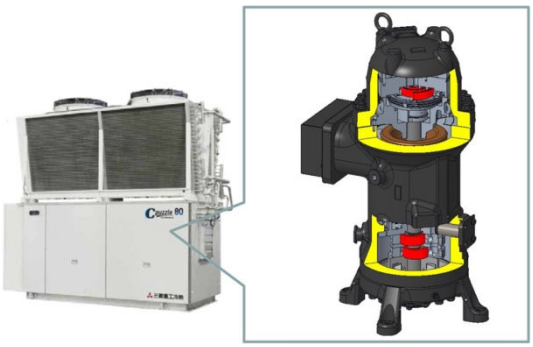
# 地球環境負荷低減に貢献する $CO_2$ 冷凍機用大容量スクロータリー圧縮機

Large Capacity Two Stage Compressor for $CO_2$ Refrigerators Contribute to Global Environment



堀田 陽平 *1 Yohei Hotta
石飛 政和 *2 Masakazu Ishitobi
渡辺 隆史 *3 Takashi Watanabe
貴志 健太郎 *3 Kentaro Kishi

三菱重工サーマルシステムズ株式会社は，低GWPである $CO_2$ 冷媒に対応した冷凍用大容量2段圧縮機を開発した。従来機の10馬力クラスを，40馬力クラスに大容量化するに際して，中間冷却機構追加等，圧縮機の基本構造を見直し，圧縮機の定格回転数を下げることで機械損失を低減し，高効率を実現した。また，潤滑油粘度を実使用条件で計測し，その結果をもとに圧縮機内部の潤滑経路や軸受クリアランスの最適化を行うことで信頼性を確保した。以上により，地球環境負荷低減に貢献する，大容量，高効率，高信頼性な $CO_2$ 用圧縮機を実現した。

## 1. はじめに

ヒートポンプ機器や冷凍空調機器には，地球環境負荷低減対策として，地球温暖化係数（Global Warming Potential 以下，GWP）の低い自然冷媒への転換（低 GWP 化）が求められている。自然冷媒の1つである $CO_2$ について，課題となる高差圧・高作動圧力に対応でき，かつヒートポンプ機器や冷凍空調機器の運転特性に適した圧縮機構として，三菱重工サーマルシステムズ株式会社（以下，当社）では，ロータリー式とスクロール式を組み合わせた 10 馬力クラスのスクロータリー2段圧縮機（以下，従来機）を開発し，市場に投入してきた。

当社の業務用 $CO_2$ コンデンシングユニット“C-puzzle”は，このスクロータリー2段圧縮機を採用することで高効率を実現し，小～中程度の冷凍能力の市場要望や環境負荷低減に応えている。一方，アンモニア冷凍機が主流である大型の冷凍庫や冷蔵庫においても，無毒不燃の $CO_2$ 冷凍機が求められるようになっている。これに対応するため，従来機をベースに圧縮機呼称出力を 10 馬力から 40 馬力クラスに大幅に拡大させた大容量スクロータリー圧縮機を今回新たに開発した。本報では，その取組みについて詳細を述べる。

## 2. 開発機の概要

### 2.1 従来機の構造と特長

開発機のベースとなる従来機の構造を図 1 に示す。

$CO_2$ 冷媒は低 GWP，不燃性，無毒性という優れた特性を持つ一方で，高圧と低圧の圧力差が従来の HFC 冷媒よりも数倍大きく，これにより圧縮機の信頼性に大きな影響を与える可能性がある。また，圧縮部の隙間漏れが増加し効率が低下することも懸念される。そこで，当社のスクロータリー圧縮機は，モータの両端に圧縮機構を設置した 2 段圧縮構造を採用し，1 段あたりの圧力差を低減することで，効率と信頼性の向上を図っている。この構造は，ハウジング内圧力が中間圧となるため，ハウジングの板厚を薄くすることができ，小型軽量化を実現している。加えて1段目

*1 三菱重工サーマルシステムズ株式会社 空調機技術部 主席チーム統括
*2 三菱重工サーマルシステムズ株式会社 空調機技術部 *3 三菱重工業株式会社 総合研究所 機械研究部

