スクロール圧縮機作動室内の油が性能に及ぼす影響*

椎 林 正 夫^{*1}, 東 條 健 司^{*1}
池 川 正 人^{*1}, 村 山 朗^{*2}Influence of Circulated Refrigerating Oil in Compression Chamber
on Performance for Scroll CompressorsMasao SHIIBAYASHI, Kenji TOJO,
Masato IKEGAWA, and Akira MURAYAMA

In order to the predict performance of scroll compressors, it is important to estimate both mechanical losses and gas compression power. The mechanical losses are mainly due to the stirring forces of the refrigerating oil and frictional forces between moving parts. It is necessary to understand the influence of the oil on the compressor for improving the accuracy of performance prediction. In this study, sealing effects and cooling effects of the refrigerating oil, which have not yet been studied sufficiently, are discussed. As a result, the effects of the refrigerating oil on the compressor performance and cooling characteristic are clarified.

Key Words: Fluid Machine, Scroll Compressor, Performance, Refrigerating Oil, Oil Content, Seal, Cooling

1. 緒 言

スクロール圧縮機の性能を予測するためには、ガス圧縮動力と機械損失動力の両者を見積もる必要がある。前者のガス圧縮動力の計算については、東條らによる計算機シミュレーションによる方法がある⁽¹⁾。一方後者の機械損失動力には、摩擦損失のほかバランスウェイトが油の中をふれまわるときに生ずるかはん損失などがあり、これらの計算法については石井ら⁽²⁾と著者ら⁽³⁾によって提示されている。図1にスクロール圧縮機の性能に及ぼす影響因子の概要を示す。圧縮機内部を循環する油の機能として、(1)スクロールラップ間のシール作用、(2)圧縮機の各しゅう動部の潤滑、(3)作動ガスの圧縮熱を吸収する冷却作用などの良い作用をする反面、上記したかはん損失が生じるといった悪い作用がある。性能面での油の影響を明確化することは、圧縮機の性能予測の精度向上のためには不可欠である。本研究では、文献(3)に引き続いてこれまで明確になされていなかった油のシール作用と作動ガスへの冷却作用および圧縮性能に及ぼす影響

を、計算と実験とで検討した。

主な記号の説明

C_{p0} : 油の比熱
 C_{pr} : 冷媒ガスの定圧比熱
 G_{0j} : 背圧室油量 (質量流量)
 G_{0s} : 吸入側油量 (質量流量)
 G_r : 冷媒流量 (質量流量)
 L_o : 圧縮機動力
 L_{op} : 循環油加圧動力
 N : 回転速度

図1 スクロール圧縮機の性能影響因子

* 昭和63年11月11日 北陸信越支部北陸地方講演会において講演, 原稿受付 昭和63年5月31日。

^{*1} 正員, (株)日立製作所機械研究所(〒300 土浦市神立町502)。

^{*2} (株)日立製作所清水工場(〒424 清水市村松390)。

- Q_{ch} : チャンバ放熱量
 Q_h : 圧縮機全熱入力
 Q_0 : 油の得た熱量
 Q_r : 冷媒ガスの得た熱量
 P : 圧力
 T : ガス温度
 V : 容積
 V_{th} : 行程容積
 ξ, ξ_0 : 油含有率
 ρ_0 : 油の密度
 添字ほか
 d : 吐出し
 i : 作動室
 s : 吸入
 $*$: 基準となる値

2. 供試圧縮機と油の流れ

2.1 供試圧縮機 図2と図3は本研究で供試した実験用スクロール圧縮機の全体構造を示す。図2の圧縮機はチャンバ内が高温・高圧の零囲気にある縦形の密閉形圧縮機である。上部に固定スクロールと旋回スクロールからなる圧縮要素部を、下部には電動機を配している。旋回スクロールの鏡板とフレームで囲まれた背圧室は、鏡板に設けられた背圧孔を介して圧縮室と連通しており、この室内の圧力は吸入圧力と吐出し圧力との中間的圧力となる。このため軸受部にはクランク軸下端の吐出し圧力と背圧室の圧力との差圧を利用して給油される。一方図3の圧縮機は横形で、圧

