

業務用エアコン横形スクロール圧縮機の開発

Development of Horizontal Scroll Compressor in Air Conditioner for Stores

エアコン製作所 広岡 勝実*1

技術本部 小林 寛之*2 佐藤 和弘*2

水野 尚夫*2

三菱重工が平成7年春から新しく発売した、店舗向け“セゾンエアコン”は、省スペース、省エネルギーのニーズにこたえる、スリムな室外機を特徴の一つとしている。このスリムな室外機を実現可能とした立役者の一つが、店舗用エアコンでは搭載初めての横形スクロール圧縮機である。従来、店舗向けエアコンにおいて、圧縮機の横形化は信頼性が低いという理由で製品化に至らなかったが、当社独自の技術により給油の確保を可能とし、信頼できるしかも業界トップレベルの高効率・低騒音が両立した横形スクロール圧縮機を開発した。

Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. developed a new “Saison air conditioner” for commercial use in the spring of 1995. The outdoor unit of the air conditioner has a slender profile. It satisfies the recent demand of small installation area and lower energy consumption. This was realized by the development of a new horizontal scroll compressor, which was the first horizontal compressor for commercial use. Though horizontal compressors had not been commercialized due to their low reliability, the improvement of reliability by using our lubrication technology has made it possible. Both high efficiency and low noise have also been achieved.

1. ま え が き

近年、店舗用エアコンには、都心店舗のスペース有効活用や維持費低減のニーズが高まっている。セゾンエアコンはこれにこたえるために、新開発の高効率、低騒音横形スクロール圧縮機を搭載したスリムな室外機とし、発売を開始している。これにより、従来、左右連続で4台設置していたスペースに5台設置することが可能となって、床面積も従来機に比べ約21%縮小し、スペースの有効利用ニーズにこたえる画期的な室外機〔図1(a)〕となり、業界トップクラスの低騒音で、極めて静かな運転音のエアコンが実現されている。

本報では、店舗用エアコン業界では搭載が初めてである横形スクロール圧縮機〔図1(b)〕の開発において、特に重要課題となった信頼性の確保と高効率化、低騒音化を通して得た幾つかの独自の技術を紹介する。

2. 横形スクロール圧縮機の信頼性確保

横形圧縮機では縦形と異なりハウジング底部の容積が少なくなり、油面がある程度以上になると油の攪拌ロスが大となるとともに、スクロールの圧縮室内に油や冷媒液が侵入しやすくなって、液圧縮によるスクロール強度の確保が課題となる。このため、新開発の横形スクロール圧縮機は、別体のオイルタンクを併設することにより、給油に必要な量の潤滑油を確保するとともに、圧縮室内への冷媒液の侵入を防止する独特な油だめ構造を採用している。したがって、油だめをハウジング底部に確保する縦形圧縮機とは給油経路が異なる構造となる。

また、店舗用エアコンは冷媒封入量が多いため、停止時に圧縮機内部に多量の液冷媒がたまり込む危険性があり、特に横形圧縮機にとっては弱点となる。その結果、起動時に液圧縮が発生してスクロールのラップに過大荷重が作用して破損させるため、圧縮

