

特集 斜板型圧縮機の斜板・シュー間の油膜計測*

Measurement of Oil Film between Swash Plate and Shoe for Swash Plate Type Compressor

上田元彦 及部一夫 井上孝 松田三起夫 稲垣光夫
 Motohiko UEDA Kazuo OYOBE Takashi INOUE Mikio MATSUDA Mitsuo INAGAKI

It is a key point that the understanding of lubrication condition for contact parts between swash plate and shoe in swash plate type compressor. Authors attempted to fix oil film thickness between swash plate and shoe to be quantity.

The method obtains the oil film thickness by the absolute value between the distribution of oil film thickness and the average oil film thickness.

To be concrete, the distribution of oil film thickness can be obtained by observing the interference fringe of reflection seen in the glass face and the base face of shoe regarding a face of swash plate as the glass face, and locating optical system in the swash plate. Also, the absolute value of the average oil film thickness can be obtained by measuring the electric resistance between swash plate and shoe, making the periphery of piston insulate and then connecting piston with swash plate electrically through shoe.

As a result, we have found out that the oil film thickness is well-lubricated without shortage in the condition ranging from normal operation to low oil rate operation.

Key Words : Swash Plate, Shoe, Oil Film, Compressor, Optical Interference Method, Electric Resistance Method

1. まえがき

カーエアコンにおける圧縮機の潤滑は、オイルを冷媒とともにサイクル内に循環させることで行っている。そのため、マグネットクラッチの断続や速度変動などにより圧縮機へのオイルの戻りが間欠的となるため、圧縮機内の摺動部の潤滑状態を把握することは信頼性を高める上で重要である。しかし、斜板・シュー間の潤滑状態を決定する油膜の形成状態を冷凍サイクル運転中に観察した報告はない。

そこで、著者らは、斜板型圧縮機を取り上げ、圧縮機内で高速で摺動する斜板とシュー間の油膜の形成状態を観察し、さらに斜板とシュー間の油膜厚さの定量化を試みた。

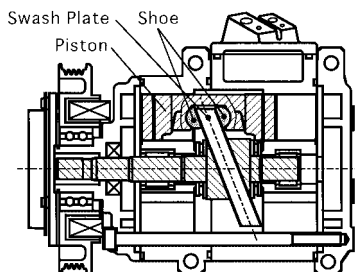


Fig.1 Swash plate type compressor

2. 斜板型圧縮機と斜板・シュー摺動部

今回取り上げたカーエアコン用の斜板型圧縮機の概略をFig.1に示す。斜板型圧縮機とは斜板の回転をピストンの前後運動に変換し、吸入、圧縮動作を行う圧縮機で、斜板の前後に作動室を持ち、ピストンは両頭タイプとなっている。そして、この斜板の回転をピストンに滑らかに伝達するために、斜板とピストンの間に半球状のシューと呼ばれる部材が組み込まれている。Fig.2に斜板およびシューの拡大図を示す。斜板の材質はアルミ合金、シューは軸受鋼であり、シューの中央はわずかに凸形状になっている。

斜板とシューの接触部直径は11mm、クリアランスは約40 μmに設定され、その表面は鏡面仕上げされている。

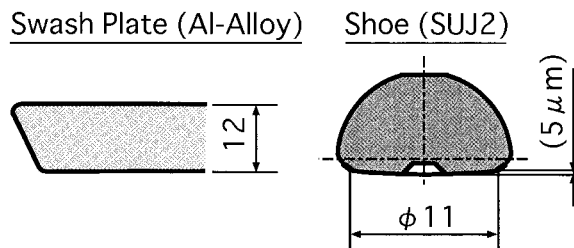


Fig.2 Swash plate and shoe

(株)日本トライボロジー学会の了解を得て、トライボロジスト 第44巻 第8号(1999)より加筆、転載

圧縮時に生じる接触部の面圧は、夏場など高熱負荷時を想定した圧力条件（吐出圧力3.0MPa，吸入圧力0.4MPa）においては最大17MPaで、また、摺動速度は圧縮機の最高回転数9000r/minにおいては最大30m/sとなり、高面圧、高速の摺動条件となっており、この部分の潤滑状態は、斜板式圧縮機の信頼性にとって重要なキーポイントとなっている。

