

# 空調用圧縮機の信頼性に関する研究

平成 27 年 3 月

湘南工科大学 大学院  
工学研究科 機械工学専攻

呉服 栄太

## 目 次

第 1 章 緒論	1
1. 1 ガスヒートポンプ	1
1. 2 圧縮機の種類	2
1. 3 マルチベーン式圧縮機	3
1. 3. 1 マルチベーン式圧縮機の信頼性	3
1. 3. 2 マルチベーン式圧縮機の高効率化	4
1. 4 スクロール式圧縮機	5
1. 5 本研究の目的	6
1. 6 本論文の概要	6
参考文献	7
第 2 章 マルチベーン式圧縮機ベーン先端部潤滑の実験解析	15
2. 1 はじめに	15
2. 2 供試圧縮機と電気抵抗計測法	16
2. 2. 1 圧縮機, 潤滑油, 冷媒	16
2. 2. 2 接触電気抵抗計測法	16
2. 3 サイクル内油膜形成状態	16
2. 4 油膜形成に及ぼすパラメータの影響	17
2. 4. 1 吸入過熱度の影響	17
2. 4. 2 吸入 OCR 量の影響	18
2. 4. 3 回転速度の影響	18
2. 4. 4 吸入圧力の影響	18
2. 4. 5 吐出圧力の影響	18
2. 4. 6 各運転条件と油膜生成の傾向とその要因	19
2. 5 空調システム実験による油膜形成	19
2. 6 耐久試験によるベーン摩耗	20
2. 7 まとめ	20
参考文献	21

第3章	マルチベーン式圧縮機ベーン先端部潤滑の理論解析	40
3.1	はじめに	40
3.2	主な記号	41
3.3	ベーン先端部油膜厚さ計算手法	42
3.4	簡易入力値による計算結果	43
3.4.1	各作用力・物性値の入力条件	43
3.4.2	計算結果と実験結果の比較	45
3.5	高度化計算解析に基づく油膜厚さ	46
3.5.1	ベーン背部圧力の理論計算	46
3.5.2	圧縮室内圧力の実験式作成	46
3.5.3	ベーンーベーンスロット間境界摩擦係数の実測	48
3.5.4	冷凍機油粘度への温度・圧力変化の考慮	48
3.6	油膜形成への吸入圧力上昇の影響	49
3.6.1	ベーンスロット押付力ピークの進角	49
3.6.2	ベーンーベーンスロット間摩擦力の影響	50
3.6.3	油膜厚さ計算解析と実験結果の比較	51
3.7	まとめ	51
	参考文献	52
第4章	マルチベーン式圧縮機の吐出経路最適化による高効率化	72
4.1	はじめに	72
4.2	運転条件が過圧縮に及ぼす影響	72
4.2.1	供試圧縮機・冷媒・冷凍機油	72
4.2.2	圧縮室内圧力計測方法	73
4.2.3	吐出弁拳動計測方法	73
4.2.4	吸入・吐出圧力計測方法	73
4.3	動力損失要因解析	74
4.4	過圧縮損失の傾向と増加要因	74
4.4.1	回転速度変更に伴う過圧縮の変化	74
4.4.2	圧力脈動による過圧縮の増加	75

4. 5	圧力脈動を考慮した吐出経路設計	75
4. 5. 1	圧力脈動の原因	75
4. 5. 2	シール設置による圧力脈動抑制	76
4. 5. 3	開放端反射による膨張波の利用	76
4. 6	まとめ	77
	参考文献	78
第5章 スクロール圧縮機の信頼性向上		98
5. 1	はじめに	98
5. 2	供試機と接触電気抵抗計測法	99
5. 2. 1	圧縮機・冷媒・冷凍機油	99
5. 2. 2	冷凍機油供給経路	99
5. 2. 3	接触電気抵抗計測法	99
5. 2. 4	分離度と平均分離度	100
5. 3	運転条件の影響	100
5. 3. 1	試験条件	100
5. 3. 2	回転速度と吐出圧力の影響	100
5. 3. 3	冷凍機油温度の影響	101
5. 4	定常運転時信頼性評価	101
5. 4. 1	軸受負荷力の決定方法	101
5. 4. 2	最小油膜厚さ計算方法	101
5. 4. 3	油膜パラメータと分離度の関係	102
5. 4. 4	油膜パラメータと軸損傷	102
5. 5	起動時信頼性評価	103
5. 5. 1	起動時の潤滑状態	103
5. 5. 2	起動時潤滑改善方策	104
5. 6	まとめ	104
	参考文献	105
第6章 結論		124

研究業績 · · · · · 126

謝辭 · · · · · 127

# 第1章 緒論

## 1.1 ガスヒートポンプ

本研究では, Fig.1.1 に示すガスヒートポンプを研究対象として取り上げた. 一般的な電気式ヒートポンプでは, 圧縮機は電動モータにより駆動されている. これと比較してガスヒートポンプは, 天然ガスまたは LPG(Liquefied Petroleum Gas)を燃料とするガスエンジン(ガス式内燃機関)にて圧縮機を駆動する.

近年, 地球温暖化により益々過酷になる室内環境や電算機普及による熱負荷増大に対応するため, ヒートポンプの需要が急増している. しかし, ヒートポンプ稼動には非常に多くのエネルギーを要する. そのため, オフィスビルを例に挙げると, ビル全体の総消費エネルギーに対して, 空調にて消費するエネルギーは 30%以上を占める<sup>1)</sup>. また, 空調機器としては主に電気式ヒートポンプが普及しているため, 夏季の電気消費量に関しては, 空調用電力量はオフィスの全消費電力の約半分を占める. 空調機による大量の消費電力は, 夏季における消費電力量のピーク, すなわちピーク電力の発生原因となっている. ピーク電力は大規模停電を引き起こす可能性があるため, 余剰電力のための発電設備の建設などの必要が生じ国家に多大な経済損失を招いている.

ヒートポンプには, 吸収液を使用して作動流体である冷媒を循環させる吸収式ヒートポンプと, 圧縮機を使用して冷媒を循環させる蒸気圧縮式ヒートポンプがある. 市場においては, 制御性に優れ安価な蒸気圧縮式ヒートポンプが多用されている. 蒸気圧縮式ヒートポンプの基本的な機器構成を Fig.1.2 に示す. これらの機器の中で, 主に電力は圧縮機と熱交換機用のファンにて消費されている. その中でも圧縮機の消費電力は, 空調機全体の消費電力のうち, 80%から 90%を占める<sup>2)</sup>. 圧縮機の消費電力のそのほとんどは圧縮機を駆動させるための電気モータにて消費されている. この電気モータをガスエンジンに置き換えたものがガスヒートポンプである. ガスヒートポンプは, 電気モータ駆動のヒートポンプと比較してほとんど電力を消費しないため, 夏季のピーク電力削減に貢献できる. あわせて, ガス消費量の年間傾向は電力消費の傾向と逆であり, 夏季においての需要が減少するため, 一次エネルギー使用量の平準化にも貢献できる.

さらにガスヒートポンプの特徴として, 空調能力の高出力化と暖房時能力の安定性が挙げられる. 電機モータより出力密度が大きいガスエンジンを用いることで, 大容量の圧縮機を駆動することができる. 上市されている最大の空調容量のものは, 室外機 1 台

につき 48 台の室内機を接続できる。また、暖房時においては、エンジンの冷却水をヒートポンプの吸熱源に用いることができるため、電気式ヒートポンプでは暖房能力不足に陥る寒冷地においても安定的な空調能力を得ることができる。最近においては、商用電力が無供給になった状態においても空調運転が可能となるブラックアウト対応タイプ、更には、緊急時ガスヒートポンプ内のガスエンジンにて発電した電力を商用電力網に供給できる緊急時対応タイプのガスヒートポンプも発売されている<sup>3)</sup>。

以上のように多くの特徴を持ち合わせるガスヒートポンプは 1988 年に発売されて以来、確実に市場に普及、浸透してきた。日本空調工業会がまとめた結果によると 2013 年度の業務用ビルマルチ型空調機のカテゴリーにおいては、電気式ヒートポンプを含めた全出荷台数のうち約 20% をガスヒートポンプが占めている。特に、オフィス、学校、病院など公共の機関においてに広く普及しているため、機器の信頼性に対しては非常に高いレベルが求められている。また、地球温暖化への更なる対応から、高い省エネルギー性が強く求められている。

## 1.2 圧縮機の種類

蒸気圧縮式ヒートポンプの構成部品において、圧縮機は唯一高速高荷重の摺動部を持ち、電力を最も消費する部品である。そのため、空調機の信頼性ならびに省エネルギー性に対して最も重要な部品となる。故に、空調設計者において、圧縮機の選定は空調機の性能を決定する上で、重要な設計事項となる。

長友<sup>2)</sup>、東條<sup>4)</sup> また JIS での圧縮機用語集<sup>5)</sup> に従って圧縮機の種類を行ったものを、Fig.1.3 に示す。まず、圧縮の原理にて、容積式と速度式に分けられる。容積式とは、冷媒を圧縮室に閉じ込め、圧縮室を体積変化させることにより圧縮を行うものと呼ぶ。一方、速度式は、回転翼により冷媒に運動量を与え、これを静圧に変換するものと呼ぶ。家庭からオフィスビルに求められる空調能力の規模においては容積式圧縮機が用いられており、大形の冷凍設備等の大容量の空調能力が必要な用途において速度式圧縮機が用いられている。

容積式においては、エンジンに見られるように円筒のシリンダ内のピストンを往復動させることにより圧縮室の容積を変化させる機構をもつ往復動式と、駆動軸回転をクランク機構による往復動への変換は行わず、駆動軸の回転と共に圧縮室が移動して圧縮室の容積を変化させる回転式がある。振動、騒音の観点から、またコンパクト性に優れる

ことから、現在では冷蔵庫用を除いて回転式の圧縮機が多用されている<sup>4)</sup>。また、回転式においても、圧縮室の構造により、ローリングピストン式、ロータリーベーン式、スクロール式、ならびにスクリー式に分類される。この内、ローリングピストン式は、比較的小容量の家庭用空調機に多用されている。ロータリーベーン式とは、回転するロータにベーンが設置されているものを言い、本研究の対象であるガスヒートポンプならびにカーエアコンに多用されている。近年においては省エネルギーの観点から圧縮効率の優れているスクロール式圧縮機が多方面にて使用されており、ガスヒートポンプにおいても、搭載されるものが増加している。

### 1.3 マルチベーン式圧縮機

#### 1.3.1 マルチベーン式圧縮機の信頼性

マルチベーン式圧縮機の構造を Fig.1.4 に示す。圧縮機の分類においては、ロータリーベーン式に属する。同じ回転式でベーンを用いて圧縮室間のシールを行うローリングピストン式と比較して、シリンダとロータが同軸上に配置されるため、回転に伴う不釣り合い荷重が小さく、そのために高速回転が可能である。したがって、小形で高容量かつ振動が少ないことから、本研究で対象としているガスヒートポンプや自動車用空調機に数多く使用されている。

前述したように、マルチベーン式圧縮機はその高速回転のために、ベーン先端部のすべり速度が大きい点が他の圧縮機と比べた特徴である。そのためベーン先端の接触部にいったん潤滑不良が生じると、過度の摩耗を引き起こし、多量の摩耗粉が圧縮機の冷凍機油供給管を閉塞するなど、空調機の性能に重大な影響を与えることになる。

長時間（5000 時間以上）運転後の、市場より回収した圧縮機のシリンダ内面圧縮工程部の表面粗さには、Fig.1.5 に示すように、潤滑不良による大きな段つき摩耗が確認される。また、シリンダ内面には、潤滑不良により配管材として用いられている銅が、化学的または物理的に付着する現象、いわゆる銅めつき現象も同時に確認された。

しかし、前述したような異常摩耗現象は、長時間稼働されたすべての空調機で確認されるものではない。そのため、異常摩耗には使用条件、すなわち圧縮機の運転条件が大きく影響するものと考えられる。

空調機設計者においては、市場における空調機の信頼性を確保するために最も潤滑条件の厳しいベーン先端部の信頼性を設計時より十分に考慮する必要がある。そのため、

ベーン先端部の潤滑現象の解明が必要不可欠なものとなる。ベーン先端の潤滑現象に関しては、同類のローリングピストン式圧縮機を対象にいくつかの研究が報告されているが、その多くはベーン運動の解析方法と、それを実験的に検証したものであり<sup>6~14)</sup>、運転条件に対するベーン先端の潤滑状態の変化について詳しく論じたものは、筆者の知る限り見当たらない。さらにマルチベーン式圧縮機に関しては、ベーン先端の潤滑現象については報告されたものがほとんどなく、沼崎らのベーン先端部の摩擦試験の結果が報告されているのみである<sup>15)</sup>。

そこで本研究においては、マルチベーン式圧縮機のベーン先端の潤滑現象への運転条件の影響を明らかにするため、実験解析により運転条件ごとの寄与度を明らかにし、計算解析によって運転条件がベーン先端の潤滑に与えるメカニズムを解明する。

### 1.3.2 マルチベーン式圧縮機の高効率化

本研究では、マルチベーン式圧縮機のベーン先端部の潤滑を解析するため、潤滑に大きな寄与を及ぼすと予測された圧縮室内圧力を詳細に計測した。その際、マルチベーン式圧縮機においては、冷媒経路の圧力損失により生ずる圧縮室内の圧力が吐出圧力よりも高圧となる過圧縮現象が非常に顕著であることが分かった。過圧縮による圧縮室内圧力の高圧化は、圧縮機内摺動面間での押付力増加による潤滑悪化が懸念されるだけでなく、圧縮機の圧縮効率にも大きく影響することが予測される。

この過圧縮現象に対して、同類のローリングピストン式圧縮機においては、圧縮効率との関係を松島ら<sup>16)</sup>が騒音との関連を、観音ならびに岩田らが研究事例<sup>17~20)</sup>を報告している。一方、マルチベーン式に関しては、Bransfordらが圧縮機諸元と過圧縮の関係を考察した事例<sup>21)</sup>や、Fukushimaらが圧縮室内圧力挙動の計算モデルを作成し過圧縮現象を精度よく予測した研究事例<sup>22)</sup>が報告されている。過圧縮の発生原因となる吐出経路の圧力損失においては、最も通路面積が狭い吐出弁開口部の吐出弁挙動が大きく影響することが予測される。しかし、吐出弁挙動と過圧縮との相関について論じられた研究報告は、筆者の知る限り見当たらない。

本研究では、マルチベーン式圧縮機にて動力損失の主な原因となる過圧縮現象について、最も寄与が高いと予測される吐出弁挙動と過圧縮挙動を併せて考察を行った。具体的には、吐出弁挙動と圧縮機内圧力挙動とを同時に計測し、過圧縮となるメカニズムの解明とメカニズムに基づく低減方策の立案とその効果の検証を実施した。

#### 1.4 スクロール式圧縮機

スクロール式圧縮機の構造を Fig.1.6 に示す。スクロール式圧縮機は、クランク軸を回転させることにより旋回スクロールが公転し、旋回ならびに固定スクロール間に形成された圧縮室がスクロール内側へと移動することによって圧縮室容積が減少し冷媒が圧縮される。スクロール式圧縮機は、吸入から吐出にまで圧縮室が複数にわたって連なるため圧縮室間の圧力差が小さくなり、差圧による冷媒漏れが小さく圧縮効率に優れているとされている<sup>23),24)</sup>。また、構造上、圧縮室への冷媒吸入時の圧力損失ならびに圧縮室からの冷媒吐出時の圧力損失が小さいことも高効率の要因となっている<sup>25)</sup>。更に、前述したように回転方向に複数の圧縮室を持つ構造よりクランク軸を駆動する際のトルク変動が少ない特徴を持ち、低振動の性能を有する。そのため、スクロール式圧縮機は高速回転で用いられ、高い冷凍能力に対応できる。

以上のように、スクロール式圧縮機は複雑な形状で高コストの面もあるが、高効率、高容量ならびに低振動性の特徴を持つため、多くの空調機器にて採用されておりガスヒートポンプにも盛んに採用されている。

前項にて記したベーン式圧縮機においては、圧縮室間のシールを受け持つベーン先端部が、高面圧高速摺動にさらされるため圧縮機内において最も潤滑が厳しかった。一方、スクロール式圧縮機の場合は、圧縮室間のシール機構を担う固定および旋回スクロール間の摺動部は、歯車の歯面で用いられるインボリュート曲線の形状で作られているため、理論的にはずり速度が発生しない。そのため、市場においてはシール部となる固定および旋回スクロール間の摺動面では、異常摩耗などの問題は発生していない。

前述したようにスクロール圧縮機も高容量対応のためクランク軸を高速回転させる。クランク軸ジャーナル軸受部においては高荷重高速摺動にさらされるため、いったん潤滑不良に陥ると Fig.1.7 に示すようなクランク軸に損傷を与える可能性がある。そのため、設計時には安全を十分に検討する必要がある。マルチベーン式圧縮機の場合と同等に、市場における様々な使用環境で想定される運転条件下でのクランク軸ジャーナル軸受部の潤滑解析が必須となる。

これまで、スクロール圧縮機の潤滑現象に対しては、佐藤ら<sup>26)</sup>や奥ら<sup>27),28)</sup>がスラスト軸受について、また、冷媒回路中にあるジャーナル軸受に関しては服部ら<sup>29)~31)</sup>が混合潤滑解析や弾性変形を考慮した計算解析手法を紹介している。しかし、いずれも圧縮機諸元に対する潤滑現象を言及したもので、空調システム設計者の要望に対応しうる圧

縮機の使用条件から潤滑現象を考察したものはわずかであり<sup>32),33)</sup>, ジャーナル軸受に関する報告は筆者の知る限り見当たらない。

そこで本研究では、スクロール式圧縮機内のクランク軸ジャーナル軸受部の潤滑を、空調設計者においても簡易的に評価できる計算手法を構築し、実験的には定常運転状態ならびに過渡運転状態におけるジャーナル軸受部の潤滑特性、また、潤滑悪化の際の改善方策の提案とその効果の実証を行った。

## 1.5 本研究の目的

本研究においては、効率ならびに無電力供給運転が可能で益々需要の伸びているガスヒートポンプに注目し、ガスヒートポンプに多用されているマルチベーン式圧縮機とスクロール式圧縮機を取り上げた。これまでの研究において多く取り上げられてきた圧縮機設計者の視点からの圧縮機諸元と信頼性との関係でなく、空調機設計者に必要となる圧縮機の使い方、すなわち圧縮機の運転条件と信頼性の関係を実験に明らかにし、解析によりメカニズムの解明と予測手法を構築する。

また、本研究では、信頼性向上のための詳細な潤滑計測より見出した、圧縮機の信頼性向上と効率改善のための圧縮機構造の最適化とその効果についても合わせて報告する。

## 1.6 本研究の概要

マルチベーン式圧縮機においては、圧縮機内で最も摺動条件の厳しいベーン先端の潤滑を取り上げた。ベーン先端の潤滑を評価するため接触電気抵抗法を施した圧縮機をガスヒートポンプに搭載し、市場環境条件下にてガスヒートポンプを運転することにより、ベーン先端の潤滑を悪化させる運転条件を特定した。また、ベーン周りの作用力をモデル化し理論解析を実施することにより、運転条件と潤滑の関係を明らかにした。更に、圧縮室内圧力ならびに吐出弁挙動の詳細計測結果に基づき、ベーン先端潤滑不良の要因となりえる過圧縮現象を低減する方策も考案、また、その効果を実証した。この過圧縮低減策は、圧縮機の信頼性向上のみではなく圧縮機の効率を向上にも貢献できた。

スクロール式圧縮機においては、圧縮機内にて最も  $PV$  値(押付面圧と摺動速度の積)の高い、すなわち摺動条件が厳しいクランク軸のジャーナル軸受部の潤滑を取り上げ、市場で特に問題となっている起動過渡時の潤滑の現象解明と改善を実施した。実験では、

マルチベーン式圧縮機の研究時と同様にガスヒートポンプへ搭載したスクロール式圧縮機のジャーナル軸受部に接触電気抵抗法の計測回路を施し、運転条件変更に伴う軸受部の潤滑の変化を計測した。計算では、空調設計でも使用できるよう簡易化した計算モデルを構築し、潤滑状態を容易に予測できるようにした。これらの実験ならびに計算解析により潤滑悪化の現象解明ならびに現象に基づく対策案の立案を行い、大きく潤滑が悪化した起動過渡時の潤滑改善を実施することができた。

## 参考文献

- 1) 経済産業省・資源エネルギー庁：エネルギー白書，(2011)，88.
- 2) 長友繁美：空調用容積形圧縮機技術，日本冷凍空調学会論文集，15，4(1998)305.
- 3) GHP 総合カタログ・041F0-J00441 1401, YANMAR (2014)
- 4) 東條健司：冷凍空調用圧縮機の変遷，冷凍，85，995(2010)717.
- 5) 日本工業規格 JIS B 0132 (2005)
- 6) 田中真二・京極啓史・中原綱光：冷凍・空調用ロータリ圧縮機の潤滑特性，トライボロジスト，41，3(1994)247.
- 7) 田中真二・京極啓史・中原綱光・河原克巳：冷凍・空調用ロータリ圧縮機の潤滑特性(その2)，トライボロジスト，45，7(2000)554.
- 8) 落合一雅・河原克巳・中原綱光・京極啓史・田中真二：ロータリ圧縮機ベーン先端部の混合潤滑，第29回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集(1995)25.
- 9) 朝鍋定生・松本 將・渡辺真太郎・太田 優・平野隆久・松尾 識：冷凍用圧縮機摺動材料の潤滑特性評価，三菱重工技報，23，2(1986)45.
- 10) 小林寛之・大田 優：ロータリ圧縮機ブレードの挙動解析，三菱重工技報，26，3(1989)195.
- 11) 小林寛之：ロータリ圧縮機におけるロータとブレードのトライボロジー，トライボロジスト，38，7(1993)559.
- 12) 藤谷 誠・武田公温：ロータリ圧縮機のブレードジャンピング現象の研究，三菱重工技報，29，1(1992)74.
- 13) 小野京右・是永 敦・吉村多佳雄：ロータリコンプレッサにおける相對運動部品の潤滑特性，日本機械学会第71期通常総会講演会講演論文集(IV)(1994)99.
- 14) 吉村多佳雄・小野京右・稲垣 耕・高塚英樹・是永 敦：冷蔵庫用ロータリ圧縮機

- の潤滑特性, 日本機械学会論文集(C編), 63, 615 (1997) 4004.
- 15) 沼崎一志・福田充宏・柳沢 正・小林康博: ベーン形圧縮機におけるベーン先端部の潤滑特性, 平成 11 年度日本冷凍空調学会学術講演会講演論文集 (1999) 153.
  - 16) 松島正年・野邑奉弘・西村伸也・伊與田浩志・稲場恒一: 全密閉形ロータリ圧縮機の高効率化研究, 日本冷凍空調学会論文集, 18, 1 (2001), 39.
  - 17) 観音立三: ロータリ圧縮機の弁音の解析, 日本機械学会論文集 (C 編), 60, 570(1994), 418.
  - 18) 岩田 博, 中村 満, 松下修巳, 須藤正庸: 空調用圧縮機の振動と騒音, 日本冷凍協会論文集, 7, 2 (1990), 1.
  - 19) 観音立三: 空調機の振動, 加振力, 圧力脈動, 冷凍, 81, 945 (2006), 580.
  - 20) 観音立三・近藤 文男: 空調機の低騒音化技術, 冷凍, 81, 946 (2006), 649.
  - 21) E. O. Bransford, and R. A. Stein: Design control of overcompression in rotary-vane compressor, ASME, 82, Series A, 3 (1960) , 221.
  - 22) T. Fukushima, K. Takao, and K. Kawashima: Mathematical model of a rotary vane compressor, Trans, ASHRAE, 93, 2 (1987), 228.
  - 23) 森下悦生: スクロール圧縮機の基礎技術, ターボ機械, 21, 12 (1993), 720.
  - 24) 東條 健司: スクロール圧縮機の高性能化最新動向, ターボ機械, 3, 3 (2003), 150.
  - 25) 荒田哲哉: パッケージエアコン用及び冷凍機用スクロール圧縮機の特徴, ターボ機械, 21, 12 (1993), 734.
  - 26) 佐藤 創・伊藤隆英・小林寛之: スクロール圧縮機スラスト軸受の摩擦特性, 日本冷凍空調学会論文集, 25, 4(2008), 347.
  - 27) 奥 達也・石井徳章・阿南景子・森本 敬・飯田 登: スクロール圧縮機スラストスライド軸受の最適設計, 日本冷凍空調学会論文集, 24, 3 (2007), 253.
  - 28) 奥 達也・石井徳章・阿南景子・森本 敬・飯田 登: スクロール圧縮機スラストスライド軸受における潤滑メカニズムに関する研究, 日本冷凍空調学会論文集, 24, 1 (2007), 77.
  - 29) 服部 仁志・渡部 幸夫・尾崎 健司: 混合潤滑解析によるジャーナル軸受の摩耗予測, 日本機械学会年次大会講演論文集, 4 (2004), 99.
  - 30) 伊藤 安孝・服部 仁志・本間 久憲: レシプロコンプレッサ用軸受の潤滑解析, 日本機械学会年次大会講演論文集, 4 (2005), 143.

- 31) 服部仁志・伊藤安孝・平山卓也・三浦一彦：ロータリコンプレッサ用軸受の混合潤滑解析，日本冷凍空調学会論文集，25，4 (2008)，337.
- 32) 荒田哲哉：パッケージエアコン用及び冷凍機用スクロール圧縮機の特徴，ターボ機械，21，12 (1993)，734.
- 33) 森下悦生：スクロール圧縮機の基礎技術，ターボ機械，21，12 (1993)，720.

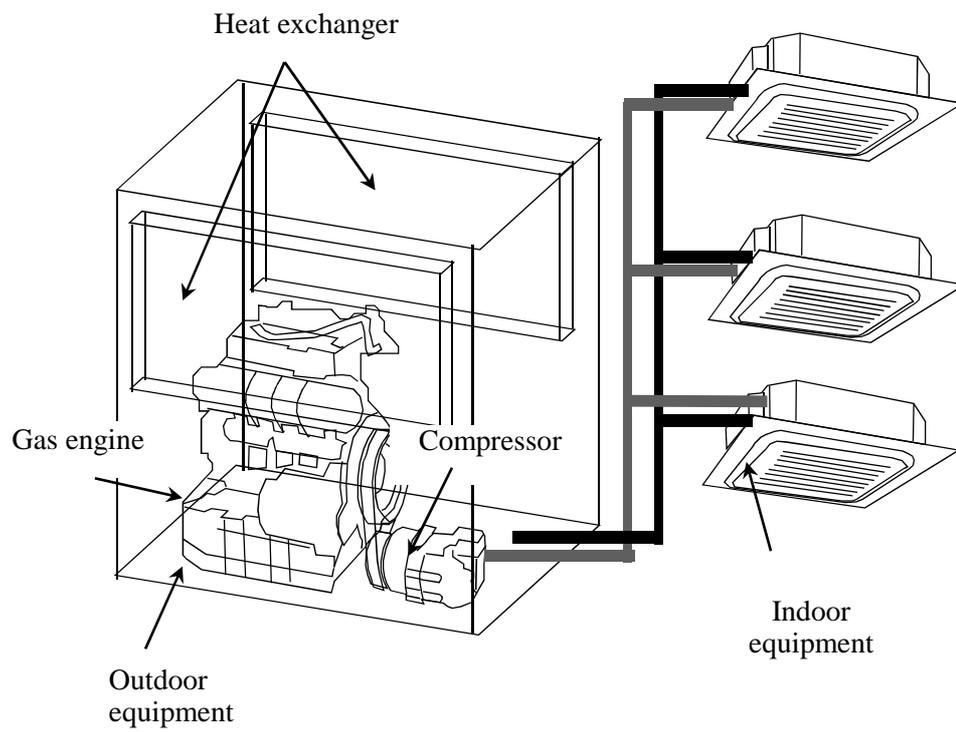


Fig.1.1 Gas heat pump system

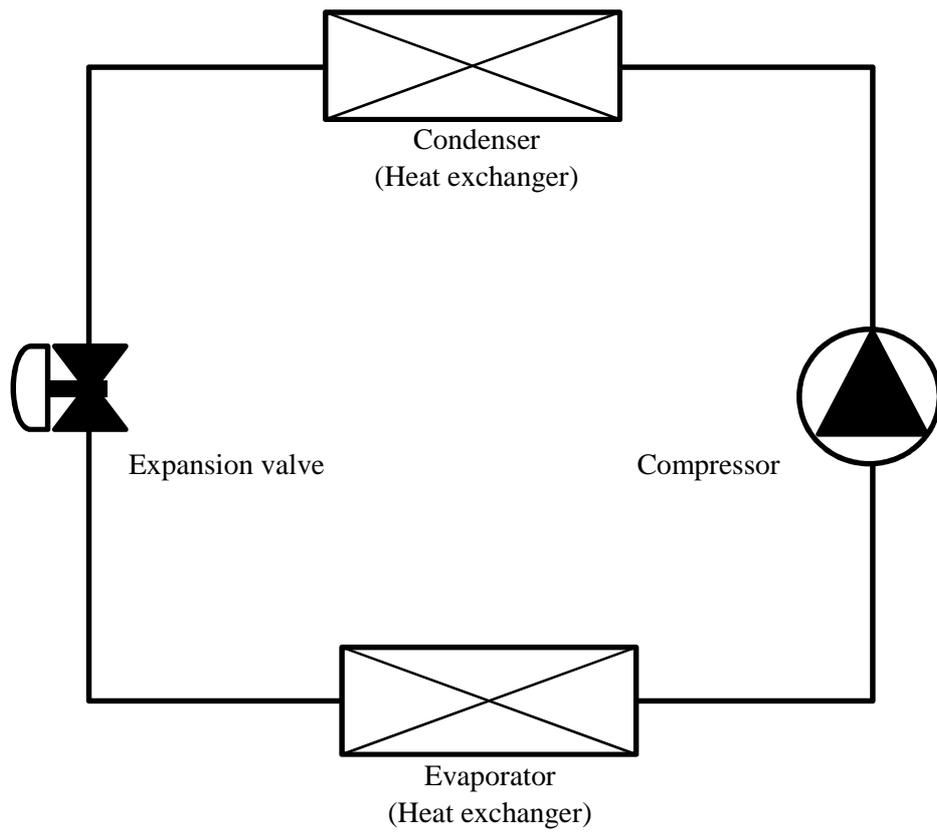


Fig.1.2 Vapor-compression refrigerator

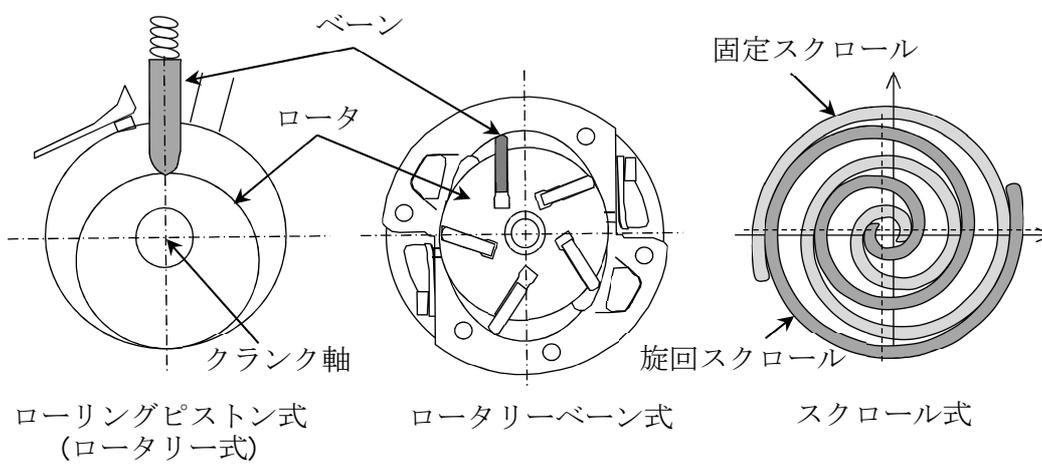
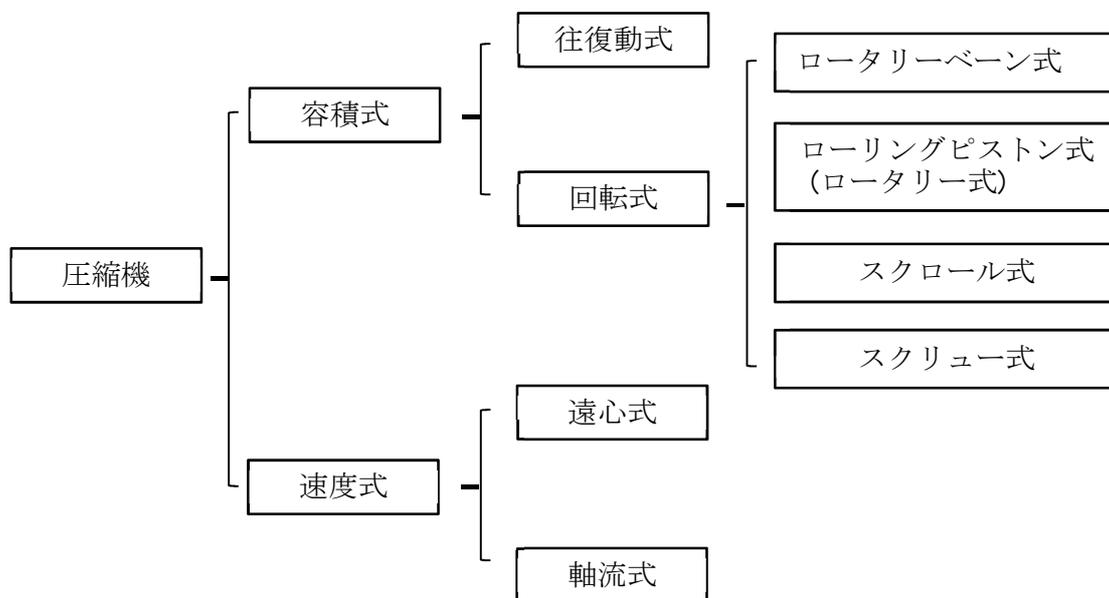


Fig.1.3 圧縮機の種類

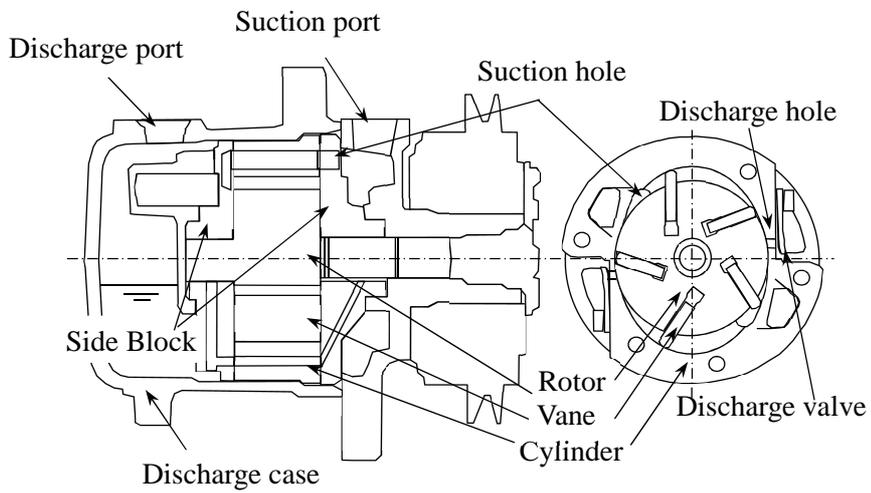


Fig1.4 Structure of multiple vane compressor

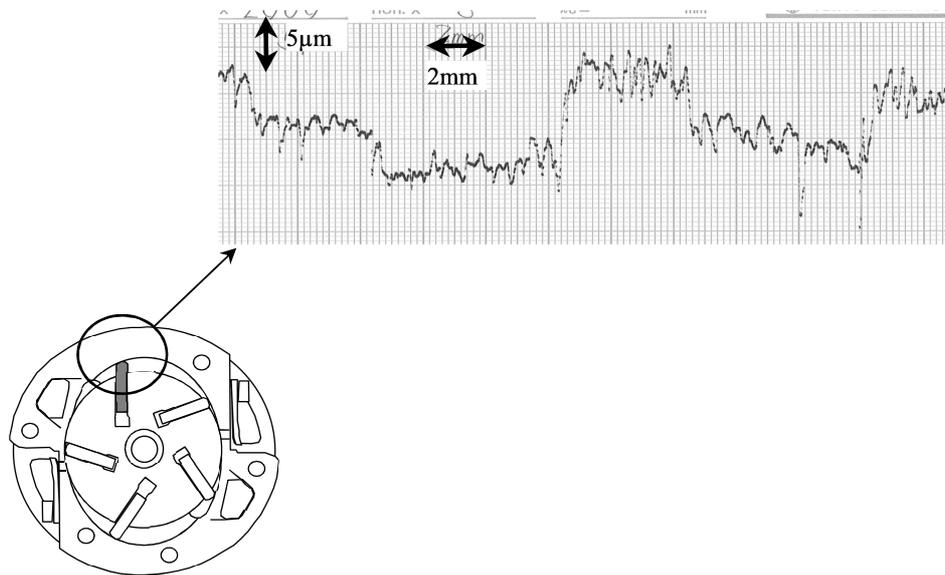


Fig.1.5 Surface profile on cylinder compression part of on-market product operated over 5000hr

