

CO2冷媒スクロール圧縮機における圧縮機構部の変形及びラップ間の押接力に関する研究

| | |
|-------|---|
| メタデータ | 言語: ja 出版者: 静岡大学 公開日: 2012-01-13 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 鷗田, 晃 メールアドレス: 所属: |
| URL | https://doi.org/10.14945/00006371 |

静岡大学 博士論文

CO₂冷媒スクロール圧縮機における圧縮機構部
の変形及びラップ間の押接力に関する研究

2009年12月

大学院 自然科学系教育部
環境・エネルギーシステム専攻

鷺田 晃

目次

| | | |
|-------|--|----|
| 第1章 | 序論 | 1 |
| 1.1 | 研究の背景 | 1 |
| 1.2 | 従来の研究 | 2 |
| 1.3 | 本研究の目的 | 4 |
| 1.4 | 本論文の構成 | 6 |
| | 参考文献 | 7 |
| 第2章 | CO ₂ 冷媒をヒートポンプ給湯機に用いた場合の有用性と圧縮機の課題 | 16 |
| 2.1 | 緒言 | 16 |
| 2.2 | スクロール圧縮機の構造 | 16 |
| 2.3 | CO ₂ 冷媒をヒートポンプ給湯機に用いた場合の有用性 | 18 |
| 2.3.1 | ヒートポンプの仕組みと COP の定義 | 18 |
| 2.3.2 | CO ₂ 冷媒の特徴 | 19 |
| 2.3.3 | CO ₂ 冷媒をヒートポンプ給湯機に用いた場合の理論 COP の優位性 | 20 |
| 2.3.4 | CO ₂ 冷媒を用いたヒートポンプ給湯機の概要 | 21 |
| 2.4 | CO ₂ 冷媒スクロール圧縮機の課題 | 22 |
| 2.5 | 圧縮室の給油に関する技術 | 22 |
| 2.6 | アキュムレータレスに関する技術 | 24 |
| 2.6.1 | 液冷媒リリース機構に関する技術 | 24 |
| 2.6.2 | 旋回スクロールの離脱抑制に関する技術 | 26 |
| 2.7 | スクロールラップ部に関する技術 | 29 |
| 2.8 | スラスト軸受に関する技術 | 29 |
| 2.8.1 | スラストコロ軸受に関する技術 | 30 |
| 2.8.2 | スラスト軸受に柔構造を採用した技術 | 31 |
| 2.9 | CO ₂ 冷媒スクロール圧縮機の更なる高性能化に向けて | 32 |
| | 参考文献 | 34 |
| 第3章 | CO ₂ 冷媒スクロール圧縮機の圧縮機構部の変形に関する研究 | 36 |
| 3.1 | 緒言 | 36 |
| 3.2 | 固定スクロールに発生する変形を検討するにあたっての共通事項 | 38 |
| 3.2.1 | 固定スクロール及びフレームの機械的物性値の測定 | 38 |
| 3.2.2 | 等価剛性を持つ鏡板の検討 | 40 |
| 3.2.3 | 変形の定義と運転条件 | 41 |
| 3.3 | 固定スクロールに発生する圧力変形 | 42 |