運転中の斜板式圧縮機の潤滑状態として 吸入配管、斜板式圧縮機内部を可視化し、斜板式圧縮機に吸入されるオイルの様子を観察したものをFig.3に示す。

オイルは蛍光剤によって明るく発色している。

斜板式圧縮機が起動すると吸入配管に溜まっていたオイルが一気に吸入され、しばらくオイルは斜板式圧縮機内にほとんど戻らず、この間、斜板とシューの接触部は内部に溜まっていたオイルで潤滑される。そして、約15秒後には、サイクルを循環したオイルが戻ってきて斜板とシューの接触部を潤滑することがわかる。

カーエアコンではマグネットクラッチの断続や速度変動があることなどから上記のようにオイル戻りは間欠的となる。

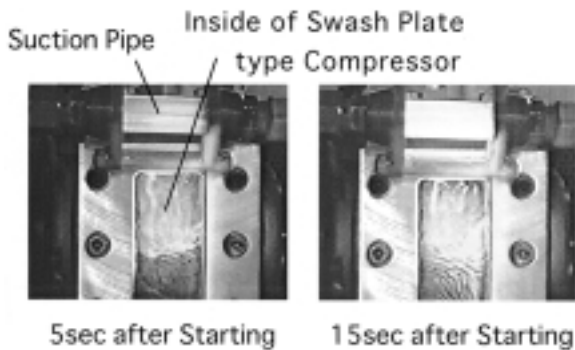


Fig.3 Lubrication condition inside compressor

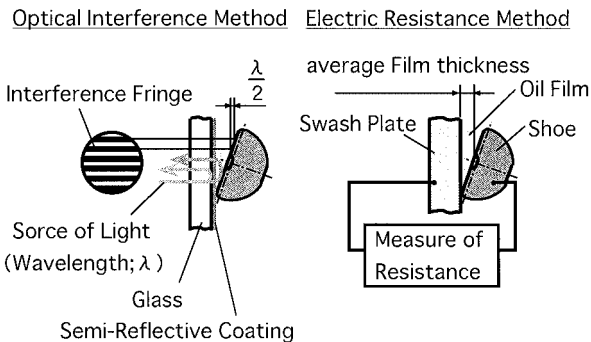


Fig.4 Measure of oil film thickness

これらのことから斜板式圧縮機の斜板とシューの接触部は潤滑を十分に考慮した設計が重要であることがわかる。

3. 実験方法

3.1 油膜厚さ計測の考え方

斜板とシュー間の潤滑状態を把握するためには、油膜厚さの分布を高精度に計測しなければならない。そこで、著者らは軸受け用の鋼球と平面間の油膜計測に用いられている光干渉法¹⁾を応用し、Fig.4に示すように、ガラス面とシュー底面の反射光の干渉縞を観察することでシューの傾きを計測すると同時に、斜板とシュー間の電気抵抗を計測することで平均油膜厚さを算出する方法を考案した。なお、光干渉法での干渉縞の分解能は光の波長に対し、 $\lambda/2$ となる。

