

CO₂冷媒用スクロール圧縮機のトライボロジー要素開発

Tribology in CO₂ Scroll Compressors

技術本部 萩田 貴幸^{*1} 牧野 武朗^{*2}
洞 口 典 久^{*3}
冷熱事業本部 鵜飼 徹三^{*4}

現在カーエアコンに用いている R134a は、地球温暖化係数が高いため代替冷媒として自然冷媒である CO₂ が注目を集めている。今回、CO₂カーエアコン用にスクロール圧縮機を開発した。CO₂は R134a に対して運転時の圧力が高いため、CO₂スクロール圧縮機のスラスト軸受は従来の圧縮機より負荷が高くなり、効率・信頼性ともに低下する。そこで、高効率・高信頼性を達成するために“静圧アシスト軸受”を開発し、これを適用した CO₂スクロール圧縮機が高効率を達成できることを確認した。また、CO₂冷媒用のエラストマ、冷凍機油、シャフトシールの調査を実施した。

The natural refrigerant CO₂ has attracted attention as an alternative to R134a currently used in automotive airconditioning, which has high global warming potential. A scroll compressor was developed for CO₂ automotive airconditioning. The pressure of CO₂ is much higher than that of R134a, resulting in low CO₂ scroll compressor thrust bearing reliability and efficiency because of the large gas thrust. The static pressure assist bearing we developed was confirmed experimentally and analytically to be feasible in CO₂ scroll compressor use. We also studied elastomer, shaft-seal, and refrigerant oil for CO₂ refrigerant.

1. ま え が き

カーエアコン用冷媒は、オゾン層破壊防止のため R12 から R134a への切替えを終了した。しかし地球温暖化防止の観点から、R134a も規制対象になりつつある。これに代わる冷媒として自然冷媒である二酸化炭素 (CO₂) が注目されている。

CO₂を冷媒として考えた場合、利点として毒性がなく不燃性で、安全および安価であることが挙げられる。その一方 R134a と異なり CO₂は高压側が超臨界状態になり、従来の単純な冷凍サイクルでは COP (Coefficient of Performance: 成績係数) が低くなるため、システムとして高压制御等により COP を改良する必要がある。システムの改良に関しては既報⁽¹⁾において詳しく報告している。

その時用いた圧縮機では、単体として全断熱圧縮効率 (η_{all}) で 76% と高効率を達成した。しかし、プロトタイプとして性能の確認用に製作したため、現行の R134a 用に対して重い圧縮機となっていた。今回、軽量化と高効率を両立した軽量圧縮機を試作し、実機による性能試験を実施した。

2. CO₂冷媒の特徴

表 1 に CO₂ と R134a の物性を示す。現行カーエアコンに使用している R134a 冷媒はオゾン破壊係数は 0 であるものの、GWP (Global warming potential: 地球温暖化係数、地球温暖化への寄与度を CO₂を 1 とした割合で示す) が 3100 と高いものになっている。一方、CO₂冷媒は GWP は低く、また R134a と同様に毒性がなく、不燃性の取り扱い易い冷媒である。一見、地球温暖化防止 (CO₂排出量の削減) のために CO₂を冷媒に使用するという事は矛盾に聞こえるが、CO₂は

表 1 CO₂物性一覧
Characteristics of CO₂

	ODP ^{*1}	GWP 20 年 ^{*2}	臨界 温度 (°C)	臨界 圧力 (MPa)	蒸発 潜熱 ^{*3} (kJ/kg)	飽和 圧力 ^{*3} (kPa)	飽和 蒸気密度 ^{*4} (kg/m ³)
CO ₂	0.0	1	31.1	7.38	231.6	3485	97.32
R134a	0.0	3100	101.2	4.07	198.4	293	14.43

* 1 ODP: Ozone Depleting Potential (オゾン層破壊係数), * 3 at 0°C
* 2 GWP: Global Warming Potential (CO₂対比 20 年積分), * 4 at 0°C

冷媒用として新たに生成するのではなく、既存ガスを使用するため、実質的に GWP = 0 である。

次に 0 °C における CO₂ と R134a の単位体積当たりの冷凍能力を比較すると、CO₂の方が約 8 倍程度大きくなる。このため広範囲な運転条件等を考慮しても、CO₂用圧縮機の押しのけ量は R134a に対して 1/8~1/6 程度にできる。

また、0 °C の飽和圧力を比較すると CO₂冷媒は R134a 対比 10 倍以上の高压となっている。従来より高压となることにより各しゅう動部の荷重の増加、シール部の差圧の増加を招き、圧縮機を設計していく上で問題となる。