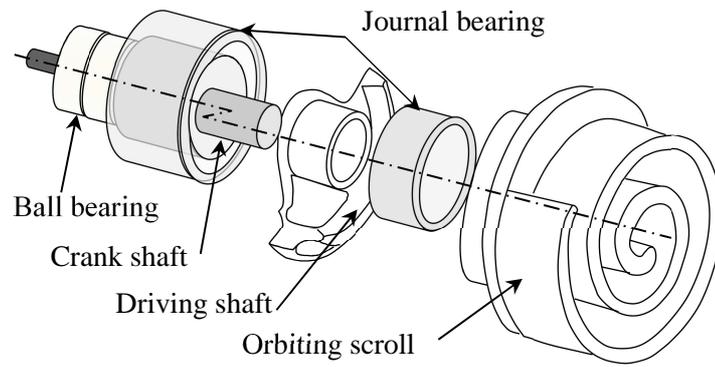


Fig.1.6 Structure of scroll compressor

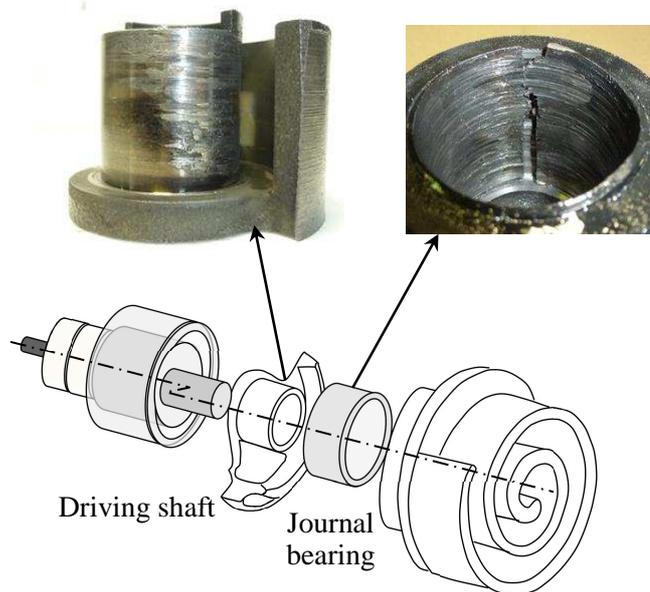


Fig.1.7 Example of damage sample in development period

## 第2章 マルチベーン式圧縮機ベーン先端潤滑に関する実験解析

### 2.1 はじめに

本章では、マルチベーン式圧縮機について圧縮機の運転条件がベーン先端部潤滑へ及ぼす影響を実験的に明らかにした結果について論ずる。

圧縮機の実験的な潤滑解析については、同類のローリングピストン式圧縮機を対象にいくつかの研究が報告されている。田中らは、接触電気抵抗法を用いてベーン先端の潤滑解析を実施している。その中で、圧縮サイクル中、ベーン先端部の摺動速度が0となるタイミングにてベーン先端が潤滑不良になることを観察している<sup>1),2)</sup>。また、小林らにおいては、同じく接触電気抵抗法を用いてベーンのベーンスロット内での挙動を観察し、ベーンとベーンスロット間の挙動の計算解析結果の検証に用いている<sup>3)</sup>。一方、マルチベーン式圧縮機に関しては、福田らが、起動時のベーン飛び出し性を評価するため圧縮機内を可視化し、ベーン側面とベーンスロット間の潤滑の計算解析との検証に用いている<sup>4)</sup>。今回の研究対象であるベーン先端に関しては、沼崎らが要素実験において接触電気抵抗法を用いてベーン先端部の潤滑を実験的に解析している<sup>5)</sup>。しかし、沼崎らにおいては、要素試験であるため、実際の吸入、圧縮ならびに吐出の圧縮サイクルを再現しておらず、実機におけるベーンの荷重条件は再現されていない。

以上のようにローリングピストン式ならびにマルチベーン式圧縮機におけるベーンに関する多数の研究事例が報告されているものの、その多くは挙動解析とその検証について論じられているものがほとんどで、空調機設計者に必要となる運転条件に対するベーン先端の潤滑状態について詳細に研究された事例は皆無である。そこで本研究においては、広範囲における運転条件下において、マルチベーン式圧縮機のベーン先端の油膜形成状態を実験的に調査し、運転条件とベーン先端の油膜形成の関係を明らかにした。具体的には、油膜形成に影響を与える運転条件として、パラメータに回転速度、吸入圧力、吐出圧力、吸入過熱度なら吸入OCR (Oil Circulation Ratio) 量を取り上げて、パラメータに対する油膜形成の変化を計測した。次に、市場における年間を通じた環境条件下、実際の空調機であるガスヒートポンプ（以降GHPと略す）に搭載された圧縮機にてベーン先端の油膜形成状態を調査し、油膜形成に寄与の高いパラメータを取り出した。最後に、油膜形成が不良となった条件下、長時間の耐久試験後のベーン先端摩耗量を計測し、油膜形成計測結果との対応を確認した。

## 2.2 供試圧縮機と電気抵抗計測法

### 2.2.1 圧縮機，潤滑油，冷媒

供試圧縮機としては，諸元を Table2.1 に示すマルチベーン式圧縮機を用いた．シリンダの材質は鋳鉄 FC200 で，断面は Fig.1.3 に示したようにだ円形状である．ベーンの材質は高 Si 含有アルミニウム合金 ASTM A390 で，先端はクラウニングが施されている．ロータの材質はクロムモリブデン鋼 SCM415H である．材質の成分を Table2.2～2.4 に示す．

潤滑油には，摩耗防止剤としてリン酸エステルを配合したポリアルキレングリコールを用いた．動粘度を Table 2.5 に示す．冷媒は HCFC-22 である．

冷媒雰囲気下で実測した冷凍機油の粘度を基にした粘度－温度曲線を Fig.2.1 に示す．図より，一定ガス圧の下で最大値を持つ変化を示すことがわかる．これは，低温側では温度上昇に伴い冷媒溶解量の低下をもたらすために，冷凍機油の粘度はいったん急速に増大し最大値を示した後，冷凍機油の粘度の温度による変化に従って緩やかに低下するためである．

### 2.2.2 接触電気抵抗計測法

ベーンとシリンダ間の分離電圧を計測するため，圧縮機に Fig.2.2 と Fig.2.3 に示すような絶縁ならびに導通処理を行い，シリンダとベーン間の絶縁ならびにベーン側の接地を行った．

同図に示すように，接触電気抵抗を計測するベーンのみアルミニウム合金製とし，他のベーンは絶縁のためにセラミック製のものを用いた．ベーンとシリンダ間には 200mV の電圧を印加した．

なお，計測された分離電圧値は，印加電圧に対する百分率で定義される分離度  $SD$  にて表す．また，計測電圧，分離度ならびに接触間の電気抵抗の関係を Fig.2.4 に示す．

## 2.3 サイクル内油膜形成状態

冷房標準条件下（室内側乾球温度 27℃，湿球温度 19℃，室外側乾球温度 35℃，湿球温度 24℃），GHP の室内機容量が 11.6kW の場合のサイクル中ベーン先端部油膜形成状態を Fig.2.5 に示す．なお，横軸には，ベーン先端がシリンダのだ円短軸を通過するときを 0° としたロータ回転角度をとっており，縦軸は計測した分離電圧の印加電圧に

対する百分率で定義される分離度 (Separation Degree, 以下 *SD* と略す) として表している。

図より *SD* は、吸入工程のロータ角度  $30^\circ$  から急速に上昇し、ほぼ完全分離状態に至った後、圧縮工程が始まるロータ角度  $80^\circ$  あたりから低下し、 $90\sim 100^\circ$  でいったん完全接触状態の 0 近くまで下降した後、再度  $120^\circ$  あたりで立ち上がることがわかる。

市場回収品においてロータ角度  $100^\circ$  付近でシリンダ表面を計測した結果を Fig.2.6 に再掲する。このように市場回収品において潤滑不良は主として圧縮工程時で生じることが知られているが、今回得られた *SD* の低下の時期はそれと一致していた。この原因として、ベーン先端の押付け力の変化が考えられる。すなわち、Fig.2.6 内の圧縮機断面図内の矢印で示すように、圧縮工程において、ベーンはベーンスロット内へ移動するが、ベーンスロットへベーンが収納される際に、ベーンスロットとベーン側面とは摩擦を生じる。そこでの摩擦は、ベーンのベーンスロット内への収納の妨げとなり、その結果、ベーン先端の押付け力が増大して油膜形成が悪化すると考えられる。

## 2.4 油膜形成に及ぼすパラメータの影響

次に、空調機の運転範囲に対応した圧縮機の運転条件下における油膜形成状態を調べた。ここでの分離度 *SD* は Fig.2.7 に示すように、ロータ角度  $90^\circ$  から  $150^\circ$  までの圧縮工程中の *SD* の平均値を平均分離度 (Average Separation Degree, 以下 *ASD* と略す) として表した。

なお、運転条件の変更を容易にするため、圧縮機は、Fig.2.8 に示すような温水・冷水を用いて蒸発器と凝縮器の加熱冷却を行うシステム内に組み込み、Table 2.6 に示す条件下で実験を行った。

### 2.4.1 吸入過熱度の影響

運転パラメータの内、吸入過熱度のみを変化させたときの *ASD* の変化を Fig.2.9 に示す。吸入過熱度の増加に伴い、*ASD* は吸入過熱度が  $10^\circ\text{C}$  までは増加し、それ以上において横ばい状態を示す。吸入過熱度の上昇に伴って油膜形成が良好になった原因は、冷凍機油の粘度-温度曲線に基づくと考えられる。

すなわち、冷媒雰囲気下における冷凍機油の粘度の温度による変化は Fig.2.1 に示したように一定ガス圧の下で最大値を持つ変化を示す。吸入過熱度の上昇に伴う油膜形成の増大傾向とその後の頭打ち傾向は、このような冷媒溶解状態の粘度-温度特性に対応

した結果と解釈される。

#### 2.4.2 吸入 OCR 量の影響

ベーン先端部への潤滑のために使用される冷凍機油は、主に圧縮機に吸入される冷媒に混合され供給される。具体的には、圧縮機より冷媒と共に吐出された冷凍機油はオイルセパレータにより捕捉され、圧縮機手前の配管へ圧送される。冷凍機油の充填量ならびにオイルセパレータから圧縮機手前の配管までの経路の圧力損失を調整することにより吸入 OCR 量を変化させて ASD を計測した結果を Fig.2.10 に示す。吸入 OCR 量が 5% に至るまで ASD が急激に増加し、これ以上において ASD はほぼ一定となっている。すなわち、ベーン先端への冷凍機油量の供給は吸入 OCR 量が 5% 付近において十分であることが読み取れる。

#### 2.4.3 回転速度の影響

回転速度のみを変化させたときの ASD の変化を Fig.2.11 に示す。回転速度の増加に伴い、ASD は増大傾向を示すことがわかる。ベーン先端においては、シリンダ表面とベーン先端部との間の隙間がくさび形状となり、ここへの冷凍機油の引き込みにより油膜圧力が発生する。故に回転速度の増加、冷凍機油の引き込み量を多くし油膜圧力の発生を促し ASD が増加したと考えられる。

#### 2.4.4 吸入圧力の影響

吸入圧力の変化に伴う ASD の変化を Fig.2.12 に示す。吸入圧力上昇に伴い、ASD は低下傾向を示す。吸入圧力増大に伴い、冷凍機油への冷媒溶解量の増加による粘度低下が、油膜形成不良の原因の一つと考えられる。しかし、吐出圧力が一定の下、吸入圧力が上昇すると圧縮比が低下し、その差圧により各部に負荷される力は減少すると考えられ、単純には油膜形成は改善することが期待される。この悪化のメカニズムについては更なる考察が必要であり、次章にて詳しく解説する。

#### 2.4.5 吐出圧力の影響

吐出圧力の変化に伴う ASD の変化を Fig.2.13 に示す。圧力上昇に伴い、ASD は低下傾向を示す。その原因の一つとして、吐出圧力増大に伴う冷凍機油への冷媒溶解量の増

加が考えられる。前述したように冷凍機油への冷媒の溶け込みにより、ベーン先端の潤滑に利用される冷凍機油の粘度は低下する。また、吐出圧力の増大によるベーンに作用する圧縮室間の差圧の増大ならびに差圧が負荷される期間が長期化することも油膜形成不良の原因と考えられる。ベーンに作用する圧縮室間の差圧増加は、ベーンとベーンスロット間の摩擦力の増大を招き、ベーンのロータへの収納が妨げられベーン先端部の押付力を増加させる。

#### 2.4.6 各運転条件と油膜形成の傾向

各運転条件の変化に対する油膜形成の傾向を、Table.2.7 にまとめた。表中には、前項までに考察として述べた、油膜形成を増減の原因となる因子の変化についても併せて記した。具体的には、油量とゾンマーフェルト数を構成する因子の増減について示した。このゾンマーフェルト数は油膜の負荷力と押付力の比を表し、この値が増加するに従って潤滑面の油膜厚さは増加する。なお、各因子の増量と油膜形成の向上が比例して表されるように、押付力に関しては、その逆数を表中に表した。

吸入圧力以外の運転条件に関しては、予測されるゾンマーフェルト数の変化に対する油膜形成の傾向が一義的であり、考察の妥当性が確認できる。一方、吸入圧力に関しては、吸入圧力が増加した際、圧縮室間の差圧が低減しベーンに作用する押付力は低下することが予測されることもあり、実験結果にて油膜形成が劣化するメカニズムに関しては更なる詳しい解析が必要とされる。本研究において、吸入圧力変化がベーン先端部油膜形成に与える影響については、理論計算を用い次章にて詳しく分析することにする。

#### 2.5 空調システム実験による油膜形成

市場における GHP の運転条件下での油膜形成を調べるため、接触電気抵抗法によりベーン先端潤滑を計測できる圧縮機を搭載した GHP を、年間を通じた環境条件を再現できる環境室にて運転し油膜計測を実施した。具体的な環境条件は、Table 2.8 に示す JIS B 8627 で定める冷房・暖房各 6 条件、室内機容量 14.4, 11.6, 9.9, 7.1, 4.5, 2.8kW の 6 条件を掛け合わせて全 36 条件とした。

前章では要素試験装置にて圧縮機的全運転パラメータについての油膜形成変化を計測したが、実際の空調機においては空調機ならびに圧縮機の信頼性向上の観点から多くの運転パラメータがほぼ一定に保たれて運転されている。具体的には、冷媒配管の保護

のため吐出圧力は、2.3MPa 以内となるように運転されており、吸入 OCR 量はベーン先端に十分な冷凍機油を供給できるように常時 10%以上に、また、吸入過熱度についても冷凍機油の粘度を確保するために常時 20℃以上となるように膨張弁の開閉度が調整されている。そのため、実際の GHP の運転中においては、環境温度の変化ならびに必要な空調能力により、運転パラメータの内、回転速度と吸入圧力が大きく変化した。そこで、実機におけるベーン先端の油膜形成の計測結果を Fig.2.15 に示すように、回転速度を左側の軸に、吸入圧力を右側の軸に取り、各条件下で計測された平均分離度 ASD を縦軸に示した。図より、一定吸入圧力の下では、回転速度の増加に伴い ASD は増加すること、一定回転速度の下では吸入圧力の増加に伴い ASD は低くなることからわかる。すなわち、低回転速度で高吸入圧力時に分離度が極端に悪化することが見てとれる。

## 2.6 耐久試験によるベーン摩耗

接触電気抵抗法による油膜計測によって明らかになった、市場におけるベーン先端の潤滑不良原因となる低回転速度ならびに高吸入圧力について、耐久試験を実施しベーン摩耗量を計測し、油膜計測結果の妥当性を確認した。耐久試験の運転条件を Fig.2.16 に示す。なお、摩耗を加速させるため吐出圧力は 2.5MPa と空調システムでの実験条件より大きくした。

Figure 2.17 に 1500 時間運転後のベーン 5 枚の平均摩耗量を示す。吸入圧力の増加に伴い、摩耗量が増大することが分かる。すなわち、分離度が不良であった低回転速度、高吸入圧力時にベーン摩耗が急激に増大することを確認した。

なお、Fig.2.15 において回転速度 1500rpm の条件で吸入圧力を 0.6~1.0MPa に変化させたときの ASD の変化はわずかであったのに対して、Fig.2.17 では 0.6MPa と 1.0MPa で大きな摩耗量の差となったのは、空調システム実験と耐久試験での吐出圧力の違いと考えられる。

## 2.7 まとめ

マルチベーン式圧縮機のベーン先端部の油膜形成状態を、接触電気抵抗法を用いて計測し、運転条件による影響を調査した。さらに、油膜形成が不良となる運転条件下で長時間の耐久試験を行い、ベーン摩耗量を求めた。本章での主な結果は以下のとおりである。

- (1) サイクル内の油膜形成状態は、圧縮工程で悪化する。
- (2) 油膜形成状態は、回転速度の低下、吸入圧力の増加、吐出圧力の増加、吸入過熱度の低下、ならびに吸入 OCR 量の低下に従って悪化する。
- (3) 空調機の実用稼働条件下においては、低回転速度の低下、ならびに、吸入圧力の上昇により、油膜形成が悪化する。
- (4) 油膜形成状態が悪化した低回転速度、高吸入圧力条件下で長時間の耐久試験を行った結果、ベーン摩耗量が増大することを確認した。

### 参考文献

- 1) 田中真二・京極啓史・中原綱光：冷凍・空調用ロータリ圧縮機の潤滑特性，トライボロジスト，41，3(1994) 247.
- 2) 田中真二・京極啓史・中原綱光・河原克巳：冷凍・空調用ロータリ圧縮機の潤滑特性(その2)，トライボロジスト，45，7(2000) 554.
- 3) 小林寛之：ロータリ圧縮機におけるロータとブレードのトライボロジー，トライボロジスト，38，7(1993) 559.
- 4) 福田充宏，田中 守，清水 孝，柳沢 正：ベーン形圧縮機のベーン側面における潤滑油膜の解析，日本機械学会論文集 (B 編)，57，538 (1991) 2007.
- 5) 沼崎一志・福田充宏・柳沢 正・小林康博：ベーン形圧縮機におけるベーン先端部の潤滑特性，平成 11 年度日本冷凍空調学会学術講演会講演論文集 (1999) 153.

Table 2.1 Dimension of multiple vane compressor

<b><i>Rotor</i></b>	
Diameter, mm	56.2
Length of offset, mm	3.8
Surface roughness $R_q$ , $\mu\text{m}$	0.04

<b><i>Cylinder</i></b>	
Major axis, mm	77
Minor axis, mm	56
Width	36
Surface roughness $R_q$ , $\mu\text{m}$	0.50
Hardness, HV10	205
Thermal conductivity, $\text{W/m}\cdot\text{K}$	79

<b><i>Vane</i></b>	
Thickness, mm	3.6
Vane tip radius, mm	3.5
Surface roughness $R_q$ , $\mu\text{m}$	0.40
Hardness, HV10	149
Thermal conductivity, $\text{W/m}\cdot\text{K}$	134

Table 2.2 Chemical composition of FC200

C	Si	Mn	P	S	Cr
3.2~3.5	2.2~3.2	3.2~3.5	0.1	0.12	0.15~0.3

Table2.3 Chemical composition of A390

Si	Cu	Mg	Zn	Fe	Ti	Al
16.3	4.6.	0.53	0.03	0.16	0.01	Balance

Table2.4 Chemical composition of SCM415H

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.12 ~0.18	0.12 ~0.35	0.55 ~0.95	~0.03	~0.03	0.85 ~1.25	0.15 ~0.30

Table 2.5 Properties of refrigerating lubricant

Base oil		Polyalkyleneglycol
Additive		Phosphate
Kinematic viscosity, mm <sup>2</sup> /s	40°C	143
	100°C	25

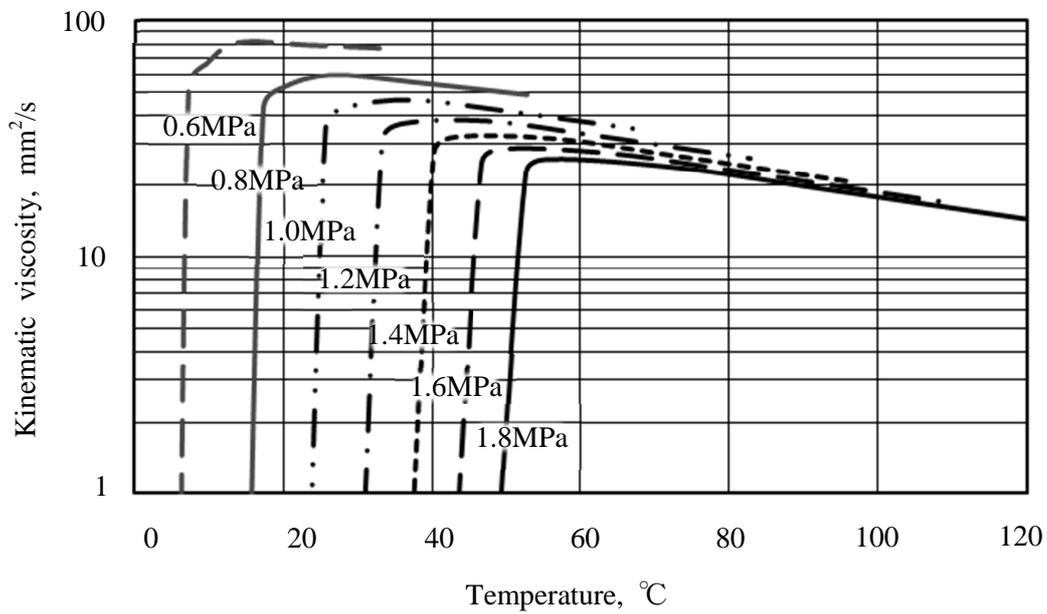


Fig.2.1 Viscosity-temperature-pressure relation of refrigerating lubricant

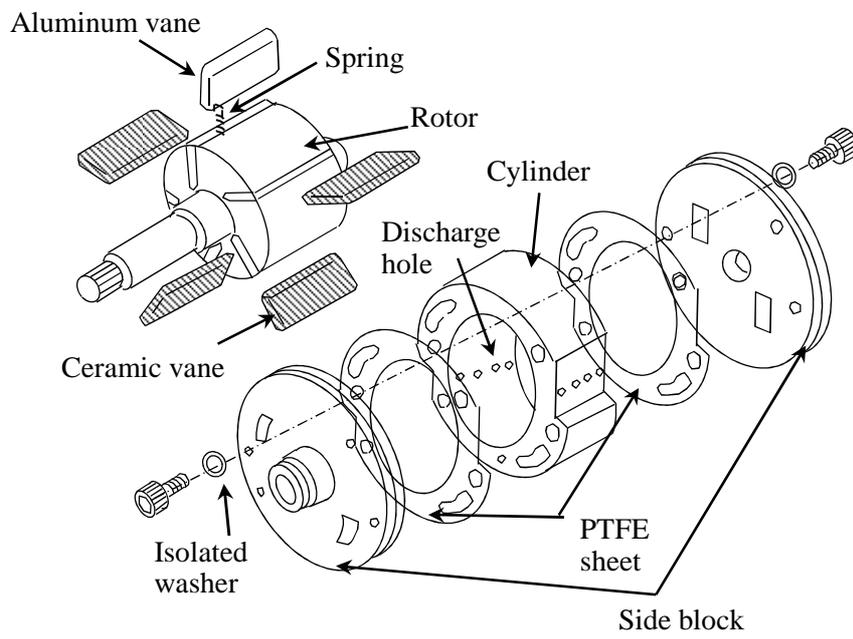


Fig.2.2 Assemble of electrical insulating circuit

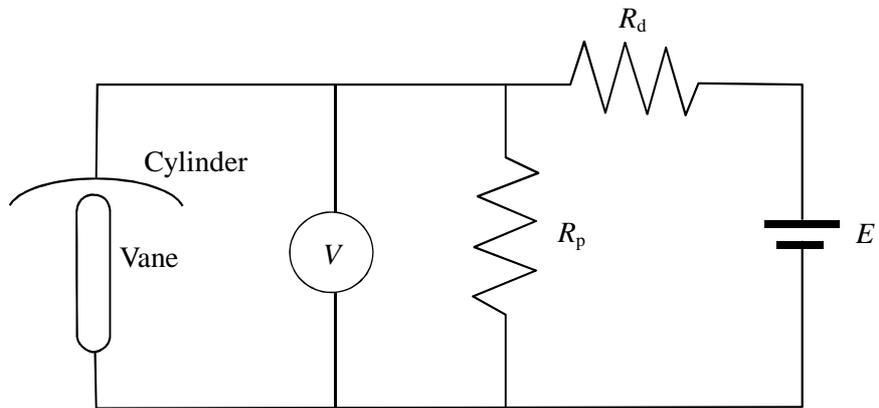


Fig.2.3 Block diagram of electrical insulating circuit

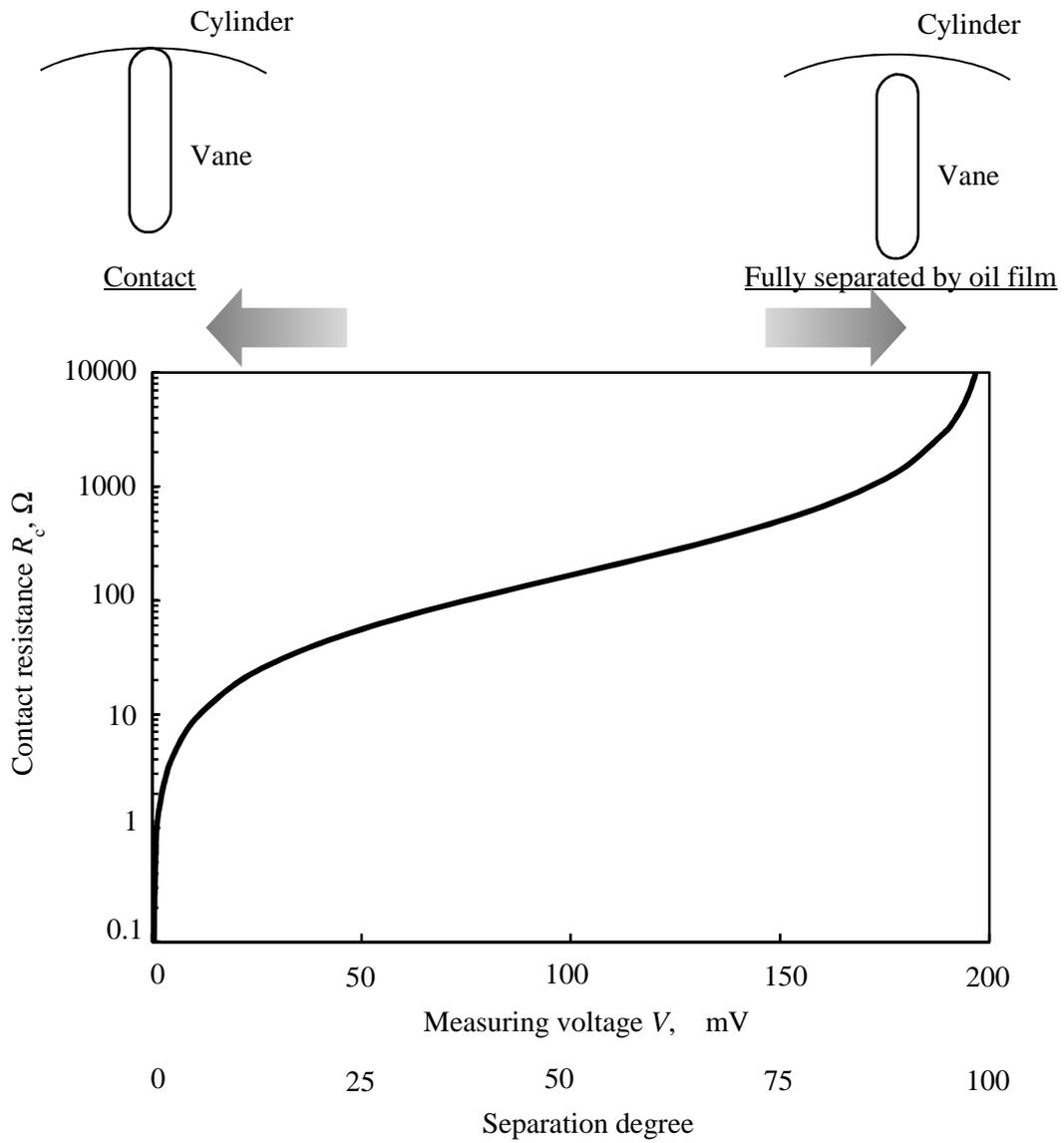


Fig.2.4 Relation measuring voltage and contact resistance

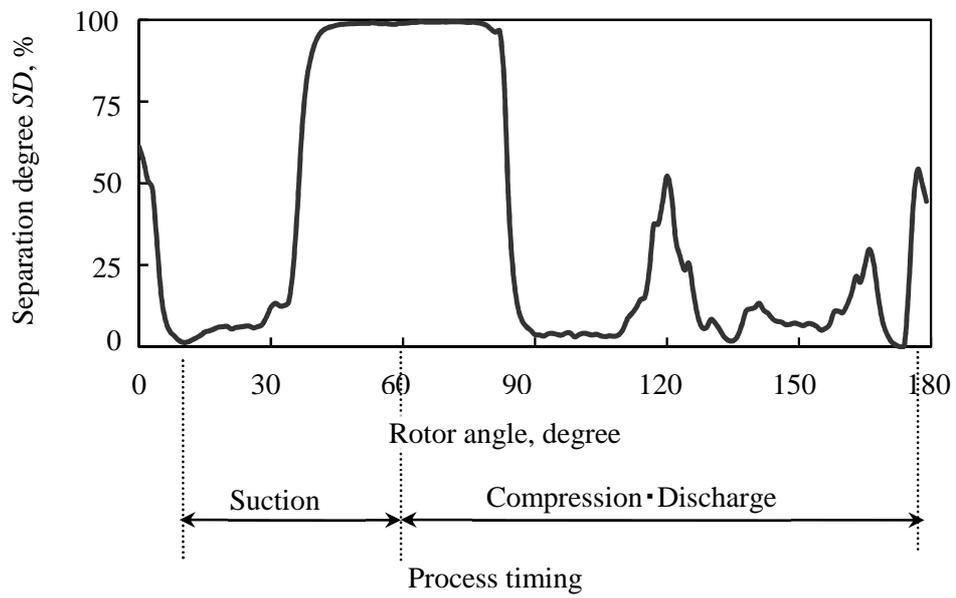


Fig.2.5 Variation in separation degree with rotor angle

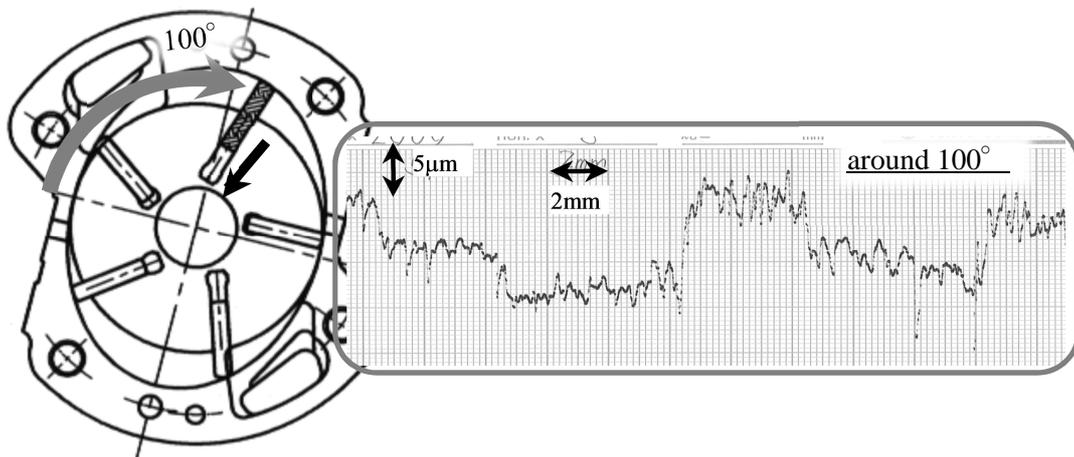


Fig.2.6 Surface profile on the inner surface of cylinder at 100°

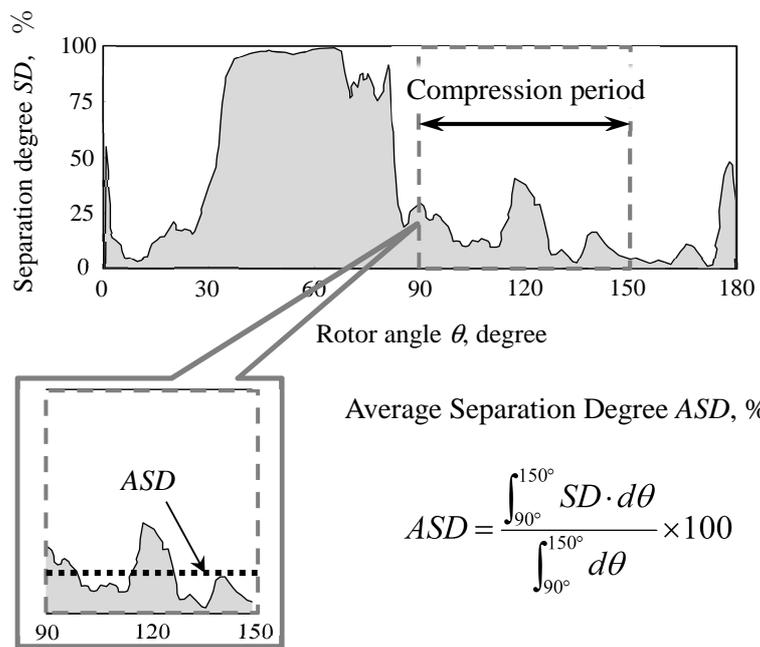


Fig.2.7 Definition for Average separation degree  $ASD$

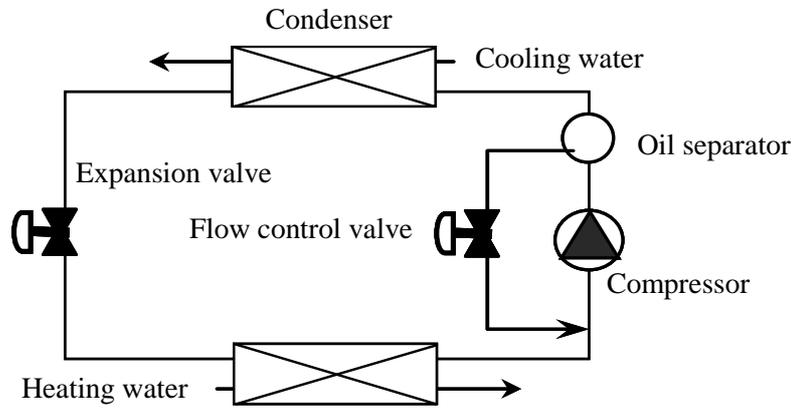


Fig.2.8 Test system for investigation of each parameter on average separation degree

Table 2.6 Operating conditions for investigation of each parameter on average contact

Rotational speed $N$ , rpm	1000~3000
Suction pressure $P_s$ , MPa	0.4~0.7
Discharge pressure $P_d$ , MPa	1.8~2.4
Suction super heat $T_{sh}$ , °C	3~30
Oil circulation ratio $OCR$ , mass %	0~10

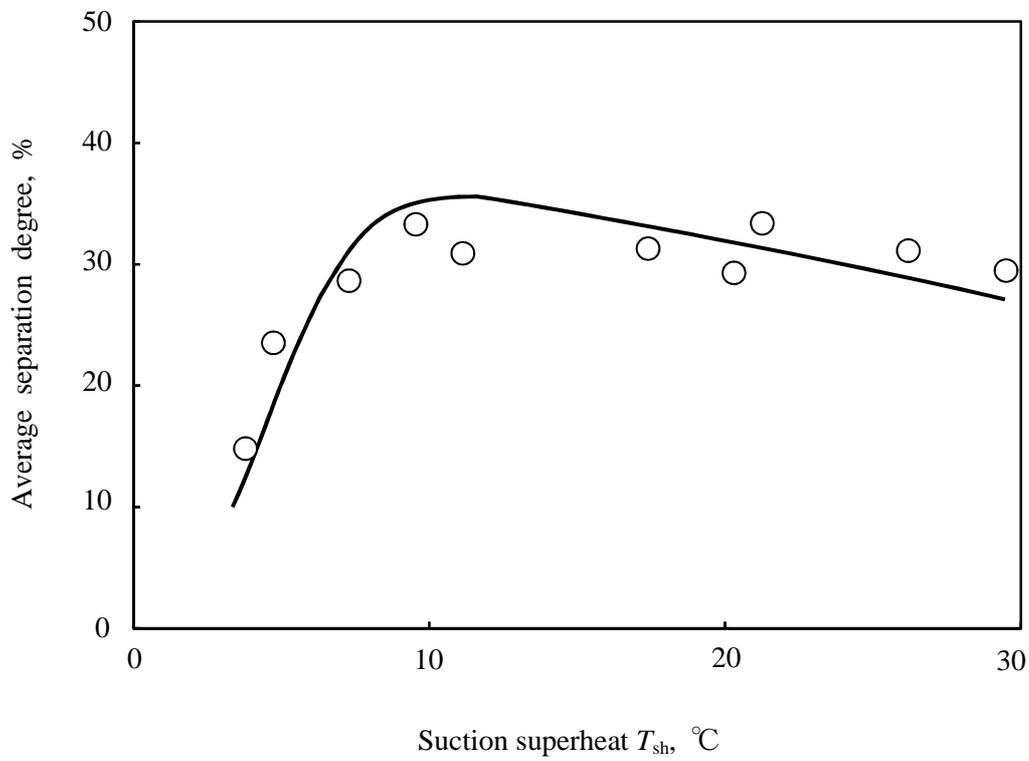


Fig.2.9 Effect of suction superheat on *ASD*  
(*N*: 2000 rpm,  $P_s$ : 0.6 MPa,  $P_d$  : 2.0 MPa, *OCR*: 10 mass%)