本測定法により、斜板とシュー間の全体の油膜厚さが計測でき、油膜切れの発生の有無や、油膜が最も薄くなり潤滑状態が悪くなっている場所を知ることができる。

3.2 実験用圧縮機

Fig.5に光干渉法を適用するために製作した斜板式圧縮機の概略を示す。

厚さを拡大した斜板の一面はガラス面とし、斜板内部に設けた空間に配置したプリズムにより、圧縮機後

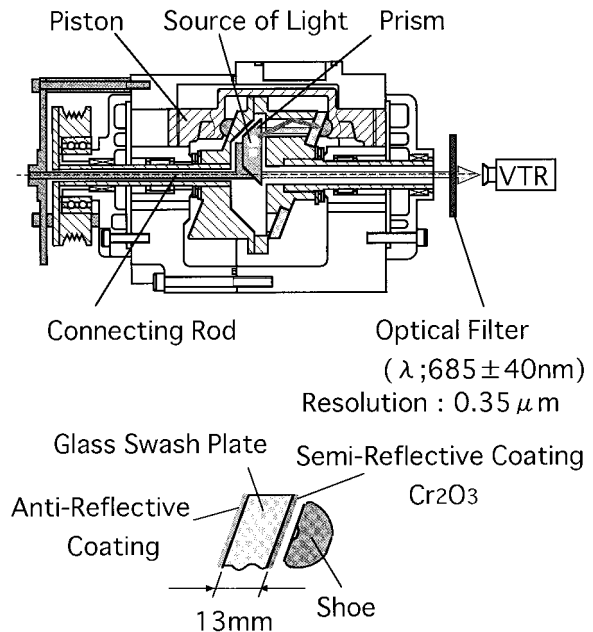


Fig.5 Construction of compressor for optical interference method

端からシャフトの貫通穴を通じて斜板のガラス面とシュー間の摺動部を観察できる構成となっている。照明はプリズム横に配置した白色光源で行い、これらプリズム、光源で構成される光学系はロッドで圧縮機外部に固定されている。このため、斜板が回転しても光学系は回転することなく、同一箇所の斜板・シュー間の油膜を吸入、圧縮行程で連続的に観察することができる。

ガラスのシュー側の面には、半透膜としてクロム膜を十分な剥離強度が得られるようにスパッタリングにより蒸着した。半透膜の透過率によって干渉縞の鮮明さが異なるため、Fig.6に示すようにシューを圧縮機内雰囲気にした密閉容器中に入れ、透過率が異なる半透膜で干渉縞を調査し、その結果、最も鮮明に干渉縞観察が行える透過率30%を選定した。また、裏面には鮮明な干渉縞が得られるよう無反射膜を蒸着している。

干渉縞の分解能は、干渉フィルタの中心波長で決定されるが、 $0.5\ \mu\text{m}$ 以下の分解能が得られることと、高速度ビデオで撮影した際の干渉縞の見やすさを考慮し、赤色の干渉フィルタを選定し、分解能 $0.35\ \mu\text{m}$ を確保している。

また、ガラスの平面度は干渉縞の分解能よりも小さい $0.2\ \mu\text{m}$ 以下となるよう研磨仕上げをしている。

なお、干渉縞の観察には1000コマ/秒の高速度ビデオカメラを用いた。

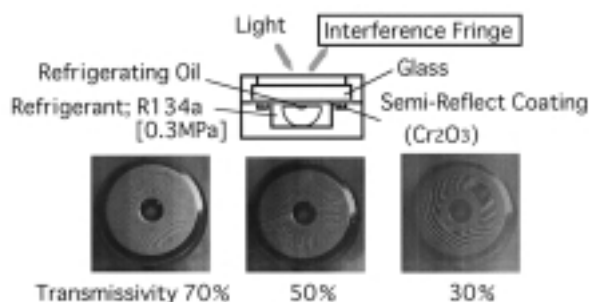


Fig.6 Investigation of transmissivity

次に、金属部材間の油膜の厚さを電気抵抗を計測し、算出する方法²⁾を利用することにより斜板・シュー間の平均油膜厚さを計測するための構成をFig.7に示す。

圧縮機のピストン表面には、シリンダとの摺動抵抗を低減するため $50\ \mu\text{m}$ 程度の膜厚のテフロンコーティングが施されており、シリンダとピストンは電氣的に絶縁された状態となっている。

また、本試験圧縮機においては、斜板の片側がガラ

スで絶縁されていることから、ピストンはガラス面と反対側のシューのみを介し、斜板と電氣的につながっていることになる。

具体的な構成としては、ピストンの前後運動に追随するリンクを圧縮機内部に組み込み、ワイヤスプリングにより給電し、斜板からスリップリングを介し接地する構成とした。

計測した電気信号を別途行った較正試験の結果を用いて換算することで、平均の油膜厚さを連続的に算出することができる。なお、校正の結果、油膜の抵抗は $20\ \text{k}\ \Omega / 1\ \mu\text{m}$ であった。

以上のように、干渉縞の観察でシューの傾きが得られ、電気抵抗の計測で平均油膜厚さが得られることから、これらを同時に行うことにより、実サイクル運転中の斜板・シュー間の油膜厚さを連続的に定量化することができる。