と 2 段目の中間圧部にインジェクション機構を設置することで，システム性能向上とモータ冷却による信頼性向上の両立も可能な設計としている。

今回，これらの特長は引き継ぎつつ，スクロータリー圧縮機の大容量化の開発を行った。

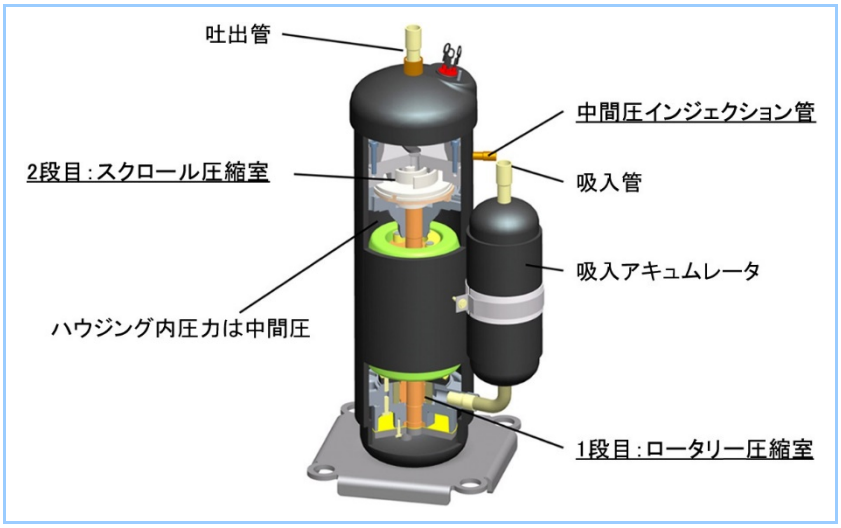



**図1　従来スクロータリー圧縮機の構造**

## 2.2　新開発大容量機の構造と特長

新開発の大容量機（以下，大容量機）と従来機の基本諸元の比較を表 1 に示す。大容量機は従来機の特長はそのまま引き継ぎ，低段側圧縮部をツインロータリーとすることで大容量化に対応した。圧縮機の大容量化で長くなる給油経路に対応するため，給油ポンプにトロコイドポンプを採用し，必要給油圧と流量を確保した。これにより，各部軸受は，従来機同様すべり軸受を採用しており，メンテナンスフリーでの長寿命運転を実現した。また，システム COP 改良のため，次章にて詳細を説明するが，低段側と高段側の押し退け量比を冷凍冷蔵条件で最適化した。さらに低段側圧縮機部の吐出経路の構造を変更し，圧縮機外配管に吐出させることにより，中間冷却にも対応可能な構造とした。中間冷却により，中間圧まで圧縮され温度上昇した冷媒を外温度により冷却する。冷却によって密度が上昇した冷媒が高段側に吸入されることにより，圧縮機効率向上を図っている。

大容量機の構造と運転中の冷媒ガスの流れを図 2 に示す。

冷媒ガス（$CO_2$）は，吸入口より吸入され，低段側ツインロータリー圧縮部で圧縮された後，圧縮機外のインタークーラーで冷却され，中間圧ハウジング内に戻される。ハウジング内には，中間圧インジェクション冷媒も導入され，中間冷却後のロータリー吐出冷媒と合流し，高段側スクロール圧縮部に吸入される。圧縮された冷媒ガスは固定スクロールの吐出ポートやサブポートを経て圧縮機頂部の吐出口より吐出される。

**表1　大容量機の基本諸元（従来機比較）**

| | | 【従来機】<br>10 馬力スクロータリー圧縮機 | 【大容量機】<br>40 馬力大容量スクロータリー圧縮機 |
|---|---|---|---|
| 圧縮機内部構造 | 1 段目圧縮部 | シングルロータリー | ツインロータリー |
| | 2 段目圧縮部 | スクロール | ← |
| | 給油ポンプ | ロータリーポンプ | トロコイドポンプ |
| | 軸受 | すべり軸受 | ← |
| COP 改良関連 | 押し退け量比 | 給湯，冷凍冷蔵の双方に対応 | 冷凍冷蔵に最適化 |
| | 中間冷却対応 | なし | あり |