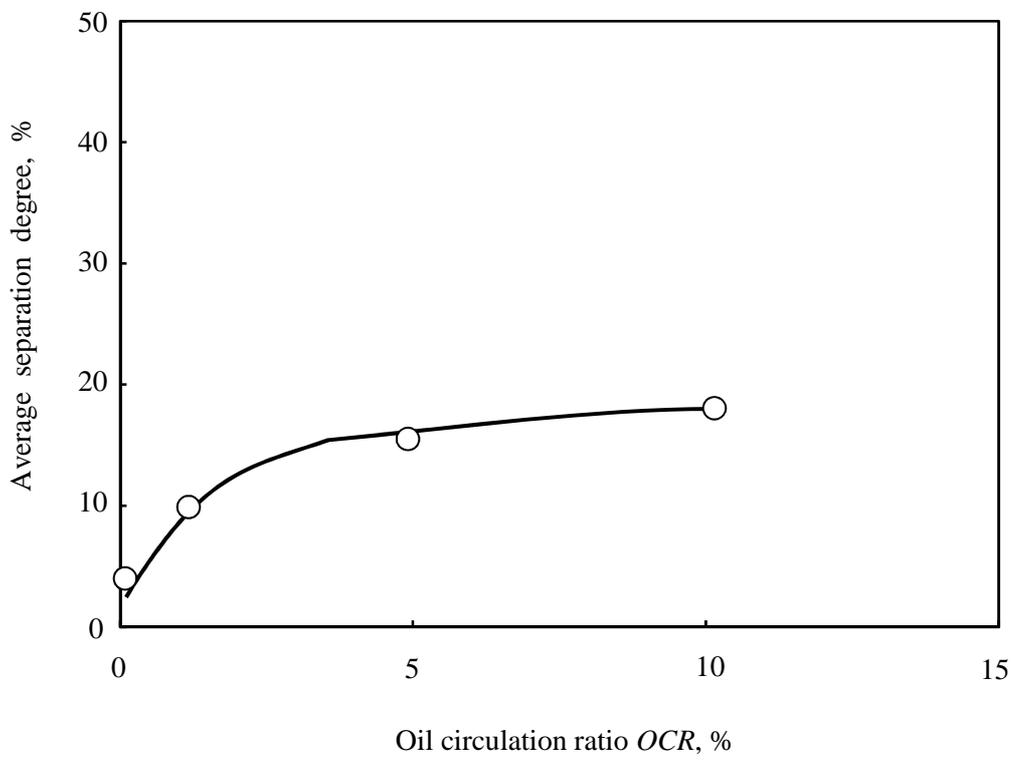


Fig.2.10 Effect of oil circulation ratio on ASD  
( $N$ : 2000 rpm,  $P_s$ : 0.6 MPa,  $P_d$ : 2.0 MPa,  $T_{sh}$ : 20 °C)

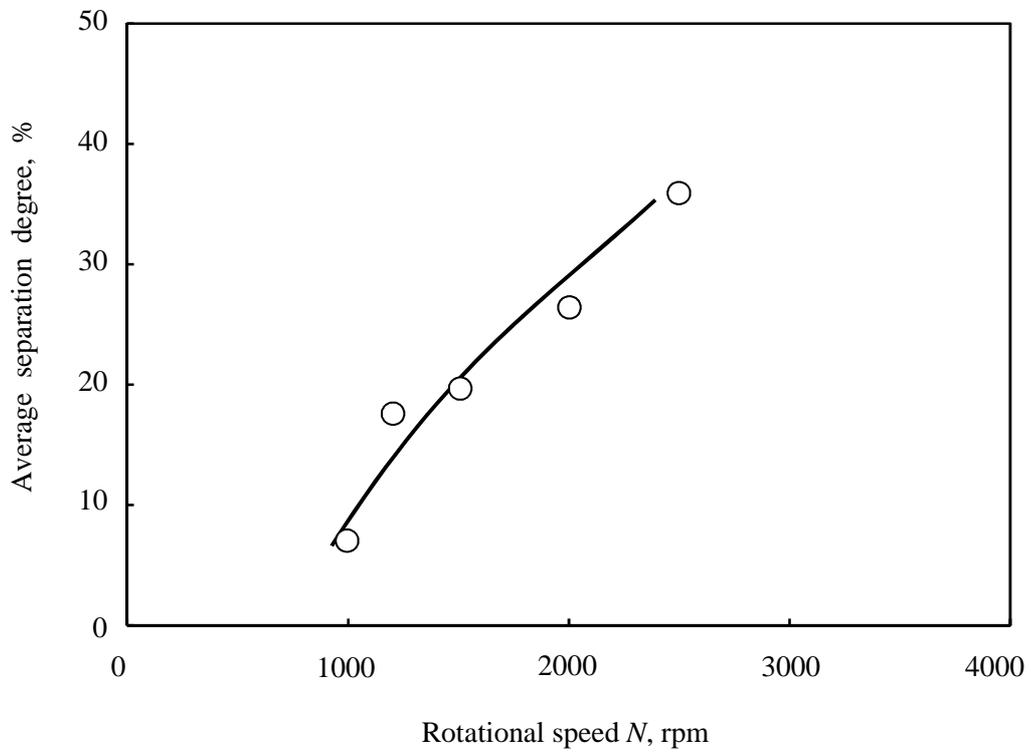


Fig.2.11 Effect of rotational speed on *ASD*  
( $P_s$ : 0.6 MPa,  $P_d$ : 2.0 MPa,  $T_{sh}$ : 20 °C, *OCR*: 10 mass%)

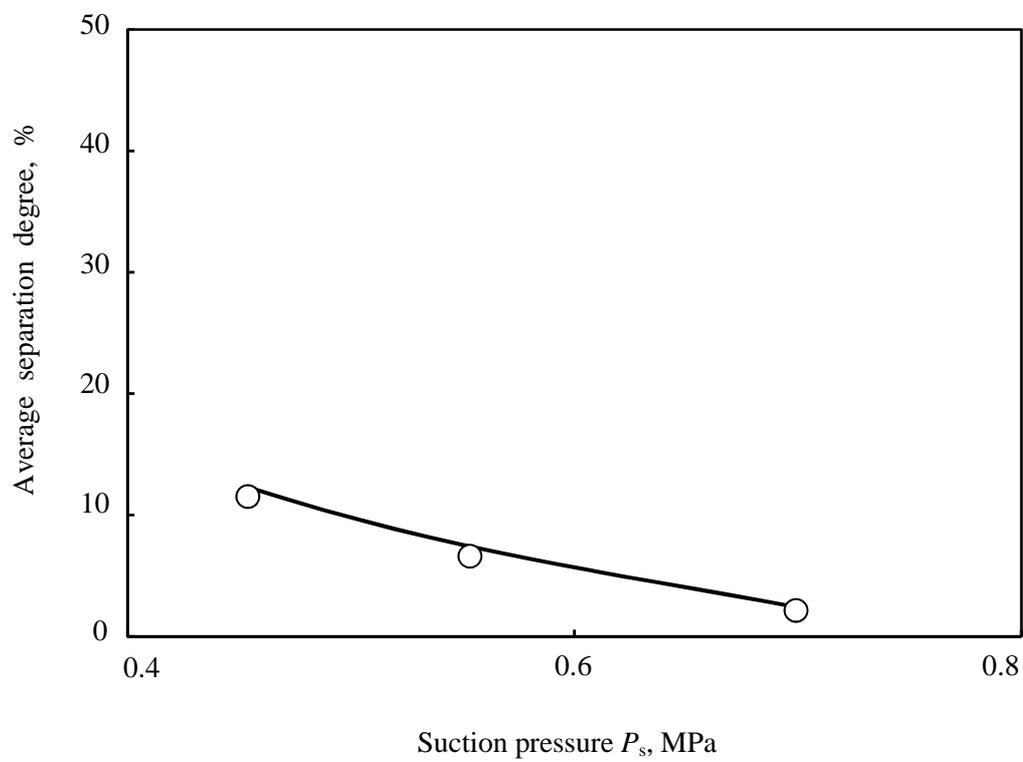


Fig.2.12 Effect of rotational speed on *ASD*  
( $N$ : 1200 rpm,  $P_d$ : 2.0 MPa,  $T_{sh}$ : 20 °C,  $OCR$ : 10 mass%)

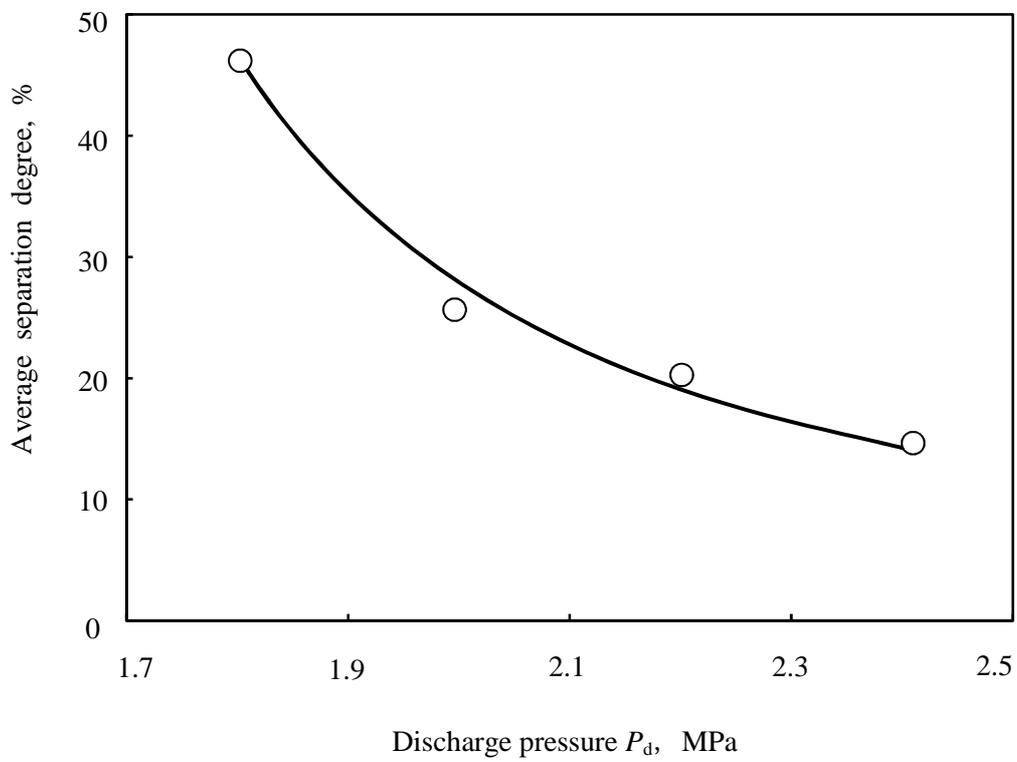


Fig.2.13 Effect of discharge pressure on ASD  
( $N$ : 3000 rpm,  $P_s$ : 0.6 MPa,  $T_{sh}$ : 20 °C,  $OCR$ : 10 mass%)

Table 2.7 Experimental summary

Operating parameter	Trend of ASD	Lubrication factor				Prospect of oil film formability
		Oil quantity	Sommerfeld number			
			Sliding velocity	Oil viscosity	1/ Pressure	
$T_{sh}$ ↗	↗↘			↗↘		↗↘
$OCR$ ↗	↗↘	↗				↗↘
$N$ ↗	↗		↗			↗
$P_s$ ↗	↘			↘	↗	→
$P_d$ ↗	↘			↘	↘	↘

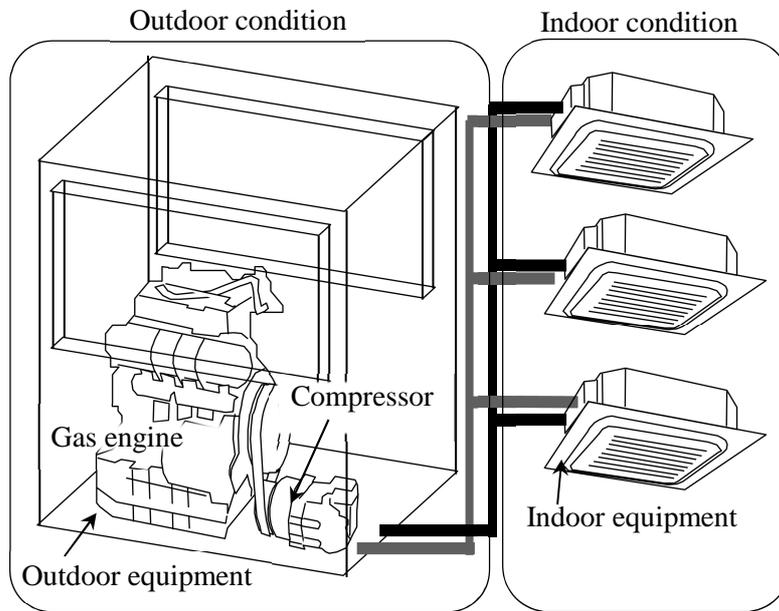


Fig2.14 System test on equivalent condition of field

Table 2.8 Operating conditions for air conditioning system

Unit °C	Cooling		Heating	
	In dry/wet	Out dry/wet	In dry/wet	Out dry/wet
Low temperature	27 / 24	27 / 24	20 / 15	7 / 6
Standard	27 / 19	35 / 24	20 / 14.5	2 / 1
Over load	32 / 28	43 / 26	30 / 21.3	26 / 18.2

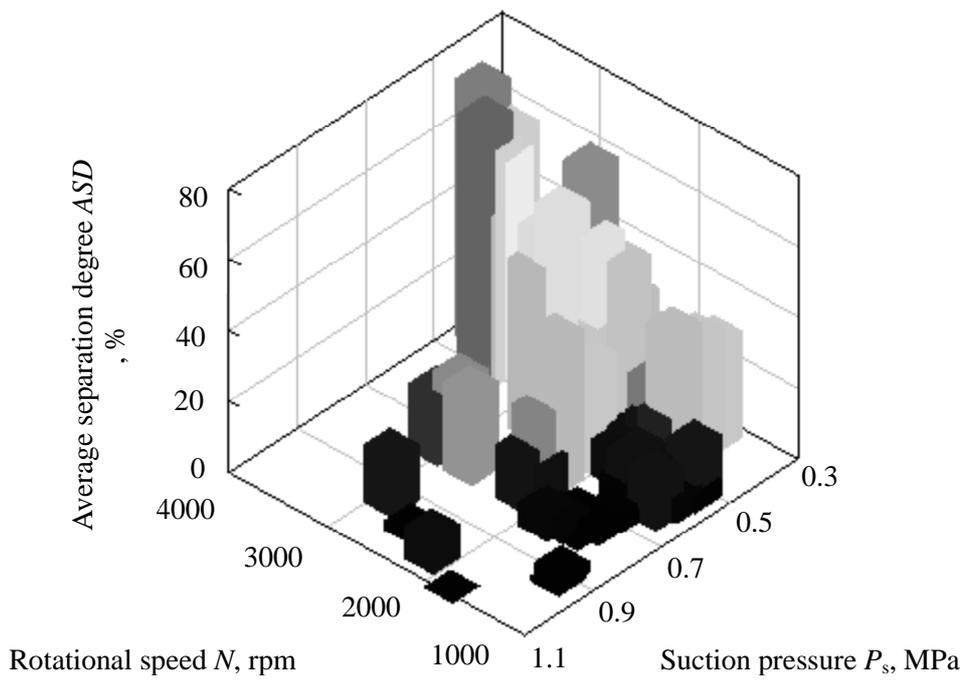
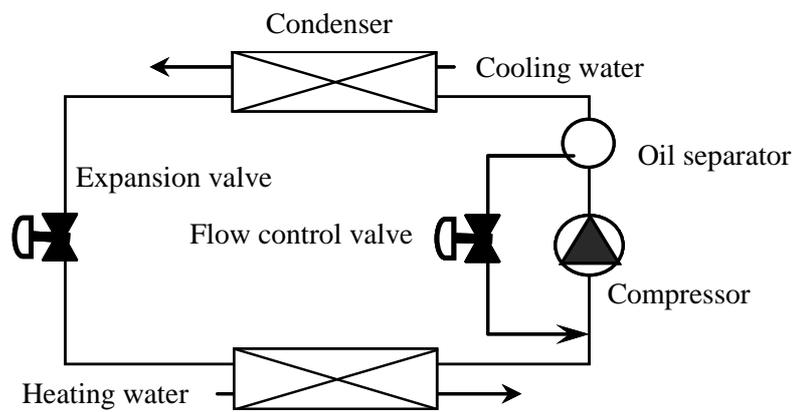


Fig.2.15 Average separation degree under operating conditions for air conditioning system  
 ( $T_{sh}$ : 15~20°C,  $P_d$ : 1.8~2.1MPa,  $OCR$ : 10 mass%)



Rotational speed $N$ , rpm	1500
Suction pressure $P_s$ , MPa	0.6, 0.7, 1.0
Discharge pressure $P_d$ , MPa	2.5
Discharge super heat $T_{th}$ , °C	10
Oil circulation ratio $OCR$ , mass%	10
Operation time, hour	1500

Fig.2.16 Operation conditions for endurance test

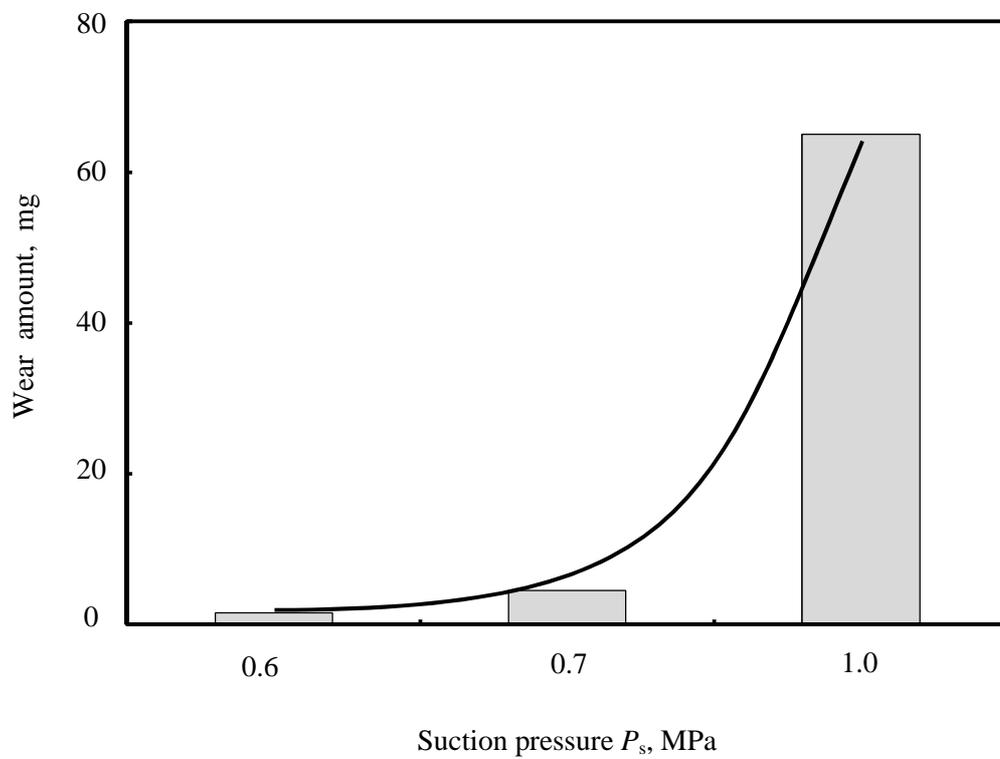


Fig.2.17 Wear amount of vane vs. suction pressure  
 ( $N$ :1500rpm,  $P_d$ :2.5 MPa,  $T_{sh}$ :10°C,  $OCR$ : 10 mass%, Operation time: 1500hour)

## 第3章 マルチベーン式圧縮機ベーン先端部潤滑の理論解析

### 3.1 はじめに

前章における実験解析にて、GHPの実稼動時におけるベーン先端部の潤滑不良原因は、低回転速度と高吸入圧力の運転条件であることを示した。この内ベーン先端部の潤滑と因果関係が不明確な吸入圧力については、ベーン先端部の油膜厚さ計算解析を通じて、そのメカニズムを本章にて明らかにしていく。計算解析の際のベーン周りの作用力に対する力学モデルを Fig 3.1 に示す。

ベーンに関する潤滑解析については、同類のローリングピストン式圧縮機にて多くの研究事例が報告されている。田中<sup>1),2)</sup>らおよび吉村<sup>3)</sup>らはベーン先端部の油膜厚さを、摺動部の部分接触を考慮した混合潤滑理論を用いて計算している。ベーンはベーン先端部のほか、ベーン側面にも摺動部をもつ。マルチベーン式圧縮機においては、ロータに設置されているベーンスロット内をベーンが往復動する。ベーン先端がだ円形シリンダの長径部を通過した後では、ベーン側面とベーンスロット間の摩擦力がベーン先端部からシリンダへの荷重に付加される。そのため、ベーン側面とベーンスロット部の潤滑状態の変化が、ベーン先端部の潤滑に大きく影響すると予測される。しかし、前述した田中ら、また吉村らにおいては、ベーン側面とベーンスロット部の潤滑状態については解析を実施せず、ここでの摺動部の摩擦係数を一定として、ベーン先端部の荷重を計算している。一方、伊藤ら<sup>4)-6)</sup>においては、省エネルギーの観点からベーン先端部での摩擦力に注目し、ベーン先端部での押付力の増加要因と成りえるベーン側面とベーンスロット間の摩擦力を取り上げ、ここでの潤滑状態を混合潤滑理論を用いて解析している。しかし、彼らにおいてはベーンスロット部での潤滑解析を実施するのみで、ベーン先端部の潤滑との連成解析は実施していない。

本研究においては、ベーンに関してベーンスロット部とベーン先端部の2つの摺動部の潤滑解析を併せて実施し、計算解析を通じて吸入圧力のベーン先端部潤滑への影響を考察する。また、ベーン先端部潤滑解析手法を構築することにより、マルチベーン式圧縮機の信頼性予測手法の確立を目指す。

### 3.2 主な記号

$P_s$	: 圧縮機の吸入圧力	[MPa]
$P_d$	: 圧縮機の吐出圧力	[MPa]
$P_{cf}$	: 解析対象ベーン前縁圧縮室内圧力	[MPa]
$P_{cf}$	: 解析対象ベーン後縁圧縮室内圧力	[MPa]
$P_o$	: ベーン背部オイル室内圧力	[MPa]
$P_{meanc}$	: 圧縮室内平均圧力	[MPa]
$F_1$	: ベーンスロット部抗力ーロータ外周側ー	[N]
$F_2$	: ベーンスロット部抗力ーオイル室側ー	[N]
$F_c$	: 混合潤滑状態における接触抗力	[N]
$F_{of}$	: 混合潤滑状態における油膜抗力	[N]
$F_{oil}$	: 油膜の流体抵抗力	[N]
$\mu$	: 摩擦係数	[ - ]
$\mu_b$	: 境界摩擦係数	[ - ]
$F_n$	: ベーン先端部シリンダへの押付力	[N]
$V_s$	: ベーン側面ーベーンスロット間摺動速度	[m/s]
$V_n$	: ベーン先端ーシリンダ間摺動速度	[m/s]
$Q_1$	: 吐出ケースからオイル室までの流量	[m <sup>3</sup> ]
$Q_2$	: オイル室から圧縮室までの流量	[m <sup>3</sup> ]
$\eta_n$	: ベーン先端部冷凍機油粘度	[Pa · s]
$\eta_1$	: 吐出ケースからオイル室までの冷凍機油粘度	[Pa · s]
$\eta_2$	: オイル室から圧縮室までの冷凍機油粘度	[Pa · s]
$C_j$	: ロータージャーナル部の半径隙間	[m]
$C_r$	: サイドブロックとロータ間の平均隙間	[m]
$R_o$	: サイドブロック内オイル室の半径	[m]
$R_r$	: ロータ半径	[m]
$n_1$	: $Q_1$ の油経路の並列経路数	[ - ]
$n_2$	: $Q_2$ の油経路の並列経路数	[ - ]

### 3.3 ベーン先端部油膜厚さ計算手法

計算フローを Fig.3.2 に示す. 圧縮工程中においてはベーン前後の圧縮室内圧力の差圧( $P_{cf}-P_{cp}$ )により, ベーンには大きなモーメントが負荷される. このモーメントは, ベーンスロットの抗力( $F_1, F_2$ )によって支えられる.  $F_1, F_2$  に関しては,  $y$  軸方向に作用する圧縮室内のガス圧力, ベーンとベーンスロットとの隙間に働く冷凍機油圧力による  $z$  軸周りのモーメントの釣り合いの式により求めた. ここで, ベーン側面に働くベーンスロット内の冷凍機油圧力は, ベーン背部オイル室の冷凍機油圧力  $P_o$  と圧縮室内圧力  $P_c$  から距離の比例配分により決定した. また, ベーン先端部  $x$  軸方向に作用する圧縮室内圧力によるモーメント, ならびにベーン背部の冷凍機油圧によるモーメントは, ベーン長さと比較してベーン幅が十分に小さく簡単のために割愛した.

シリンダだ円長径部となるロータ角度  $90^\circ$  以降において, 圧縮室間の差圧によりベーンは Fig.3.1 図中反時計回りのモーメントが負荷されベーンが右上がりに傾斜しながら, ベーンスロット内へ収納される. そのため  $F_1$  作用点においては, ベーンとベーンスロット隙間にて形成されるくさび形状への油の引き込みにより油膜圧力が発生し,  $F_1$  を支持する. しかし, ロータ角度  $90^\circ$  あるいはその付近においては, ベーンとベーンスロット間の相対速度が  $0$ , もしくは  $0$  に近い値となり油の引き込みによる油膜圧力が十分に期待できない. そのため  $F_1$  作用点では一部接触を伴う混合潤滑状態であると考えられる. そこで,  $F_1$  は油膜反力  $F_{of1}$  と接触反力  $F_{c1}$  によって支えられるとして, 式(3.1)を満たす膜厚比  $A$  から両反力を算出した.  $F_{of1}$  については無限幅軸受理論<sup>6)</sup>を用い,  $F_{c1}$  については, GT モデルの式(3.2), (3.3)を用いて接触平均面圧  $p_c$  を求めた<sup>4)</sup>. ベーン側面の潤滑に利用される冷凍機油はベーン背部にあるオイル室より供給される. そのため, 計算に使用する冷凍機油粘度はオイル室のオイル温度の計測値と計算により求めたオイル室内圧力  $P_o$  より冷凍機油への冷媒溶解を考慮し, Fig.2.1 のデータに基づき求めた.

$$F_1 = F_{c1}(A) + F_{of1}(A) \quad (3.1)$$

$$p_c = k_c E \times 4.4086 \times 10^{-5} (4 - A)^{6.804} \quad [A < 4] \quad (3.2)$$

$$p_c = 0 \quad [A \geq 4] \quad (3.3)$$

$$\mu_1 F_1 = \mu_b F_{c1} + F_{\tau oil} \quad (3.4)$$

$F_1$  作用点で  $x$  軸方向に働く摩擦力  $\mu_1 F_1$  については, 式(3.4)に示すように接触部の摩擦

力と流体抵抗による摩擦力の和と考え、 $F_{\tau_{oil}}$ については無限幅軸受理論<sup>7)</sup>にて求め、接触部の摩擦力となる $\mu_b F_{c1}$ の $\mu_b$ については境界摩擦係数を用いた。一方、 $F_2$ 作用点においては、ベーンが $x$ 軸の負方向に摺動する際ベーン側面とベーンスロットの隙間にて形成される形状が逆くさび形状となり油膜圧力が発生しないため、 $F_2$ はすべて接触反力によって支えられるものとした。

$x$ 軸方向に作用する力としては、ベーン先端部に作用する圧縮室内圧力( $P_{cf}$ ,  $P_{cr}$ )、ベーンスロット部との摩擦力( $\mu_1 F_1$ ,  $\mu_2 F_2$ )、ならびにベーン背部に圧送される冷凍機油の圧力 $P_0$ がある。これらの力の釣り合いにより $F_n$ を求めた。なお、計算条件が低回転速度時でありベーン材質がアルミ合金で軽量であることから、ベーンの慣性力は簡単のため割愛した。また、ベーン先端部である $F_n$ 作用点も混合潤滑状態を考慮できるように、 $F_n$ はくさび油膜反力と接触反力により受け持たれると考えた。 $F_1$ 作用点と同等の混合潤滑理論を用い、膜厚比 $A$ 、すなわちベーン先端油膜厚さを算出した。なお、くさび油膜反力としては、EHLモード解析手法<sup>8)</sup>に従い式(3.5)に示すMartinの式を利用した。ここで、 $R$ はベーン先端とシリンダ形状で決定される等価曲率半径、 $W$ はベーン先端の単位幅あたりの荷重である。

$$h_{\min} = 4.9 \cdot \frac{\eta \cdot V_n \cdot R}{W} \quad (3.5)$$

### 3.4 簡易入力値による計算結果

#### 3.4.1 各作用力・物性値の入力条件

前項にて示したベーン先端部の油膜厚さ計算手法においては、ベーン背部圧力、圧縮室内圧力、および冷凍機油粘度、境界潤滑時の摩擦係数など物性値の入力が必要となる。本項においてはまず簡単のため、これまでの文献などを参考に各作用力、物性値を以下のように定め、ベーン先端部の油膜厚さ計算を実施した。

##### ① ベーン背部圧力

圧縮機内の冷凍機油経路をFig.3.3に示す。楕円状のシリンダにベーンを押し付けるため、ベーン背部のオイル室には吐出ケースより冷凍機油が圧送される。オイル室はサイドブロック内に設けられたオイル溝とロータのベーンスロットにより構成される。吐出冷媒にミスト状で混合した冷凍機油はオイルセパレータによ

り分離され、吐出ケースに貯留される。吐出ケースの冷凍機油は、圧力差によりサイドブロックのオイル穴を通りロータのジャーナル部の軸受隙間を通過してオイル室へと導かれる。その後冷凍機油は、オイル室からロータとサイドブロック間の隙間を通り圧縮室へと流れる。以上のように圧縮機内の冷凍機油は、吐出圧力下の吐出ケースより中間室を経由し吸入圧力下の圧縮室へと流れる。そのためここでは、ベーン背部のオイル室圧力を、簡単のため吐出圧力と吸入圧力の平均値とした。

## ② 圧縮室内圧力

ロータ回転に伴い、ベーン、シリンダならびにロータで囲まれた圧縮室は、回転しながら体積を減少させ圧縮室内の冷媒を高圧にする。ここでは、ロータ回転角度ごとの圧縮室の体積変化を幾何学的に計算し、体積変化に従って吐出圧力まで冷媒は断熱圧縮されると仮定して、圧縮室内圧力を計算した。

圧力を  $P$ 、体積を  $V$ 、比熱比を  $\kappa$  とすると、 $P$ 、 $V$  は断熱圧縮時において、式(3.6)の関係を持つ。

$$PV^\kappa = \text{const} \quad (3.6)$$

従って、任意のロータ角度での圧縮室体積を  $V_n$ 、吸入圧力を  $P_s$ 、圧縮室の吸入体積を  $V_s$  とすると、任意のロータ角度における冷媒圧力  $P_n$  は、式(3.7)により与えられる。

$$P_n = P_s \left( \frac{V_s}{V_n} \right)^\kappa \quad (3.7)$$

本項では式(3.7)を用い吐出圧力に達するまでのロータ角度毎の圧縮室内圧力を決定した。なお、比熱比  $\kappa$  には温度  $35^\circ\text{C}$ 、圧力  $0.6\text{MPa}$  における冷媒ガスの  $1.24$  を用いた。なお、吐出圧力に達した後の圧縮室内圧力は、その後一定として取り扱った。

## ③ ベーン—ベーンスロット間の境界摩擦係数

田中<sup>1)</sup>ら、また吉村<sup>3)</sup>らは、ベーンとベーンスロット間の境界摩擦係数として

0.1 または 0.12 の一定値を用いて計算解析を実施している．ここでは，境界摩擦係数として 0.1 を用いて計算解析を実施した．

#### ④ ベーン先端部冷凍機油粘度

ベーン先端部の潤滑に用いられる潤滑油は，ロータ回転に従い雰囲気温度，圧力は急激に上昇するため，その粘度は大きく変化するものと考えられる．しかし，田中<sup>2)</sup>らは，簡単のための冷凍機油粘度としては一定値を用いて，吸入側と吐出側での平均温度ならびに平均圧力により冷凍機油粘度を算出している．本項においても簡単のため，まずは田中らと同等の方法で冷凍機油粘度を算出し計算解析に用いた．なお，吐出側の温度に関しては，式(3.6)をボイルシャルルの公式により変形した式(3.8)を用いて求めた．

$$P^{1-\kappa}T^{\kappa} = \text{const} \quad (3.8)$$

### 3.4.2 計算結果と実験結果の比較

前項までに示した計算解析手法ならびに入力条件を用いてベーン先端部油膜厚さを計算した結果を，Fig.3.4 に示す．縦軸には油膜厚さと合成粗さの比である膜厚比 *OFF* (Oil Film Parameter) をとった．ここでは吸入圧力に対する油膜厚さの傾向を容易に判断できるように，圧縮工程中ロータ角度 100° における計算結果を代表値として示している．また，接触電気抵抗法での実験結果である平均分離度 *ASD* についても同様に図中に示している．なお，計算条件は低速時高吸入圧力時の油膜形成能力を考察するためロータ回転速度を 1500rpm とし，吸入圧力をパラメータにとった．また，吸入過熱度は 20°C とした．吐出圧力は，実機における冷媒配管の保安上の目標値である 2.1MPa としている．

計算では，吸入圧力の全領域において *OFF* は 3 以上の値となった．また，吸入圧力が 0.8MPa まで上昇するにあたっては *OFF* が若干減少するものの，0.8MPa 以上では吸入圧力の上昇に伴い *OFF* が増加する．これは実験結果と逆の傾向となっている．また，計算結果が示すように *OFF* が 3 以上であれば表面粗さに対して十分の油膜厚さが確保されていることになり，一般的には接触電気抵抗法による *ASD* の値は 100% となる．この点についても，実験での吸入圧力の全領域にて *ASD* が 30% 以下となる結果と相違が

見られる。

以上より、本節で実施した一連の計算解析手法は改善が必要と考えられる。

### 3.5 計算解析の高度化

計算解析の精度向上のため、3.3.1 にて示した計算時の入力項目については、平均値等で簡易的に値を求めるのではなく、理論計算あるいは実測値に基づく値を用いることにした。そこで以下に示すような、計算のモデル化ならびに実験式の作成を行った。

#### 3.5.1 ベーン背部圧力の理論計算

冷凍機油は、吐出ケースよりオイル室を経由して圧縮室まで流れる経路をとる。冷凍機油流れのモデル図を Fig.3.5 示す。吐出ケースからオイル室までの流量  $Q_1$  は、ロータジャーナル部の隙間の流路抵抗によって決定されるとして式(3.9) に、オイル室から圧縮室までの流量  $Q_2$  はロータとサイドブロック間の隙間の流路抵抗によって決定されるとして式(3.10) に表した。ここで、 $C_j$  はロータジャーナル部の半径隙間、 $C_r$  はサイドブロックとロータ間の平均隙間 (隙間の 1/2 をとる)、 $L_j$  はオイル穴から軸受端部までの距離、 $R_o$  はサイドブロックに設けたオイル室の半径、 $R_r$  はロータ半径、 $n_1$ 、 $n_2$  は油経路の並列する数を表す。質量保存則に従い  $Q_1$ 、 $Q_2$  が等しいとして、式(3.9) および式(3.10) を連立して解き、オイル圧力  $P_o$  を算出した<sup>9)</sup>。なお、圧縮室内圧力は、ロータ外周に接する圧縮室の平均圧力  $P_{meanc}$  を用いた。

$$Q_1 = n_1 \frac{\pi d C_j^3}{12 \eta L} (P_d - P_o) \quad (3.9)$$

$$Q_2 = n_2 \frac{\pi d C_r^3}{6 \eta \ln(R_r / R_o)} (P_o - P_{meanc}) \quad (3.10)$$