図2 密閉形スクロール圧縮機の全体構造

縮要素部の固定スクロールはラップと反対の面が大气に露出しており、旋回スクロールの駆動はオルダムリングおよびクランク軸を介して別設置の電動機にて行う開放形圧縮機である。両供試機は、電動機の定格出力が2.2 kWと3.0 kWの空気調和機用スクロール圧縮機で主な仕様を表1に示す。

2.2 圧縮機内部のガスと油の流れ 図4に密閉形圧縮機における内部のガスと油の流れの概要を示す。冷媒ガスは吸入側油 G_{0s} とともに吸入管より吸入室を経て直接スクロール圧縮要素部に吸入され、スクロール部の圧縮作用により徐々に圧力と温度が高められて固定スクロール上方の吐出し室に至る。なお軸受部から背圧室に流入した油 G_{0j} は、ここから背圧孔を介して、作動室内の圧力が背圧室の圧力より低いときに作動室に移動し、冷媒ガスおよび吸入側油と混合される。このように密閉形圧縮機の場合には、スクロールの作動室に流入した吸入側油と背圧室油は一緒になって冷媒ガスとともに加圧される。吐出し室の冷媒ガスと油 ($G_{0s} + G_{0j}$) は下部の電動機室に至り、ここでガ

表1 供試圧縮機的主要仕様

Type		Hermetic	Open
Displacement Volume	cm ³	62.4	45.0
Built-in Volume Ratio		2.7	2.8
Motor Nominal Output	kW	3.0	2.2

図3 開放形スクロール圧縮機の全体構造

図4 圧縮機内部のガスと油の流れ

ス中に含まれた油の大部分を分離して吐出し管を通して外部に導かれる。電動機室で分離された油はチャンバ下部に落下し、再び軸受部に供給される。一方開放形圧縮機においては、図3に示すように、作動室内を循環する吸入側油の流れと、軸受部などの背圧室の内部を潤滑するため外部の給油ポンプにて油を循環させる背圧室油の流れの二つの給油経路を構成している。したがって、この場合には、吸入側油のみが冷媒ガスとともに加圧される。なおこの油の加圧に要する動力を以後「循環油加圧動力」と称する。

2.3 油の冷却性能と循環油加圧動力

(1) 油の冷却性能 吸入側油は吐出しガス温度 T_d の低減に効果があり、油による T_d 低減の作用を計算で求める。図5に密閉形スクロール圧縮機の簡易的に求めた熱収支モデルを示す。吸入ガス温度 T_s を基準にして熱計算をすすめる。圧縮機への全熱入力 Q_h と冷媒ガスと吸入側油が圧縮機内部で受ける熱量 Q_r, Q_0 とは、チャンバ放熱量 Q_{ch} を考慮して次の関係がある。なおこの場合吸入側油の温度は、吸入ガス温度 T_s と同じ温度となっている。

$$Q_h = Q_r + Q_0 + Q_{ch} \quad (1)$$

$$Q_h = L_0 \quad (2)$$

$$Q_r = G_r \cdot C_{pr} \cdot (T_d - T_s) \quad (3)$$

$$Q_0 = G_{0s} \cdot C_{p0} \cdot (T_d - T_s) \quad (4)$$

次に吸入側油量 G_{0s} が変わっても冷媒流量および圧縮機動力とチャンバ放熱量が変わらないと仮定すると、上式から

$$\begin{aligned} G_r \cdot C_{pr} \cdot (T_d - T_s) + G_{0s} \cdot C_{p0} \cdot (T_d - T_s) \\ = \text{Const.} \end{aligned} \quad (5)$$