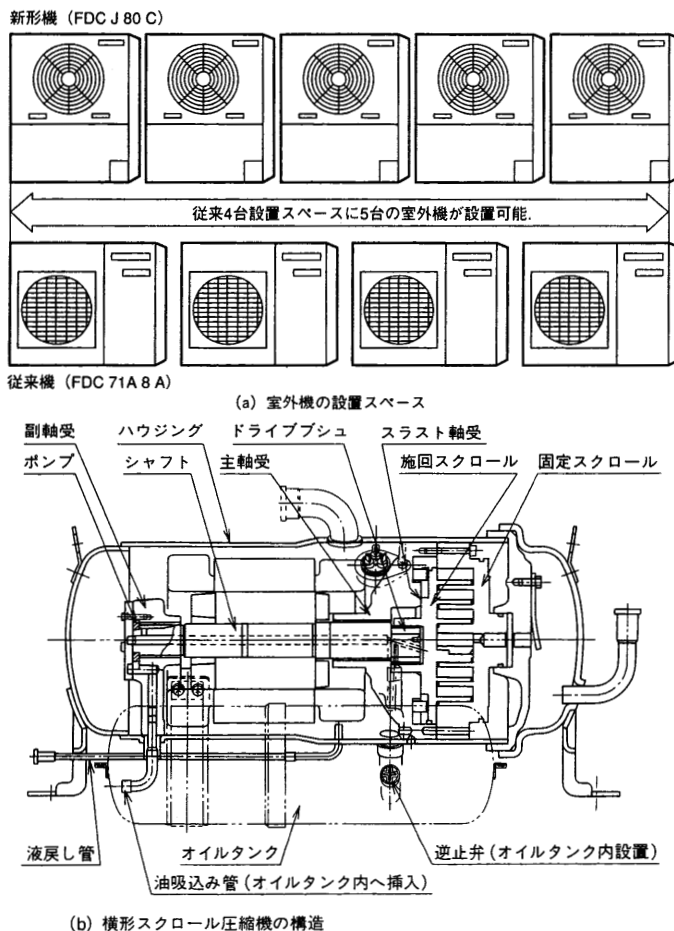


図1 横形スクロール圧縮機の構造と室外機の設置スペース 店舗用エアコン業界では初の横形スクロール圧縮機を搭載することにより、従来左右連続で4台の室外機を設置するスペースに、5台の室外機が設置可能となった。
Structure of horizontal scroll compressor and size of new slim outdoor unit

*1 技術部圧縮機設計課

*2 名古屋研究所圧縮機研究室

機内部へのたまり込み量を低減する必要がある。

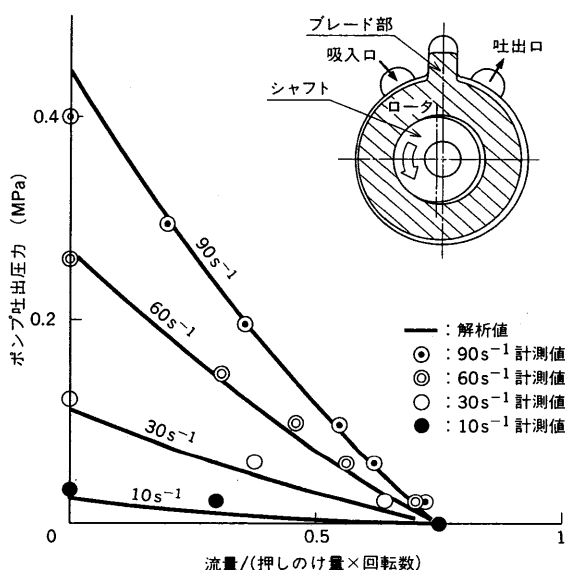
本報では以上のような横形圧縮機特有の技術課題に対する解決を行っている。

2.1 給油分配解析

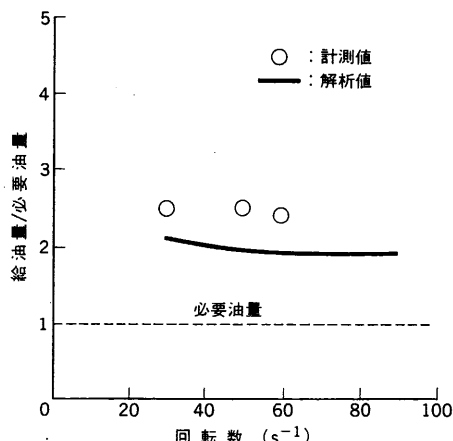
縦形圧縮機の給油系解析⁽¹⁾では、給油経路を等価回路に置換えてしゅう動部への給油量を算出してきた。その油昇圧機構として駆動シャフトを利用した遠心式ポンプを採用し、油だめであるハウジング底部から冷凍機油を吸上げ給油を行っている。しかし、横形圧縮機では油だめを別体のオイルタンクとしているため、遠心式ポンプを使用することができない。このため、容積式ポンプを新規開発し、それを用いた給油系解析を行った。