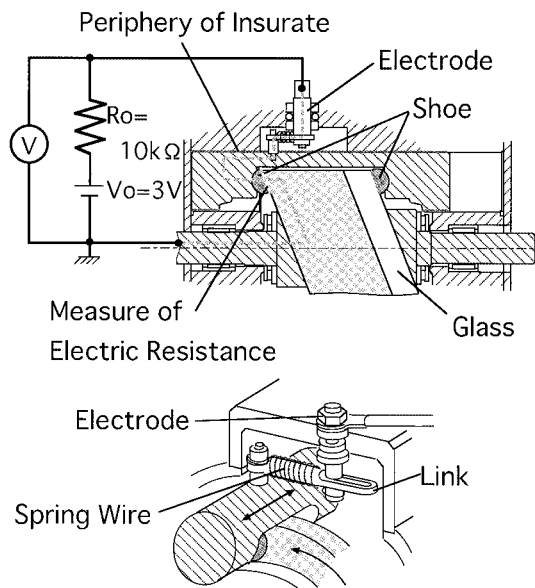


Fig.7 Construction of compressor for electric resistance method

3.3 実験用冷凍サイクル

Fig.8に実験の冷凍サイクルの概略を示す。

圧縮機に吸入されるオイルの割合は斜板・シュー間の油膜形成状態に与える影響が大きいと考えられるため、本実験では冷凍サイクルを流れる冷媒とオイルの重量比率(以下、オイルレートという)を調整可能とした。

試験用圧縮機から吐出されたオイルを含んだ冷媒は、オイル分離器にてオイルを分離されたのち凝縮器、受液器を経て液化される。

オイルはオイル分離器から受液器下流に流量調整弁にて流量を調整しながら戻され、再び冷媒と混合される。この直後で冷凍サイクルを循環する冷媒・オイルの混合物の流量とオイルレートを計測し、循環オイル量を算出する。

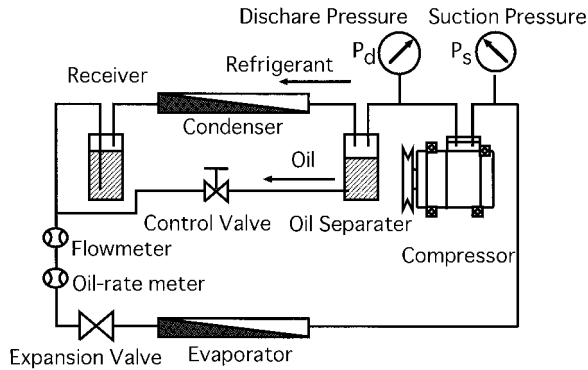


Fig.8 Schematic view of experimental apparatus

3.4 実験条件

今回の実験では、圧縮機で一般的な性能評価条件の吸入圧力0.3MPa、吐出圧力1.6MPa、回転数1000r/min、吸入温度10℃を基準とし、吐出圧力、回転数、サイクル内のオイルレートをパラメータに計測を行った。Table 1 にパラメータを示す。

Table 1 Parameter of measurement

Speed, r/min	500, 1000, 2000
Discharge Pressure, MPa	1.1, 1.6, 2.1
Suction Temperature, °C	10 (constant)
Oil-rate	0.5~5% [Normal Operation; 5%]

4. 実験結果

4.1 光干渉法による観察

初めに油膜の様子を観察した結果の一例を示す。

Fig.9は、通常のオイルレートである5%で運転した場合の圧縮行程での油膜を観察した結果で、Fig.10は、オイルレートが低い場合である0.5%の圧縮行程での油膜の観察結果である。

4.4.1 オイルレート5%(通常)の場合

- ・干渉縞は圧縮行程中ずっと内側から外側に広がってゆく。

- ・圧縮行程の前半から半ばにかけて、干渉縞はシュー中心を中心とした同心円形状となり、圧縮行程の後半には干渉縞の中心が斜板移動方向で外側にずれる。

という現象が観察できた (Fig.9)

この観察結果より、斜板とシュー間の油膜は圧縮が進むにつれて薄くなり続けること、また、圧縮行程の前半では、斜板とシューは平行となっているが、後半になるに従いシューは斜板に対し斜板の回転方向で外側に傾き、油膜は斜板の出口外側が薄くなってゆくことがわかった。

圧縮行程の後半で、油膜がこのような理由として定性的には以下のことが考えられる。

ピストンの圧縮による反力は、シューを介し斜板に作用している。この力はシューと斜板間の油膜が受けることになり、圧縮行程の後半になるに伴い、圧縮反力は増大し油膜に作用する面圧も上昇する。

一方、シューと斜板間には、斜板の表面に付着したオイルが斜板の回転につれて供給されていると考えられる。従って、圧縮の前半の面圧が低い場合は、シューと斜板間の油膜は平行を保っていられるが、面圧が高くなると、シュー球座面とオイルの摩擦によりシューが傾斜すること、また、油膜がその荷重を支えるためにはオイルのくさび作用が必要となることの2つの作用により、斜板の出口外側の油膜厚さが薄くなると考えられる。