となる。式(5)から吸入側油量に対する吐出しガス温度の変化割合 dT_d/dG_{0s} は、

$$\frac{dT_d}{dG_{0s}} = -\frac{C_{p0}(T_d - T_s)}{G_r \cdot C_{pr} + G_{0s} \cdot C_{p0}} \quad (6)$$

で与えられる。したがって吐出しガス温度の変化分 ΔT_d は次式で示される。

$$\Delta T_d = -\frac{C_{p0}(T_d - T_s)}{G_r \cdot C_{pr} + G_{0s} \cdot C_{p0}} \cdot \Delta G_{0s} \quad (7)$$

ここで ΔT_d と ΔG_{0s} はある基準となる値をもとにして表すと次式のとおりととなる。

$$\Delta T_d = T_d - T_{d*} \quad (8)$$

$$\Delta G_{0s} = G_{0s} - G_{0s*} \quad (9)$$

吸入側油量 G_{0s} , G_{0s*} を次式で定義した油含有率 ξ , ξ^* で表す。

$$\xi = \frac{G_{0s}}{G_r + G_{0s}} \quad (10)$$

$$\xi^* = \frac{G_{0s*}}{G_{r*} + G_{0s*}} \quad (11)$$

上式から、油含有率の変化に伴う吐出しガス温度の変化分 ΔT_d を求めると、式(7)は次式で置き換えられる。

$$\Delta T_d = -\frac{C_{p0}(T_{d*} - T_s)}{C_{pr} + C_{p0}\left(\frac{\xi^*}{1-\xi^*}\right)} \cdot \left\{ \frac{\xi}{1-\xi} - \frac{\xi^*}{1-\xi^*} \right\} \quad (12)$$

(2) 循環油加圧動力 スクロールの作動室内を循環する油は、冷媒ガスとともに加圧され、この循環油加圧動力 L_{0p} は次式で与えられる⁽⁴⁾。密閉形圧縮機の場合は

$$L_{0p} = \frac{1}{\rho_0} \{ G_{0s} \cdot (P_d - P_s) + G_{0j} \cdot (P_d - P_b) \} \quad (13)$$

また開放形圧縮機の場合は次のとおりである。

$$L_{0p} = \frac{G_{0s}}{\rho_0} \cdot (P_d - P_s) \quad (14)$$

3. 実験方法

図6に実験装置の概要を示す。圧縮機は作動ガスを冷媒 R 22 としたガスサイクル装置に接続し、性能測定は所定の実験条件でサイクルが安定するまで運転した状態で計測した。ガス流量はルーツ式ガス流量計にて、圧縮機動力は三相電力計にて計測した。また、圧縮機のチャンバ下部と油分離器から導いた油を、油冷却器と油量計を介して吸入配管側へ戻す油配管を設け、配管途中の止め弁の開度により吸入側油量 G_{0s} の調整を行った。吸入配管を介してスクロールの作動室に注入される油が圧縮機内部の圧力にどのような影響を及ぼすか調べるため、指圧線図を計測しさらに吸入室と鏡板外周ポケットの圧力を小形圧力変換器を用いて計測した。指圧線図の計測法については文献(5)とおおむね同一の方法なので説明を省略する。圧縮機各部の具体的な圧力の計測位置を図7に示す。なお図7中()で示した記号は、各測定位置における圧力の値を示す。また、吸入ガス温度 T_s と吐出しガス温度 T_d を

図5 密閉形スクロール圧縮機の熱収支モデル

計測するため、銅-コンスタンタン熱電対を冷媒ガスの吸入口および吐出し口に近い吸入配管と吐出し配管の内部に取付けた。表2と表3に今回の実験条件と供試した冷凍機油の主な物性値を示す。ここで作動室に注入される油量を次式で与えられる油含有率 ξ_0 として定義する。密閉形圧縮機の場合、

$$\xi_0 = \frac{G_{0s} + G_{0j}}{G_r + G_{0s} + G_{0j}} \quad \dots\dots\dots (15)$$