2.1.1 定常運転時

容積式ポンプにはブレード部とロータ部を一体化したアンローリングピストン式を採用した。ポンプ特性には差圧による漏れとクエット流れによる漏れの2種類を考慮し、解析を行った。図2(a)に回転数を変えた場合の解析結果と試験結果を示す。解析と試験は良い一致を示しており、これを用いて各しゅう動部への給油量を解析した。



(a) 容積式給油ポンプの構造と特性



(b) 主軸受の給油量

図2 容積式給油ポンプの特性と主軸受の給油量

ロータとブレードを一体化したアンローリングピストン式容積ポンプを採用し、軸受への必要油量を確保した。
Structure and characteristics of displacement type oil supply pump and oil supply amount of main journal bearing

次に給油経路を等価回路に置換え、各しゅう動部への給油量を求めた。横形圧縮機の給油経路は次のように構成されている。

冷凍機油は油だめであるオイルタンクから容積式ポンプにより駆動シャフトへくみ上げられる。油はドライブプッシュへくみ上げられる間に副軸受、主軸受へ分配される。各しゅう動部へ給油が行われた後にスラスト軸受へ給油され、余剰の油は油落とし穴を通過する。

以上の各給油経路の圧力損失を求め、一つの管路網として扱うことにより、ニュートンラフソンの収束手法で数値解析を行った。主軸受についての解析結果と試験結果の例を図2(b)に示す。これらの結果から各しゅう動部への給油量を必要油量以上とすることにより、信頼性を確保した。

2.1.2 起動時

横形圧縮機の冷凍機油の吸入経路は縦形と比較して長く、特に圧縮機起動時に給油遅れが生じやすい。また、起動時は圧縮機内部の圧力が低下するため、冷凍機油に溶け込んだ冷媒が発泡し、ポンプの給油能力が著しく低下することが予測できる。このような起動時の給油特性の改善を次の手法により行った。

運転中にハウジング内にたまった冷凍機油は重力でオイルタンク内へ戻り、油吸込み管を経てポンプへ吸入される構造となっており、ハウジング内とオイルタンク内とは均圧が保たれている。しかし、起動時はハウジング内の圧力がオイルタンク内圧力と比較して相対的に低下する。この差圧を増幅してオイルタンク内の冷凍機油を瞬時に給油ポンプへ押込むことができるように、ハウジングからオイルタンクに戻る油経路に逆止弁を設置した。

この逆止弁によって給油遅れを改善した結果を、図3に示す。逆止弁なしの場合、冷媒溶解度が高いときは発泡が激しいため、ポンプ能力の低下の影響を受けていることが分かる。また、最大で1 min程度の遅れが生じており、しゅう動部焼付の恐れがある。一方、逆止弁ありではポンプすきまのばらつきにかかわらず瞬時に給油することを可能にした。これにより、起動時のしゅう動部焼付を防止し、信頼性を確保した。

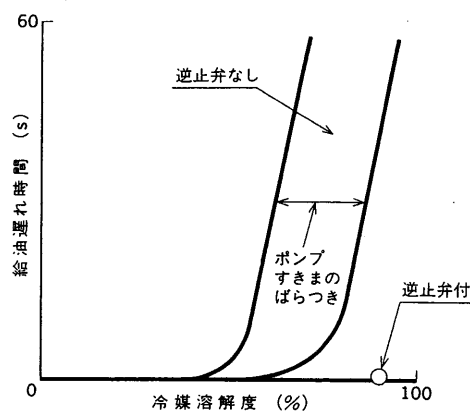


図3 給油遅れ時間 逆止弁を設けることにより、起動時の給油遅れがなくなる。
Delay time of oil supply at compressor starting

2.2 液圧縮回避構造

圧縮機停止時は液冷媒が冷凍機油に溶け込むため、圧縮機内の液面が高くなる。その結果、起動時には圧縮室に液冷媒が入り、液圧縮が生じスクロールのラップ破損が発生する。そこで圧縮機内の液面高さ、筒内圧力、ラップ応力の相互関係を調査した。