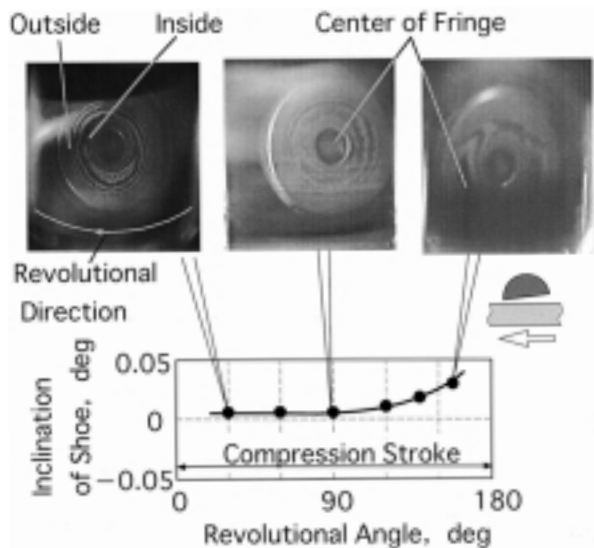


Fig.9 Condition of oil film (oil-rate 5%)

4.1.2 オイルレート0.5%の場合

潤滑条件の良い通常のオイルレートでの結果と異なり、

- ・ 干渉縞は、圧縮行程の前半では内側から外側に広がってゆくが、圧縮行程の後半では広がらなくなる。
- ・ 圧縮行程の前半で干渉縞の中心は斜板の移動方向にずれ、圧縮行程の後半にシュー中心を中心とした同心円形状になってゆく。

という現象が観察できた。(Fig.10)

このことから、オイルレートが低い場合には、通常のオイルレートの場合に比べ、シューと斜板間へのオイルの供給量が少なく、圧縮行程の前半の面圧の低い状態からシューは斜板に対して傾き、この状態から、さらに面圧が上昇すると、シューは最小の油膜厚さを保持しつつ斜板と平行の状態になると推測できる。

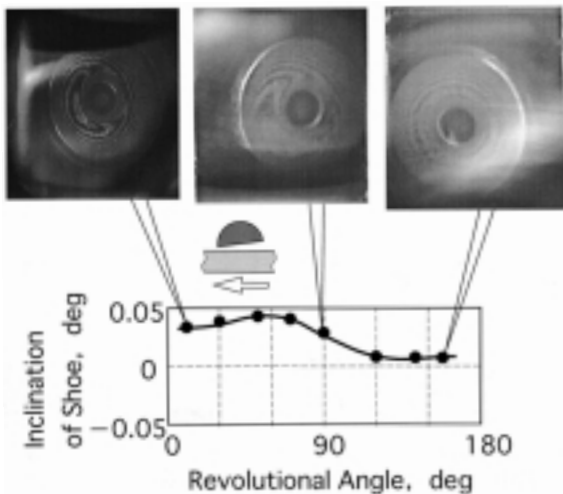


Fig.10 Condition of oil film (oil-rate 0.5%)

4.2 圧縮行程における油膜厚さ

上記の干渉縞の観察結果と電気抵抗から算出した平均油膜厚さとから算出した最小油膜厚さについて述べる。

Fig.11は、回転数1000r/min, 吸入圧力0.3MPa, 吐出圧力1.6MPaでの圧縮行程中の油膜厚さの変化と斜板とシュー間の摺動部の面圧を示したもので、摺動部の面圧は、作動室の圧力の測定値より計算した。

4.2.1 オイルレート5%(通常)の場合

圧縮開始から圧縮が進むにともない斜板とシュー間の面圧が高くなり、平均油膜厚さは次第に薄くなっていく。この結果は先に説明した油膜形成状態の観察結果と定性的によく一致する。

平均油膜厚さは、圧縮開始時における32 μmから、

面圧が増加し始める斜板の回転角度約30度から50度の間で15 μm程度に急激に減少し、その後徐々に薄くなるが、上死点においても6 μmの油膜厚さとなっている。

また、この上死点において最小油膜厚さは、3 μm確保されており油膜切れを起こすことはない。

油膜が圧縮初期に急激に減少する原因としては、以下のことが考えられる。

本試験圧縮機は、両頭式のピストンを持ち、斜板の両側にシューが組み付けられ、斜板とシューのクリアランスは両側の合計で約40 μmとなるよう調整し、組み付けられている。