| | | |
|-------|---|-----|
| 3.4 | 固定スクロールに発生する熱変形 | 44 |
| 3.4.1 | 運転時の温度測定 | 44 |
| 3.4.2 | 温度差による変形解析 | 46 |
| 3.5 | 固定スクロールに発生する溶接変形 | 47 |
| 3.5.1 | 溶接過程及び溶融部の観察 | 47 |
| 3.5.2 | 溶接変形解析 | 50 |
| 3.5.3 | 溶接変形実験 | 53 |
| 3.6 | 固定スクロールに発生するボルト締結変形 | 54 |
| 3.7 | 固定スクロールの鏡板の厚みと変形の関係 | 55 |
| 3.8 | ひずみゲージを用いた固定スクロールの運転時変形の測定 | 57 |
| 3.8.1 | 実験の概要 | 57 |
| 3.8.2 | ひずみゲージの校正 | 58 |
| 3.8.3 | 運転時の変形測定の方法 | 61 |
| 3.8.4 | 圧力変形と熱変形の分離 | 62 |
| 3.9 | 旋回スクロールに発生する圧力変形と熱変形 | 65 |
| 3.9.1 | 旋回スクロールの機械的物性値の測定 | 65 |
| 3.9.2 | スロープ形状と圧力による接触変形解析 | 66 |
| 3.9.3 | 熱変形を考慮したスロープ形状の検討 | 74 |
| 3.10 | 結言 | 76 |
| | 参考文献 | 77 |
| 第4章 | CO ₂ 冷媒スクロール圧縮機のラップ間に作用する押接力に関する研究 | 78 |
| 4.1 | 緒言 | 78 |
| 4.2 | 力の定義と釣り合い | 79 |
| 4.3 | 押接力算出方法の概要 | 81 |
| 4.4 | 接線方向力の算出 | 82 |
| 4.4.1 | 半径方向及び接線方向ガス力の計算 | 82 |
| 4.4.2 | 運動力学解析に基づくエネルギーバランス | 84 |
| 4.4.3 | 指圧線図解析によるガス圧縮動力の分離 | 90 |
| 4.4.4 | スラスト軸受部での機械損失の分離 | 91 |
| 4.5 | 油膜合力遅れ角度の測定 | 93 |
| 4.6 | 運転条件と実験結果 | 95 |
| 4.6.1 | 運転条件と軸可動量比の定義 | 95 |
| 4.6.2 | 一回転中の押接力 | 96 |
| 4.6.3 | 回転速度変化時の押接力 | 100 |
| 4.6.4 | 接線方向力変化時の押接力 | 102 |

| | | |
|-------------|--|-----|
| 4.6.5 | 軸可動量比変化時の押接力 | 103 |
| 4.7 | 2次元解析モデルによる押接力の特性 | 106 |
| 4.8 | 押接力と性能の関係 | 109 |
| 4.9 | 結言 | 113 |
| | 参考文献 | 114 |
| 第5章 | CO ₂ 冷媒スクロール膨張機に関する研究 —研究成果の応用— | 116 |
| 5.1 | 緒言 | 116 |
| 5.2 | 膨張機特有の課題 | 117 |
| 5.3 | 軸方向隙間のコントロール | 118 |
| 5.3.1 | 軸方向力の解析検討 | 119 |
| 5.3.2 | 膨張機の起動特性 | 121 |
| 5.4 | 半径方向隙間のコントロール —軸可動量比と効率の関係— | 122 |
| 5.5 | 結言 | 124 |
| | 参考文献 | 125 |
| 第6章 | 結論 | 126 |
| | 記号の説明 | 129 |
| APPENDIX A: | p-h 線図とヒートポンプサイクル | 134 |
| APPENDIX B: | 特性評価装置 | 139 |
| APPENDIX C: | 本研究で使用した FEM 構造解析ソフトウェアの特徴 | 143 |
| | 謝辞 | 146 |
| | 論文目録 | 147 |

第1章 序論

1.1 研究の背景

地球温暖化防止に向けた温室効果ガス排出抑制の切り札のひとつとして注目されているのが、ヒートポンプ技術である。ヒートポンプは冷媒を介して大気から熱をくみ上げ、冷却や加熱を行う方法で、基本的に機器を動かす動力よりも大きな熱エネルギーを取り出すことができる。ヒートポンプ機器の歴史は古く、19世紀前半には現在の冷凍機とほぼ同じ基本要素で構成された製氷機の特許が取得されている。使用されてきた冷媒としては、19世紀後半から20世紀前半までにおいては、主にアンモニアが冷凍機用として用いられてきたが、毒性・可燃性が強く、深刻な漏洩事故を起こしていた。1928年にフルオロカーボンが発明されると、その優れた熱力学的特性や毒性・可燃性がないことから、業務用、民生用を問わず、冷凍機や空調機に広く普及してきた。フルオロカーボンとは、ハイドロカーボン(HC)を基本として、水素原子を塩素やフッ素などで置換したハロゲン化炭化水素の総称であり、無臭で毒性・可燃性もなく安定な物質である。フルオロカーボンの中でも、水素を全てフッ素で置換したパーフルオロカーボン(PFC)、水素を全て塩素とフッ素で置換したクロロフルオロカーボン(CFC)、一部の水素を塩素とフッ素で置換したハイドロクロロフルオロカーボン(HCFC)、一部の水素をフッ素で置換したハイドロフルオロカーボン(HFC)の4種類に分類される。