前項の油膜厚さ計算時に用いた吐出圧力と吸入圧力との平均値を破線にて、今回求めた理論計算値を実線にて、また実機での計測値も合わせて Fig.3.6 に示す。

理論計算により求めた値は、前項にて用いた吐出圧力と吸入圧力との平均値と比較して、より実測値に近いことが分かる。

#### 3.5.2 圧縮室内圧力の実験式作成

実際の圧縮機における一連の圧縮サイクル中の圧縮室内の圧力変化は断熱理論圧縮

とは異なり、吸入時の圧力損失による圧力低下や、圧縮室壁面からの伝熱または高压側圧縮室からの高温冷媒の漏れによる圧縮室冷媒の圧力上昇、および吐出時の圧力損失による圧力上昇を伴うことが予測される。しかし、これらについて全てを理論的に計算することは、たいへん複雑な作業となる。本研究においては、計算に用いる圧縮室内圧力は、実機にて圧縮室内圧力を計測し計測結果より作成した実験式より求めることにした。

#### ① 圧縮室内圧力計測方法

マルチベーン式圧縮機では、ベーン、ロータ、シリンダとサイドブロックに囲まれた圧縮室が、ロータ回転とともに移動し、吸入、圧縮、吐出を繰り返す。圧縮室が吸入口と連通し、ロータ回転に従い体積が増加する期間において、冷媒は圧縮室へと吸入される。その後、圧縮室と吸入口が遮断され、圧縮室の体積が減少する期間において冷媒は圧縮され、さらにロータが回転し、圧縮室内圧力が吐出圧力以上となると吐出弁が開き、圧縮室より吐出弁室へと冷媒が吐出される。このように圧縮室はロータ回転とともに移動するため、Fig.3.7 に示すように複数の圧力センサを用い、圧縮サイクル中の圧縮室内圧力を連続して計測できるようにした。圧縮室内圧力計測用センサには、受圧面が直径 6mm のひずみゲージ式の小形センサを用いた。センサの損傷と取付部の隙間による圧縮室間リークを避けるため、Fig.3.8 に示すようにセンサはシリンダより連通口を設け、サイドブロックに取付けた。

圧縮機運転時の圧力計測例として、センサ③とセンサ⑤の出力結果を Fig.3.9 に示す。なお横軸のロータ回転角度は、ベーン先端がシリンダの短径部を通過する際を 0°と定め、基準とするベーンの前縁側の圧縮室内圧力を表している。ベーンを 5 枚有するため、センサ③では 50°、120°、センサ⑤では 15°、90°、170°付近の 72° ごとで、ベーンがセンサへの連通口を通過するため、圧縮室が入れ替わり、センサ出力が急激に変化する。そこで、Fig.3.10 に示すように、ロータ回転角度の増大に伴い各センサの出力をつなぎ合わせ、圧縮工程中の圧縮室内圧力の連続的な変化を求めることにした。

#### ② 計測結果と実験式

回転速度 1500rpm 時のロータ角度毎の圧縮室内圧力を Fig.3.11 に示す。圧縮室

後縁側のベーン先端が楕円型シリンダの短円部を通過する際をロータ角度  $0^\circ$  としパラメータには吸入圧力を取り、併せて実験式を灰色線にて示した。

すべての吸入圧力条件において過圧縮が確認され、その量は全ての吸入圧力条件において一定で、圧縮室内の最高圧力は吐出圧力より約  $0.5\text{MPa}$  高くなることが分かる。実験式においても過圧縮を考慮し、圧縮室内圧力の最高圧力は、吐出圧力に  $0.5\text{MPa}$  を加えた値を用いた。

実験式は、吐出圧力に過圧縮量を加えた最高圧力までは断熱理論圧縮の計算の際に用いられる式(3.11)にて表した。最高圧力に達した後は、式(3.12)に示すように2次関数的に吐出圧力まで減少していくとした。

$$P_n = P_s \left( \frac{V_s}{V_n} \right)^{1.24} \quad \left[ \theta \leq \theta_{p_{\max}} \right] \quad (3.11)$$

$$P_c = \frac{(P_d - P_{\max})}{(150^\circ - \theta_{p_{\max}})^2} \cdot (\theta - \theta_{p_{\max}})^2 \quad \left[ \theta_{p_{\max}} < \theta \right] \quad (3.12)$$

ここで、 $\theta$ は任意のロータ角度で、 $\theta_{p_{\max}}$ は圧縮室内圧力が最高圧力となるロータ角度である。

### 3.5.3 ベーン—ベーンスロット間境界摩擦係数の実測

圧縮機と同等の摺動条件を、Fig.3.12 に示すピンオンディスク試験で再現することにより、ベーンとベーンスロット間の接触部の境界摩擦係数 $\mu_b$ を計測した。

ピン側にはベーン材料である A390 を、ディスク側はロータ材料 (ロータスロット側) である SCM415H を用いた。潤滑油には冷凍機油であるポリアルキレングリコールをピン先端に初期時のみに塗布した。なお、冷凍機油物性に関しては Table2.5 に示している。

摺動距離に対する摩擦係数計測結果を Fig.3.13 に示す。摺動初期において摩擦係数はほぼ一定で 0.12 を示し、その後、摩擦係数は上昇し 0.25 まで達した。この摩擦係数の上昇は、摺動部の潤滑油が枯渇したため発生したものと考えられる。

### 3.5.4 冷凍機油粘度への温度・圧力変化の考慮

冷凍機油粘度は、基油の温度に対する粘度特性と冷媒溶解度によって決定される。ま

た、冷媒溶解度は圧力と温度によって決定される。すなわち、冷凍機油粘度は温度と圧力により変化する。今回用いた冷凍機油の冷媒環境下での温度と圧力に対する粘度特性を、Fig3.14 に示す装置にて計測した。図中の計測結果から分かるよう、圧力と温度により冷凍機油粘度は大きく変化することが分かる。

冷凍機油は圧縮機入口手間の冷媒配管に供給され、冷媒と共に圧縮室内に流入する。この内、ベーン全縁側のシリンダ壁面に付着した冷凍機油がベーン先端とシリンダ間の潤滑に利用される。圧縮室内に霧状にて存在する冷凍機油の温度と圧力は、圧縮室内の冷媒圧力ならびに冷媒温度と同等と考えることができる。そこでベーン先端部の冷凍機油粘度は、圧縮室内圧力と温度を用いて Fig3.14 より読み取った。計測点にない圧力、温度での粘度は、計測データを比例配分して値を求めた。また、圧縮室内圧力は、前述した実験式より求め、圧縮室内温度は、実験式にて求めた圧力を基に式(3.8)の関係を用いて圧縮室内温度を算出した。

これまでの吸入圧力・温度と吐出圧力・温度の平均値をもって定めた冷凍機油粘度と圧縮室内圧力と温度により定めた冷凍機油粘度の比較を Fig.3.15 と Fig.3.16 に示す。Figure3.15 においては、ロータ角度毎の比較をパラメータに吸入圧力をとって、Fig3.16 においては圧縮工程の代表値としてロータ角度  $100^\circ$  のデータを吸入圧力毎に比較して示した。これまでの報告<sup>1), 2)</sup>にあった吸入側と吐出側の平均温度、圧力より決定される粘度より今回の圧縮室内の圧力ならびに温度変化を考慮した粘度は、吸入圧力上昇に伴い粘度が大きく低下する。

### 3.6 油膜形成への吸入圧力上昇の影響

前項までに記した入力条件の高度化を加え、再度、ベーン先端部の油膜厚さの計算を行う。計算フローを Fig3.17 に示す。計算条件は、前回と同様に、ロータ回転速度を 1500rpm とした。また、入力条件となる圧縮室内圧力は Fig.3.18 に示すように前述した近似式を使用して求めた。

#### 3.6.1 ベーンスロット押付力ピークの進角

圧縮室間の差圧によりベーンに負荷されるモーメントを支える  $F_1$ ,  $F_2$  の計算結果、ならびにベーンのベーンスロットに対する  $x$  軸方向の摺動速度  $V_s$  を、Fig.3.19 に示す。

吸入圧力の上昇に伴い、 $F_1$ ,  $F_2$  とも荷重のピーク値は大きく変わらないものの、ピークが出現する角度が進角する。このことにより、 $V_s$  が低速となるロータ角度  $90^\circ$  付近

においては、吸入圧力の上昇に伴い、 $F_1$ 、 $F_2$ が大きく増加する。

$F_1$ 、 $F_2$ は、計算対象ベーンの前後の圧縮室内圧力の差圧に比例する。ベーン前縁側の圧縮室は圧縮工程中にあり、ベーン後縁側の圧縮室は吸入工程中にある。故に差圧は、圧縮工程中の圧力と吸入圧力の差になる。圧縮室内圧力は最高圧力まで指数関数的に上昇するため、差圧は吸入圧力が上昇に伴い増加する。そのため、 $F_1$ 、 $F_2$ は吸入圧力上昇に伴い増加した。

### 3.6.2 ベーン-スロット間摩擦力の影響

$F_1$ 作用点における摩擦力 $\mu_1 F_1$ の計算結果を、境界摩擦係数 $\mu_b$ をパラメータにとり Fig.3.20 に示す。 $\mu_b$ は、前述したピンオンディスク試験による計測結果を用い、マイルドな潤滑条件下での $\mu_b=0.12$ とシビアな潤滑条件下での $\mu_b=0.25$ と、更に接触時の摩擦力増加の影響をキャンセルした場合を考察するため $\mu_b=0$ としたものと、合計3つのパラメータを設け計算を実施した。なお、これよりは吸入圧力増加に伴うベーン先端潤滑に関連する各パラメータの変化を見るため、圧縮工程中ロータ角度 $100^\circ$ における計算値を代表として取り上げる。

$\mu_b=0$ における摩擦力は0に等しく、接触部の摩擦力と比較して流体抵抗による摩擦力は無視できることが分かる。 $\mu_b=0.12$ 、 $0.25$ における摩擦力は、吸入圧力の上昇に伴い増加する。これは、吸入圧力の増加に伴い $F_1$ 作用点において $F_1$ を支持する接触力が増加していることに起因する。すなわち、吸入圧力の増加に伴い $F_1$ 作用点における潤滑状態が悪化している。前項で示したように吸入圧力の上昇に伴い、ベーン側面とベーンスロット間の摺動速度が低速な領域にて $F_1$ が増加する。摺動速度が低く、くさび油膜圧力が生成されにくい領域にて $F_1$ が上昇したため、 $F_1$ 作用点において油膜厚さが減少し接触力が増加する。

同じく境界摩擦係数 $\mu_b$ をパラメータにとり、ベーン先端押付力 $F_n$ の計算結果を吸入圧力をパラメータにとり Fig.3.21 に示す。 $\mu_b=0$ の場合、すなわちベーン側面とベーンスロット間の潤滑が非常にスムーズな場合は、吸入圧力の上昇に伴いベーン押付力 $F_n$ は減少する。これは、吸入圧力の上昇に伴い圧縮室内圧力によってベーン先端部がロータスロット内部へと押し込まれる力が増加することに起因する。しかし、 $\mu_b=0.25$ の場合、すなわちベーン側面とベーンスロット間の潤滑状態が悪化した場合、吸入圧力が上昇に伴い $F_n$ は増加する。これは、前述した圧縮室内圧力がベーンをベーンスロット内

部へと押し込む効果よりもベーン側面とベーンスロット間の摩擦力の影響が勝ることに起因する。このことより、ベーン先端部の油膜形成は、ベーン側面とベーンスロット間の摩擦力、すなわち潤滑状態に大きく影響を受けることが分かる。

### 3.6.3 油膜厚さ計算結果と実験結果の比較

入力条件について理論計算ならびに実験による検討を加えて、ベーン先端部の油膜厚さを再計算した結果を、境界摩擦係数をパラメータにとり Fig.3.22 の上部 に示す。また、Fig.3.22 の下部には、低回転速度時の平均分離度 *ASD* も再度掲載した。

計算結果においては、境界摩擦係数の値により吸入圧力の変化に対する油膜厚さの傾向が大きく変わる。 $\mu_b=0$  においては、実験結果の傾向とは異なり、吸入圧力の上昇と共に油膜厚さは増加する。 $\mu_b=0.12$  ならびに  $\mu_b=0.25$  の計算結果においては、実験結果と同様に吸入圧力上昇と共に *OFP* が低下する。また、 $\mu_b=0.12$  ならびに  $\mu_b=0.25$  においては全吸入圧力条件において *OFP* が 3 以下の値となり、一般的に接触電気抵抗法による *ASP* にて変化が現れる値となっており実験結果との整合性が見て取れる。

以上のように、計算解析の高度化を実施した結果、実験結果と傾向がよく一致しており、ベーン先端油膜厚さ計算解析手法の妥当性が確認できた。また、実験結果において吸入圧力 1.0MPa で *ASD* がほぼ 0 となっている点、計算結果においては  $\mu_b$  の上昇に従い高吸入圧力下において *OFP* がより低下する点を併せて考えると、低回転速度ならびに高吸入圧条件下において  $\mu_b$  は、非常に高い値であったことが予測される。すなわちベーン側面とベーンスロット部の潤滑が大きく悪化していたものと予測される。

## 3.7 まとめ

マルチベーン圧縮機のベーン先端潤滑に関して、ベーンの 2 つの摺動部、ベーン側面とベーンスロット間ならびにベーン先端部とシリンダ間の油膜厚さを合わせて解析することにより、低回転速度時吸入圧力上昇に伴うベーン先端部の潤滑不良のメカニズムとして以下の知見を得ることができた。また、今回の高度化も含めた計算手法は、実験結果との整合性も得ることができ、設計時の圧縮機信頼性の検討においても対応できるものと判断できた。

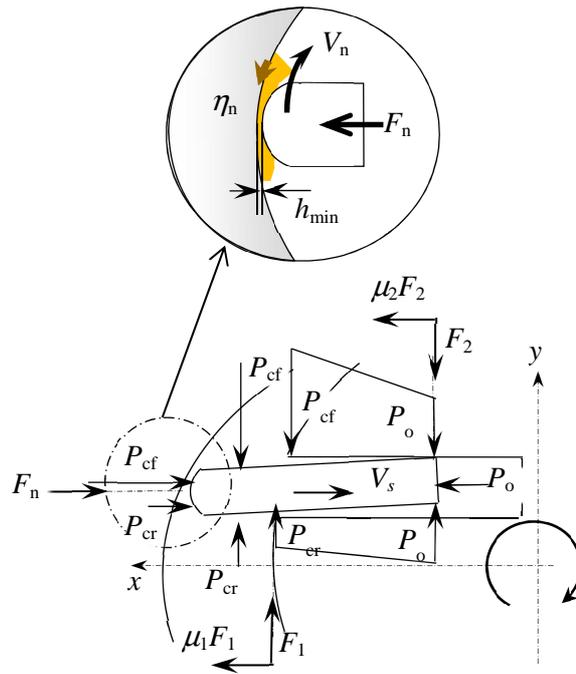
(1) 低回転速度時吸入圧力上昇に伴うベーン先端部の潤滑不良原因として、ベーン先端

部の押付力増加ならびにベーン先端部にて潤滑に利用される冷凍機油の粘度低下が挙げられる。

- (2) ベーン先端部の押付力増加は、ベーン側面とベーンスロット間の潤滑不良による摩擦増加により発生する。また、ここでの境界摩擦係数はベーン押付力ならびにベーン先端部の潤滑に大きく影響を及ぼす。
- (3) 冷凍機油の粘度の低下は、吸入圧力上昇に伴う圧縮工程中の圧縮室内の高圧化による冷凍機油の冷媒溶解度上昇と高温化による冷凍機油の基油成分の粘度低下により引き起こされる。

## 参考文献

- 1) 田中真二・京極啓史・中原綱光：冷凍・空調用ロータリ圧縮機の潤滑特性，トライボロジスト，41，3(1994)247.
- 2) 田中真二・京極啓史・中原綱光・河原克巳：冷凍・空調用ロータリ圧縮機の潤滑特性(その2)，トライボロジスト，45，7(2000)554.
- 3) 吉村多佳雄・小野京右・稲垣 耕・高塚英樹・是永 敦：冷蔵庫用ロータリ圧縮機の潤滑特性，日本機械学会論文集(C編)，63，615(1997)4004.
- 4) Yasutaka Ito, Hitoshi Hattori, Kazuhiko Miura, Takuya Hirayama : Mixed Lubrication Analysis of Vane Sliding Surface in Rotary Compressor Mechanisms, Tribology Online , 2, 3(2007)73-77.
- 5) Yasutaka Ito, Hitoshi Hattori, Kazuhiko Miura : Mixed Lubrication Analysis of Vane Sliding Surface in Rotary Compressor Mechanisms Yasutaka Ito, Hitoshi Hattori, Kazuhiko Miura, Takuya Hirayama : Mixed Lubrication Analysis of Vane Sliding Surface in Rotary Compressor Mechanisms, Tribology Online , 4, 5(2009)96-102.
- 6) 伊藤安孝，服部仁志，三浦一彦：エアコン用ロータリコンプレッサの圧縮機構部における混合潤滑シミュレーション，東芝レビュー，63，8(2008)35.
- 7) 村木正芳：図解トライボロジー，日刊工業新聞社，(2007)，198.
- 8) 集中接触要素1潤滑状態調査研究会編：トライボ機械要素のEHLモード解析，日本トライボロジー学会，(1998)10.
- 9) 福田充宏・柳沢 正・井尻誠・依田誠一郎：ベーン形圧縮機におけるベーン背圧とその計算モデル，日本冷凍空調学会論文集，20，3(2003)，375.



- |                              |                             |
|------------------------------|-----------------------------|
| $P$ : Pressure               | Subscript                   |
| $F$ : Acting force of vane   | n : The top of vane         |
| $V$ : Velocity               | s : The side of vane        |
| $\mu$ : friction coefficient | c : Compression chamber     |
| $\eta$ : Viscosity           | f : Forward area of vane    |
| $h$ : Oil film thickness     | r : Rear area of vane       |
|                              | 1,2 : Point of acting point |
|                              | min : minimum value         |

Fig.3.1 Dynamical model around vane

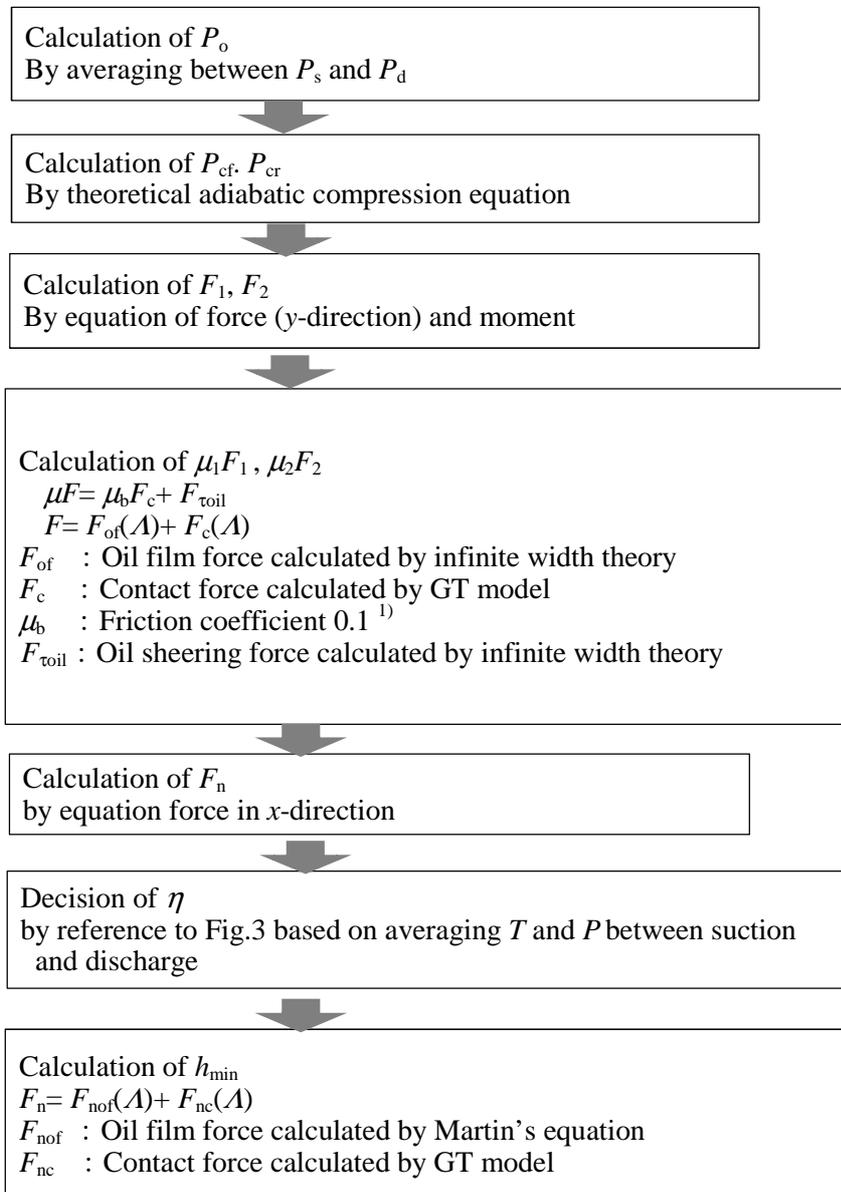


Fig.3.2 Calculation procedure of conventional method

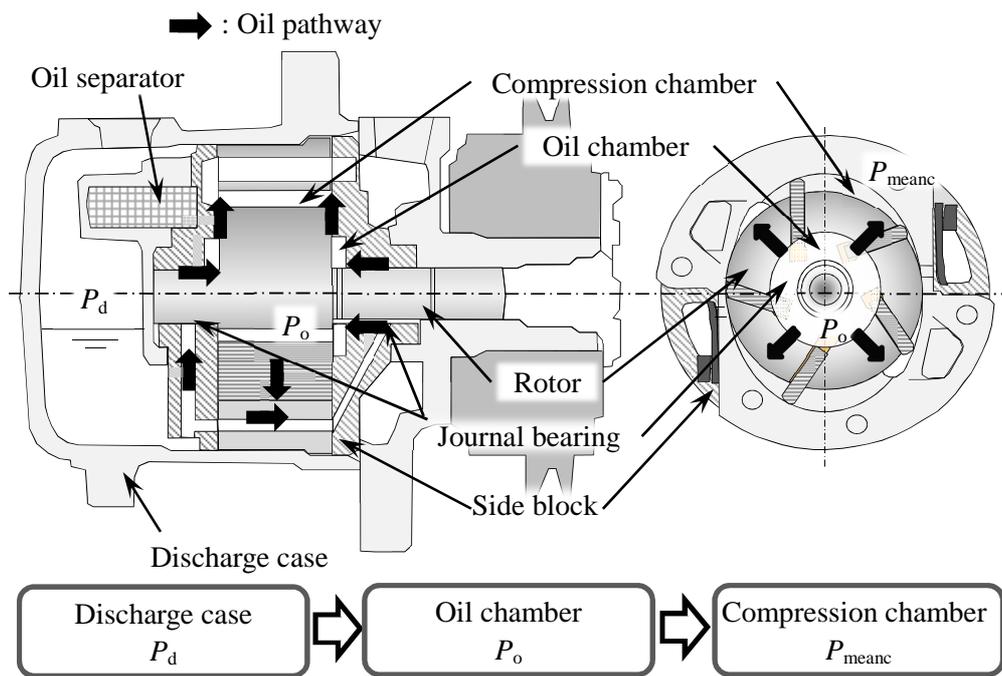


Fig.3.3 Oil path route in multiple vane compressor

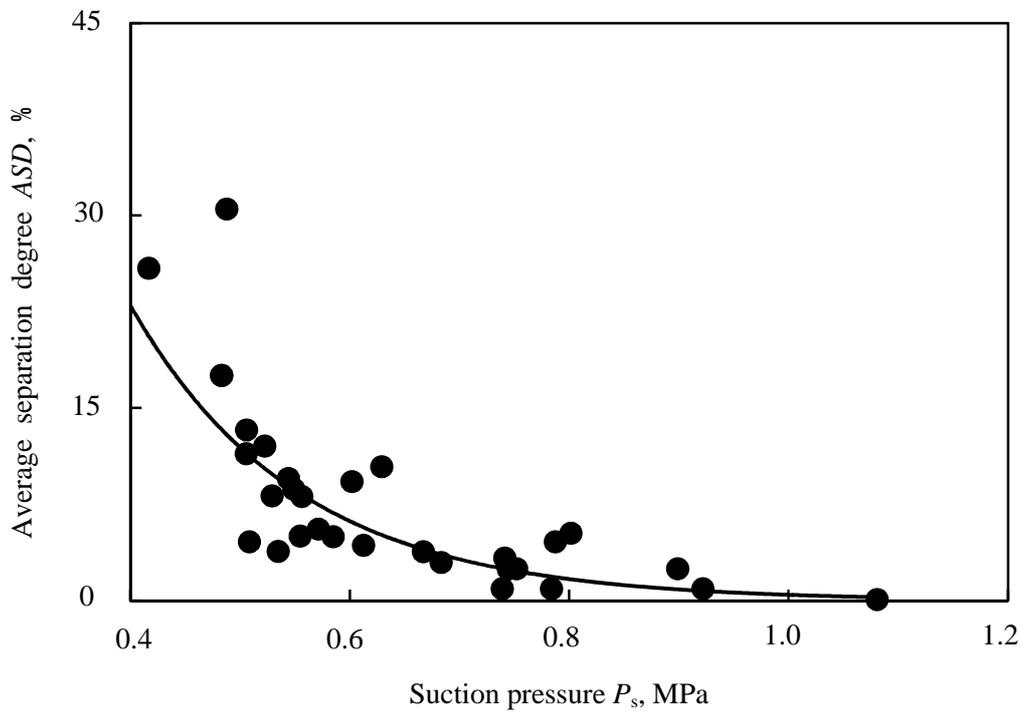
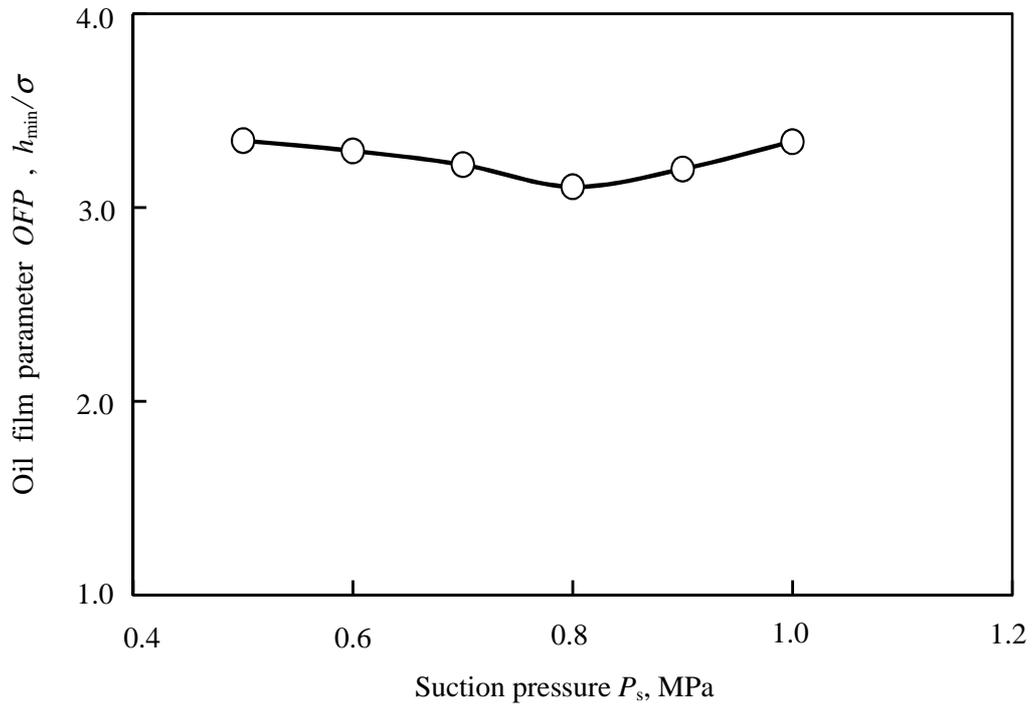


Fig.3.4 Calculation results from parameters by conservative method  
 ( $N$ : 1500rpm,  $P_d$ : 2.1 MPa,  $T_{sh}$ : 20 °C)