このクリアランスは、斜板の両側のシューに分配されることになるが、その大部分は荷重の作用しない吸入行程にある側のシューとの隙間になる。実際の圧縮開始時の油膜厚さの測定値も32 μmとなっており、組み付けクリアランス約40 μmから上死点での油膜厚さ6 μmを引いたものに相当している。

この状態では、斜板とシューの間にオイルは満たされているが油膜には圧力がほとんど発生していない。

ここから、圧縮が進みシューに荷重が作用し始めると、斜板とシューの間の油膜は急激に押しつぶされ、圧力が発生する。この圧力が、シューに作用する荷重と釣り合うようになるまで油膜は急激に薄くなり、その後はシューの荷重の増加に従い徐々に薄くなってゆくと考えられる。

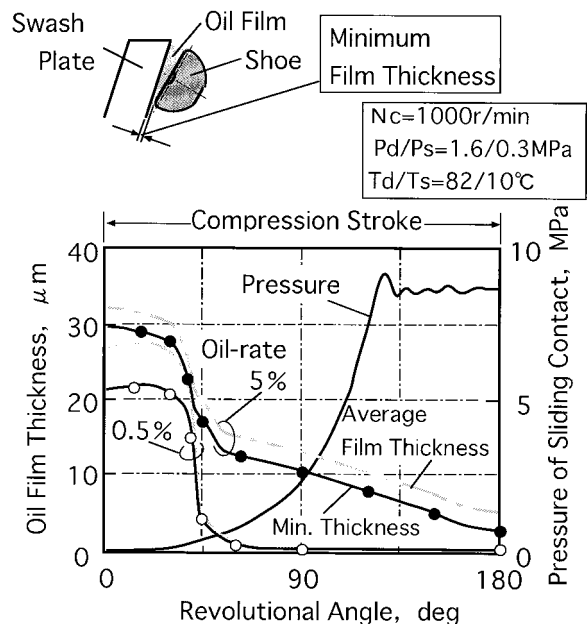


Fig.11 Oil film thickness during compression stroke

4.2.2 オイルレート0.5%の場合

通常のオイルレートの場合と同様に、斜板の回転角度が約30度から50度の間で急激に減少している。

しかし、その後については、通常のオイルレートの場合には油膜厚さが次第に薄くなってゆくのにに対し、オイルレートが低い場合には、油膜厚さがほぼ一定の0.3 μm程度を保ちながら圧縮が進んでゆく。

この時、油膜が最小となる部位においても、油膜切れが発生しシューと斜板が金属接触をするようなことはなかった。これは、油膜の観察結果ともよく一致している。

4.2.3 各種条件で上死点での油膜厚さ

これまでの検討により、上死点で油膜が最も薄くなり潤滑条件が厳しいことがわかった。

そこで、上死点での油膜厚さを、各種試験条件において測定し、油膜切れの発生の有無を調査した。

Fig.12, Fig.13に、その結果を示す。Fig.12は回転数をパラメータに吐出圧力に対する最小油膜厚さを示した図で、Fig.13はオイルレートを変えたときの各回転数、各吐出圧力での最小油膜厚さをプロットした図である。なお、吸入圧力は0.3MPaとした。

Fig.12より、低速で高圧になるほど油膜厚さは薄くなる。これは流体潤滑では油膜厚さは速度に比例し、特にEHL潤滑では速度の0.67乗に比例し³⁾、この関係は冷媒の溶解した潤滑油についても成立すること⁴⁾、また、高圧ほどピストンに作用する圧縮反力は大きくシューの荷重が大きくなることから当然のことといえる。

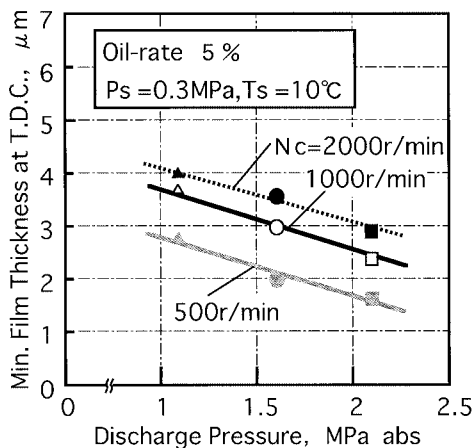


Fig.12 Relationship between discharge pressure and minimum film thickness

次に、今回計測した条件での最小油膜厚さをオイルレートでまとめる(Fig.13)と、オイルレートが低くなるに従い最小油膜厚さは薄くなっている。これは、オイルレートが低くなると、冷媒に溶解した潤滑油の粘度が低下するためである。通常のオイルレートにおいては、回転数や圧力などの条件により最小油膜厚さが変化しているが、オイルレートが低くなるほど条件による最小油膜厚さの差が小さくなっている。オイルレートが低い0.5%の状態では、ほぼ一定の0.3 μmとなっている。