一方、フルオロカーボンに含まれる塩素原子によってオゾン層が破壊されることが指摘され、オゾン層を破壊する物質に関するモントリオール議定書が1987年に採択されて以来、先進国ではクロロフルオロカーボン(CFC)は既に1995年末に全廃され、ハイドロクロロフルオロカーボン(HCFC)は2020年までに全廃することが明記された。これらの冷媒の代替として用いられることになったハイドロフルオロカーボン(HFC)は、塩素原子を含まないことから、オゾン層を破壊しない特徴を有している。しかしながら、温暖化係数が二酸化炭素と比較して数百～数千倍近くあることから、1997年に開かれた気候変動枠組条約第3回締約国会議¹⁾(COP3, 京都会議)によって、排出抑制対象ガスに指定された。これによって、ハイドロフルオロカーボン(HFC)を用いた機器、例えば家庭用エアコン等は、運転時の省エネルギー化による間接的な温室効果ガスの排出削減に加えて、機器使用時の冷媒の漏洩防止や廃棄時の回収による直接的な温室効果ガスの排出削減にも慎重な取り扱いが求められている。この様な状況のなかで、フルオロカーボンではなく自然界に存在する物質(アンモニア、ハイドロカーボン、二酸化炭素、空気、水等、自然冷媒と呼ばれる)が再度見直され、冷媒として用いる研究が盛んに行われている。

本研究では、二酸化炭素を冷媒としたヒートポンプ技術を用いた給湯機に搭載されるスクロール圧縮機に関する技術を対象とする。日本における2005年度の最終エネルギー消費の民生部門の内訳をみると、給湯が占める割合は約3割と大きい。空調や照明については機器の省エネルギー化の取り組みが進むなか、給湯については従来ガス等の化石燃料の燃

焼を熱源としてきたために、画期的な省エネルギー化は進んでいなかった。しかしながら、給湯機をヒートポンプ化することによって、運転時のエネルギー消費を大幅に削減することができ、また、二酸化炭素の温暖化係数は1であり、製品廃棄時等における冷媒漏洩による直接的な温室効果も抑制することができるため、温暖化対策技術として注目²⁻³⁾されている。そういった状況の中で、2001年二酸化炭素冷媒を用いたヒートポンプ給湯機がエコキュートという商品名で市場に導入された。市場への円滑な導入を図るための支援措置として、エコキュート補助金制度も導入されている。消費者から見ても、オール電化住宅によるランニングコストから見たメリット、火を使わないことによる安心感や環境配慮型商品に対する支持もあり、2007年時点で累計普及約125万台、2010年の累計普及台数として約300万台が見込まれている。エコキュートの一年で使用する給湯に係る熱量を一年間で必要な消費電力量で除した年間給湯効率は3.0以上であり、1次エネルギー換算で燃焼系給湯機と比べて約30%のエネルギー削減を達成している。また発電所で排出される二酸化炭素まで考慮すると約45%の二酸化炭素排出量を削減⁵⁻⁸⁾できる。