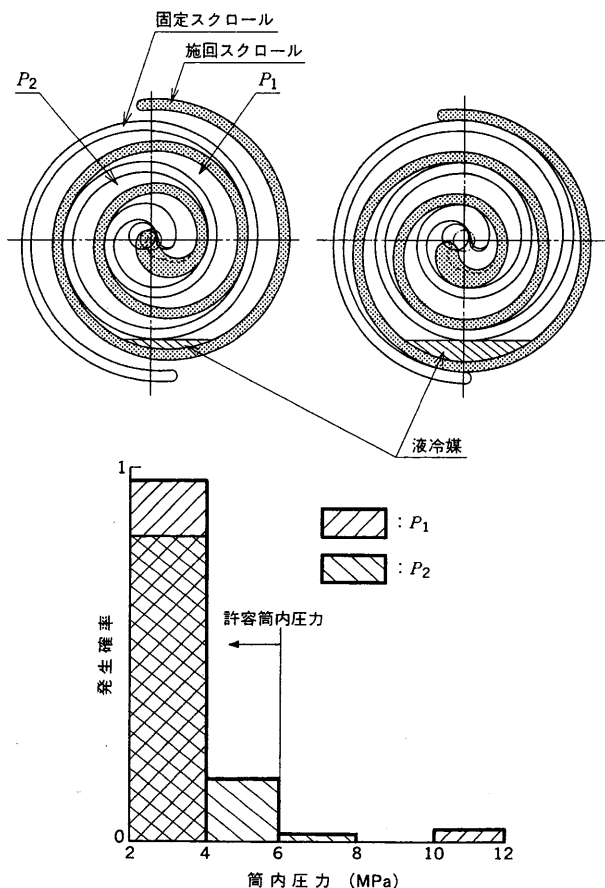


図4 筒内圧力の発生確率分布 起動時の旋回スクロール位置によって、発生する筒内圧力は異なる。
Distribution of probability of cylinder pressure

図4は液面高さ50%（圧縮機内半径対比）における筒内圧力の発生確率を示す。旋回スクロールの停止位置によってたまり込む液量が異なるため、わずかではあるが許容筒内圧力以上の圧力が発生していることが分かる。この許容筒内圧力とは、ラップが疲労破壊しない最高応力（許容応力）時の筒内圧力である。

さらに液面高さをパラメータとして調査した結果、旋回スクロールのかみあい状態にかかわらず、発生圧力を常に許容圧力以下とするためには、液面高さを40%以下とすれば良いことが分かった。この位置に液戻し管を設置することにより、圧縮機内にたまり込む液冷媒量を制限し、ラップ破損に対する信頼性を確保した。

3. 高効率・低騒音化

3.1 可変旋回半径機構最適化

スクロール圧縮機の効率、騒音には可変旋回半径機構⁽²⁾の力学挙動が大きく影響するため、その力学挙動についてまず説明する。図5のように、シャフトピン部と旋回スクロールとの間にはドライブブッシュが設置されており、このドライブブッシュがスライドすることにより旋回スクロールの旋回半径は変化できるようになっている。この機構により、旋回スクロールは、加工、組立誤差があっても固定スクロール歯面と常に接触して旋回運動する。すなわち、加工誤差により、突起物がある場合は、ドライブブッシュが滑ることにより、突起物を回避して旋回スクロールが旋回し、一方、組立誤差により、芯（しん）ずれが生じた場合には、ドライブブッシュがシャフトピンに対して往復動することにより、スクロール歯面がかみあって旋回する。