今回の試験条件では、通常のオイルレートの場合はもちろんオイルレートの低い場合においても油膜切れが生じることはなく、実機の斜板型コンプレッサの斜板とシュー間は良好な潤滑状態であることが確認できた。

今回は定常状態での試験であり、今後は過度状態や液洗い状態などの特殊な条件における潤滑状態の把握が必要である。

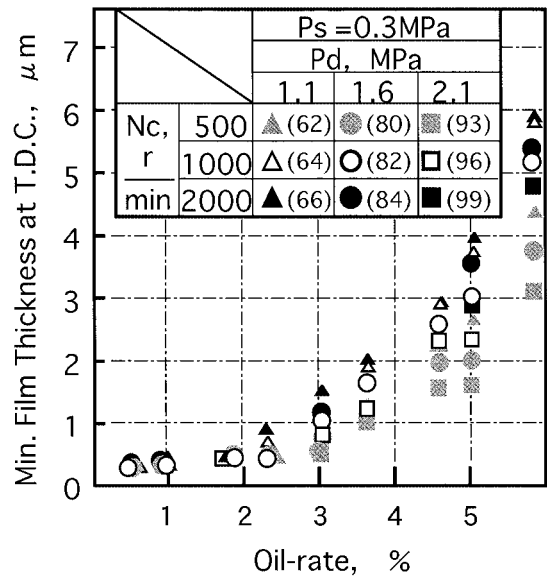


Fig.13 Relationship between oil-rate and minimum film thickness

5. むすび

実サイクル運転中の斜板型圧縮機の斜板とシュー間の油膜厚さを、斜板内部に光学系を組み込み光の干渉縞を観察すると同時に、シューと斜板間の電気抵抗を計測することで、定量化する方法を考案した。

試験用の圧縮機を製作し、サイクルのオイルレート、圧縮機の吐出圧力、回転数をパラメータに油膜厚さを計測した。得られた結果は以下のとおりである。

- (1) 油膜は、低速で高圧ほど薄くなり、また、ピストンが上死点に達したときに最も薄くなる。
- (2) サイクルのオイルレートが低いほど油膜厚さは薄くなるが、今回の試験条件においては、通常のオイルレート5%の状態からオイルレートの低い0.5%の状態まで、シューと斜板間の油膜切れが生じることはなく、良好な潤滑状態である。

<参考文献>

- 1) 明井正夫, 水原和行: “冷媒溶解下での油膜厚さ測定装置の開発と油剤の評価”, 機械技術研究所報, Vol.48, No.4(1994), p.197.
- 2) 緒方政則, 北田富美夫, 藤井拓蔵: “リップ型オイルシールに関する研究”, 潤滑, Vol.23, No.2(1982), p.135.
- 3) H.Hamrock: “Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contact Part”, Trans. ASME. Jour. of Lubr., Vol.99, No.2(1977), p.264.
- 4) M.Akei: “The Elastohydrodynamic Properties of Lubricants in Refrigerant Environments”, Tribology Trans., Vol.40, No.1(1997), 1.

<著者>



上田 元彦
(うえだ もとひこ)

冷暖房開発2部
エアコン用コンプレッサの研究に従事。



及部 一夫
(およべ かずお)

冷暖房開発2部
エアコン用コンプレッサの研究に従事。



井上 孝
(いのうえ たかし)

(株)日本自動車部品総合研究所 23
チーム
エアコン用コンプレッサの研究に従事。



松田 三起夫
(まつだ みきお)

(株)日本自動車部品総合研究所 23
チーム
エアコン用コンプレッサを中心とした流体機械の研究に従事。



稲垣 光夫
(いながき みつお)

(株)日本自動車部品総合研究所 第
2グループ
空調機器を中心とした車両機器の研究に従事。