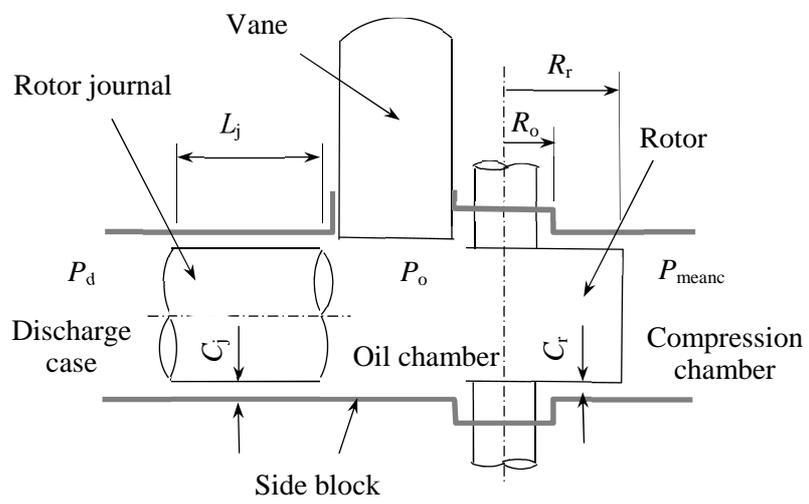


Fig.3.5 Pathway of oil

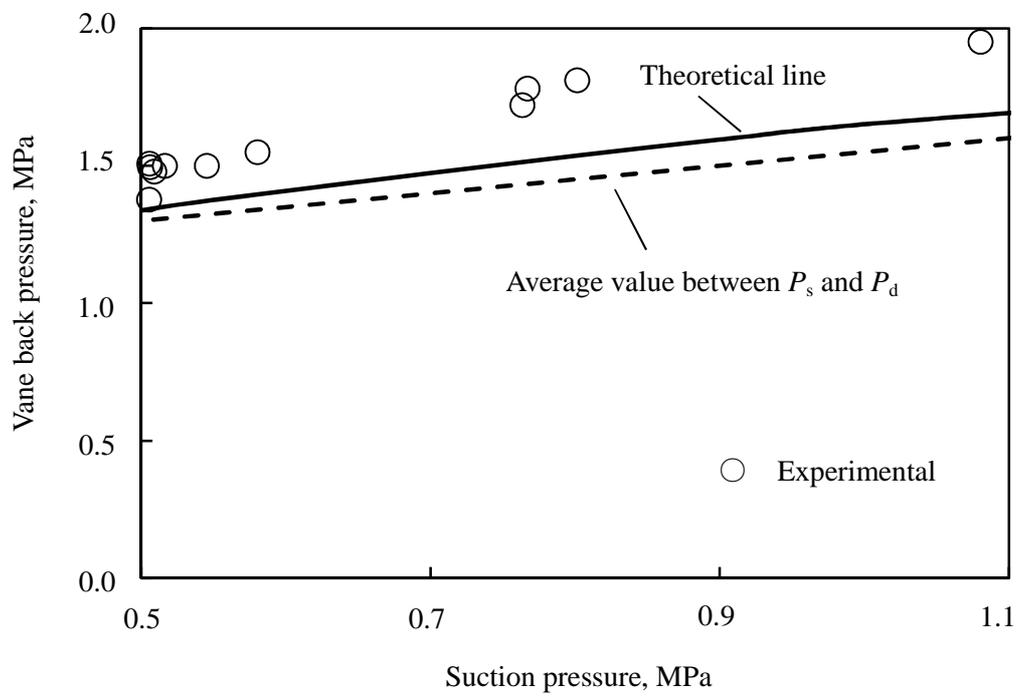


Fig.3.6 Comparison between theoretical values and experimental values

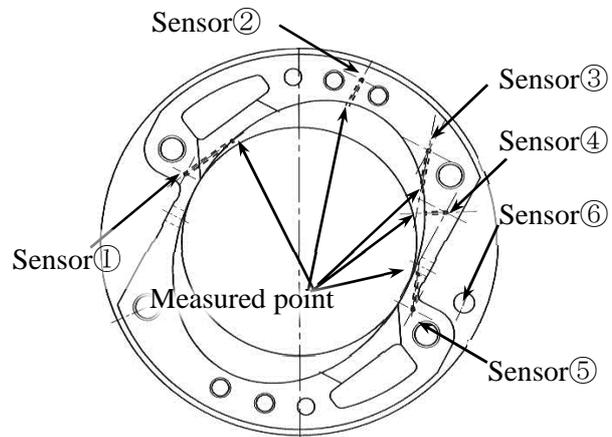


Fig.3.7 Position of pressure sensors

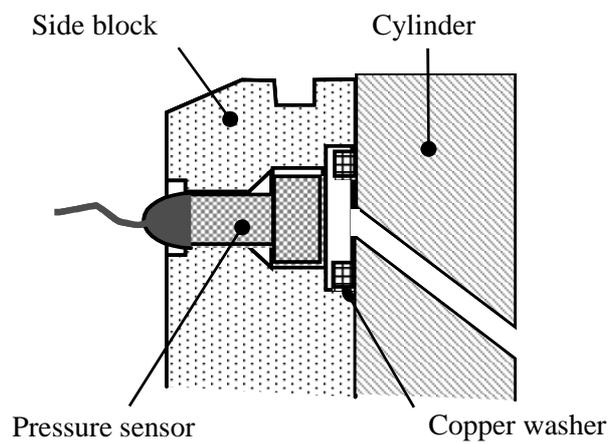


Fig.3.8 Cross section of installed pressure sensor

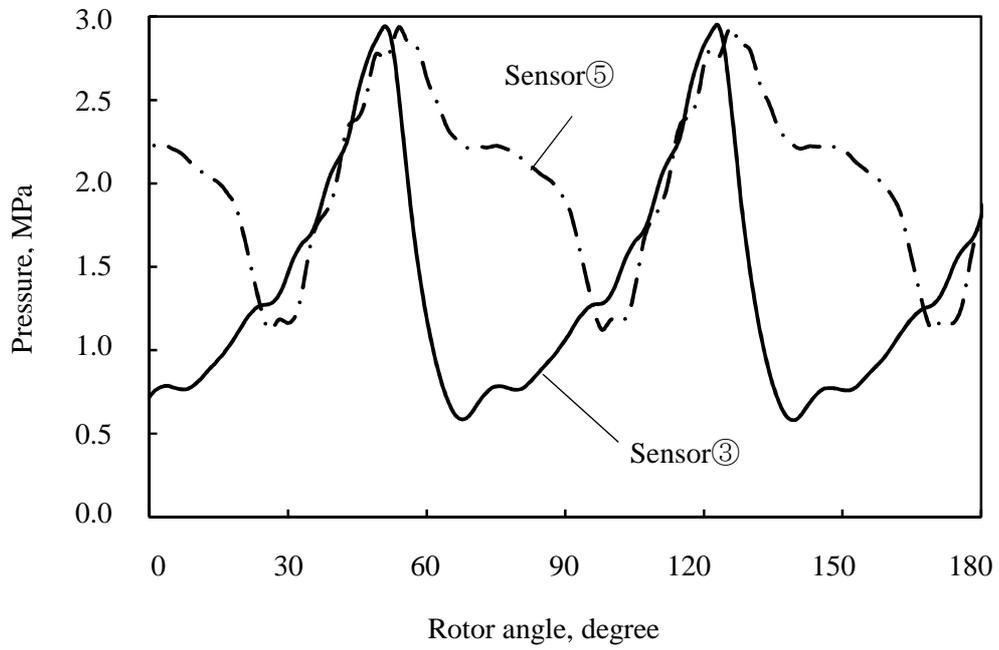


Fig. 3.9 Pressure measured by each sensor

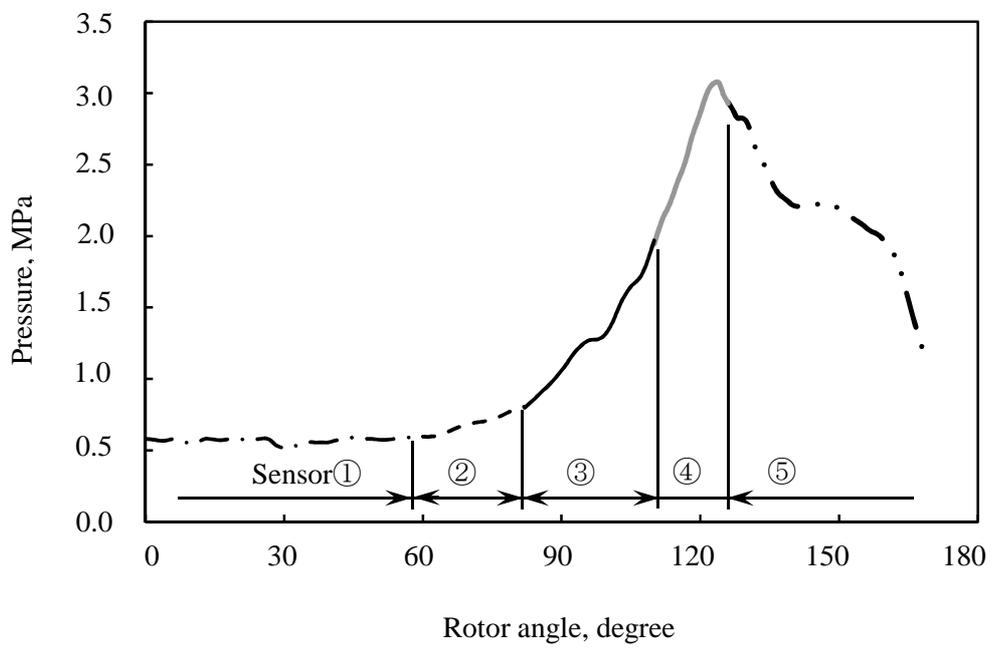


Fig.3.10 Variation in pressure with rotor angle

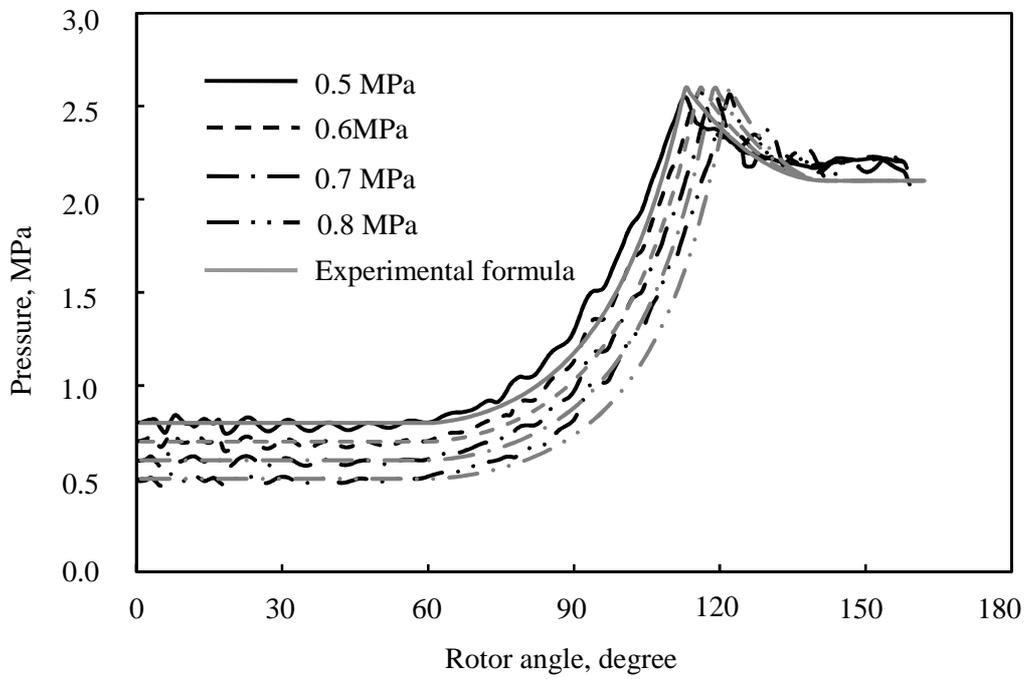


Fig.3.11 Experimental formula vs measurement data

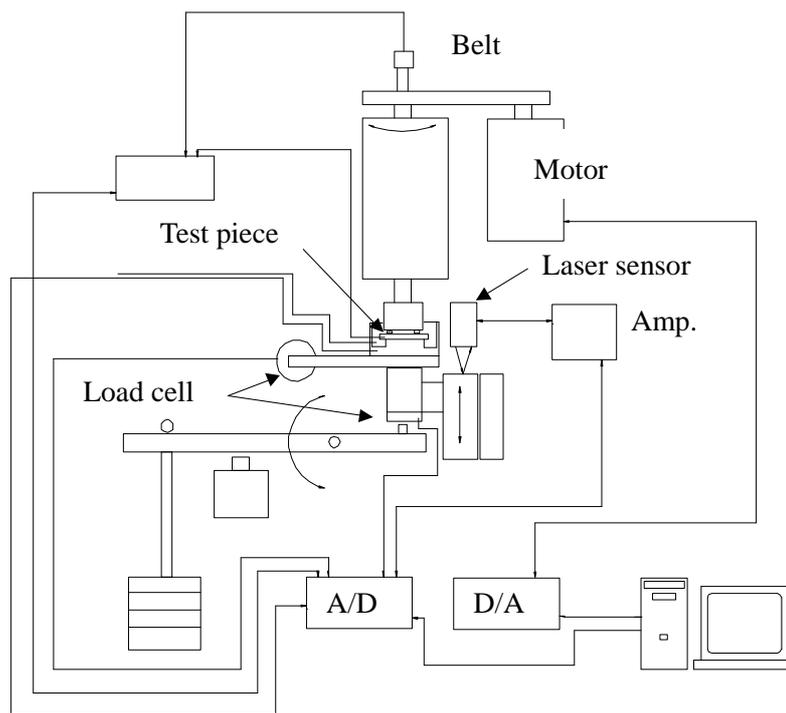


Fig.3.12 Pin on disk test equipment

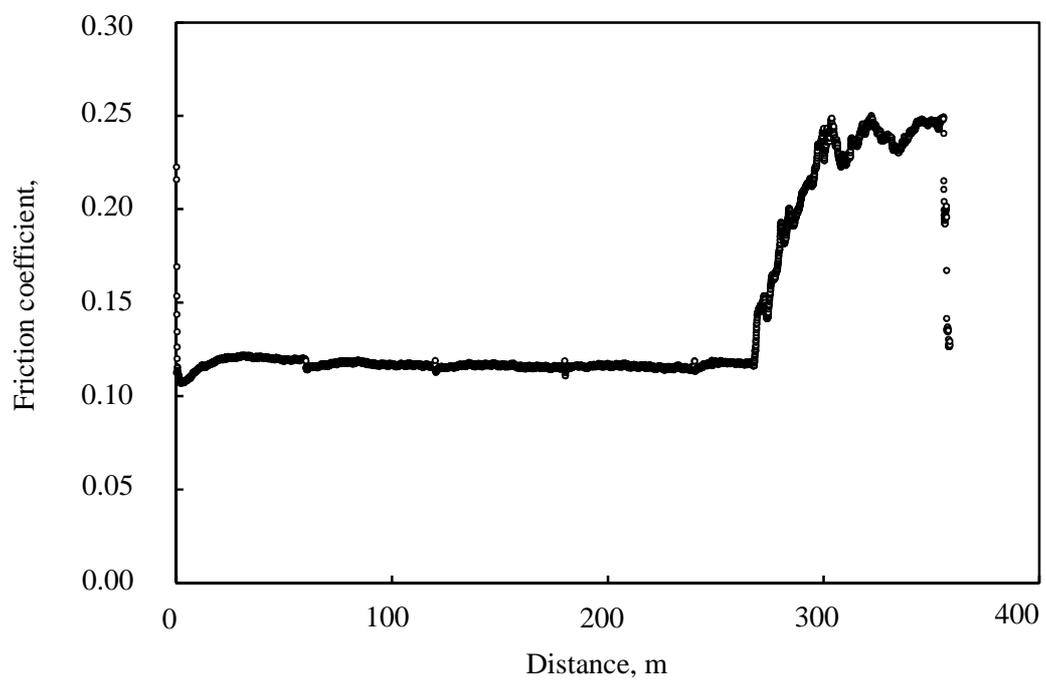


Fig.3.13 Friction coefficient on vane-slot  
(Pin: A390,Disk: SCM415,Lubricant: PAG,Temperature:40°C,Load: 90N)

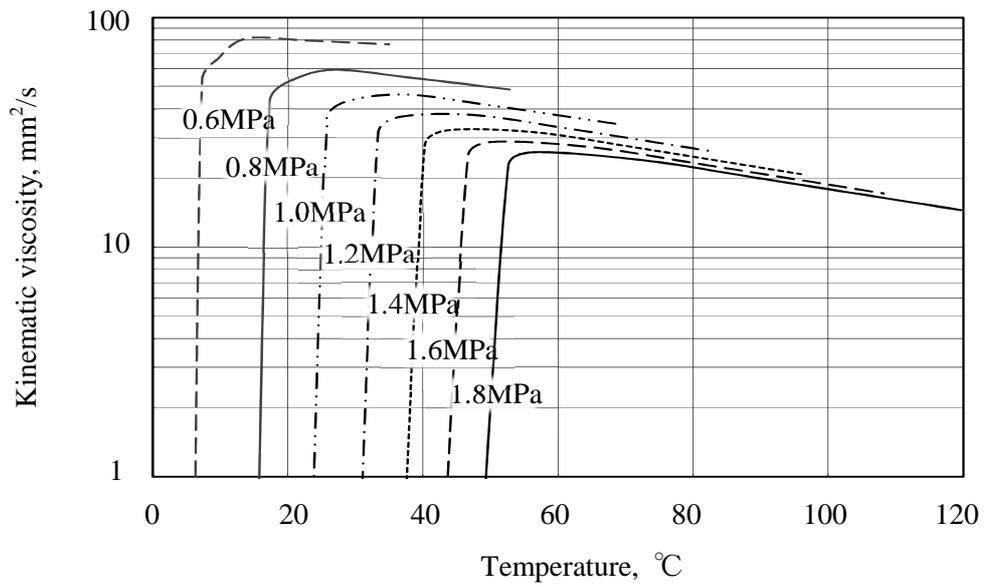
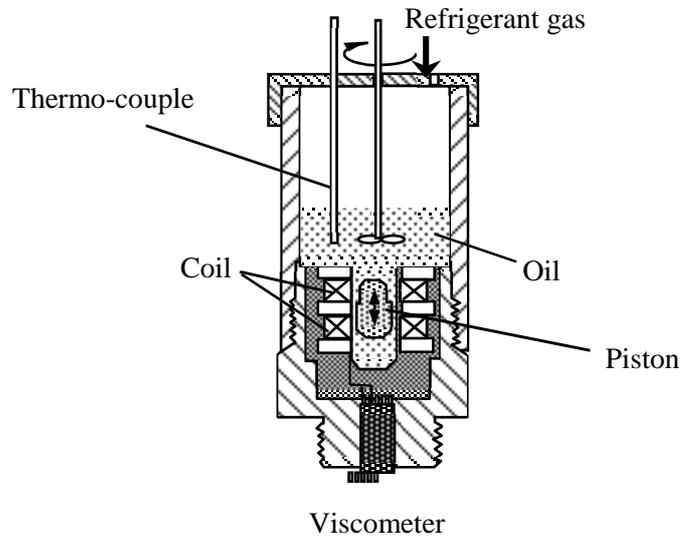
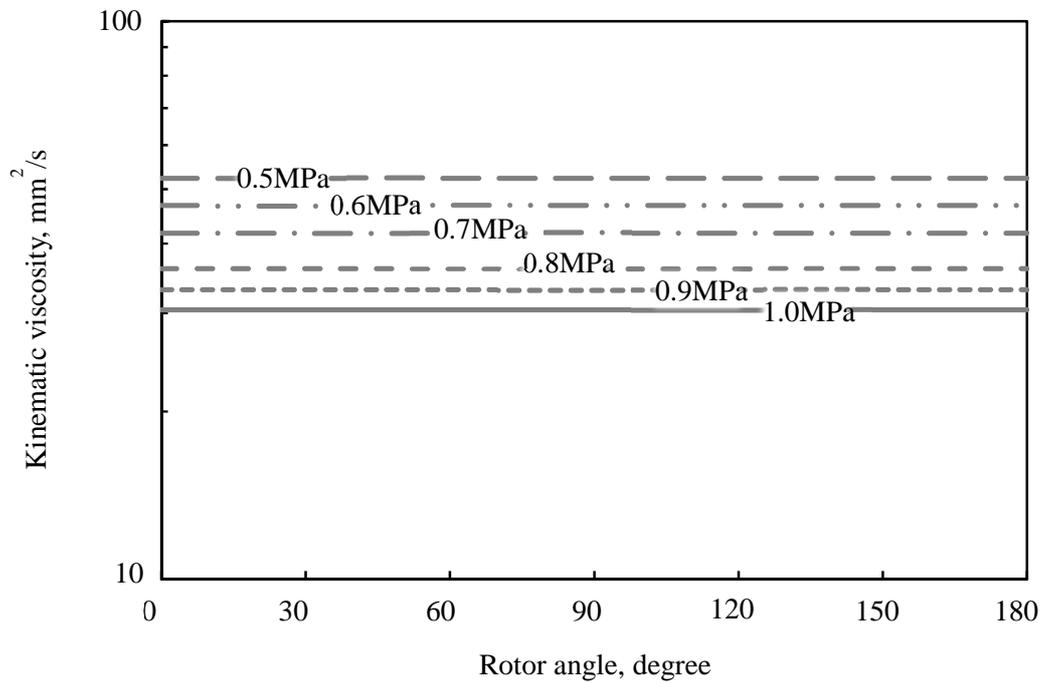
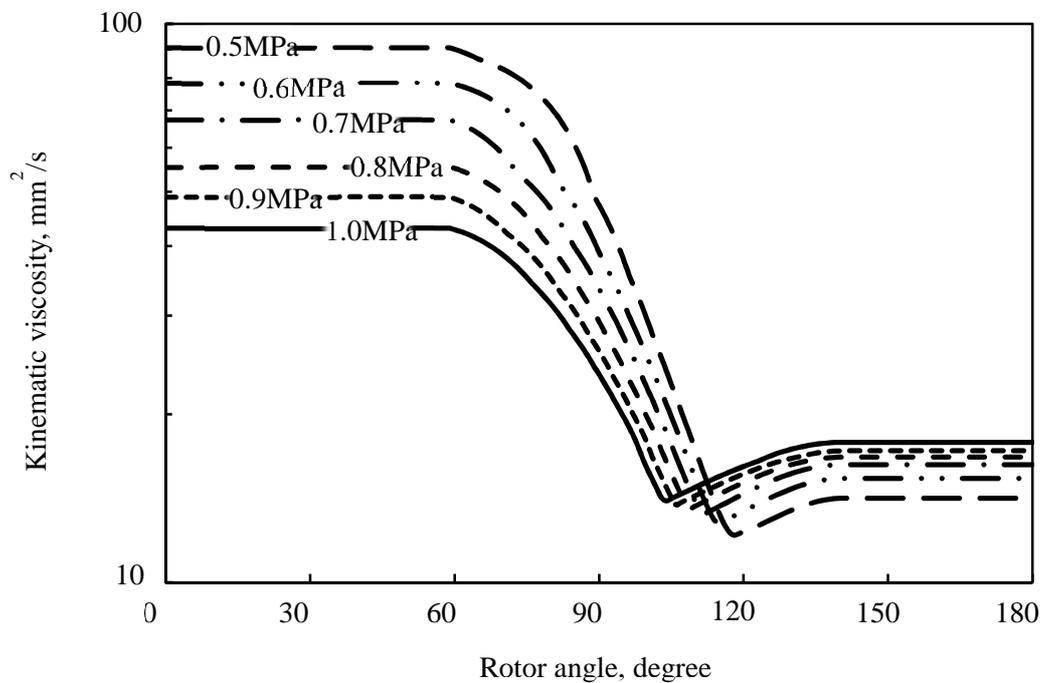


Fig.3.14 Viscometer for refrigerant/oil mixture



(a) Conventional method<sup>2)</sup>



(b) Improved method

Fig.3.15 Comparison between conventional method and improved method

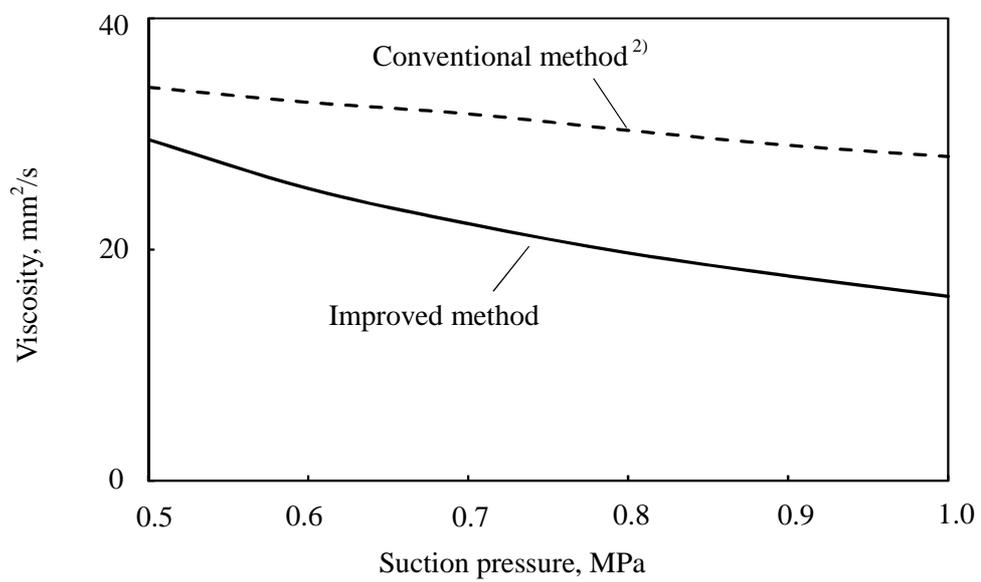


Fig.3.16 Oil viscosity at vane top

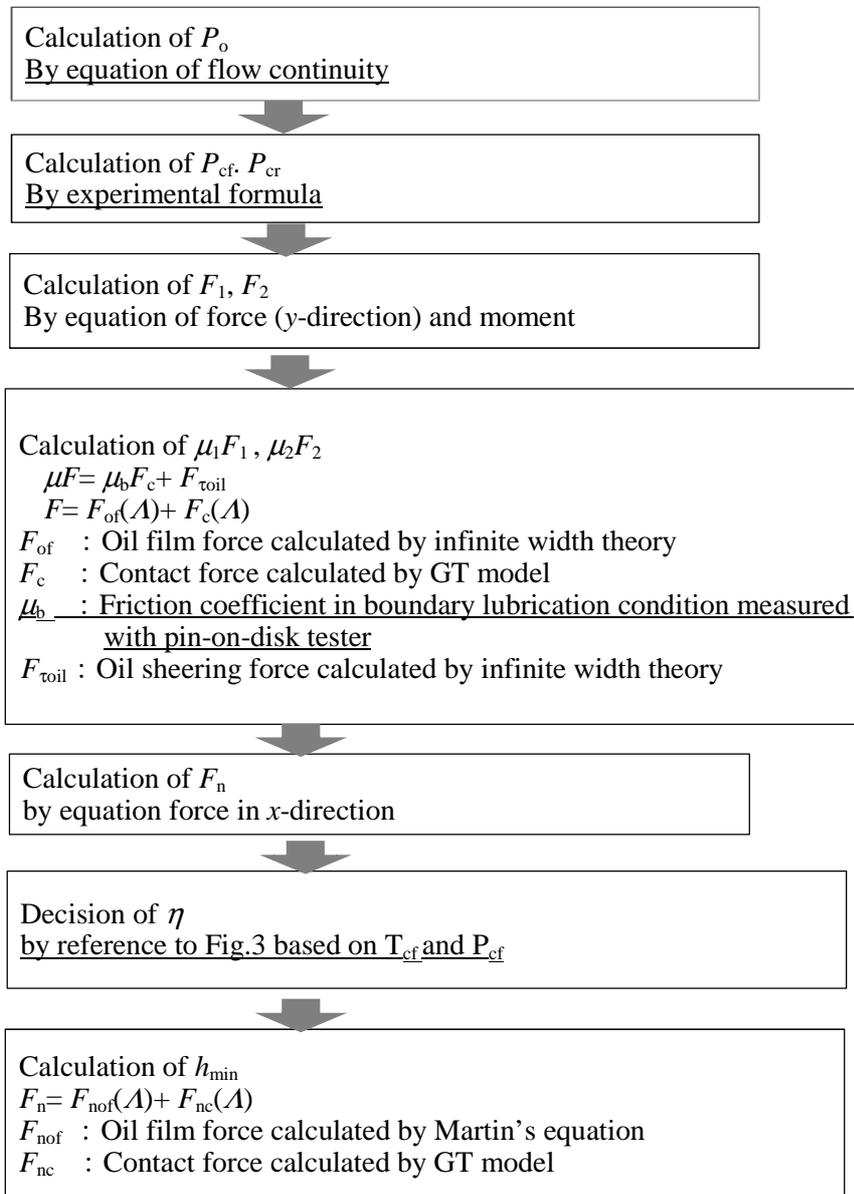


Fig.3.17 Improved calculation procedure

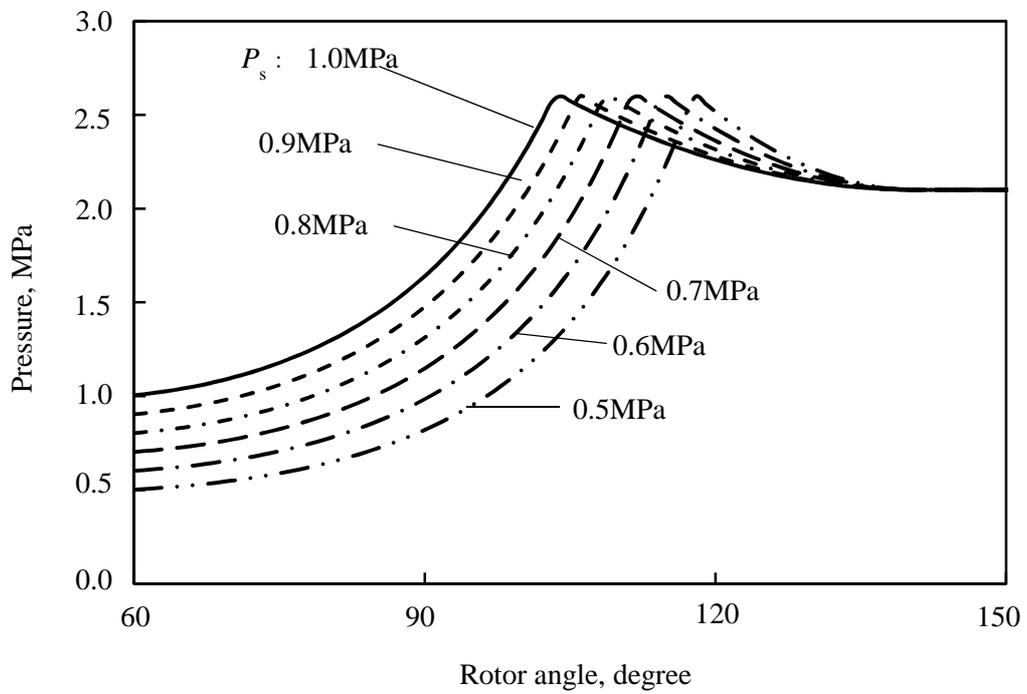


Fig.3.18 Compression chamber pressure from experimental formula  
 ( $P_d$  2.1MPa,  $\Delta P$ :0.5MPa)

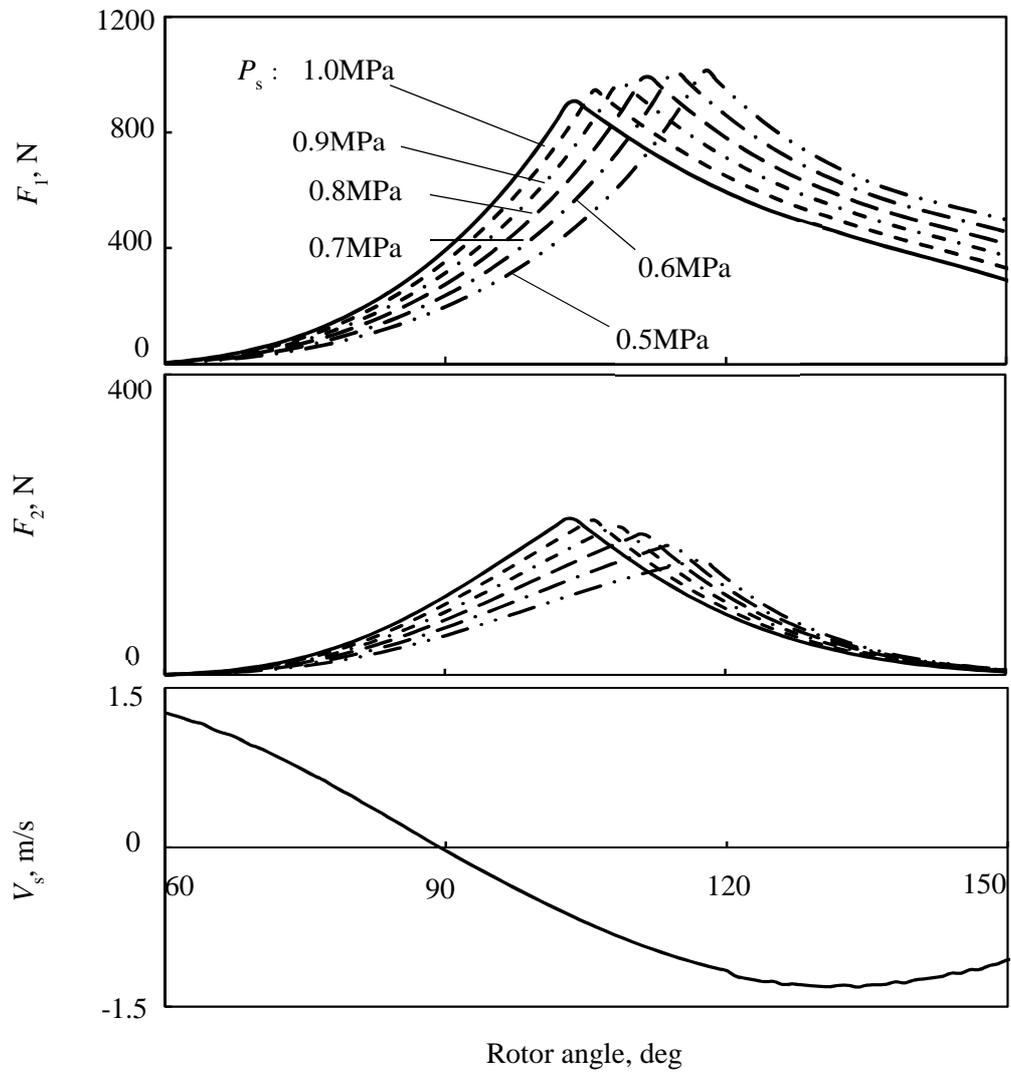


Fig.3.19 Force applied from vane to vane slot

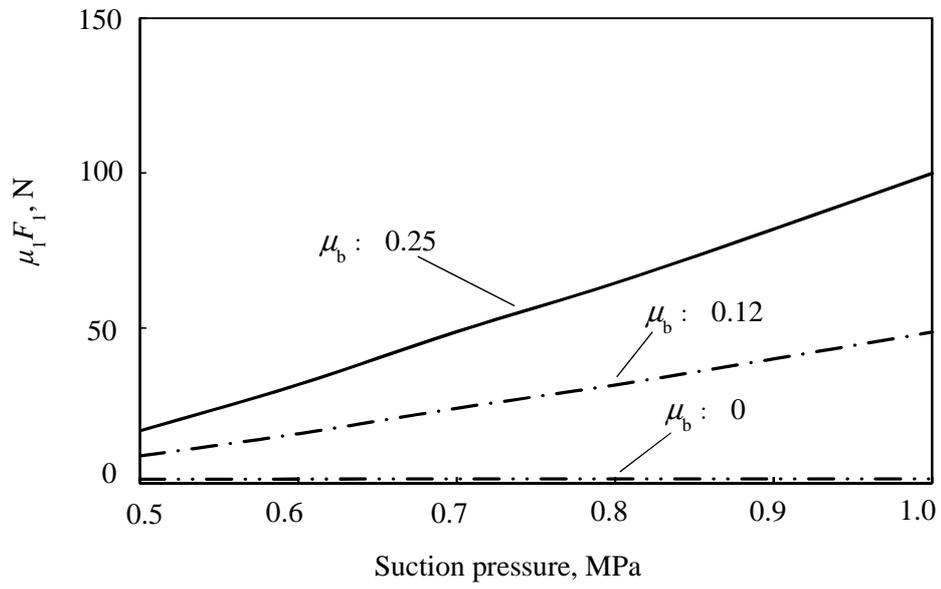


Fig.3.20 Friction force at action point of  $F_1$

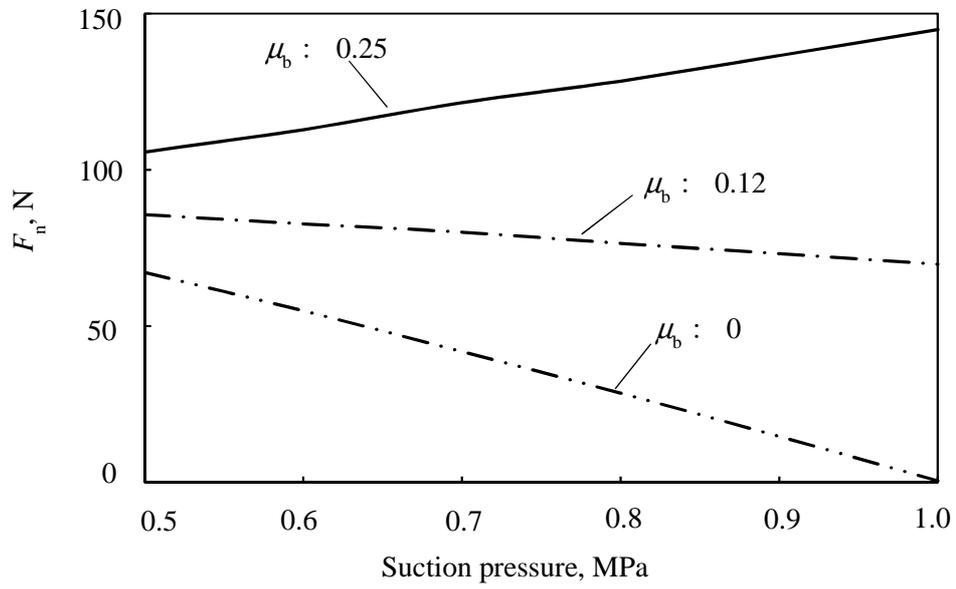


Fig.3.21 Pushing force against cylinder at vane-top

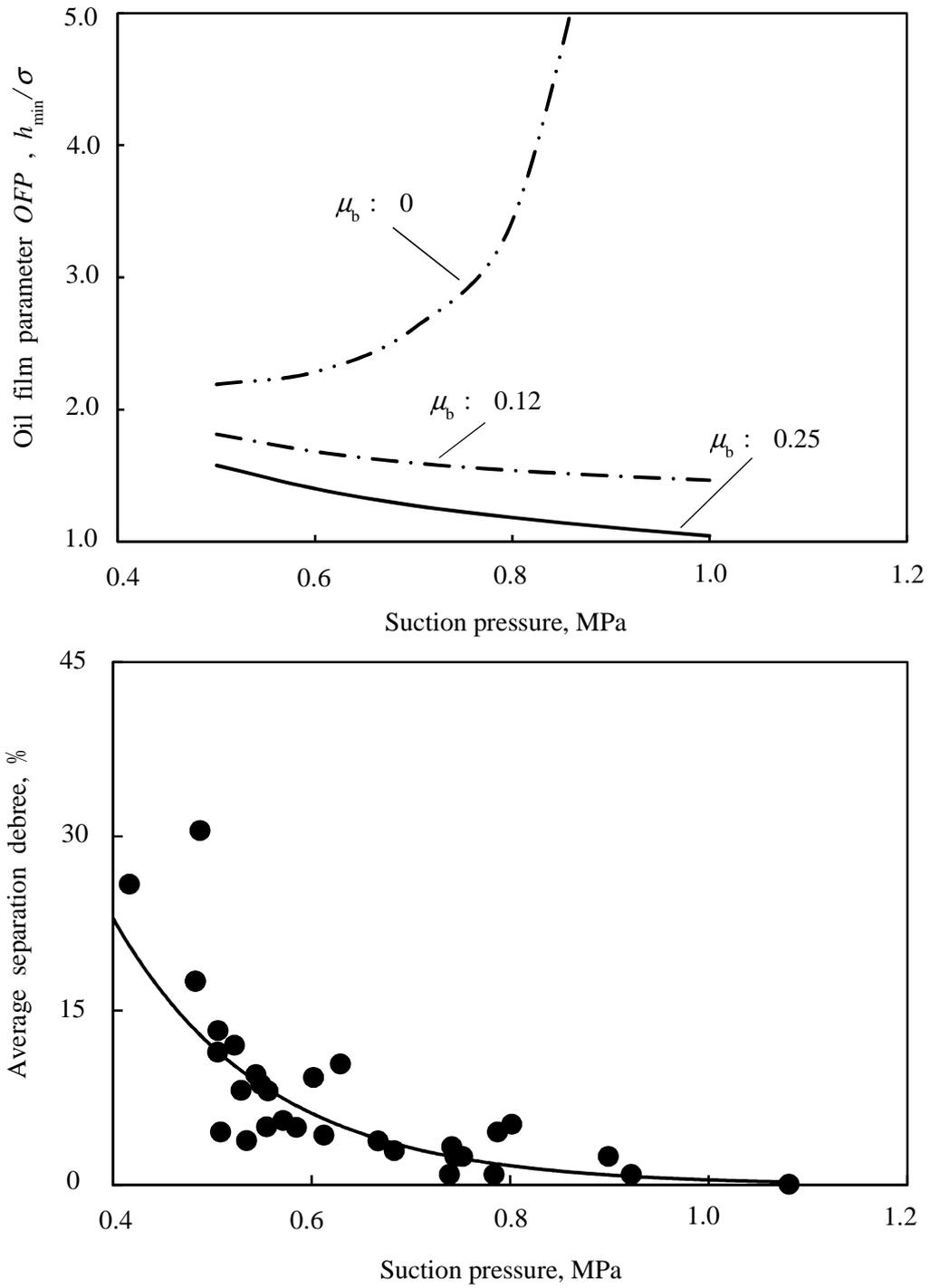


Fig.3.22 Calculation results from parameters by improved method  
 ( $N: 1500\text{rpm}, P_d: 2.1\text{ MPa}, T_{sh}: 20\text{ }^\circ\text{C}$ )

## 第4章 マルチベーン式圧縮機の吐出経路最適化による高効率化

### 4.1 はじめに

本章においては、マルチベーン式圧縮機の動力損失においての特徴であった過圧縮現象に対して、吐出経路の最適化を実施することにより、大きく動力損失を低減し高効率化、ならびに圧力低減による信頼性向上を実現した結果について論ずる。

これまで同類のローリングピストン式圧縮機の過圧縮現象に関しては、松島らが瞬間的な軸トルク計測を実施することにより運転条件毎の過圧縮による動力損失量を定量化した例<sup>1)</sup>や、観音らが騒音抑制の観点から過圧縮と吐出弁振動を解析した例など、いくつかの研究事例<sup>2~5)</sup>が報告されている。マルチベーン式に関しては、Bransfordらが圧縮機諸元と過圧縮の関係を考察した事例<sup>6)</sup>や、Fukushimaらが圧縮室内圧力挙動の計算モデルを作成し過圧縮現象を精度よく予測した事例<sup>7)</sup>がある。しかしこれらには、過圧縮に大きく影響を与えると考えられる吐出弁挙動と過圧縮の関係が詳しく考察されていない。また、過圧縮の低減方法について詳しく述べられたものは筆者の知る限り皆無である。

そこで本研究においては、運転条件が過圧縮に与える影響を実験的に調査した結果、ならびに吐出経路中にて圧力損失の主原因になると予測される吐出弁挙動を計測した結果について報告する。また、これらの計測によりマルチベーン式圧縮機固有の過圧縮原因、これらを改善する方策と効果、さらには過圧縮の原因となっていた圧力脈動を逆利用した過圧縮低減方策についても併せて報告する。

### 4.2 運転条件が過圧縮に及ぼす影響

#### 4.2.1 供試圧縮機・冷媒・冷凍機油

供試圧縮機の諸元を Table 4.1 に示す。なお、圧力詳細計測に利用する圧縮機の仕様は、潤滑解析時に使用したものと相似設計であり、圧力計測を簡易にするため大形のものを用いた。また、圧縮機の圧縮部の拡大図を、Fig.4.1 に示す。マルチベーン式圧縮機においては、ベーン、ロータ、シリンダに囲まれた圧縮室が、ロータ回転とともに移動し、吸入、圧縮、吐出を繰り返す。圧縮室が吸入口と連通し、ロータ回転に伴い体積が増加する期間において、冷媒が吸入される。その後、圧縮室と吸入口が遮断され、圧縮室の体積が減少する期間において冷媒が圧縮され、さらにロータが回転し、圧縮室内圧

力が吐出弁後圧力以上となるとその差圧によりリードバルブ形式の吐出弁が押し上げられ、圧縮室より吐出弁室に冷媒が吐出される。吐出された冷媒は、吐出弁室より油分離器を経て吐出ケース内に流れ、圧縮機出口より冷媒配管へ送られる。

冷媒および冷凍機油については、第2章と同様に冷媒には HCFC-22 を、冷凍機油にはポリアルキレングリコールを用いている。

圧縮機の運転条件は、標準的な冷房運転時を考え Table 4.2 に示す条件とした。表中の Oil Circulation Ratio *OCR* は、サイクル内冷媒循環量に対する冷凍機油量の体積比である。