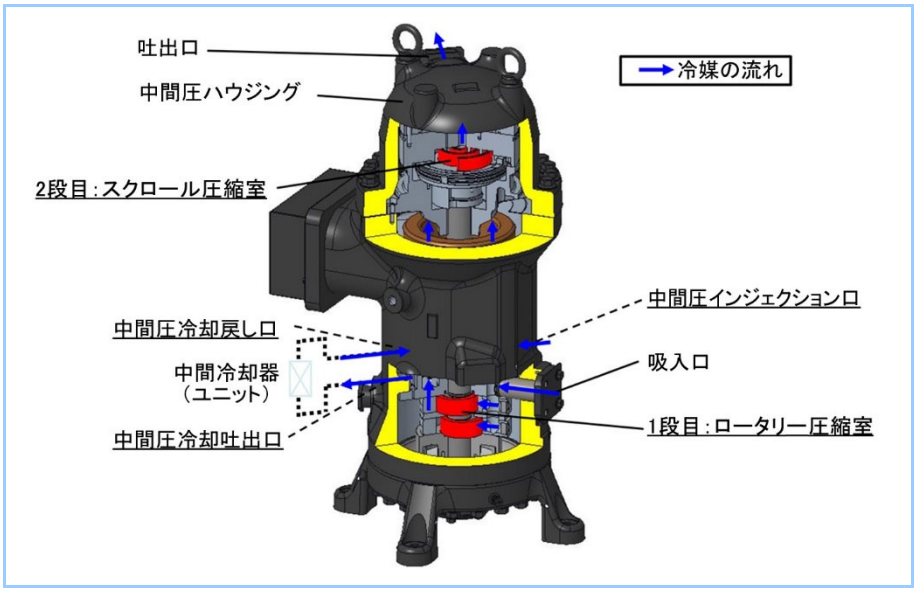



**図2　大容量スクロータリー圧縮機の構造と冷媒の流れ**

## 3. 大容量化に伴う課題と対応

### 3.1　性能

大容量機では，従来機対比呼称出力を約 4 倍に増加させている（表 1）。大容量化に伴い各軸受部の摺動面積が増加するため，機械損失の増加による性能低下が予想された。そのため，定格回転数を低下させることで，機械損失を低減する方針を採った。

2 段圧縮機では低段側押し退け量（$V_1$）が圧縮機冷凍能力に寄与するが，レイアウトの制限（圧縮機の体格）上，$V_1$ は可能な限り大きな容積となるよう設定した。冷凍能力は $V_1$ と回転数の積であるため，ユニットで必要な冷凍能力を満たすように設定した性能定格条件での回転数を従来機対比 25%程度低下させることができた（図 3）。

また，高段側押し退け量（$V_2$）と低段側押し退け量（$V_1$）の押し退け量比（$V_2$／$V_1$）は，運転条件（高圧／低圧）ごとに，COP に影響を及ぼす。冷蔵及び冷凍条件で，押し退け量比をパラメータとしユニット COP を試算した結果を図 4 に示す。この結果を踏まえ，中間圧の制約なども加味して冷凍機として最適な押し退け量比として 0.7 を選択した。これにより高段側の押し退け量 $V_2$ を定めた。更に，設定した押し退け量に応じて従来機同様の手法で各部の寸法を設計し，従来機と大容量機の定格条件における損失を試算した結果を図 5 に示す。この結果から，定格回転数を低く設定したことにより，狙いどおり機械損失（しゅう動損失）が低減したことが確認できた。また，漏れ損失も低減しているが，これは圧縮部の吐出ポート（含サブポート）の最適化や圧縮部隙間値最適化の効果によるものである。これにより，圧縮機の単体効率は 4.0%程度相対的に向上することが見込まれた。定格条件における圧縮機効率の実測結果を図 6 に示す。予測どおり，圧縮機効率が 4.0%程度向上していることを確認した。