3. CO₂スクロール圧縮機の高効率化

3.1 CO₂冷媒用スクロール圧縮機の構造

R134a 用カーエアコン圧縮機としてのスクロールタイプは、吸入弁を持たないことにより特に高速回転域での圧力損失が小さい優れた特性を有する。また体積変化率が小さいため吐出脈動が小さくなり、低騒音・低振動となる優れた特性も有する。冷媒を CO₂に変更してもこの基本的な資質は保たれる。

*1 名古屋研究所圧縮機研究室

*3 名古屋研究所プラスチック機械研究推進室

*2 長崎研究所トライボロジー研究室主席

*4 カーエアコン総括部コンプレッサ部設計課

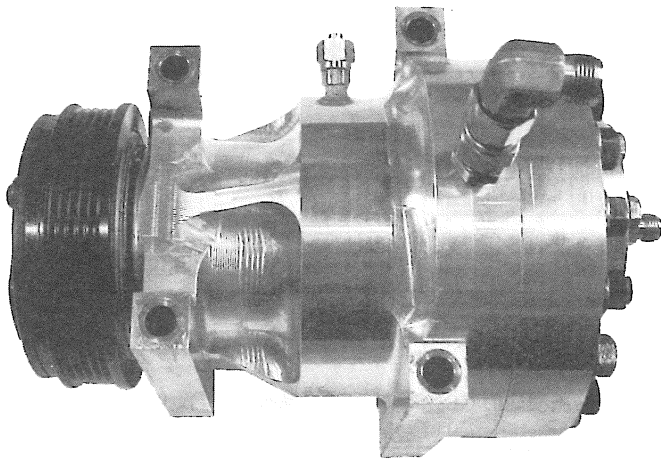


図1 CO₂圧縮機外観 今回試作した軽量プロトタイプ圧縮機（押しのけ量：13 ml）.
The appearance of CO₂ compressor

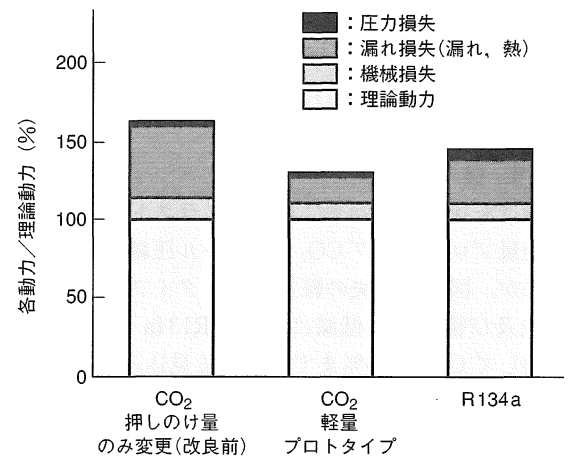


図2 圧縮機効率損失分析 CO₂冷媒用に改良した軽量プロトタイプ圧縮機はR134a以上の効率となる。
Compressor efficiency

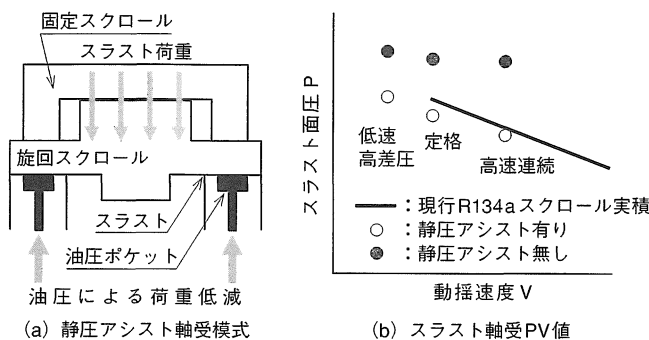


図3 静圧アシスト軸受の効果 スラスト面に油圧を導入し、スラスト軸受荷重をアシストしている(a図)。アシストの効果によりPV値を実績値以下に(b図)、また効率向上できる(c図) ことが分かる。
Effect of 'static pressure assist bearing'

したがって、CO₂用圧縮機にはスクロールタイプを選定した。図1に試作した軽量プロトタイプ圧縮機の外観を示す。

図2にR134aで用いているカーエアコン用スクロール圧縮機の損失と、押しのけ量のみ小さくしCO₂用としたスクロール圧縮機（以下、改良前CO₂圧縮機と称す）、および今回の改良を加えた軽量プロトタイプ圧縮機の3種類の損失効率の解析結果を示す。