#### 4.2.2 圧縮室内圧力計測方法

圧力センサの配置を Fig.4.2 に再掲する。マルチベーン式圧縮機では、圧縮室がロータ回転とともに移動するため、圧縮室内圧力計測には5つの圧力センサを用い、吐出弁室の圧力計測用センサと併せ合計6つの圧力センサを配置した。

圧力センサには、受圧面が直径6mmのひずみゲージ式の小形センサを用いた。センサの損傷と取り付け部のすきまによる圧縮室間リークを避けるため、Fig.4.3 に示すように、センサはシリンダより連通口を設け、サイドブロックに取り付けた。センサの校正は、圧縮機組立て後に、窒素ガスを用いて行った。

なお、本センサは温度補償を実施したものであるが、運転時の温度上昇によるセンサ出力のずれを補正するため、計測後瞬時に圧縮機前後の冷媒回路を閉鎖して、後述する精密圧力計による圧力計測値とセンサ出力値の比較を行い、温度上昇によるセンサ出力の補正も同時に行った。

#### 4.2.3 吐出弁挙動計測方法

吐出弁の開閉の挙動は、コイル径3mmの渦電流式のギャップセンサをFig.4.4に示すように吐出弁ガイドに取付け計測した。ギャップセンサは吐出口中心位置に取付け、この位置での吐出弁のリフト量を計測した。

#### 4.2.4 吸入・吐出圧力計測方法

吸入圧力と吐出圧力は、それらの定常的な値を計測するために、圧力変動を受けにくい計測位置を選んだ。すなわち、吸入圧力は圧縮機冷媒入口の50mm上流の配管内にて、吐出圧力は出口の下流50mmの配管内にて計測した。またセンサにも、応答性の早くな

い高精度レゾナントシリコン式の精密圧力計を用いた。実験を通して、吸入圧力と吐出圧力測定結果は設定圧力の1%以内であった。

### 4.3 動力損失要因解析

圧縮機の駆動に必要な軸動力は、理論動力である断熱圧縮時の等エントロピー仕事量と各種の損失からなる。損失には、冷媒ガスの吸入・吐出過程での圧力損失、圧縮時の冷媒漏れとシリンダからの熱伝達による受熱損失、摺動部の摩擦による機械損失がある。これらの損失を以下に述べる方法により分離し定量化した。

まず、計測圧力を圧縮室容積に対してプロットし、指圧線図を描く。例として、Fig.4.5に圧縮機にて計測した指圧線図を実線で示す。図中の実線とy軸に囲まれた面積が一期工程当りの冷媒に与えられたエネルギーである内部動力に当たる。一方、断熱圧縮時の容積変化に対する圧力は、理想気体にて成り立つ状態方程式を用いては正確には算出できないため、冷媒物性に関するデータベース<sup>8)</sup>を用い、圧縮機入口の冷媒温度ならびに圧力にて決定されるエントロピーが一定にて比容積変化するとして圧力を求め、図中一点鎖線にて表した。ここで、一点鎖線とy軸に囲まれた面積が等エントロピー仕事量に当たる。次いで、計測圧力と理論圧力との線図の差異により、縦縞線にて表した吐出時の圧力損失による過圧縮損失量と、横縞線にて表した圧縮時の冷媒漏れとシリンダからの熱伝達による受熱損失量をそれぞれ求めた。一方、同図の下部に示す吸入損失量は吸入圧力と実測圧力の差異により求めた。最後に、上述の方法により求めた内部動力と軸動力の差を機械損失量として算出した。なお、軸動力は、駆動用の電動モータと圧縮機へ動力を供給するベルトプーリ車間に位相差方式のトルクメータを設置し計測を行った。また、圧縮機による循環冷媒質量は、冷媒回路内凝縮器後の液ラインにて、コリオリ式の流量計を用いて計測した。冷房定格運転時の圧力計測結果を用いて上述の方法により求めた各損失量を、Fig.4.6に示す。なお、損失量は圧縮機の軸動力に対する比率を取り縦軸に示した。図より、動力損失に占める過圧縮損失の割合が最も高いことがわかる。

### 4.4 過圧縮損失の傾向と増加要因

#### 4.4.1 回転速度変更に伴う過圧縮の変化

圧縮室内圧力の最高圧力と吐出圧力の差を過圧縮量 $\Delta P$ とし、軸動力 $W_0$ に対する過圧縮仕事量 $W_0$ の比率を過圧縮損失割合 $\chi$ と式(4.1)に示すように定義して、

$$\chi = W_o / W_e \quad (4.1)$$

回転速度変更に伴うそれぞれの変化を求めた。結果をFig.4.7に示す。 $\Delta P$ の上昇に伴い $\chi$ も増加している。

圧縮室から冷媒が吐出される際の圧力損失量となる $\Delta P$ は、吐出弁を押し上げるための一定のバネ力と、冷媒速度の二乗に比例する流動抵抗の和となる。したがって、 $\Delta P$ は回転速度の二乗に比例して変化すると考えられる。ところが、図中において $\Delta P$ は1500rpmから2500rpmまでの緩やかな変化に対して、3000rpmでは不連続的に増加している。また、 $\chi$ の変化割合も同様に急増している。このことより、吐出弁バネ力ならびに冷媒の流動抵抗以外に過圧縮を増大させる要因があることが示唆される。

#### 4.4.2 圧力脈動による過圧縮の増加

圧縮室前縁側のベーンがシリンダ短径を通過する位置を $0^\circ$ と定義したロータ角度に対する吐出弁室圧力と吐出弁のリフト量を、それぞれFig.4.8, Fig.4.9に示す。図より、吐出弁室圧力において圧力脈動が発生しており、回転速度の増加に伴い圧力脈動の正側のピークが吐出弁開口時期である $185^\circ$ 近辺へ移動していることが分かる。これに伴い、吐出弁の挙動は回転速度の増加につれ最大リフト量である1.3mmに達するまでの時間が長くなり、また3000rpmにおいては、吐出弁開口開始がロータ角度で $2\sim 3^\circ$ 遅角している。

これらの現象より、3000rpmにおける過圧縮量の急増は、圧力脈動の正側のピークが吐出弁開口時近辺に出現することにより吐出弁が圧力により押さえ込まれ、開口時期の遅れや開口速度の遅れが引き起こされるために発生するものと考えられる。

### 4.5 圧力脈動を考慮した吐出経路設計

#### 4.5.1 圧力脈動の原因

マルチベーン式圧縮機は、Fig.4.10に示すようにロータ軸の中心を対象にして吐出口AとBを備える構造である。ここで、前述した吐出弁室の圧力脈動の発生原因として、圧縮冷媒吐出の際に発生し吐出ケースとシリンダ間の隙間を経由して伝播してくる圧縮波が考えられる。そこで、吐出口間の距離と、伝播時間と冷媒音速の積から得られる伝播距離を比較した。

まず、吐出口間の距離はFig.4.10に示す直径より幾何学的に182mmの値が得られる。一方、A、Bでのロータ角度と圧縮室内圧力と吐出弁室圧力の関係をFig.4.11に示す。図中、A側の圧縮室内圧力の最高圧力時に観測される吐出弁室圧力のピークを圧縮冷媒が吐出される際の圧力波とし、B側の圧縮室内圧力の最高圧力に達する前に吐出弁室圧力でピークが出現しているところを伝播した圧力波として伝達時間を1.2msと読み取り、冷媒音速165m/sとの積により、伝播距離198mmが求められる。両者はほぼ一致していることから、吐出弁脈動の要因として、他方からの圧力波の伝播が大きく関与していることが分かった。

#### 4.5.2 シール設置による圧力脈動抑制

前項にて示した圧力波の伝播を抑制するため、Fig.4.12に示すように圧力波伝播経路である吐出ケースとシリンダ間にシール材を設けて圧力計測を実施した。回転速度3000rpmにおける結果をFig.4.13に示す。シールの装着によって圧力脈動の振幅が減少し、過圧縮量 $\Delta P$ で約0.3MPa低減し、過圧縮損失量 $\chi$ についてもFig.4.14の指圧線図に示すように、19%の削減が確認された。また、軸動力計測結果からの全等エントロピー効率においても3.5%の向上を確認した。

#### 4.5.3 開放端反射による膨張波の利用

前項で示した他方の吐出口からの圧力伝播を取り除いても、Fig.4.13中のロータ角度170°付近において吐出弁室圧力が吐出圧力2.1MPaを若干下回るなど、圧力脈動の残存が確認できる。これは、吐出の際の圧力波が油分離器内の冷媒経路を伝播し吐出ケースへの出口にて開放端反射し、圧縮波の性質のものが膨張波となって再び吐出弁室に戻ってくるために発生すると考えられる。そこで、開放端での膨張波による反射の特性を利用して、さらなる過圧縮量の低減と圧縮機の効率向上をねらうことにした。具体的には、反射による膨張波が、吐出弁開口時に吐出弁室へ到達するよう吐出弁室から吐出ケースまでの経路長さを設計した。

回転速度3000rpmにおけるロータ角度に対する圧縮室内圧力と吐出弁室内圧力をFig.4.15に示す。前項と同様に圧縮室内圧力のピークと同時に出現する吐出弁室圧力のピークを吐出の際に発せられた圧力波を、次工程の吐出弁開口タイミングとなる圧縮室内圧力が吐出圧力に達する時期に、膨張波として開放端反射させ戻すように圧力波の伝

播時間と冷媒の音速の積により必要な等価配管長 $L_e$ を決定する。図より、圧力波を最適に反射させ戻すまでの必要伝播時間は3.3msと読み取られ冷媒音速165m/sとの積により、吐出弁室から吐出ケースまでの往復の距離にあたる等価配管長 $L_e=545\text{mm}$ を得た。

吐出弁室から吐出ケースまでは、Fig.4.16に示すように吐出弁室と配管にて構成されるので、実際に必要な配管長さ $L$ を等価配管長 $L_e$ から式(4.2)により求めた<sup>9)</sup>。ここで、開放端補正 $L_c$ は式(4.3)により求めた<sup>9)</sup>。

$$L = \frac{2(L_e - L_c)}{\pi} \tan^{-1} \left( \frac{2A(L_e - L_c)}{\pi V} \right) \quad (4.2)$$

$$L_c = \frac{4d}{\pi} \quad (4.3)$$

上式を用いて、吐出ケース内に吐出弁室後 $L=140\text{mm}$ の配管を設けた。配管の形状は、U字型とした。吐出脈動の反射波を利用するため配管出口は吐出ケースに開放し、主に配管の出口方向と吐出ケース出口との距離をパラメータに流体解析を行って、従来金属メッシュ型の油分離器と同等の油分離性能が得られる構造とした。

圧力計測の結果をFig.4.17に示す。図より、ねらい通り吐出弁開口時となる圧縮室内圧力が吐出圧力に達する付近で吐出弁室圧力が低下し、約0.1MPaの過圧縮量 $\Delta P$ の低減が実現できた。このときの指圧線図をFig.4.18に示す。前項で述べた圧力伝播の改善分に加えて、さらに12%の過圧縮損失割合 $\chi$ の低減と1.5%の全等エントロピー効率の向上も確認できた。

#### 4.6 まとめ

マルチベーン式圧縮機の吐出弁の挙動と吐出弁前後の圧力を計測した。次いで、動力損失の要因分析を基に、動力損失を低減する吐出経路の最適設計を行った。本章において得られた主要な結果は以下の通りである。

- (1) 動力損失の要因を解析した結果、損失要因の中で、過圧縮損失による割合が最も大きかった。
- (2) 回転速度の増大に伴い、過圧縮損失割合は増加傾向を示した。吐出冷媒速度増大による圧力損失の増加のほかに、吐出弁後の圧力脈動による吐出弁押付け力の増大も

寄与するためである。

- (3) 過圧縮の増大は，吐出の際の圧力波が他方の吐出弁室に伝播し，吐出弁を押さえ込む作用に基づくことが判明した。
- (4) 吐出経路長さを適切に設計することで，吐出の際の圧力波を開放端反射により膨張波に変え，吐出弁開口時に吐出弁室に戻すことにより，吐出弁開口が促され，過圧縮を低減することができた。
- (5) マルチベーン式圧縮機の 3000rpm 時の全等エントロピー効率を，伝播抑制により 3.5%ならびに開放端での膨張波の利用により 1.5%，合わせて 5%の向上ができた。

#### 参考文献

- 1) 松島正年・野邑奉弘・西村伸也・伊與田浩志・稲場恒一：全密閉形ロータリ圧縮機の高効率化研究，日本冷凍空調学会論文集，18，1(2001)，39.
- 2) 観音立三：ロータリ圧縮機の弁音の解析，日本機械学会論文集 (C 編)，60，570(1994)，418.
- 3) 岩田 博，中村 満，松下修巳，須藤正庸：空調用圧縮機の振動と騒音，日本冷凍協会論文集，7，2(1990)，1.
- 4) 観音立三：空調機の振動，加振力，圧力脈動，冷凍，81，945(2006)，580.
- 5) 観音立三・近藤 文男：空調機の低騒音化技術，冷凍，81，946(2006)，649.
- 6) E. O. Bransford, and R. A. Stein: Design control of overcompression in rotary-vane compressor, ASME, Vol. 82, Series A, No.3, 221 (1960)
- 7) T. Fukushima, K. Takao, and K. Kawashima: Mathematical model of a rotary vane compressor., Trans, ASHRAE, Vol.93, Pt.2, 228 (1987)
- 8) E. W. Lemmon, M. L. Huber, M. O. McLinden “REFPROP Reference Fluid Thermo-dynamic and Transport Properties” NIST Standard Database, Ver-sion8.0 (2007)
- 9) 長尾不二夫：内燃機関講義，養賢堂 (1983) 97.

Table 4.1 Dimension of multiple vane compressor

Cylinder	Major axis, mm	86
	Minor axis, mm	68
	Width, mm	42
Rotor	Diameter, mm	68.1
	Length of offset, mm	2.9
Vane	Thickness, m	3.6
	Number of vane	5
Suction volume, cc/rev		200

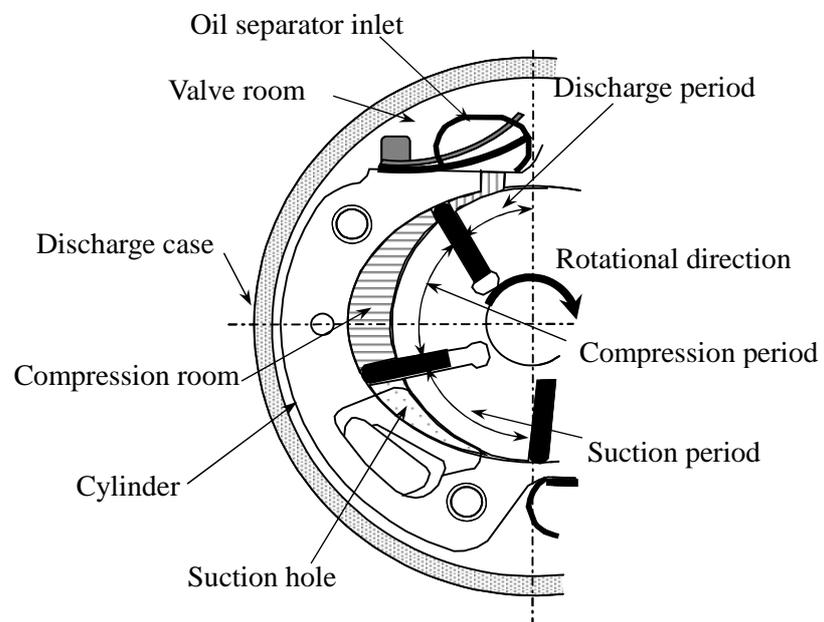


Fig.4.1 Cross-section view of compression room

Table 4.2 Test conditions

Rotational speed $N$ , rpm	1500~3000
Suction pressure $P_s$ , MPa(abs)	0.6
Discharge pressure $P_d$ , MPa(abs)	2.1
Suction superheat $T_{sh}$ , °C	20
Oil circulation ratio $OCR$ , mass%	5

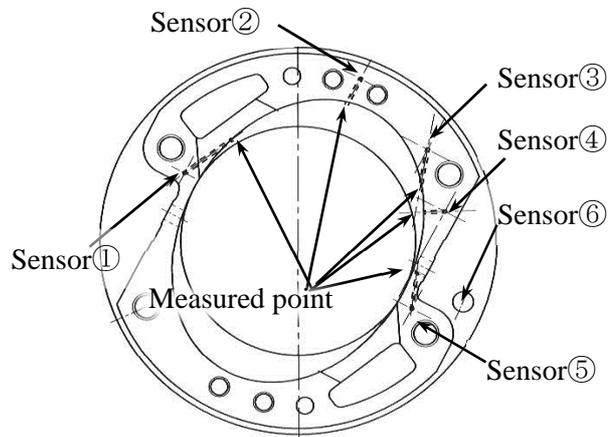


Fig.4.2 Position of pressure sensors

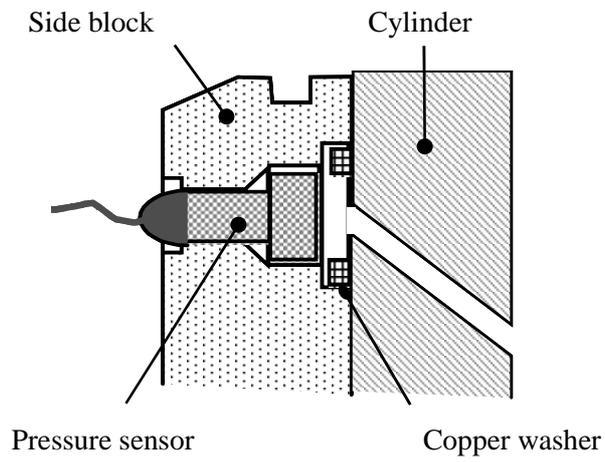


Fig.4.3 Cross section of installed pressure sensor

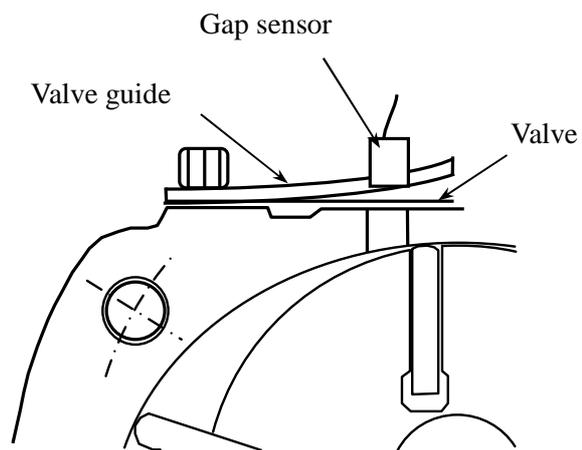


Fig.4.4 Measuring technique of valve lift

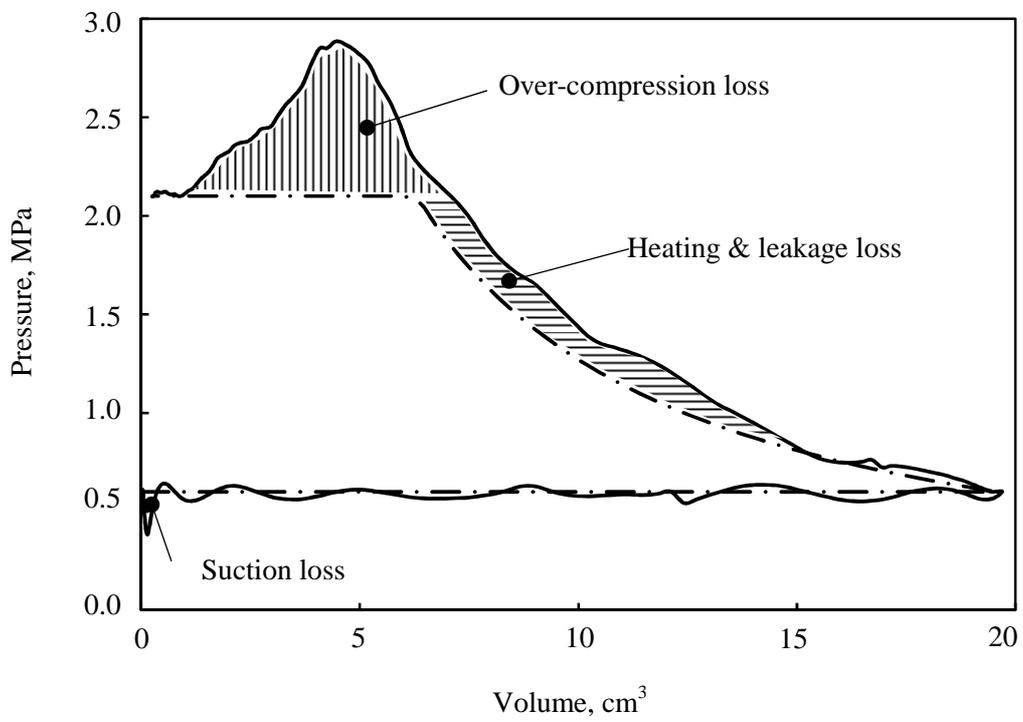


Fig.4.5 Comparison between experimental line and theoretical line

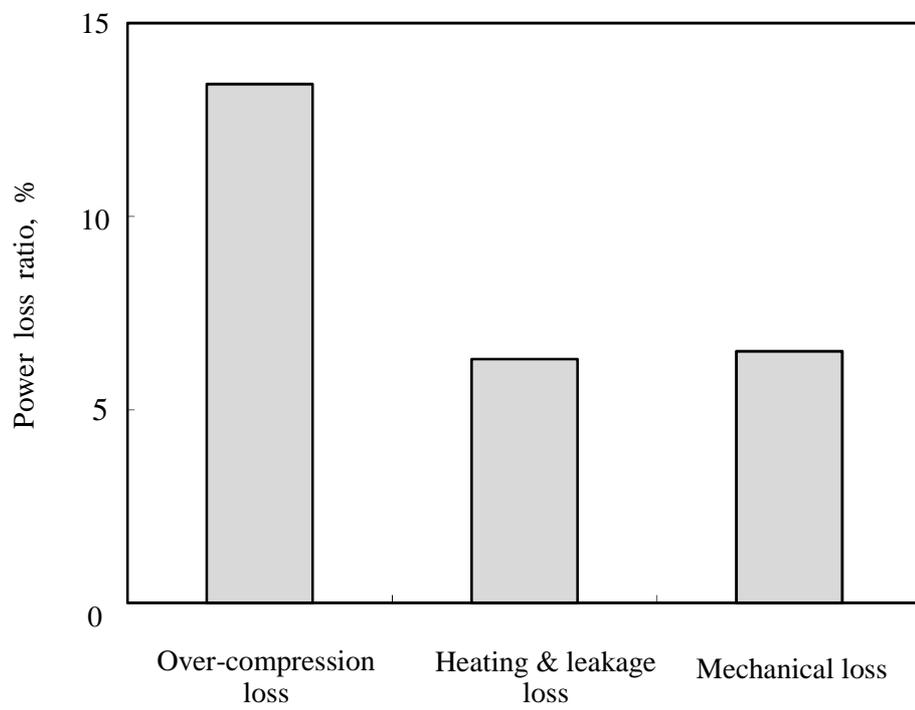


Fig.4.6 Proportion of power loss (Under cooling standard condition)

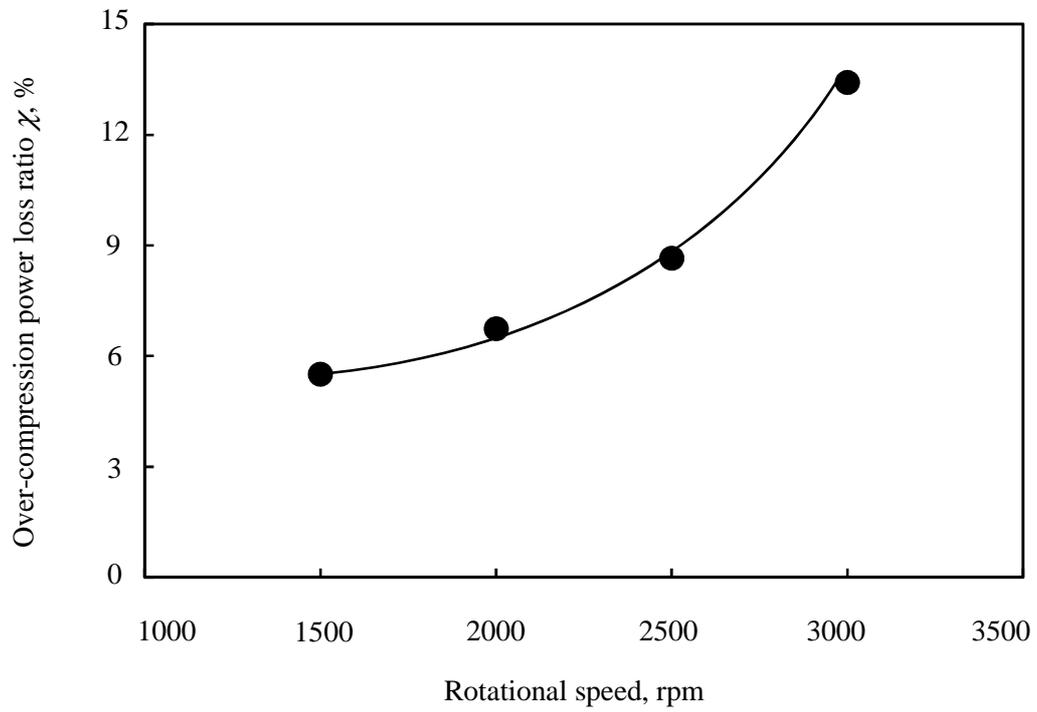
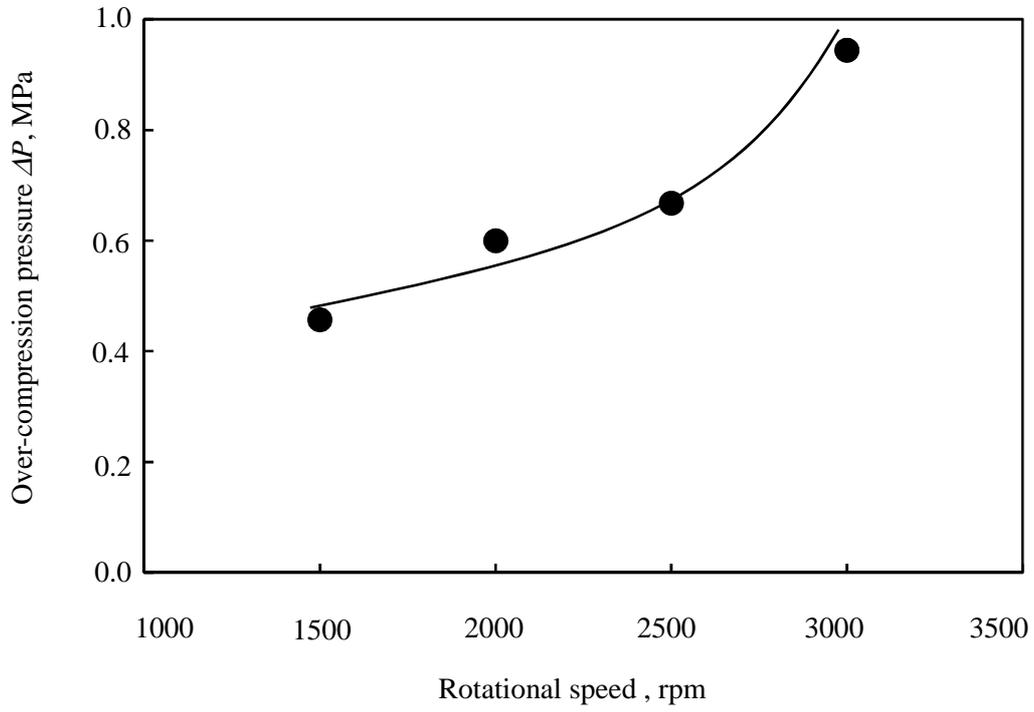


Fig.4.7 Relation between over-compression and rotational speed

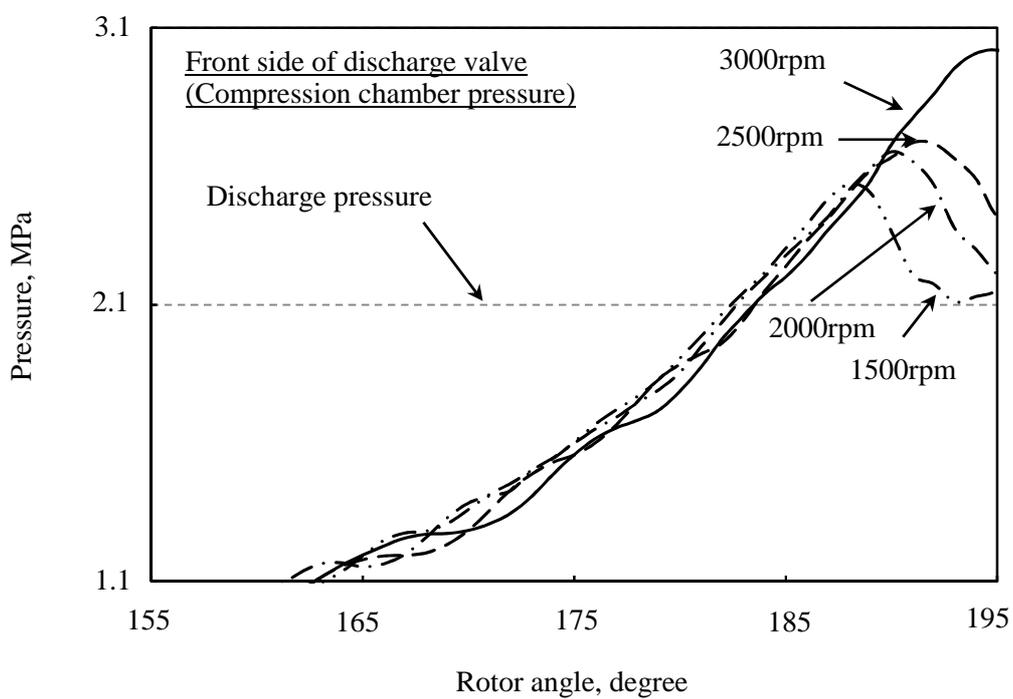
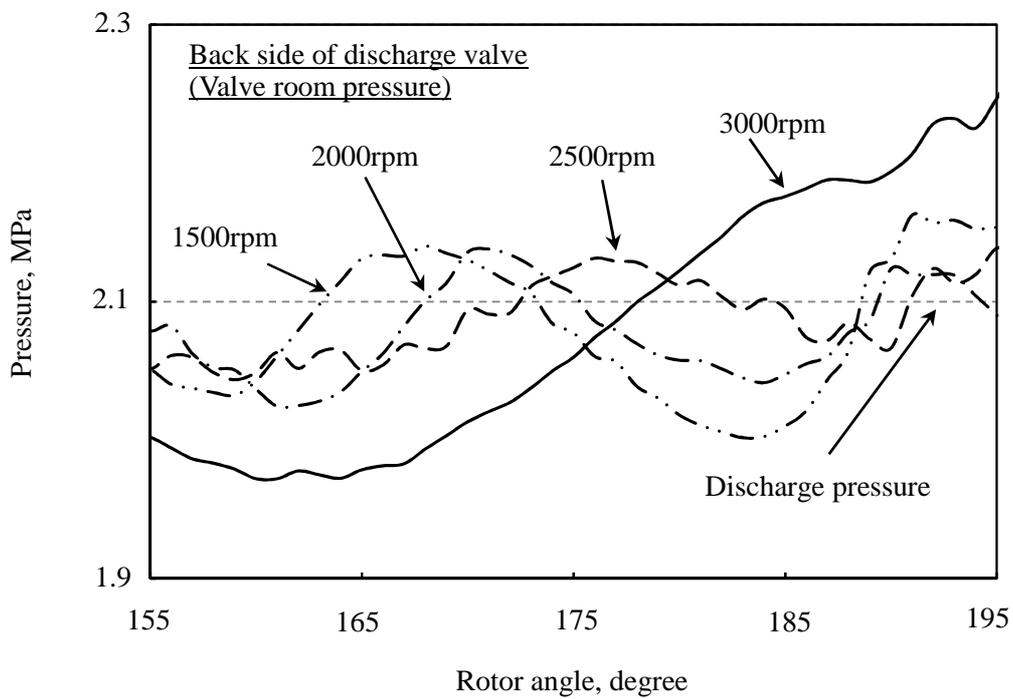