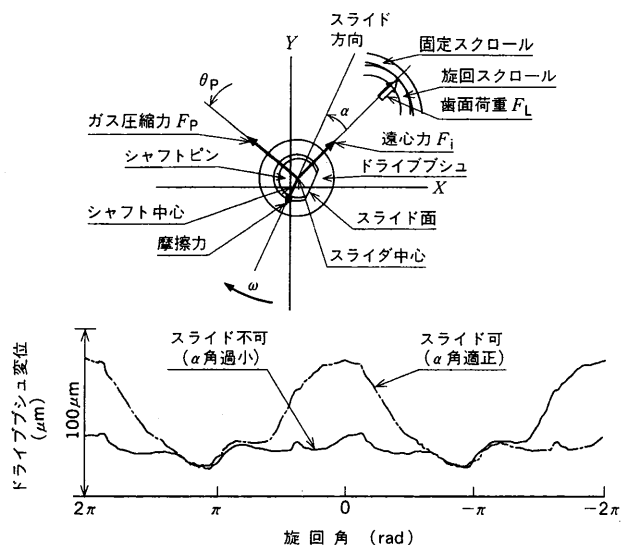


図5 スライド式可変旋回半径機構におけるドライブブッシュ挙動
スライド設定角 α の角度設定により、加工、組立誤差に対するドライブブッシュの追従性が決まる。
Behaviour of drive bush in sliding type variable crank radius mechanism

スクロール圧縮機可変旋回半径機構の力学に注目すると、図5のように、スクロール歯面の接触力である歯面接触荷重 F_L は、旋回スクロールの遠心力 F_i 、ガス圧縮力 F_p 、スライド部の摩擦力の釣合いで決まり、式(1)で表現できる。

$$F_L = F_i + F_p \frac{\cos(\theta_p - \alpha + \delta)}{\cos(\alpha - \delta)} \quad (1)$$

$$\delta = \tan^{-1} \mu$$

$$F_i \propto \omega^2$$

μ : スライド面の摩擦係数

つまり、スライド設定角 α が大きくなると、歯面接触荷重 F_L が増大するため、接触加振力が大きくなって騒音値が高くなることになる。一方、スライド設定角 α が小さくなると、固定スクロールと旋回スクロールの歯面が離れやすくなって、圧縮ガスの漏れが増大して性能が悪化することになる。

したがって、スクロール圧縮機の高効率化及び低騒音化を両立させるためには、性能が悪化しない最小のスライド設定角を設定する必要がある。そのための技術課題として、旋回スクロールに嵌合（かんごう）されたドライブブッシュの挙動把握とスライド面の摩擦係数の把握が必要である。

そこで、ドライブブッシュに取付けた円板の変位を、2方向から計測して求めることで、図5のように、ドライブブッシュの挙動を把握したスライド設定角 α が適正な場合は、ドライブブッシュがシャフトピンに対して往復動して、スクロールの加工・組立誤差を吸収しているのが分かる。つまり、ドライブブッシュがスライドすることで旋回半径は可変となり、旋回スクロールを固定スクロールに常にかみあわせた状態で旋回運動をさせることができる。一方、 α 角が過小な場合は、スライド面の摩擦力が大きくなって、ドライブブッシュはスライドできなくなり、シャフトピンに対してほとんど動かなくなる。したがってこの場合は、加工、組立誤差の量だけ旋回スクロール歯面が固定スクロール歯面から離れ、スクロール同士がかみあわなくなって、圧縮ガスのすきま漏れが生じることになる。次に挙動計測結果を解析することによって実機運転状態のスライド面の摩擦係数 μ を求めた。上述の歯面荷重の式からスライド不可となる回転数における歯面荷重を零として実機運転状態の摩擦係数 μ を求めた。

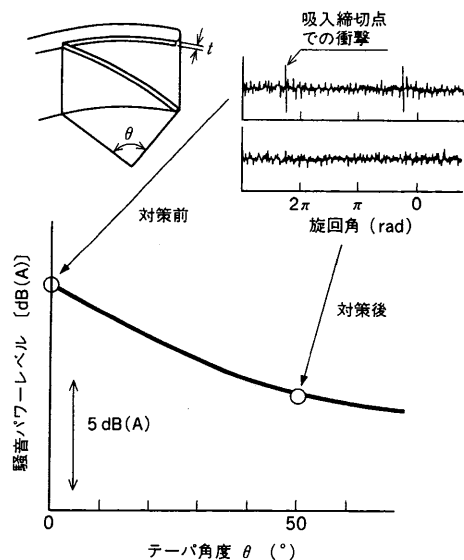


図6 歯面接触平滑化による衝撃音低減
滑らかに歯面を接触させるテーパカット構造により騒音を約6dB(A)低減した。
Reduction of impact noise by smoothing contact force between raps