改良前CO₂圧縮機はR134aに比べ圧力損失が小さい。この理由はCO₂の密度がR134aより大きく、循環量が少なくなったためである。一方、改良前CO₂圧縮機は漏れによる損失が大きい。これはCO₂圧縮機の高圧と低圧の圧力差がR134aより大きいことによる。機械損失が増加した理由は、圧力が高くなることにより、しゅう動部（特にスラスト軸受）の損失が増加したためである。したがって、改良前CO₂圧縮機は全体としてR134a用圧縮機対比効率が低下する。

CO₂用スクロール圧縮機を高効率化するためには、高圧化により発生する圧力室からの漏れの低減と、荷重の増加による機械損失の低減が必要になる。そこで、スクロール歯先からの漏れに対しては旋回スクロールと固定スクロールを押し付ける構造を採用した。また機械損失低減のために、特に大きな荷重の掛かるスラスト軸受には軸受背面から高圧を付加しスラスト荷重を低減する構造（以下“静圧アシスト軸受”構

造）を採用した。

3.2 静圧アシスト軸受

図3(a)に静圧アシスト軸受の模式図を示す。静圧アシスト軸受は図のように上から掛かっている荷重に、高圧側にあるオイルセパレータより分岐し注入した油圧を下から付加することにより、スラスト軸受に掛かる荷重を低減することを特徴としている。

本静圧アシスト軸受構造は機械効率の向上を図ると同時にスラスト面の面圧も低減可能であるため信頼性の向上にも役立つ。図3(b)に静圧アシスト軸受を採用した軽量プロトタイプ圧縮機のしゅう動部面圧Pとしゅう動部速度Vの関係を示す。図3(b)には当社R134a用圧縮機のスラスト軸受実績値及び静圧アシストを採用しなかった場合の値を記入している。境界潤滑領域での信頼性の指標となるしゅう動部面圧、しゅう動速度のそれぞれの値及び両者の積（PV値）が圧縮機のCO₂対応化により従来の実績値を超えた厳しい領域になる。しかし静圧アシスト軸受採用によりPV値を従来の実績値以下に抑えることができる。

この静圧アシスト軸受の効率向上の効果に関して、単体試験により確認をした。図3(c)にその結果を示す。油圧でアシストしスラスト荷重を下げていった場合に効率（全断熱圧縮効率で評価）が上昇していくことが判る。ただし、スラスト

荷重を下げ過ぎた場合には効率が低下し、効率に関してピークとなる荷重があることが判る。この効率低下の原因はアシストに使用する高圧油の漏れ量がある荷重以下になると増大するためである。

3.3 実機検証

前記構造を採用し、効率に対してスラスト軸受荷重を最適化した軽量プロトタイプCO₂スクロール圧縮機の性能を解析した結果が、図2の中央の軽量プロトタイプで示されている。漏れ損失及び機械損失低減により、R134a 全断熱圧縮効率68%に対してCO₂は75%まで向上する見込みを得た。

このプロトタイプ圧縮機を用いて40 km/h 走行における全断熱圧縮効率の実測を行った。図4にCO₂圧縮機効率の解析結果と実測結果を示す。スクロール圧縮機の解析結果と実測結果は若干実測値が低下しているがほぼ一致しており、回転数2400 min⁻¹で効率73%を達成した。

斜板圧縮機では、回転数を増加すると、吸入弁による吸入圧力損失が増加し効率が低下するのに対して、スクロール圧縮機では回転数を増加すると効率が向上することを示している。

解析および実測から軽量プロトタイプCO₂スクロール圧縮機は広い運転範囲で高効率を達成できることが分かった。

4. Oリング材および冷凍機油の評価

カーエアコン用CO₂空調システムを実用化するに当たり、システムに使用するエラストマ（今回はOリングに関して評価）および冷凍機油の選定も重要な課題の一つとなる。

4.1 Oリング

現在R134a 冷媒用のカーエアコンシステムに対してはH-NBR（水素化ニトリルゴム）等のOリング材がシール部に多用されている。CO₂冷媒でOリングを使用する際の大きな課題として、Oリング内のCO₂冷媒の透過による漏れ、および破損（ブリスト）が挙げられる。そのため、現状CO₂システム内（圧縮機を含む）の固定シール部に関してはOリングではなく、メタルシールを適用している。メタルシールを適用できないシャフトのメカニカルシール等の可動シール部に適