Fig.4.8 Existence and timing of pressure plus

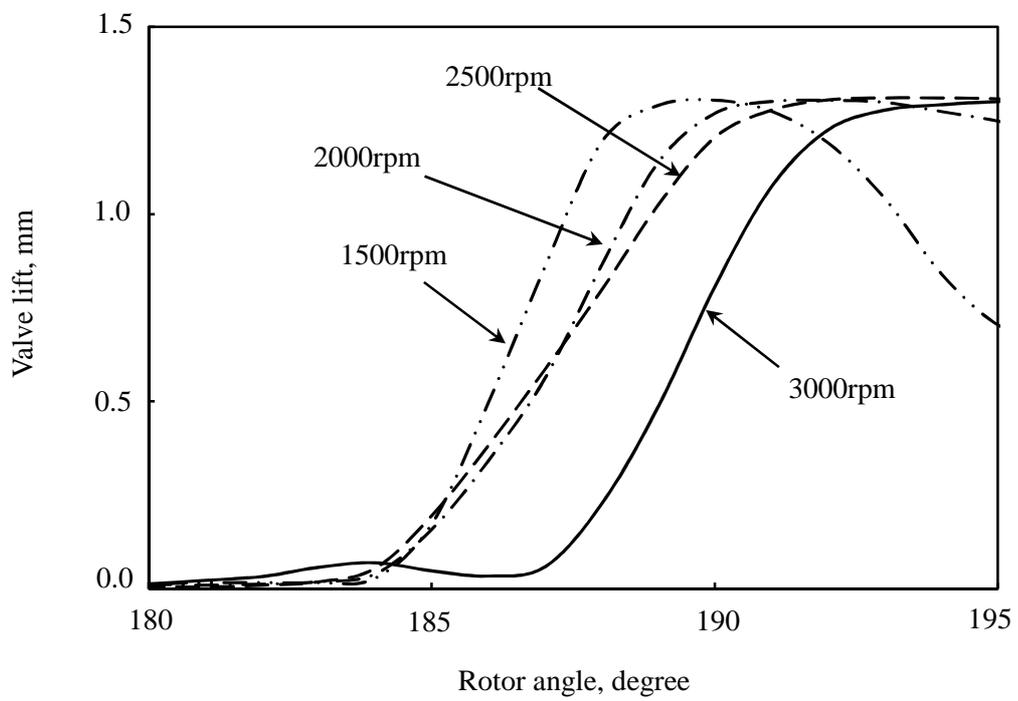


Fig.4.9 Effect of pressure plus on Valve open-timing

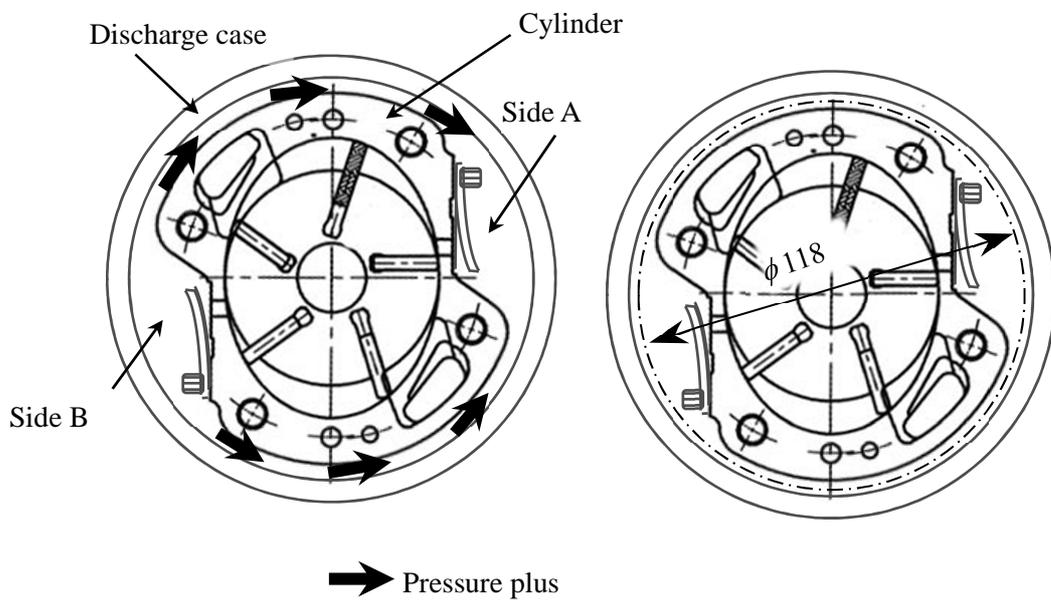


Fig.4.10 Pressure propagation from other valve room

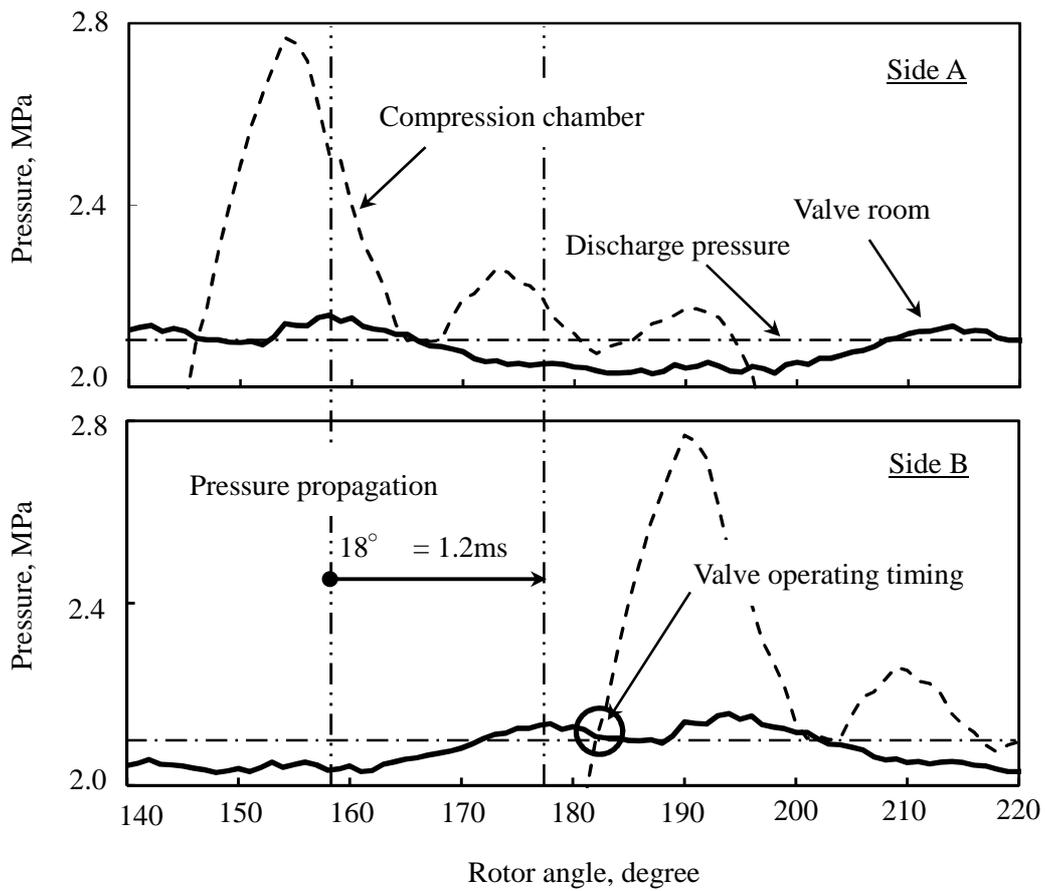


Fig.4.11 Verification of pressure propagation

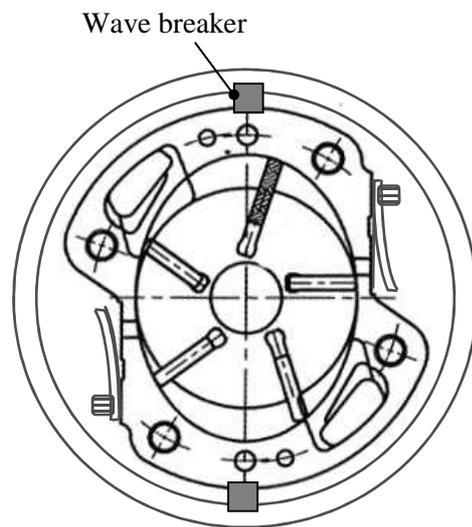


Fig.4.12 Measure for preventing pressure propagation

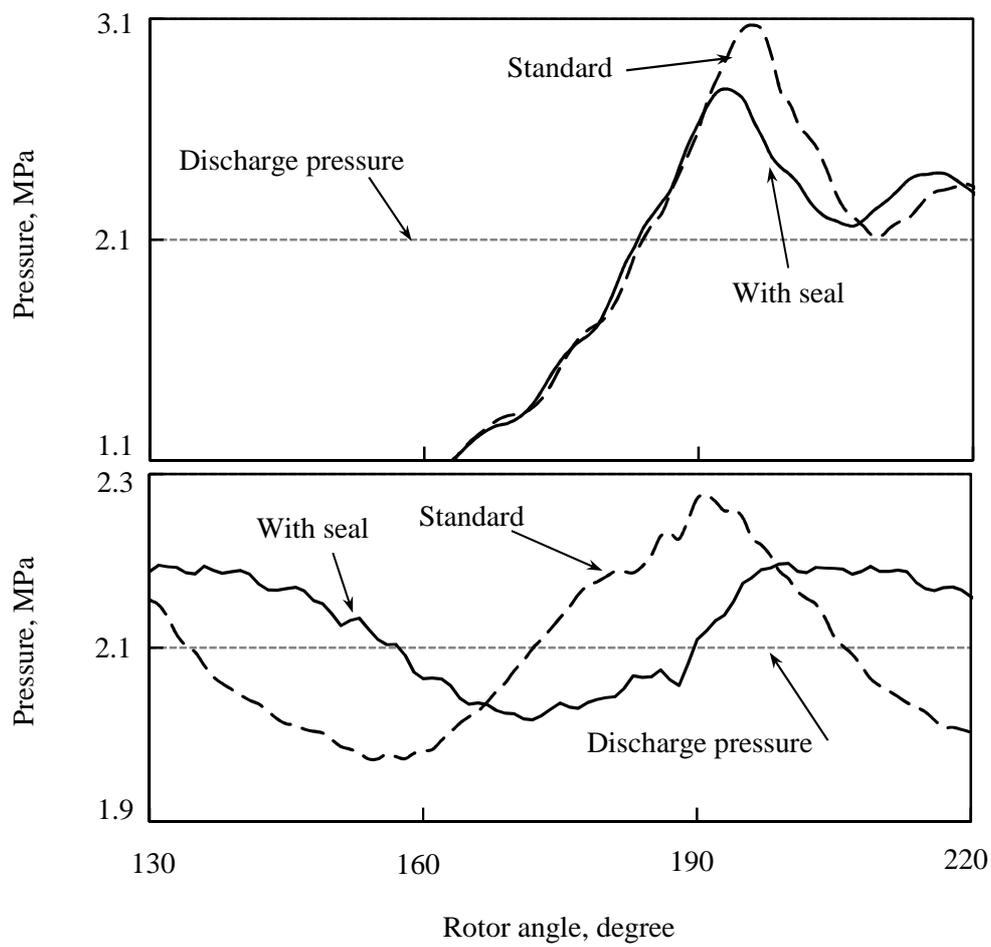


Fig.4.13 Effect of wave breaker seal ( $N: 3000\text{rpm}$ )

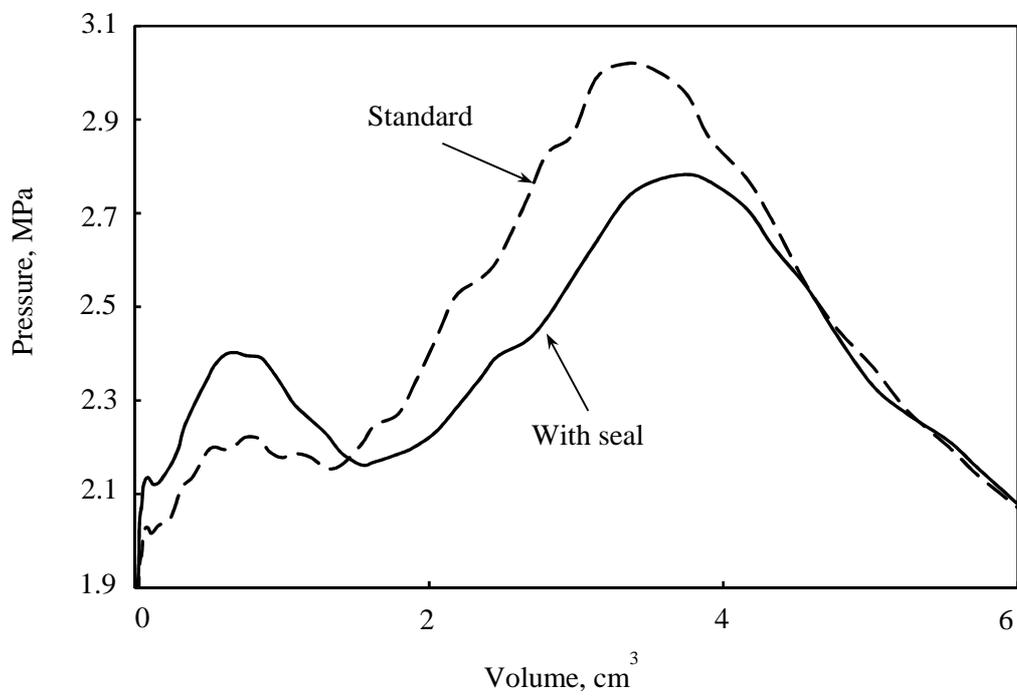


Fig.4.14 Effect of wave breaker seal on indicated diagram ( $N: 3000\text{rpm}$ )

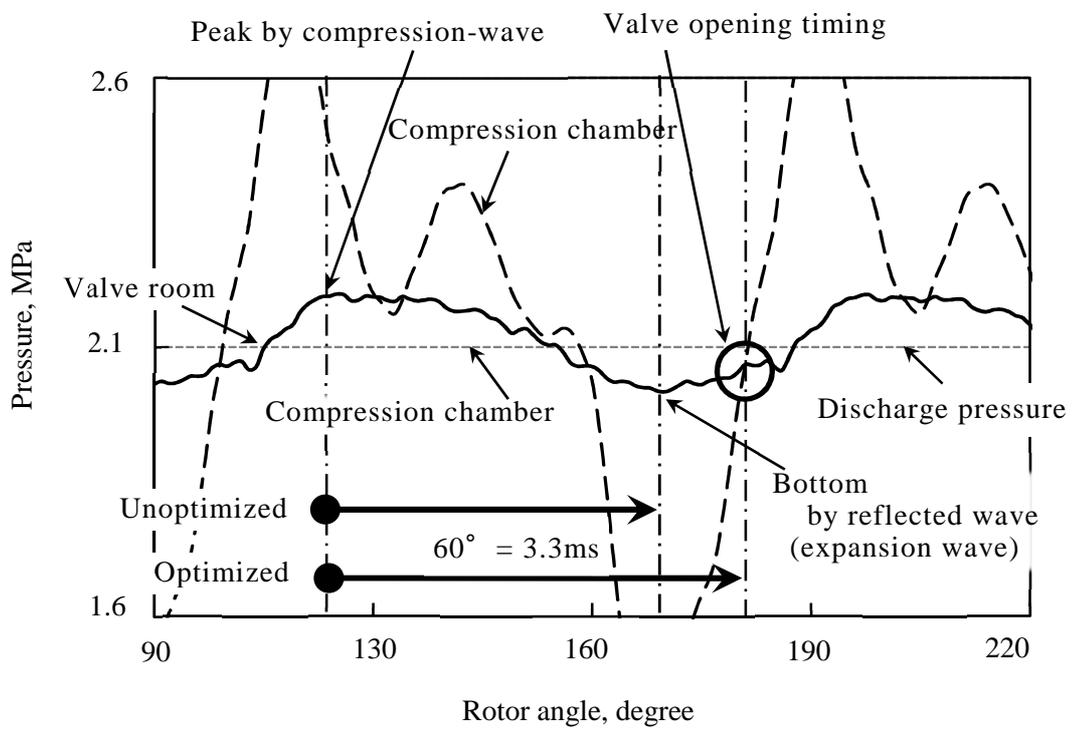


Fig.4.15 Method of turning discharge route length ( $N: 3000\text{rpm}$ )

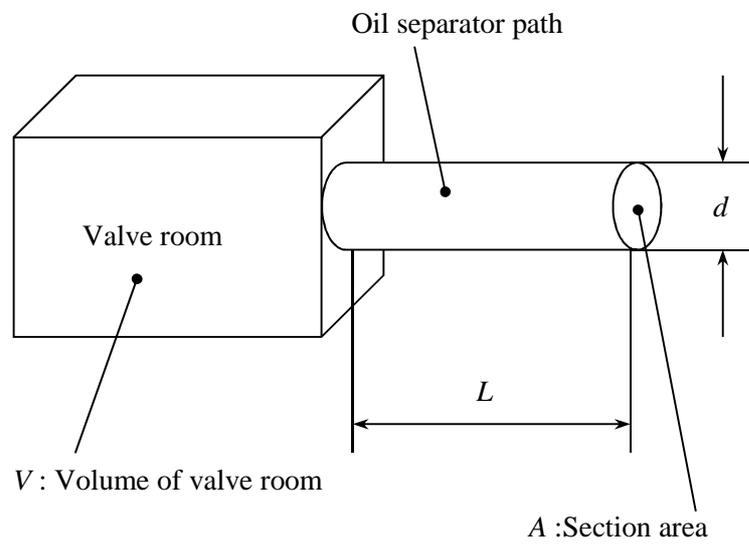


Fig.4.16 Discharge route model

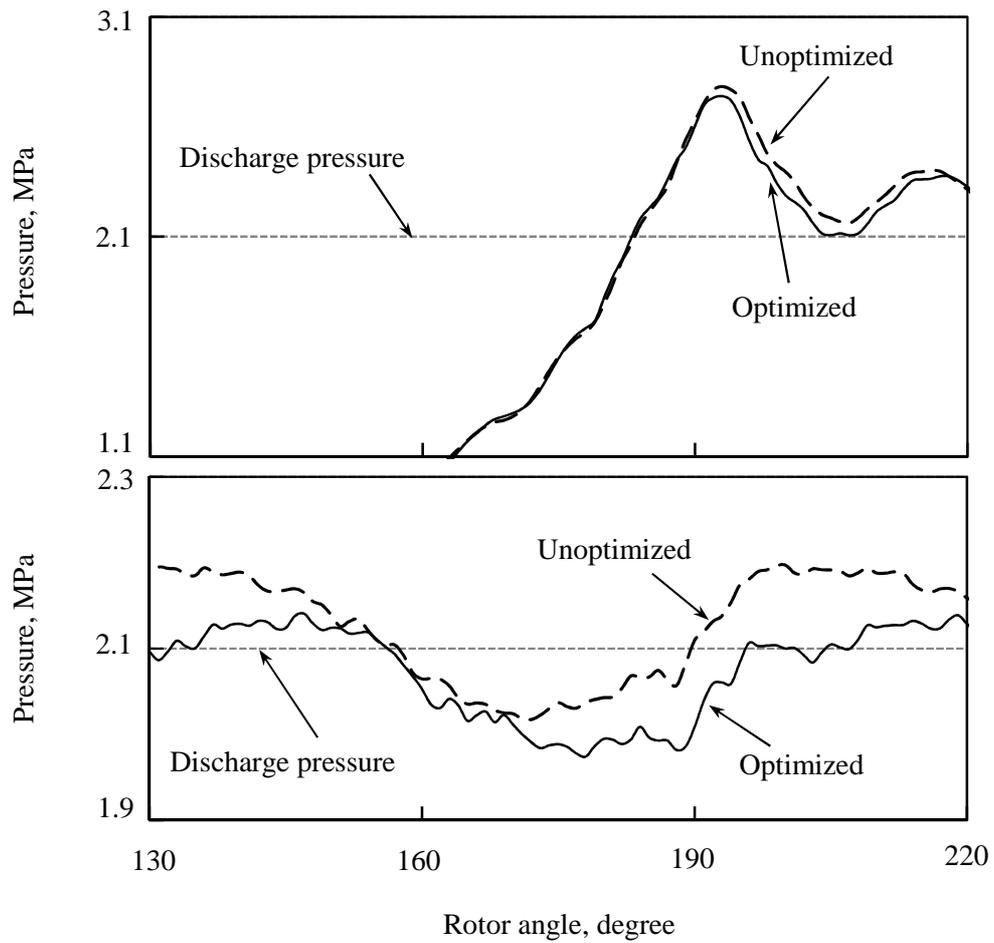


Fig.4.17 Effect of discharge route length turning ( $N: 3000\text{rpm}$ )

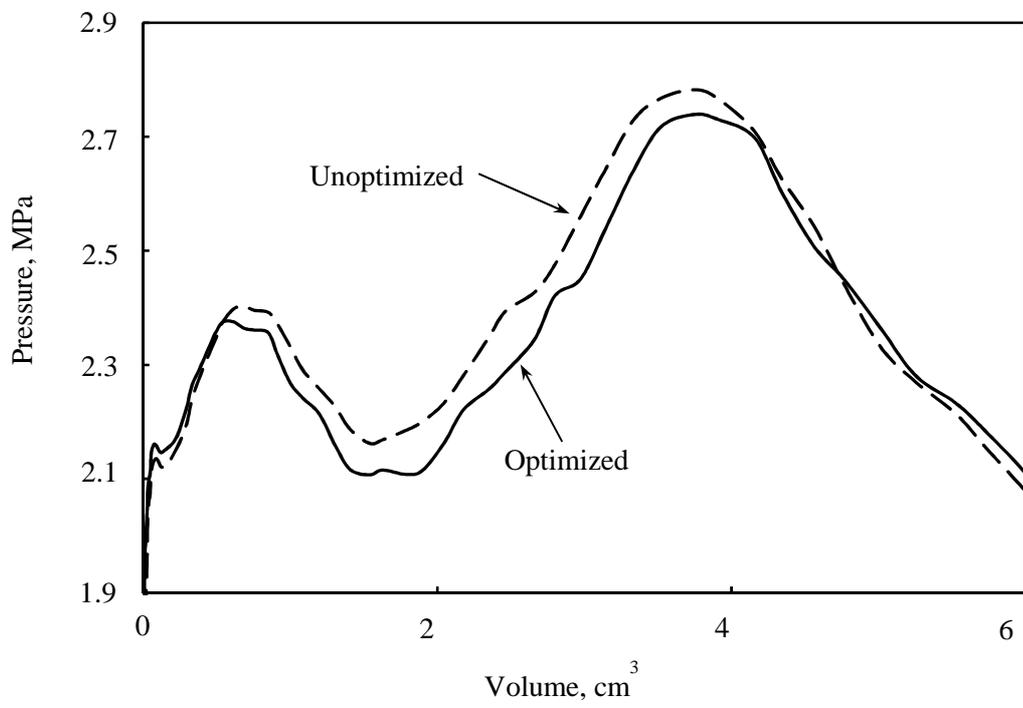


Fig.4.18 Effect of discharge route length optimized on indicated diagram ( $N$ : 3000rpm)

## 第5章 スクロール圧縮機のジャーナル軸受部の信頼性設計

### 5.1 はじめに

低電力消費，大容量ならびに暖房時の安定した空調能力を特徴に持つガスヒートポンプ (GHP) は，一台の室外機で複数の室内機が接続されるビルマルチ型の市場で広く普及してきた．近年においては CO<sub>2</sub> 排出ガスの更なる低減の要望から，GHP においては様々な効率改善がなされている．前述したようにヒートポンプにおける消費エネルギーのうち，圧縮機はその 8 割から 9 割を消費している<sup>1)</sup>．そのため，圧縮機における圧縮効率改善は，ヒートポンプの省エネルギーに大きく貢献できる．前章まで取り上げたベーン式の圧縮機においては，各研究機関にて高効率に対する取り組みは実施されているものの，その性能はほぼ飽和に近い値となっている<sup>2)</sup>．そこで最近においては，同類の回転式のスクロール式圧縮機が注目されている．ローリングピストン式，ロータリーベーン式と比較して，多数で構成される圧縮室の構造から漏れによる受熱損失が低減され，また，吸入口ならびに吐出口周りの冷媒流路形状が簡易であるため圧力損失が低減される．そのため，スクロール式圧縮機の圧縮効率は非常に優れている．現在，多くの用途の空調機でスクロール式圧縮機が採用されており<sup>3)</sup>，GHP においても積極的に採用されている<sup>4), 5)</sup>．

省エネルギー性と同時にヒートポンプには高信頼性についても高い要求がある．前述したように，冷凍サイクル内において高過重かつ高速の摺動部を持つ部品は圧縮機のみであり，圧縮機の潤滑解析は空調機の信頼性確保において重要になる．

本章においては，スクロール式圧縮機について，潤滑の severity を表す指標として用いられる PV 値(押付圧力と摺動速度の積)にて最も厳しく，市場回収品にて摩耗が散発しているクランク軸ジャーナル軸受部についての潤滑解析を実施した．具体的には，スクロール式圧縮機クランク軸ジャーナル軸受部について，定常運転時の運転条件に対する潤滑特性，また潤滑の指標となる油膜厚さの簡易計算手法の提案とその妥当性について報告する．また，運転起動時の過渡状態における潤滑特性も実験的に明らかにし，潤滑不良時の改善策の提案、ならびにその有効性の確認についてもあわせて報告する．

## 5.2 供試機と接触電気抵抗計測法

### 5.2.1 圧縮機・冷媒・冷凍機油

圧縮機の仕様を Table 5.1 に、計測対象であるジャーナル軸受部の諸元を Table 5.2 に示す。軸材質は Fe-Ni-Cr 系合金、軸受材質は PTFE が含浸された銅系合金である。

圧縮機の概要図を Fig.5.1 に再掲する。ジャーナル軸受部への負荷は、冷媒ガスの圧力に反して旋回スクロールを回転させる際に発生する。この反力は、Fig.5.1 に示すように旋回スクロールに圧入されたジャーナル軸受よりクランク軸端のドライブシャフト部に伝えられ、クランク軸側のジャーナル軸受と転がり軸受によって支えられる。圧縮機には2つのジャーナル軸受が存在するが、隙間を調節することによりゾンマーフェルト数が同一となるように設計されている。よって、これ以降の計算解析においては、旋回スクロールに圧入されているドライブシャフト側のジャーナル軸受を対象に考察を実施する。

Figure 5.2 に、冷媒雰囲気下の冷凍機油の動粘度 - 温度特性を、冷媒ガス圧力をパラメータにして示す。なお、ここには示していないが、冷凍機油単独では温度上昇に従い動粘度は単調に低下する傾向を示す。一方、冷媒共存下では、ガス圧によって決まる冷媒飽和温度付近の領域において、冷媒が冷凍機油に大量に溶解するため、温度低下に従い粘度が急激に低下する。そのため、動粘度は温度に対してピーク値を示すことになる。

### 5.2.2 冷凍機油供給路

冷凍機油は、Fig.5.3 に示すように、圧縮機内の低圧側にあるオイル室よりポンプによってクランク軸内のオイル穴に圧送され、ジャーナル軸受へと供給される。また、圧縮機より圧縮冷媒と共に吐出された冷凍機油は、油分離器により分離され、差圧を利用してオイル室へと圧送される。

### 5.2.3 接触電気抵抗計測法

Figure.5.4に示すような電気回路を用いて、クランク軸とジャーナル軸受間並びにドライブシャフトとジャーナル軸受間との電位を計測することにより、接触電気抵抗値を求めた。ここで、圧縮動作中、クランク軸とドライブシャフトは一体となり回転することから、両者をワイヤで接続し同一電位とした。同様に、2個のジャーナル軸受も電氣的に導通させた。なお、直列抵抗 $R_d$ と並列抵抗 $R_p$ は、Table 5.3に示すように2つの組合せを

設け、軸受部の接触電気抵抗値に応じて変更した。

#### 5.2.4 分離度と平均分離度

冷房運転時におけるクランク軸回転角度に伴う分離度 $SD$ の変化をFig.5.5に示す。ここで、分離度 $SD$ は次式に示すように、印加電圧 $V_a$ に対する計測電圧 $V_m$ の比で定義される。

$$SD = \frac{V_m}{V_a} \quad (5.1)$$

混合潤滑状態において、分離度が低いほど油膜形成状態が悪化していることを表す。図において、分離度は、クランク軸の回転角度 $\theta$ において $360^\circ$ の周期をもつ。運転条件毎の潤滑状態の比較には、次式に示すようにクランク軸回転分 $n=10$ の分離度の平均値を平均分離度 $ASD$ と定義して用いた。

$$ASD = \frac{1}{20\pi} \int_0^{10} \int_0^{2\pi} SD \cdot d\theta dn \quad (5.2)$$

### 5.3 運転条件の影響

#### 5.3.1 試験条件

まず、定常運転時の運転条件がジャーナル軸受部の潤滑状態に与える影響を調査した。その際の試験条件をTable 5.4に示す。吸入圧力と吐出圧力は、吸入管ならびに吐出管、圧縮機より前後流それぞれ50mmの位置において計測した。冷凍機油温度は、圧縮機内のオイル室の計測値をとった。

#### 5.3.2 回転速度と吐出圧力の影響

回転速度をパラメータにとり、吐出圧力を変更させた際の平均分離度をFig.5.6に示す。同一吐出圧力において、回転速度が高い方が平均分離度は高いことがわかる。これは、油の引き込み速度増加に伴い、くさび油膜効果に基づく油膜の負荷能力が増大したためと考えられる。

一方、いずれの回転速度においても吐出圧力増加に従い、ジャーナル軸受の油膜形成状態は悪化する。吸入圧力一定において吐出圧力が上昇すると、旋回スクロールを回転させるための駆動力が増加する。このことから潤滑悪化の要因としては、駆動力の反力となる軸受負荷力の増加が挙げられるが、その他、吐出温度の上昇や機械損失による発

熱量増加により、冷凍機油温度の上昇に伴う冷凍機油粘度の低下が考えられる。

### 5.3.3 冷凍機油温度の影響

冷凍機油温度のみを変更した際の平均分離度をFig.5.7に示す。ここでは、比較的潤滑状態が良好で軸受部の接触電気抵抗値が高かったため、分離電圧で有効な分解能が得られるようTable 5.3の①に示す電気抵抗値の設定にて計測を実施した。

平均分離度は、温度上昇に従い低下傾向を示す。冷凍機油の粘度は、Fig.5.2に示したように冷媒の飽和温度付近において粘度のピークを持つものの、今回の試験条件下の冷凍機油温度は、飽和温度に対して十分な過熱度を持つ範囲であったため、温度上昇に従い粘度が単調に低下し油膜状態が悪化したものと考えられる。

## 5.4 定常運転時信頼性評価

### 5.4.1 軸受負荷力の決定方法

旋回スクロール側の軸受での軸受負荷力は、Fig.5.8に示すように旋回回転方向の力 $F_t$ とこれと垂直方向に働く力 $F_r$ の合力により決定される<sup>6)</sup>。冷房標準時の $F_t$ を、各圧縮室の圧力が等エントロピ圧縮されたとして、クランク軸回転角度毎に計算した結果をFig.5.9に示す。図より、クランク軸一回転中の $F_t$ は、ほぼ一定値を示すことがわかる。スクロール圧縮機は、吸入、圧縮から吐出まで圧縮室が多段に形成されることから、駆動トルクが平均化されるためと考えられる。

また、今回の計算結果において、 $F_r$ は $F_t$ に対して10%未満の値となった。単純化のためトルクが一定で、転がり軸受などの摩擦損失、ならびに $F_r$ は $F_t$ に比べて無視できると仮定すると、駆動トルクは、旋回半径と軸受負荷力の積で与えられる。そのため、最小油膜厚さ計算に用いる軸受負荷力は、圧縮機の実働時のトルクを計測し、そのトルクと旋回半径を用いて算出した。

### 5.4.2 最小油膜厚さ計算方法

前述したように、軸受負荷力を一定とみなすため、軸受部の最小油膜厚さ計算は、単純化のためくさび油膜効果のみを考慮した有限幅軸受理論<sup>7)</sup>を適用して求めた。

ジャーナル軸受の諸元は、旋回スクロールの軸受であるドライブシャフト側の値を使用した。また、計算に当たっては、軸表面を36（幅方向）×72（円周方向）の等間隔で

離散化し、レイノズル方程式を差分方程式として表した。次いで差分方程式を用いて、負圧領域を圧力0とするギンベルの境界条件を適用し、偏心率毎の離散化した各点の圧力を求め、各点の圧力を総和して油膜反力を求めた。そして油膜反力と軸受負荷力が釣り合う偏心率をニュートンラプソン法により求め、偏心率と軸受すきまの積から最小油膜厚さを算出した。

その際の冷凍機油の粘度は、吸入圧力とオイル室の実測温度を基に、Fig.5.2より求めた。

#### 5.4.3 油膜パラメータと分離度の関係

Figure 5.10 に、計算解析により求めた最小油膜厚さ  $h_{\min}$  と、軸と軸受の二乗平均平方根粗さ  $\sigma_j$ 、 $\sigma_b$  より求まる合成粗さ  $\sigma$  の比で定義される油膜パラメータ  $A$  に対して、Table 5.4 の条件下の実験結果の平均分離度  $ASD$  をプロットした結果を示す。なお、二乗平均平方根粗さは、接触式の表面粗さ計にて、軸方向に計測した値を用いた。

$$A = \frac{h_{\min}}{\sigma} = \frac{h_{\min}}{\sqrt{\sigma_j^2 + \sigma_b^2}} \quad (5.3)$$

$A$  に対して潤滑状態は、一般的に言われているように  $A$  が 3 以下において急激に低下することが確認された。このことより、今回の駆動トルク計測結果からの簡易的な軸受荷重の算出手法と、くさび油膜効果のみを考慮した有限軸幅理論による最小油膜厚さ計算手法の妥当性が確認できた。

#### 5.4.4 油膜パラメータと軸損傷

次に、油膜パラメータ  $A$  による設計基準値を求めるため、軸受部損傷度合を耐久試験により調査した。なお、試験時間は短いですが、前節における  $A \approx 1$  の条件においても、運転後、目視において軸受部の損傷はまったく確認されなかった。本来  $A < 3$  であれば、軸と軸受の金属間接触によって損傷が生じる可能性がある。今回用いた PTFE が含浸された軸受は、金属のみからなる軸受に比べてなじみ性が極めて良好であったためと推察される。そこで、軸受幅削減と冷凍機油の高温化により、 $A < 1$  の条件下で耐久試験を実施した。

Table 5.5 に示すように、 $A < 1$  において最小油膜厚さ条件を 4 水準設け、回転数

1100rpm, 吸入/吐出圧力を 0.6/3.3MPa と固定し 50h の連続運転を実施した。耐久時間は、通常なじみ運転に要する 20h の 2 倍以上をとった。また、損傷度は Table 5.6 に示す定義にて 3 段階にて表した。すなわち、レベル 0 は試験後軸表面に異物が観察されなかった状態、レベル 1 は軸の表面粗さに変化はないものの、軸表面に軸受材成分である銅の付着が目視にて確認された状態、レベル 2 は明瞭な粗さの変化が観察された状態を指す。

試験結果を同じく Table 5.5 に示すが、油膜パラメータ  $A$  が 1 未満になると徐々に軸受部の損傷レベルが大きくなった。前節の  $A \geq 1$  となる Table 5.4 の試験にて軸受部に損傷が見られなかったことと、耐久試験結果から、今回使用した PTFE が含浸された銅系合金においては、 $A \geq 1$  の条件で軸受部の表面損傷が回避できると考えられた。

## 5.5 起動時信頼性評価

空調機停止時においては、室内外気温差により冷媒が冷媒回路内を移動する。その際、低温側においては、冷媒が凝縮し液状態となり溜まり込む。この液冷媒は冷凍機油を希釈し大幅な粘度低下をもたらすため、摺動部の潤滑に大きな影響を及ぼす。ここでは、起動時のジャーナル軸受の潤滑状態と悪化時の改善方策について以下に記す。

### 5.5.1 起動時の潤滑状態

夏季における冷房モードならびに冬季における暖房モードでの始動時現象を再現するため、Table 5.7 に示す条件にて長時間停止後の起動時のジャーナル軸受部の潤滑状態を接触電気抵抗法にて計測した。Table 5.7 の条件にて定常状態に達した時の  $A$  は、冷房にて 1.61、暖房にて 1.59 であった。クランク軸回転角度  $0.5^\circ$  毎の分離度計測結果を、灰色にて表したものを Fig.5.11 に示す。なお、ある時刻において灰色の線幅が存在するのは、Fig.5.5 に示したようにサイクル中分離度が変化するためである。

Fig.5.11 より、5 分の時点で圧縮機が起動されたのと同時に、分離度が 1 近辺で保持されている。また、起動直後約 3 分間は、Fig.5.5 に示したようなサイクル中分離度が 0 付近まで低下するような現象も確認されず、潤滑状態が良好であった。

次に、暖房モードでの計測結果を Fig.5.12 に示す。暖房モードにおいては、起動後 1 分後、分離度が 0 となる状態が約 2 分間続き、起動時においてジャーナル軸受部の潤滑状態が冷房起動時より悪化していることを示している。

暖房モードで運転される冬季においては、空調機停止時に、室内より低温となる室外機内熱交換器に冷媒が液体状態にて貯まり込む。また、暖房モードにおける冷媒配管で

は、室外機内熱交換器の後流に圧縮機が配置されることとなり、起動時においては熱交換器に溜まり込んだ液冷媒が圧縮機へ流れ込むこととなる。液冷媒は、冷凍機油に溶け込み油の粘度を低下させ摺動部の潤滑を悪化させる。

起動後の液冷媒は、Fig.5.3 に示すように、吸入管より圧縮機内部を経て油分離器へと流れ込む。油分離器の底部には圧縮機に供給される冷凍機油が貯留されており、これが液冷媒により希釈された後に圧縮機のジャーナル軸受部へと送られる。

以上の経路を取るため、起動直後から軸受部の潤滑が悪化するまでは、時間的に遅れが生じると考えられる。

### 5.5.2 起動時潤滑改善方策

同一圧力下においては、冷凍機油への冷媒の溶解度は油温が上昇するに従い低下する。そこで、Fig.5.13 に示すように冷凍機油が貯留されているオイルセパレータ下部の外周部に 50W のバンドヒータを取り付けた。圧縮機停止中、常時ヒータへの通電を実施することにより、停止中の冷凍機油への冷媒の溶解と起動時の液冷媒混入時の溶解を低下させることとした。その結果、Fig.5.14 に示すように起動後しばらくして発生していた潤滑不良期間にて分離電圧が 0 ではなく、改善の効果が確認できた。

次にヒータ取り付けによる改善効果を軸損傷の度合いで確認するため、冷媒回路内への冷媒充填量を過剰にするなどの加速条件を加え、暖房モードでの起動、3 時間停止を 10 回繰り返す試験を行った。その結果を Table 5.8 に示す。損傷の程度は、前述した Table 5.6 の評価段階を用いた。試験結果からわかるように今回の改善策は、起動時の圧縮機への液冷媒流入に対して顕著な効果が認められた。

## 5.6 まとめ

実際の空調機の運転条件変更に対応するスクロール圧縮機のジャーナル軸受の信頼性を確保するために、計算解析と実験解析の双方から油膜形成状態を調べた。本章で得られた結果は以下の通りである。

- (1) スクロール圧縮機のジャーナル軸受に関して、回転速度の減少、吐出圧力の増加ならびに冷凍機油供給温度の上昇により、潤滑状態が悪化する。
- (2) 駆動トルクと旋回半径から軸受負荷力を求め、くさび油膜効果のみを考慮した有限

幅軸受理論を用いた簡易的な最小油膜厚さ計算手法により，軸受の潤滑状態が評価できる．

- (3) PTFE が含浸された銅系合金の軸受を用いた場合，定常運転時の油膜パラメータ  $A \geq 1$  において，軸受部の信頼性が確保された．
- (4) 暖房運転，長時間停止後の起動時，液冷媒の圧縮機への流入により，ジャーナル軸受の潤滑が悪化する．
- (5) 起動時の液冷媒流入による潤滑悪化を改善するために，油分離器の加熱による対策が有効である．

#### 参考文献

- 1) 長友繁美：空調用容積形圧縮機技術，日本冷凍空調学会論文集，15，4(1998)305.
- 2) 森下悦生：スクロール圧縮機の基礎技術，ターボ機械，21，12(1993)720.
- 3) 荒田哲哉：パッケージエアコン用及び冷凍機用スクロール圧縮機の特徴，ターボ機械，21，12(1993)734.
- 4) 久城 款，渡邊 義実：GHP の各コンポーネントおよびシステムの高効率化技術，冷凍，83，967(2008)315.
- 5) 木全央幸：GHP 用スクロール圧縮機の高効率化技術，冷凍，83，967(2008)325.
- 6) 柳沢 正・清水 孝・福田充宏・半田友久：スクロール膨張機の基本性能に関する研究，日本機械学会論文集 (B 編)，54，506(1988)，2798.
- 7) 村木正芳：図解トライボロジー，日刊工業新聞社，(2007)，198.