一方開放形圧縮機の場合には

$$\xi_0 = \frac{G_{0s}}{G_r + G_{0s}} \quad \dots\dots\dots (16)$$

となる。なお式(15)中の背圧室油量 G_{0j} の値は、計算⁽⁶⁾と予備実験で得られた値を用いた。

4. 実験結果と検討

4.1 油のシール作用と冷却性能 図8に開放形圧縮機における油含有率 ξ_0 と指圧線図の関係を示す。また図9に ξ_0 と吐出しガス温度 T_d および背圧室圧力 P_b との関係を示す。図8, 9ともに、回転速度 N , 圧力条件 P_d, P_s , 吸入ガス温度 T_s を一定にし、油含有率 ξ_0 のみを変更したものである。これらの T_d と P_b の値は、基準とする ξ_{0*} のときの T_{d*}, P_{b*} をもとにしてそれらとの差 $T_d - T_{d*}$ あるいは比 (P_b/P_{b*}) により

表示した。なお基準とした ξ_{0*} は、後述の図10で示した圧縮機軸動力 L_0 が最も小さくなったときの ξ_0 を選定している。この基準となる油含有率 ξ_{0*} は、開放形圧縮機では $\xi_{0*}=6\%$ 、密閉形圧縮機では $\xi_{0*}=7.5\%$ の値である。図8から、 $\xi_0=2\%$ から $\xi_0=4\%$ と油をふやすと指圧線図は断熱圧縮線に近づき、油によるシール効果が増大していることがわかる。圧縮開始付近では ξ_0 の差による圧力曲線の変化はほとんど見られないが、圧縮行程の中盤以降から ξ_0 の差によるシール作用の違いが顕著に表れている。これはスクロールラップ間の漏れ特性と関連している⁽¹⁾。 ξ_0 の差によるシール作用の変化は、図9の背圧室圧力の変化にも表れている。図8において、指圧線図が断熱圧縮線より上にふくらみ、そのふくらみ具合が大きくなると、作動室とつながっている背圧室の圧力もそれに応じて上昇する。また図9から、 ξ_0 が5%より増大した領域では P_b がほとんど変化していないことがわかる。このことは、この領域では ξ_0 を大きくしても油のシール効果が、 $\xi_0=5\%$ の場合と同程度であることを示唆している。指圧線図の計測において、 ξ_0 が5%を超えた領域では圧力曲線に大きな変化のないことを確認している。

一方、油による冷却性能に関しては、図9から ξ_0 が大きくなるにしたがい T_d 値は漸減し、油による冷却効果が表れていることがわかる。この T_d 変化の実験結果は計算結果とおおむね一致している。計算結果では ξ_0 が1%増加すると、 T_d は約1.6°Cの比率で低下

図6 実験装置

図7 圧縮機内部の圧力計測の位置

表2 実験条件

	Unit	Condition
Gas		R - 22
Pressure Ratio		3.5
Suction Pressure	MPa	0.6
Discharge Pressure	MPa	2.1
Suction Gas Temperature	°C	20.0
Oil Ratio of Flow	%	2.0 ~ 25.0
Temperature of Oil Supply	°C	20.0
Speed	S ⁻¹	57.8

表3 冷凍機油の物性値

	Unit	Physical Properties
Density	g/cm ³	0.94
Viscosity	m ² /s	55.0×10 ⁻⁶ (40°C)
	m ² /s	6.3×10 ⁻⁶ (100°C)
Specific Heat	kJ/kg/K	2.01

する。なお ξ_0 が 5 % より小さい領域と ξ_0 が 15 % より大きい領域では、実験値の T_d が計算値の T_d より高く表れている。これは後述する圧縮機動力の増加による影響と考えられる。