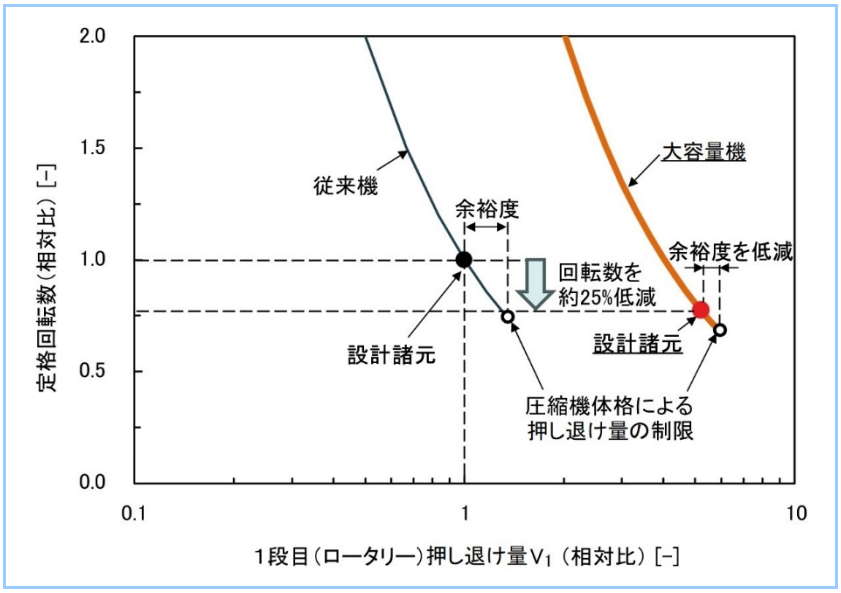



図3　低段側押し退け量と定格回転数相関

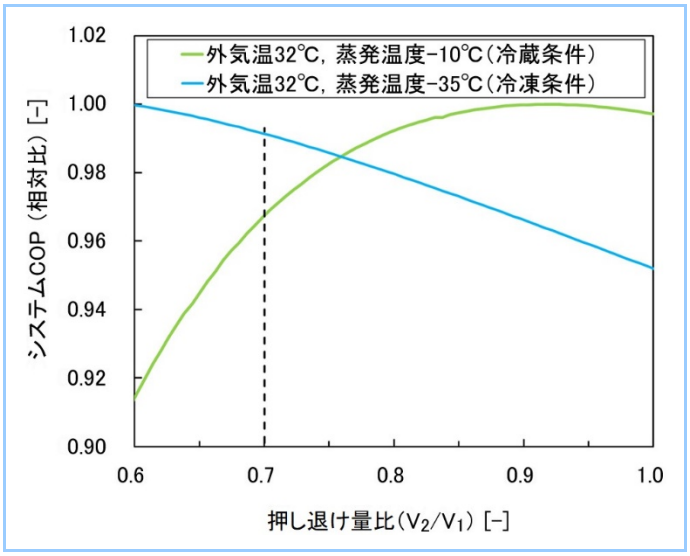



図4　押し退け量比とシステム COP の関係

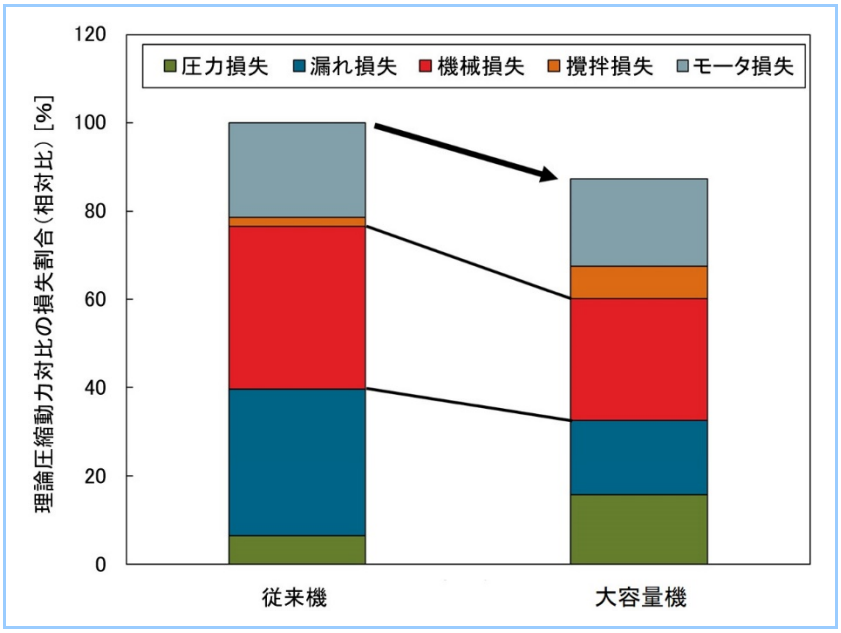



図5　従来機と大容量機の損失割合（計算値）

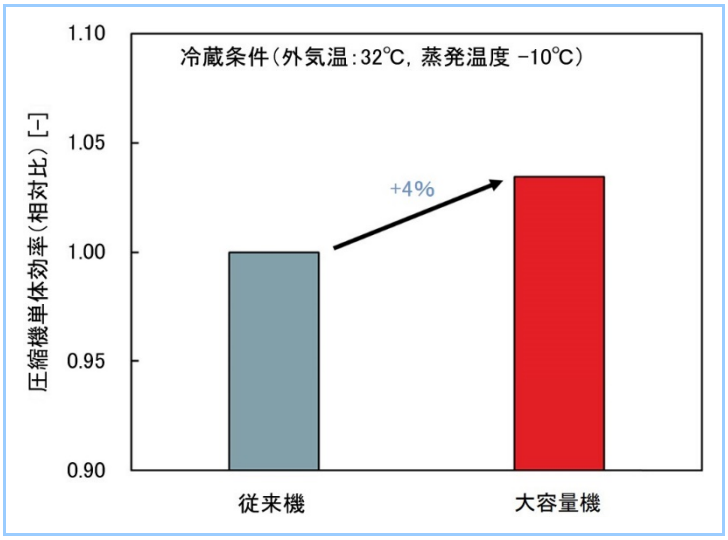



図6 圧縮機効率実測値比較

### 3.2 信頼性

信頼性については，大容量化に伴う必要給油量の確保や，しゅう動部における油膜確保等が主要課題となる。

圧縮機軸受部は荷重により軸受中心からずれた位置で回転角(位相)ごとに軸芯が移動する。信頼性確保のためには，軸芯位置変化に伴い油膜厚さが最小となった場合(最小油膜厚さ)でも，一定以上の油膜を確保することが必要である。

図 7 にロータリー軸受部の軸芯軌跡と最小油膜厚さの一例を示す。軸芯軌跡やそれに伴う最小油膜厚さは，油の粘度の影響を強く受ける。そのため，軸受部諸元を決めるに当たり，軸受部における潤滑油粘度を精度よく見積もることが重要となる。粘度に影響するパラメータは，雰囲気圧力と温度であるが，大容量スクロータリー圧縮機は軸受を含むハウジング内が中間圧雰囲気であり，油粘度のデータが少ない超臨界状態となる場合もある。また，油の温度についても中間圧インジェクション冷媒量や温度，ハウジングへの伝熱等により，正確に予測することが難しい。そのため今回の開発では，圧力と温度に加え潤滑油粘度を実測して軸受部の設計に反映した。これにより従来機同様のすべり軸受の採用を継続した上で信頼性の高い圧縮機の設計を実現することができた。

