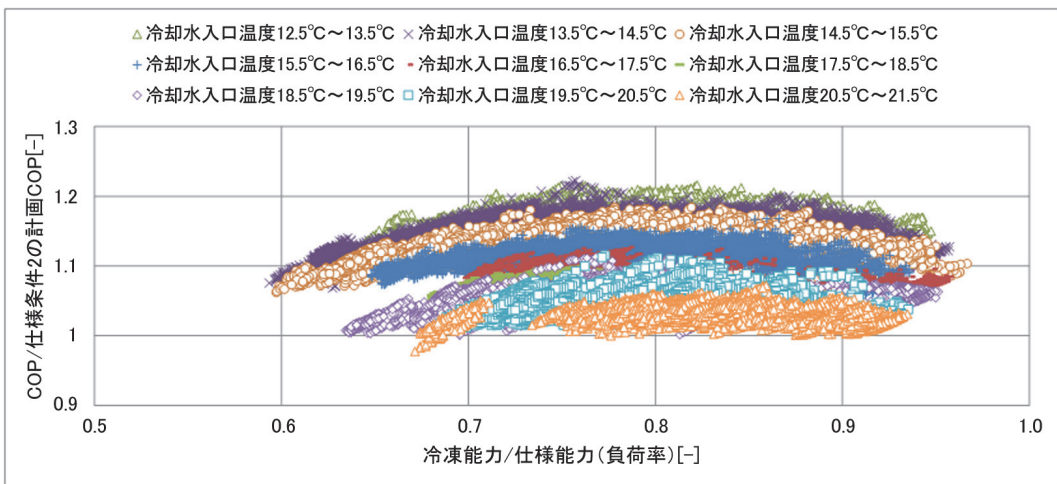


図7 冬季における負荷率とCOP

※1: プライン出口温度は -21°C 一定
 ※2: 縦軸は COP 計測値と仕様条件2定格点 COP の比率を示す

開発機はプロセス用熱源機として設備負荷に合わせて運用され、負荷率(冷凍能力)は定格能力の80%付近で安定し、プライン出口温度は目標値(-21°C)を維持している。1段入口弁(IGV)やメイン膨張弁は冷凍能力とプライン温度、冷却水温度に追従し、開発機は圧縮機へのキャリーオーバーや蒸発器圧力の過度な変動なく運転できている。

開発機の熱交換器性能や各部の圧力損失は計画値を満足し、計画した COP(表2, 仕様2)を

達成した。また、冷却水入口温度が低下した場合に COP が上昇すること、冷却水入口温度が 12℃まで低下した場合においても、開発機は安定してブライン出口温度を目標値(−21℃)に維持できることを確認した。

COP は式(3)により算出される。ここで、 Q_{brine} は冷凍能力(蒸発器の交換熱量)、 $W_{chiller\ elec-in}$ は冷凍機の消費動力(高圧側圧縮機消費動力 $W_{high\ pressure\ side\ comp\ elec-in}$ と低圧側圧縮機消費動力 $W_{low\ pressure\ side\ comp\ elec-in}$ の合算値)を示す。

$$COP = Q_{brine} / W_{chiller\ elec-in} \quad \text{式(3)}$$

$$W_{chiller\ elec-in} = W_{high\ pressure\ side\ comp\ elec-in} + W_{low\ pressure\ side\ comp\ elec-in} \quad \text{式(4)}$$

4. まとめ

GWP が1以下となる R1234ze(E)と多段圧縮冷凍サイクルを採用し、産業分野のプロセス用熱源機に適用する技術を確立した。低温プロセス用熱源機として運用開始した開発機は、設備負荷に合わせて安定して目標値(−21℃)のブライン出口温度を維持し、計画した COP を達成した。また、冷却水入口温度が低下した場合に COP が上昇すること、冷却水入口温度 12℃まで冷凍機制御が安定して追従できることを確認した。

本開発により、産業分野への低 GWP 冷媒の適用範囲拡充が可能となる。今後もこれら低 GWP 冷媒の普及に努力し、合わせてお客様の満足が得られるよう継続的な冷凍機の開発を行っていく所存である。

参考文献

- (1) Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC), Working Group I Contribution To The Ipcc Fifth Assessment Report Climate Change 2013, 2015.
- (2) ASHRAE, 2015 Addenda Supplement to ANSI/ASHRAE Standard 34-2013, Designation and Safety Classification of Refrigerants, 2015.
- (3) NIST REFPROP Ver.9.1.1