4.2 圧縮性能 油含有率 ξ_0 が圧縮性能に及ぼす影響の実験結果を、循環油加圧動力 L_{op} の計算結果と併せて図 10 に示す。縦軸の各性能値は、基準となる油含有率 ξ_{0*} のときの体積効率 η_{v*} 、圧縮機動力 L_{0*} をもとにして、それらの比 η_v/η_{v*} 、 L_0/L_{0*} 、 L_{op}/L_{0*} で表している。なお基準とした ξ_{0*} は前述したとおりである。また図 11 に吸入配管を介して作動室に油を注入したときの吸入室圧力 p_{s0} と鏡板外周ポケット圧力 p_f の圧縮機 1 回転あたりの圧力変化を示す。図 10 から ξ_0 が 5 % より小さい領域では、 ξ_0 が低下すると体積効率 η_v と圧縮機動力 L_0 が大きく変化し、圧縮性能が低下していることがわかる。この原因は油のシール作用の低下に伴うガス漏れの増加と再圧縮動力の増加の影響である。また、 ξ_0 が 10 % を超えた領域では η_v は

変わらず、 L_0 が ξ_0 に対してゆるやかに増加している。この動力増加は、図 11 の圧力変動が若干増大した様子から伺えるように、吸入室および背圧室内での油かくはん損失が増加したためと考えられる⁽³⁾。なお L_{op} の計算値は、圧縮機動力 L_0 に対してきん少であり、 L_{op} は大きな影響を及ぼさないと判断できる。以上のことから圧縮性能と冷却性能の観点から、 ξ_0 は 5 % から 10 % の範囲が適正であることがわかった。なお図 11 から、吸入配管を介して作動室に油を注入してやると、鏡板外周ポケットの圧力変動がわずかながら増加していることがわかる。この部分の圧力変動の大きさと、この部分にとどまっている油の量とは相関のあることが知られており⁽³⁾、上記した P_f の圧力挙動から作動室内の油は、背圧孔を介して背圧室側に、ひいては鏡板外周ポケットへ移動していると推察される。

5. 結 言

スクロール圧縮機の作動室内を循環する油が、冷媒ガスの冷却と圧縮性能に及ぼす影響を計算と実験にて検討を行い、以下の結論を得た。

(1) 作動室を循環する油の量は、冷却と圧縮性能の観点から適正値がある。この値は油量と冷媒ガス量との比率で定義した油含有率 ξ_0 で表示すると、おお

図 8 油含有率と指圧線図との関係

図 9 油含有率と冷却性能との関係

図 10 油含有率と圧縮性能との関係

$$\begin{aligned}
 N &= 57.8 \text{ S}^{-1} \\
 P_d &= 2.1 \text{ MPa} \\
 P_s &= 0.6 \text{ MPa} \\
 T_s &= 20 \text{ }^{\circ}\text{C}
 \end{aligned}$$

図 11 吸入側油と圧縮機内部の圧力挙動

むね 5 % から 10 % の範囲となる。

(2) 油による吐出しガス温度 T_d の冷却効果を計

算で求めると、油含有率 ξ_o が 1 % 増加すると T_d 値は約 1.6°C の比率で低下する。この計算結果は実験結果とおおむね一致していることを確認した。

(3) 指圧線図の計測結果から、油含有率が 5 % より小さい領域では油によるシール効果が不十分となるため、圧力曲線が断熱圧縮線に対して上に大きくふくらむことがわかった。

(4) 循環油加圧動力の計算値は、圧縮機動力に対してきん少と見積もられ、この加圧動力は圧縮性能に大きな影響を及ぼさないと考えられる。

文 献

- (1) Tojo, K., ほか 5 名, *Proc. Purdue Compr. Technol. Conf.*, (1986-8), 872.
- (2) 石井・ほか 5 名, 機論, 53-495, C (昭 62), 2295.
- (3) 椎林・ほか 3 名, 空調冷凍講義集 (昭 62-4), 121.
- (4) 日本機械学会編, 機械工学便覧第 9 編 (昭 52), 9-28.
- (5) 森下・ほか 5 名, 第 927 回講演会前刷集 (昭 58-8), 9, 日本機械学会.
- (6) 森, 潤滑, 13-2 (昭 43), 36.