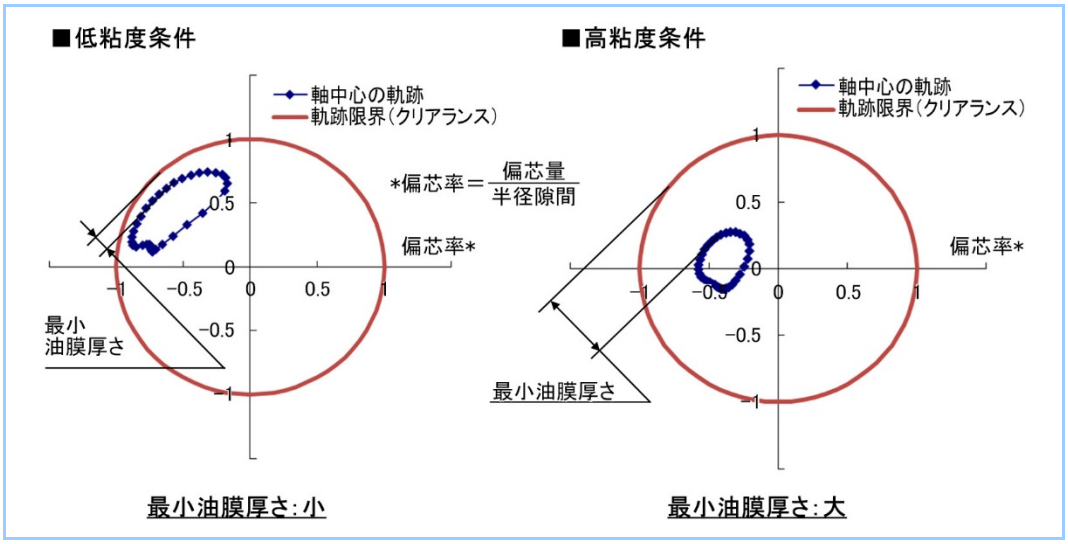



図7 ロータリー軸受部の軸芯軌跡と最小油膜厚さ

潤滑油粘度と油温の測定部位及び油粘度の実測値とメーカのカタログ値を図 8 に示す。圧縮機底部が貯油部であり，貯油部における粘度と温度を，ピストン式粘度センサ（0.5～10cP まで粘度測定が可能）で計測した。油粘度は，超臨界状態となる高温時において，カタログ値より高粘度となることが判明し，軸受部の信頼性が十分に確保されていることが確認できた。

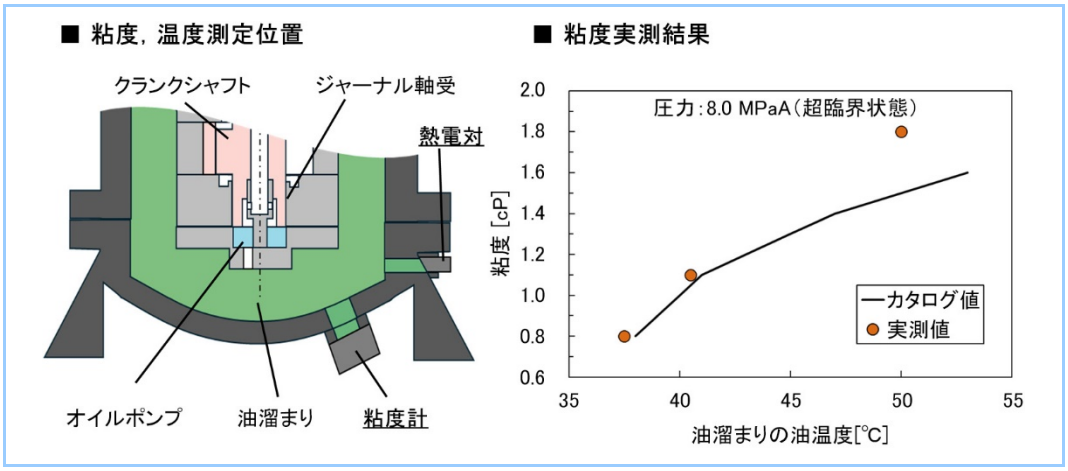



**図8　油粘度測定概要と油粘度実測結果**

## 4. まとめ

(1) 呼称出力 10 馬力クラスの $CO_2$ 冷媒スクロータリー圧縮機に続き，40 馬力クラスに能力を拡大した冷凍機用大容量スクロータリー圧縮機を新規に開発した。

(2) 従来のスクロータリー圧縮機の特長は引継ぎつつ，基本諸元の見直しを行い大容量化に対応した。

(3) 押し退け量を最大限拡大して回転数を低下させることにより機械損失を低減し，これにより，圧縮機効率を従来機対比 4.0%向上させた。

(4) 超臨界における潤滑油粘度のデータは少ないため，潤滑油粘度を実測し軸受設計に用いた。これにより高信頼性となる圧縮機を実現した。

(5) 本報にて説明した 40 馬力大容量スクロータリー圧縮機は，地球環境負荷低減に貢献する三菱重工冷熱株式会社製 $CO_2$ 冷媒コンデンシングユニット”C-puzzle80”に搭載されている。

“C-puzzle”（文字・ロゴ）は，日本における三菱重工サーマルシステムズ株式会社の登録商標です。