前記のように求めた摩擦係数 μ を用いて歯面荷重 F_L が零とならない、最小のスライド設定角 α を解析で検討した。その際、実用の最低回転数に、モータスリップも考慮している。

こうした、スライド設定角 α の最適化により、組立誤差等による性能ばらつきを解消し、高効率と低騒音を両立させることが可能となり、ベンチテストでも確認された。

3.2 スクロール歯面接触剛性変化の平滑化による機械音低減

前述のスライド設定角 α の最適化以外に、その主要騒音源であるスクロール歯面での衝撃音を、次のように低減した。

衝撃音の主原因は、図6のような衝撃発生タイミングから、かみあい開始点である吸入締切り点での衝撃によるものと確認できた。特に、組立誤差でのスクロールにねじりが生じると、片側のスクロール歯面の接触が強くなり、大きな衝撃が発生することが分かった。そこで、この衝撃を低減する構造として、スクロール歯面にテーパカットを設けた構造を案出した。この構造は、旋回スクロール及び固定スクロールそれぞれのスクロール最外周のかみあい位置からスクロール中心角 θ にわたって、性能に影響のない深さ t の量だけを斜めに削ったものである。このテーパカットにより、歯丈方向の接触長さを徐々に変化させ、歯面接触剛性を滑らかに変化させることで歯面接触加振力を平滑化し、吸入締切り点の衝撃を低減した。図6はその効果を示している。

さらに、組立ばらつきも考慮して、スクロールの相対ねじり角誤差による騒音増大の悪影響がないよう、テーパカット角度の最適化を実施した。

その結果、吸入締切り点での衝撃をなくし、騒音を約6dB(A)

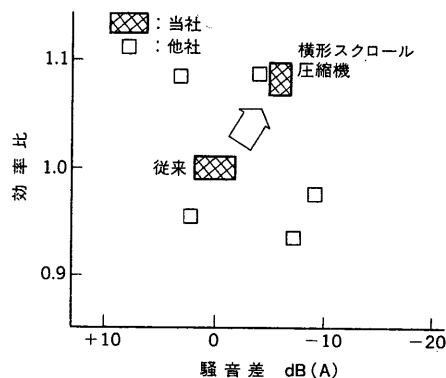


図7 高効率・低騒音化の両立 開発した横形スクロール圧縮機は業界トップレベルの高効率、低騒音を実現した。
Realization of high efficiency and low noise in new scroll compressor

低減することができた。

以上の結果、図7に示すように、“新セゾンエアコン”用に開発した横形スクロール圧縮機は、業界トップレベルの高効率・低騒音を実現した。

4. む す び

従来、店舗用等中大型のエアコンには、冷媒量、潤滑油が多く必要となるため、横形圧縮機は、信頼性の面から縦形圧縮機に比べ不利と考えられ搭載されてこなかった。しかし、本報で述べた信頼性技術により、縦形と同等の信頼性を得ることができ、製品化することができた。

また、圧縮効率の良いスクロール式の圧縮機構を採用し、スクロール圧縮機の持つ長所、短所に性能向上技術と低騒音化技術をうまく適応させることで、高効率、低騒音が両立した業界トップレベルの実力を有する横形スクロール圧縮機を開発することができた。

この横形スクロール圧縮機は、ユニットの母形に合わせて2母形開発した。2.5~3.5 PSのGTHシリーズと4~6 PSのGUHシリーズを合わせ、2.5~6 PSのワイドな能力域で機種展開をし、スリムな室外機の“セゾンエアコン”に搭載している。

以上のように三菱重工の“セゾンエアコン”は、多種多様なニーズに対して、技術と英知を集結させて、一つずつ形にしていこうとすることで、より満足のいくハイアムニティな空調環境に必要な“快適”の実現のために着実に進化を続けている。

参 考 文 献

- (1) 伊藤ほか、ロータリ圧縮機給油系の研究、三菱重工技報 Vol.29 No.5 (1992) p.458
- (2) 平野ほか、カーエアコン用新形スクロール圧縮機の開発、三菱重工技報 Vol.30 No.5 (1993) p.398