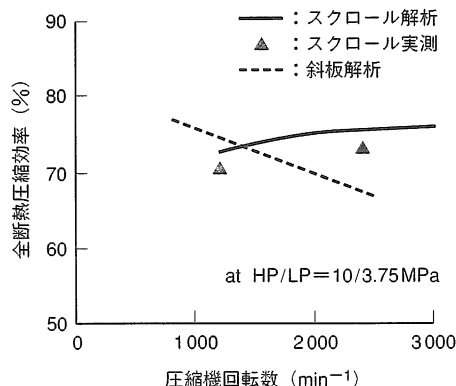


図4 圧縮機効率の解析および実測値 ス
クロール圧縮機は広い運転範囲で高効率
を達成できる。
Experimental and analysis values of
compressor efficiency

表2 Oリング浸漬試験結果
Results of dipping tests for O-ring

材 質	体積変化率 (%) [試験直後]	体積変化率 (%) [24 時間後]	ブリストの有無
A	60.54	1.52	有り
B	22.78	4.77	有り
C	24.67	-0.25	無し
D	12.40	-2.28	無し

試験条件：80℃、15 MPa、100 hr

表3 冷凍機油のCO₂冷媒に対する特性
Characteristics of oils for CO₂ refrigerant

	潤滑性	化学的安定性		圧縮機への油戻り性	
		熱・酸化安定性	加水分解安定性	CO ₂ 相溶性	密度
PAG	○	△	○	△	○
POE	○	○	×	△	×
アルキル ベンゼン	○	○	○	×	×
鉱油	○	○	○	×	×

用するOリング材に関して、評価を実施した。試験結果を、表2に示す。ブリストや膨潤に対して優れる表中DのOリング材を選定した。

4.2 冷凍機油

一般的に空調システムで使用される冷凍機油に対しては、潤滑性、圧縮機への油戻りの良好さ、化学的安定性等が要求される。レシーバ等の液溜を内部にもつ冷凍システムでは安定してシステム流量を調整するとともに、圧縮機への油戻り性を確保するために、冷凍機油はCO₂冷媒より密度が重いこと、あるいはCO₂冷媒との相溶性が要求される。表3にCO₂冷媒に対する各種冷凍機油の特性を示す。油戻り性、化学的安定性を考慮した上で、PAG油（グリコール油）を選定した。

5. シャフトシールの評価

開放型カーエアコン用圧縮機においては、配管継手、フランジ、シャフトシールの3カ所のシールが必要である。このうちのシャフトシール部には、通常、リップシールを使用しているが、CO₂圧縮機では機内圧力が2 MPa程度以上になることから採用が困難である。そこで、コンパクト性を勘案して、シングルスプリング型メカニカルシールを採用した。

5.1 試験装置

試験装置の概要を図5に示す。圧力容器の両端にシール部を設け、その一端はモーター駆動の回転軸をシール部を貫通させず、端面よりリークの計測を容易にするとともに、シール部の観察を可能とした。なお、メカニカルシールのシート面からのリークは、Oリングからの浸透漏れと分離して独立に計測している。

5.2 試験方法

静止時リーク試験では、通常のリーク計測の他に、シートリングにサファイアガラスを使用して、リーク量と状態観察の対応をつけた。なお、冷凍機油はPOE（エステル油）およ

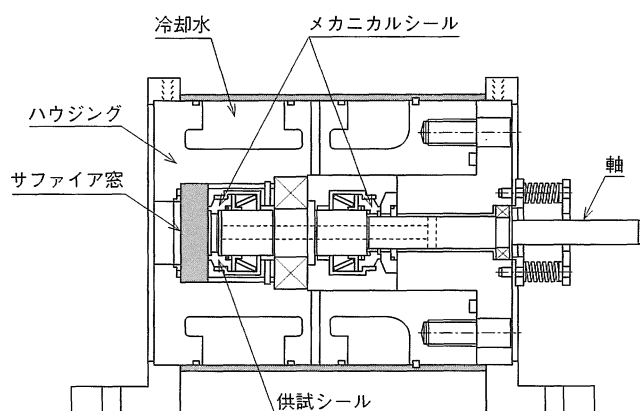


図5 シャフトシール試験装置構造概要 リーク量の計測とともに、サファイア窓でシール面の様子を観察している。
Structure of shaft-seal leak measurement equipment