Table 5.1 Specification of compressor

Refrigerant	R410A
Lubricant	Polyvinyl ether VG68
Suction volume	120 ml
Type	Open

Table 5.2 Dimension of bearing

Drive shaft	
Diameter	32 mm
Width	26 mm
Crank shaft	
Diameter	45 mm
Width	42 mm

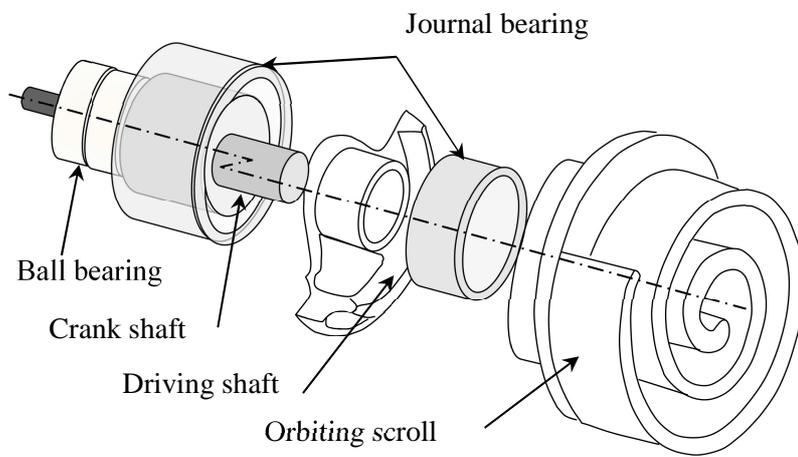


Fig.5.1 Structure of scroll compressor

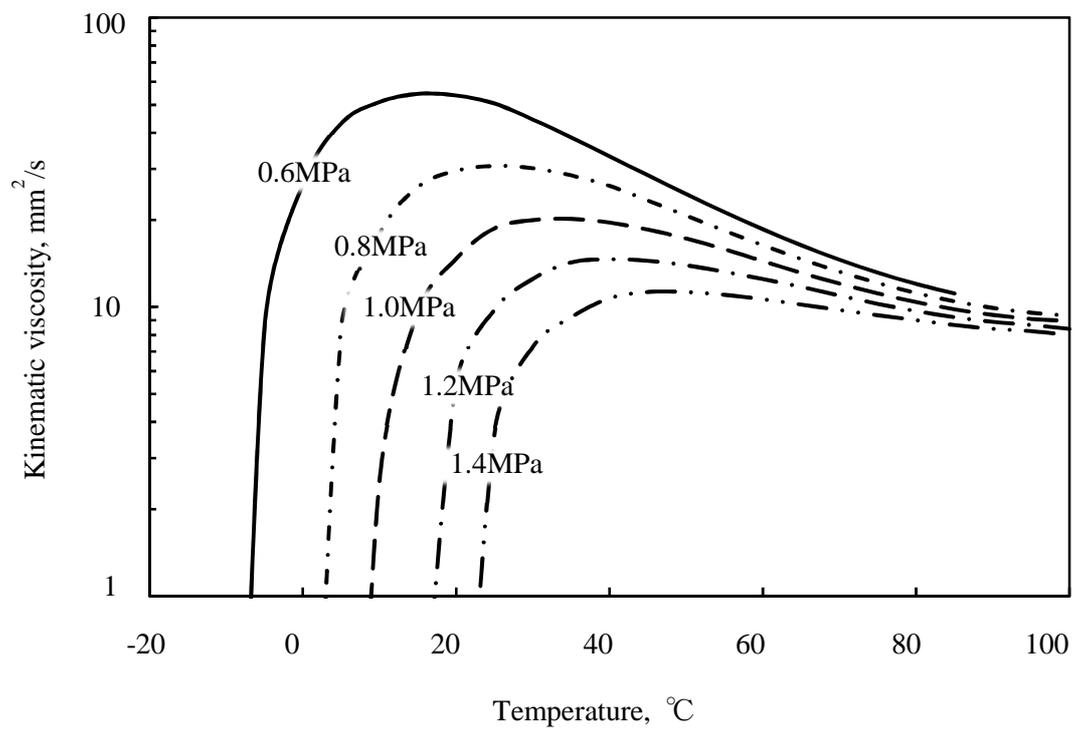


Fig.5.2 Viscosity of refrigerant-dissolved-oil

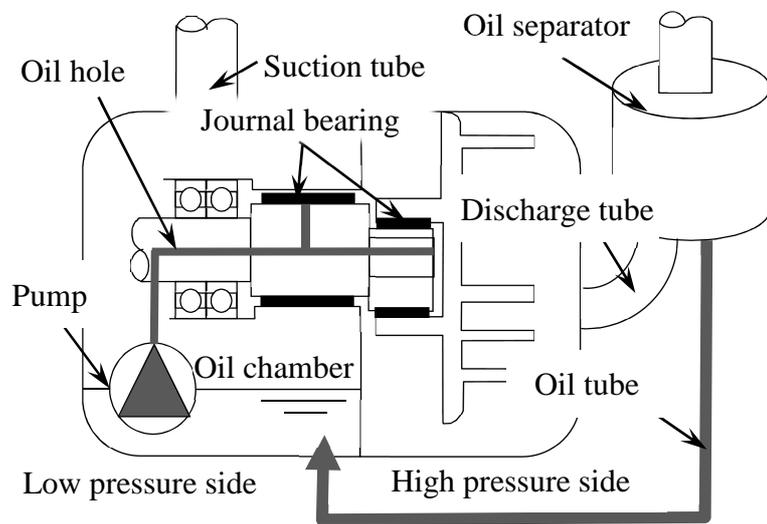


Fig.5.3 Circuit of lubricating oil

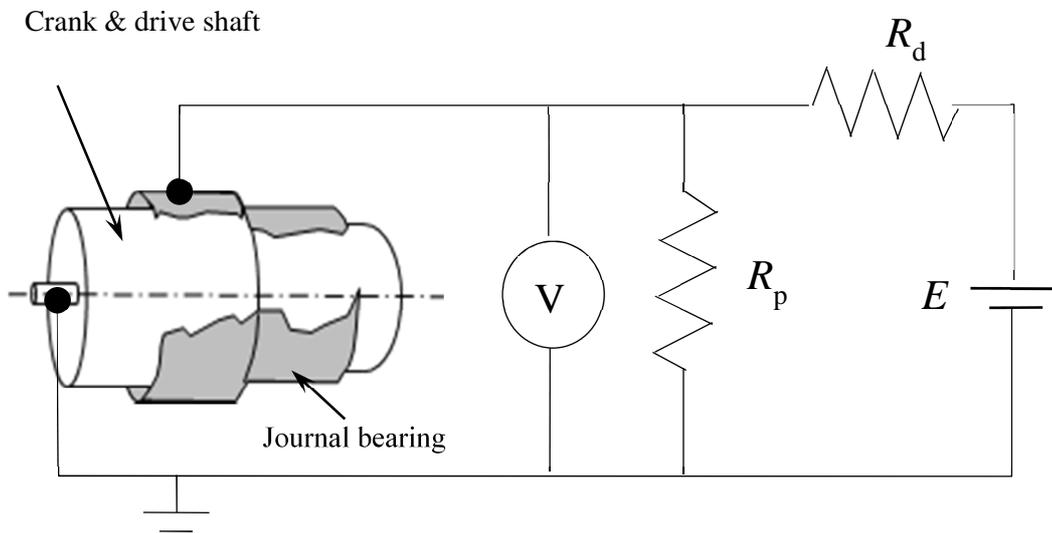


Fig.5.4 Block diagram of electrical insulating circuit

Table 5.3 Parameter of electrical insulating circuit

	$R_d$	$R_p$	$E$
①	1000 $\Omega$	200 $\Omega$	1200 mV
②	50 $\Omega$	10 $\Omega$	

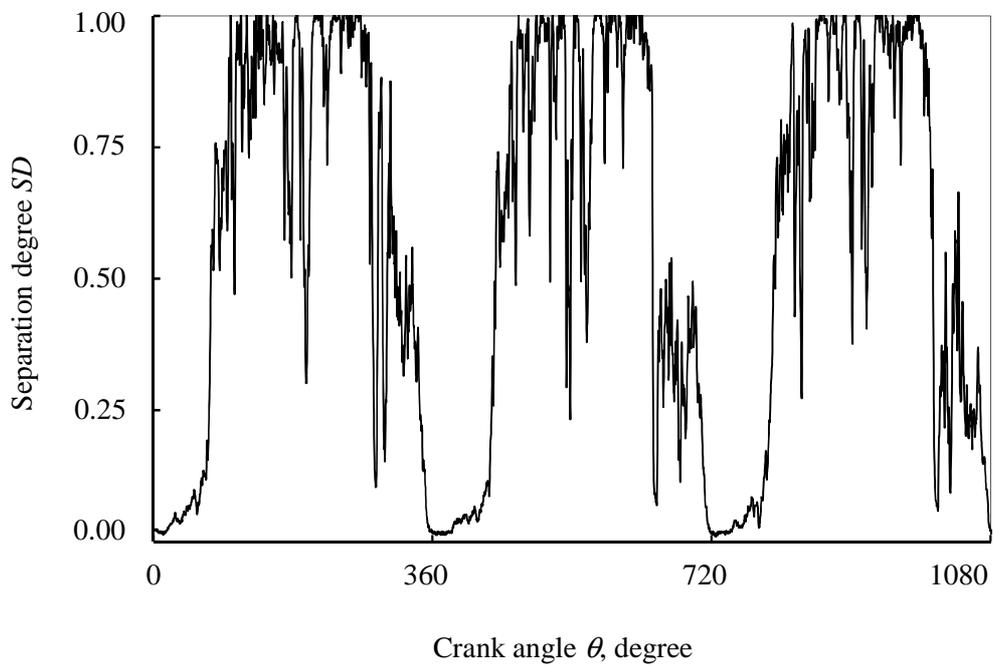


Fig.5.5 Variation in separation degree with crank angle

Table 5.4 Test conditions under steady

Rotational speed	rpm	2000, 4000
Suction pressure	MPa	0.8
Discharge pressure	MPa	1.8~3.6
Oil temperature	°C	20~65

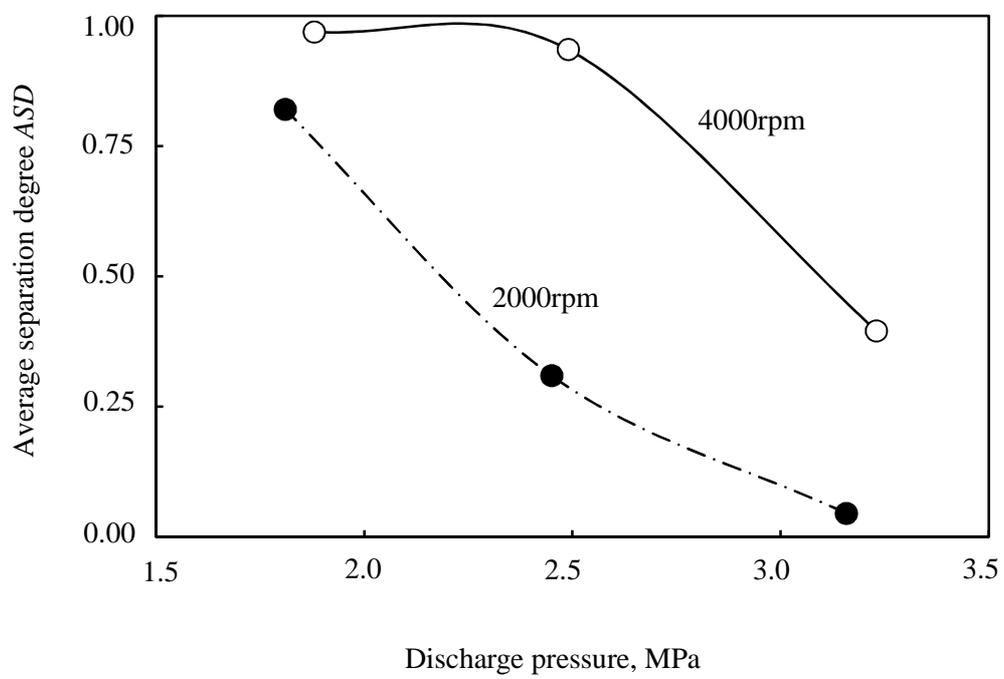


Fig.5.6 Effect of discharge pressure and rotational speed

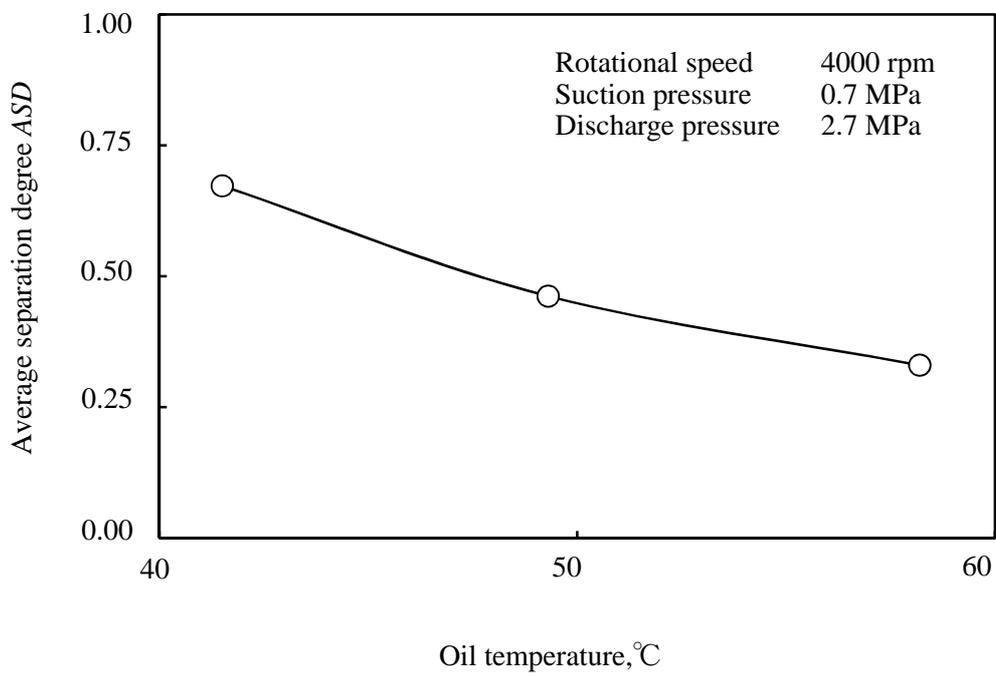


Fig.5.7 Effect of discharge pressure and rotational speed

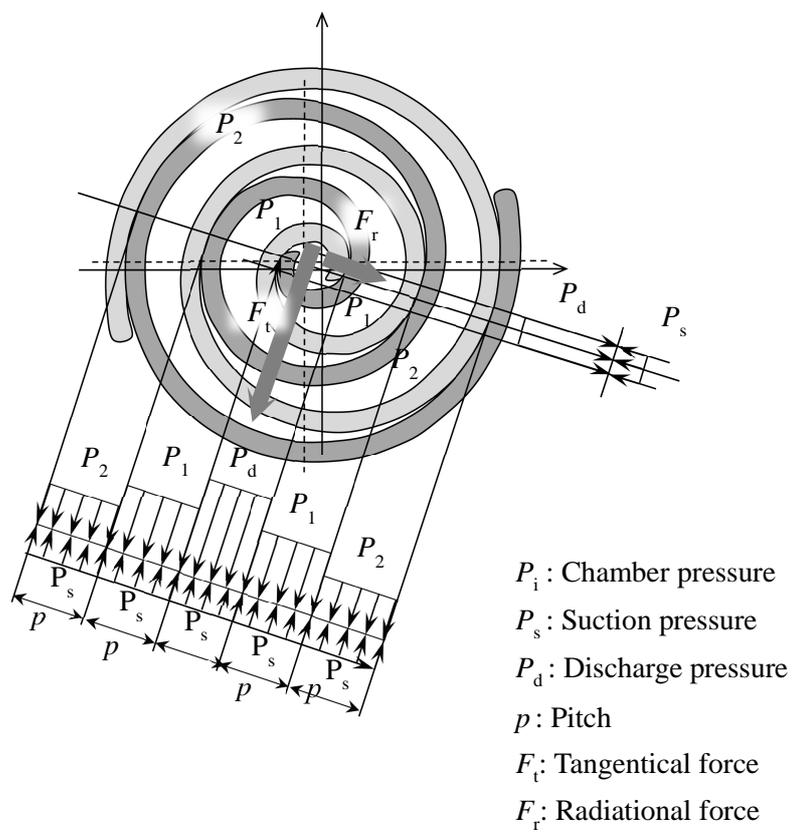


Fig.5.8 Bearing load caused by gas pressure

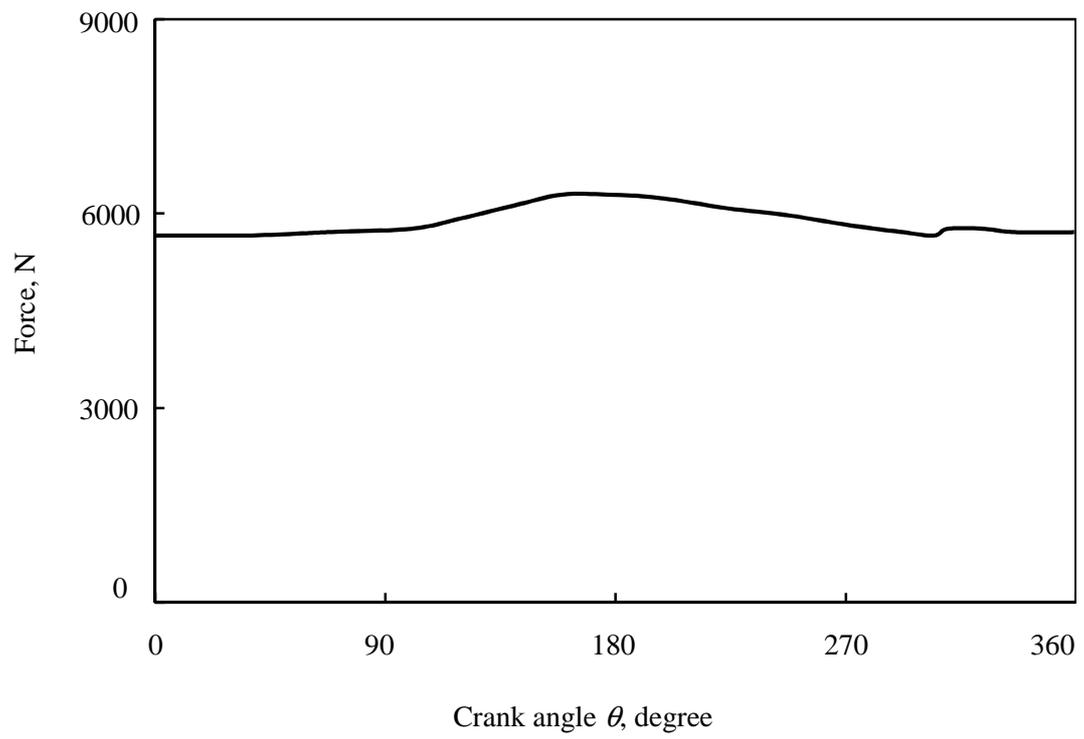


Fig.5.9 Bearing load vs. crank angle

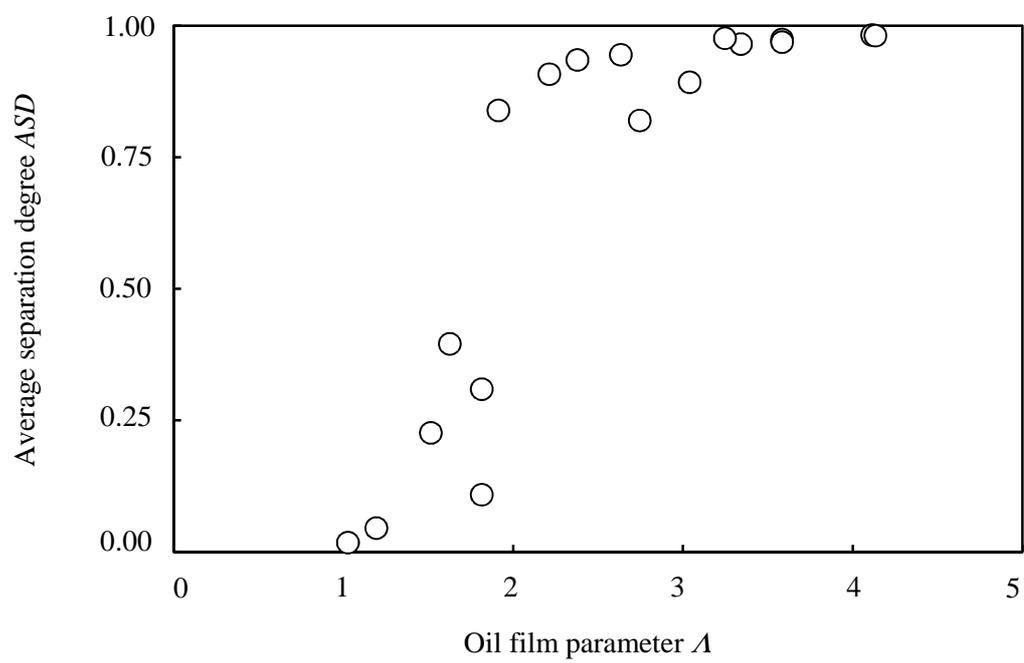


Fig.5.10 Average separation degree vs. oil film parameter

Table 5.5 Conditions & results of durability test

	Conditions			Results
	Width	Oil Temp.	$A$	Level
①	26mm	50°C	1.0	0
②	15mm	90°C	0.6	1
③	9mm	90°C	0.3	1
④	9mm	110°C	0.17	2

Table 5.6 Level of surface damage

Level	Deteriorate on surface of Journal
0	No damage
1	Attached bearing material
2	Roughness increase ( $R_a$ : 0.1 $\mu$ m $\rightarrow$ more than 0.5 $\mu$ m)

Table 5.7 Conditions of start-up test

Mode/ Condition	Temperature		Standby time
	In	Out	
Unit	°C	°C	hour
Cooling	27	35	6
Heating	20	0	

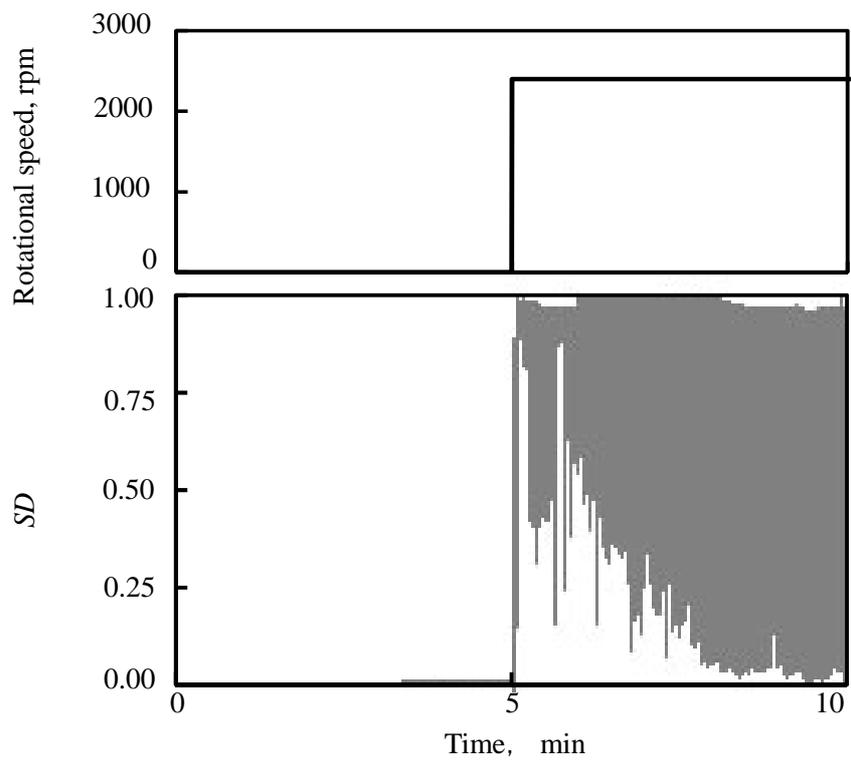


Fig.5.11 Variation in separation degree with time during cooling start-up process

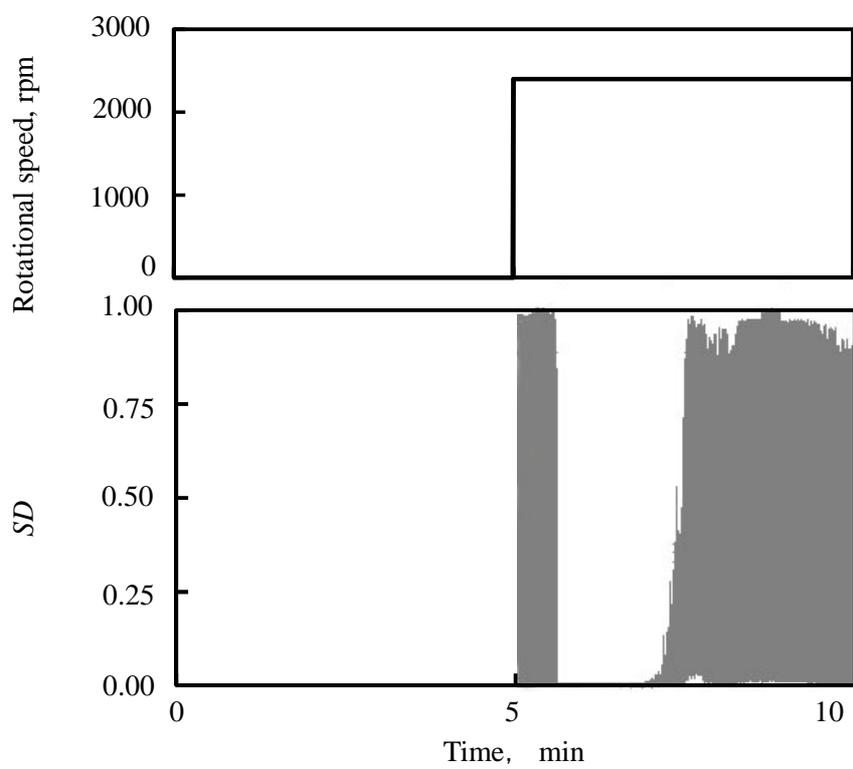


Fig.5.12 Variation in separation degree with time during heating start-up process

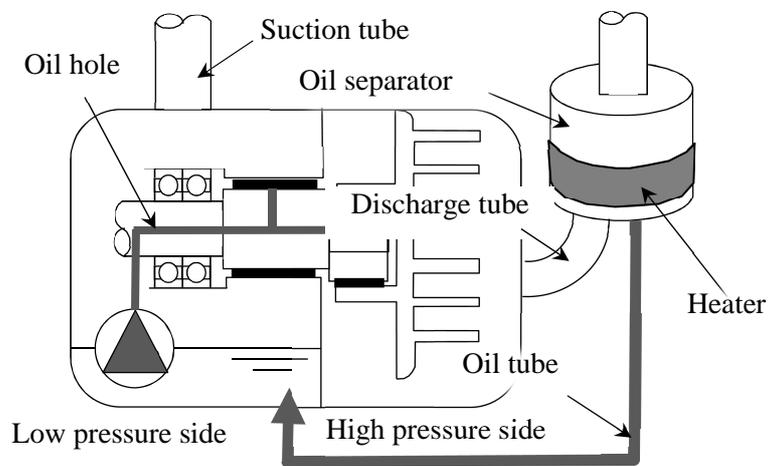


Fig.5.13 Oil separator heating

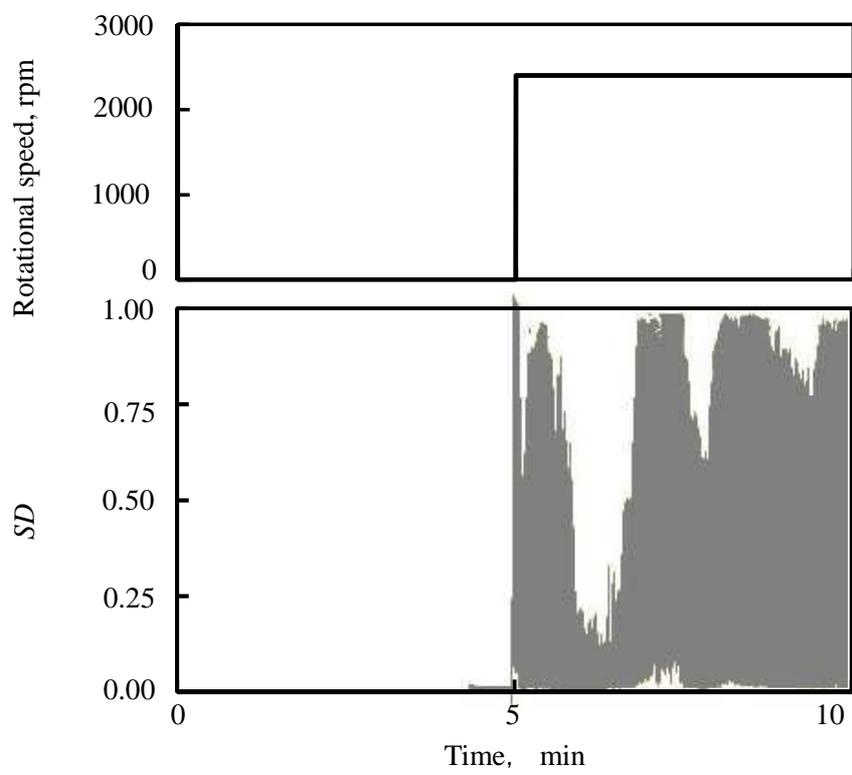


Fig.5.14 Separation degree with heater at oil separator

Table 5.8 Improving for start-up

	Current	Improved
Heater	Without	Equipped
Results (Level)	2	0

## 第6章 結 論

本研究はガスヒートポンプの信頼性向上を目的とし、空調機の信頼性に最も寄与の大きい圧縮機の潤滑解析に取り組んだ。圧縮機としては、ガスヒートポンプにて主に搭載されているマルチベーン式圧縮機とスクロール式圧縮機を取り上げた。空調機設計者が圧縮機の運転条件設定の際の設計指針となるよう、それぞれの圧縮機内の最も摺動条件の厳しい部位に対して潤滑解析を行い得られた結果を以下に示す。

- (1) マルチベーン式圧縮機においては、ベーン先端部が最も厳しい潤滑条件にさらされる。接触電気抵抗法を用いたベーン先端部での油膜計測の結果、吸入、圧縮ならびに吐出と一連の工程中においては、圧縮室間の差圧が最も大きくなる圧縮工程にてベーンへ付加される荷重が大きくなりベーン先端部の潤滑状態が悪化する。圧縮工程における潤滑不良は市場回収機での損傷位置とも傾向が一致した。

また、ガスヒートポンプ搭載時、市場環境下での油膜計測の結果、圧縮機が低回転速度ならびに高吸入圧力となる運転条件となる場合に、ベーン先端部の潤滑状態が悪化することが分かった。この低回転速度ならびに高吸入圧力におけるベーン先端の潤滑悪化は、運転条件を独立に変更できる要素試験での油膜計測ならびに耐久試験によるベーン摩耗量計測からも確認した。

- (2) 前項に示したベーン先端部潤滑を悪化させる運転条件の内、低回転速度についてはくさび油膜の生成能力の低下から理論的に説明ができる。もう一方の高吸入圧力条件下での潤滑悪化のメカニズムを明らかにするため、ベーン先端部の油膜厚さをベーン側面とベーンスロット間の摺動部も組み合わせた理論計算モデルを作成し理論解析を実施した。その結果、吸入圧力の上昇に伴いベーン先端のシリンダへの押付力が増加し、さらには冷凍機油の粘度が低下することが分かった。

吸入圧力上昇に伴い圧縮工程初期からベーンは高い圧縮室間差圧にさらされ、ベーン側面はベーンスロットに強く押し付けられる。しかし、圧縮工程初期においてベーンは楕円シリンダの長径部に位置するため、ベーン側面とベーンスロット間の摺動速度はほぼ0であり、ベーン側面とベーンスロット間のくさび油膜生成能力は非常に低い。そのため、ベーン側面とベーンスロット部間の潤滑状態は悪化し摩擦力が増加する。この摩擦力がベーン先端部の押付力に付加され、ベ-

ン先端部のシリンダへの押付力が増加することになる。冷凍機油の粘度低下に関しては、吸入圧力上昇に伴い圧縮工程中の圧縮室内圧力ならびに温度が増加し、高圧化による冷凍機油への冷媒溶解度の増加ならびに高温化による冷凍機油の基油自身の粘度低下が影響するものと考えられた。

- (3) 圧縮室内圧力挙動に関して詳細な計測を実施することにより、マルチベーン式圧縮機は、圧縮室内圧力が吐出圧力よりも高くなる過圧縮現象が大きいことが分かった。過圧縮は吐出経路の圧力損失により発生するため、回転速度の上昇に伴い、吐出される冷媒が高速となり圧力損失量の増加し、過圧縮量も増大する。また、圧力詳細計測と吐出弁挙動計測により、圧縮冷媒が圧縮室から吐出される際に発生する圧力脈動が、ロータ軸対称に位置するもう一方の吐出室に伝播し、吐出弁開口を阻害し過圧縮が増大していることも判明した。

そこで、圧力脈動が伝播する経路を閉鎖する改善方を提案し、実験により過圧縮が低減されることを確認した。併せて、圧力波が開放端にて負圧波で反射される特性を活かし、吐出弁経路長を調節することで負圧波となって戻ってくる圧力脈動により吐出弁開口を促し、更なる過圧縮低減も実施した。これらの過圧縮低減方策により、定格条件となる回転速度 3000rpm において、圧縮効率を約 5% 改善することができた。

- (4) 近年、空調機の高効率化のため採用が拡大しているスクロール式圧縮機に関しても、圧縮機内で最も摺動条件が厳しいクランク軸のジャーナル軸受部の潤滑に対して接触電気抵抗法による実験的解析と簡易的な油膜厚さ計算手法を用いて潤滑解析を実施した。その結果、冬季暖房起動時において著しい潤滑不良が発生することが確認され、これに対する改善方策の提案と効果の実証を行った。

油膜厚さ計算手法について、実機における接触電気抵抗法による油膜計測と耐久試験による軸受部損傷の計測とを組み合わせ、計算結果の妥当性と信頼性確保のためのクライテリアを示した。また、冬季暖房起動時に発生する液冷媒の圧縮機への混入による潤滑不良現象に関して、油膜計測と耐久試験により定量的な確認を実施した。この対策としてオイルセパレータへのヒータ設置を提案し、この効果についても油膜計測と耐久試験により定量的な確認を実施し、対策の有効性を示した。

## 研究業績

### 1) 査読付論文

- ① 呉服栄太, 村木正芳: マルチベーン式圧縮機における吐出経路の最適設計, 設計工学, 48 巻, 8 号(2013) 381-387.
- ② 呉服栄太, 村木正芳: スクロール圧縮機のジャーナル軸受部の信頼性設計, 設計工学, 48 巻, 10 号(2013) 473-479

### 2) 国際会議口頭発表

- ① E. Kureha and M. Muraki: Parameters Affecting Oil Film Formation between Top of Vane and Cylinder of Multiple Vane Type Compressors Proc. of World Tribology Congress 2009, Kyoto (2009-9) 371.
- ② Eita Kureha and M. Muraki: Oil Film Formation in the Sliding Parts of Vane of Multiple Vane Type Compressor, Proc. of World Tribology Congress 2013, Torino, Italy, September 8-13, 2013, 60-62.
- ③ Eita Kureha and M. Muraki: Lubrication State on the Sliding Part of a Multiple Vane Type Compressor, Proc. of ICDES2014.

### 3) 国内会議口頭発表

- ① 呉服栄太, 村木正芳: マルチベーン式圧縮機のベーン先端の油膜形成に及ぼす要因, 日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集, 佐賀(2007-9)211-212
- ② 呉服栄太, 村木正芳: マルチベーン式圧縮機の圧縮室内圧力挙動計測, 日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集, 東京(2008-5)137-138
- ③ 呉服栄太, 村木正芳: マルチベーン式圧縮機における圧力脈動を利用した過圧縮の低減, 日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集, 名古屋(2008-9)335-33
- ④ 呉服栄太, 村木正芳: スクロールコンプレッサすべり軸受部の起動時の信頼性評価, 日本設計工学会 2012 年度秋季大会研究発表講演会講演論文集, 富山(2012-9) 103-104

### 4) 学会賞

- ① 2013 年度日本設計工学会 武藤栄次賞優秀設計賞  
呉服栄太, 村木正芳: 吐出圧力脈動を利用した高効率高信頼性マルチベーン式圧縮機, 日本設計工学会, 2014-5.

## 謝 辞

本研究は、著者が社会人入学により湘南工科大学大学院工学研究科(博士後期課程)に在学し、村木 正芳教授のご指導のもとに行ったものであります。村木 正芳教授には、ここに深く感謝の意を表します。また、本論文の作成にあたり、貴重なご意見、ご教示を頂いた湘南工科大学大学院の、森棟 隆昭教授、文沢 元雄教授、北洞 貴也教授に厚く御礼申し上げます。

社員として在籍致しますヤンマー株式会社におきましては、著者に社会人入学の機会を与えて下さり本研究の遂行に終始ご理解を頂いた、荻田 広専務、中路 秀宏取締役、川建 治研究所長、大久保 稔技監、伊賀 淳郎部長、ならびに日々の業務にてご支援頂きました森本 洋平殿、上西 隆文殿に厚く御礼申し上げます。また、実機計測にてたいへんお世話になりました同社福留 二郎主席、南 健一殿ならびにヤンマーエネルギーシステム株式会社の大田 良和グループリーダー、延原 寛彦殿には心より御礼申し上げます。

最後となり恐縮ですが、湘南工科大学での在学期間中、いろいろお世話下さりアドバイスを頂きました村木ゼミの皆様にも厚く御礼申し上げます。