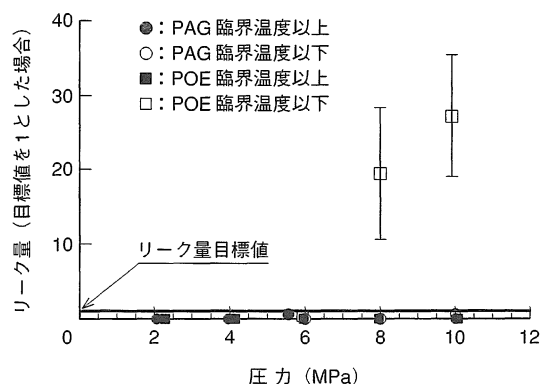


図6 静止リーク試験結果 PAG オイルを用いた場合には静止時に目標値リーク量をクリア可能なことが判る。
Results of leak tests at static condition

び PAG を試験部容積の 50% 封じ込め使用した。

リーク量計測にはマスフローメータを使用した。また、リークレベルが常時低い場合に対応するため、質量分析装置を用いた計測系で静止時のリーク量を同定した。

5.3 試験結果

静止リーク試験の結果を図6に示す。PAG を用いた場合と温度を臨界温度以上に保持して実施した POE の試験の場合、リークは瞬時値としてあらかじめ設定した目標値に近い値をとるものの、時間平均ではほとんど検出限界近くにあつて、大きな漏れが認められない。

一方で、温度を臨界温度以下に保持して POE を用いた試験でリークが急増した。

静止時のシール面の状態を図7に示す。外周側が高圧域でリークは内周に向かって発生する。PAG を用いたものでは油 (PAG) と CO₂ が分離しており、油 (PAG) は容器の下半部を占めている。上半部のシール面外周部は油がメニスカス形成しており、液または気体の CO₂ に直接曝されていないことが、少ないリーク量につながっているものと考えられる。

一方、POE を用いた場合には、CO₂ が液化する条件では相分離が起こらず、シール外周付近に界面が見られない。すなわち、液体の CO₂ が油と同じくどの位置からも液体としてす

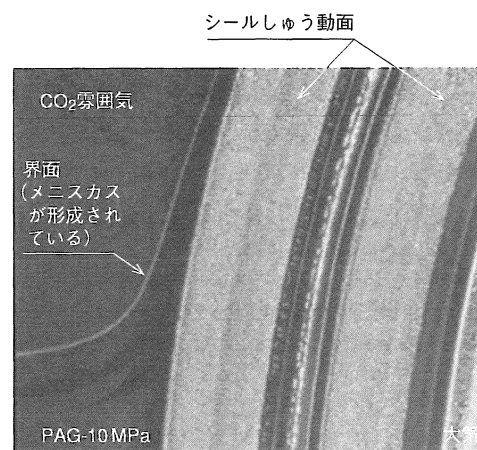
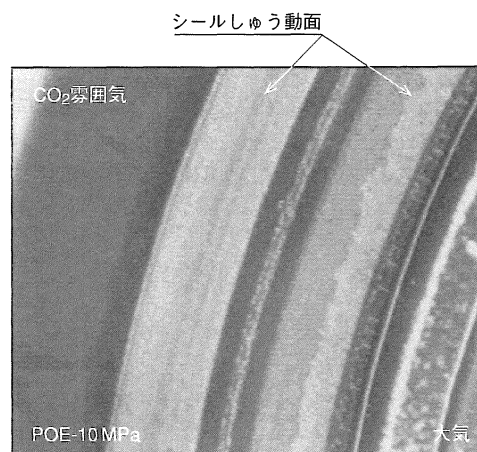


図7 シール面観察結果 PAG を用いた場合には、CO₂ と油との界面ができていることが判る。
View of seal surface

きまに侵入するのでリークが増大することが示唆される。

さらに回転試験を実施した結果、静止試験のリークレベルに比較してリーク量は増大しているが、実機の作動状態を考慮すれば時間あたりのリーク総量は目標値をほぼ満足することが分かった。

6. ま と め

CO₂ 冷媒の圧縮機に対してスクロールタイプを選定し、効率向上のためスクロール押し付け構造および静圧アシスト軸受を適用した。解析および実測により CO₂ スクロール圧縮機が全断熱圧縮効率で 73% の高効率を達成することを確認できた。また、CO₂ 冷媒用のエラストマ、冷凍機油に関しても調査を実施し適用可能な材質を選定し、また CO₂ シャフトシールの漏れ量を明確化し、通常使用時にはほぼ問題ない漏れ量であることが確認できた。

今後は圧縮機の更なる小型・軽量化を進めると同時に、広範囲での使用ができる信頼性を確認し、実用化を図る。

参考文献

- (1) 吉岡明紀ほか、カーエアコン用 CO₂ 空調システムの開発、三菱重工技報、Vol.37 No.2 (2000) p.74