以上のように、二酸化炭素を冷媒としたヒートポンプ給湯機は、民生部門のエネルギー消費を削減することが期待されているが、一方で取り組むべき目標や克服すべき課題も多く残されている。運転時に高温かつ高差圧となる二酸化炭素を冷媒とした場合、従来のフルオロカーボン系冷媒と比べて圧縮機の高効率化及び信頼性の確保に特段の配慮が必要であり、それらを克服することが最も大きな目標・課題のうちの1つである。その他にも、貯湯ユニット内のタンクの放熱を抑制する断熱技術、設置面積を小さくして狭小地や集合住宅への設置を容易にする小型化技術開発などが課題として挙げられる。今後、二酸化炭素冷媒対応の圧縮機技術を核として、二酸化炭素を冷媒としたヒートポンプ給湯機を更に普及拡大させることが、持続可能で豊かな社会の構築に向けた企業の社会的責任として求められている。

1.2 従来の研究

本研究で対象とするスクロール圧縮機の基本原理は、1905年に米国で特許⁹⁾が取得されたが、高精度の加工及び測定技術が確立するまで長年実用化には至らなかった。ようやく1970年代に入ってから米国のADL研究所でスクロールの製品化に向けた研究開発が本格化したことを皮切りに、自動車エアコンを始め、ビルや業務用エアコン、家庭用エアコン、冷凍ユニットなどの様々な分野に広がっている。それに伴い、スクロール圧縮機の研究が活発に行われている。

スクロール圧縮機の解析的な研究としては、森下ら¹⁰⁻¹³⁾、萩本ら¹⁴⁻¹⁵⁾、荒田ら¹⁶⁾、Tojoら¹⁷⁾、Yanagisawaら¹⁸⁾による基本的な幾何理論や力学解析に関する研究が報告されている。特に、石井ら¹⁹⁻²²⁾は、運動力学解析の基礎的な研究に基づいて、機械効率を最大化するスクロール圧縮機の最適設計への指針を提示している。また、森ら²³⁻²⁵⁾は、旋回機構にボール継手と従動クランクを用いたスクロール圧縮機において、ラップの接触力

と旋回スクロールの慣性を考慮した運動力学解析を行い、旋回スクロールの自転挙動を予測することができることを示している。また、スクロール圧縮機のラップ形状に関する代表的な研究として、平野ら²⁶⁻²⁹⁾による吐出行程完了時の容積が零となるプロフィール、石井ら³⁰⁻³¹⁾によるアルキメデス曲線を用いた研究、香曾我部ら³²⁻³⁴⁾による代数螺旋を用いた研究が挙げられ、その後も各研究機関においてラップ形状に関する研究成果³⁵⁻⁴⁰⁾が多数報告されている。

また、スクロール圧縮機の効率を向上させるために、機械損失、圧縮損失などの損失要因別の種々の取組みが報告されている。機械損失については、スラスト軸受部とジャーナル軸受部に大別できるが、スラスト軸受部の機械損失は大きな割合を占めるため、種々の潤滑・摩擦特性に関する研究⁴¹⁻⁴³⁾が報告されている。特に、奥ら⁴⁴⁻⁴⁶⁾は、スラスト軸受部の潤滑メカニズムに関する理論的・実験的研究の成果を利用し、スラスト軸受部の最適設計への指針を示している。ジャーナル軸受部については、小山ら⁴⁷⁾、西脇ら⁴⁸⁾による基礎的な潤滑・摩擦特性に関する研究、山中ら⁴⁹⁾による軸受材料をカーボン基材の気孔に金属を溶侵させて摩擦係数低減を図った研究が報告されている。

また、圧縮損失を低減する取組みとして、圧縮室内へのオイルを注入する種々の取組みが報告されている。椎林ら⁵⁰⁻⁵¹⁾は、圧縮室内を循環するオイルの攪拌損失を定量化し、オイルのシール効果と冷却作用から圧縮性能に及ぼす影響を明確にした。小堀ら⁵²⁾は、圧縮室へオイルを注入すると、適量であればシールオイルとして作用するが、多すぎると冷媒が加熱されて体積効率が低下するために、オイル注入量に最適値が存在することを示した。Drostら⁵³⁾、藤村ら⁵⁴⁾、Toyamaら⁵⁵⁾、澤井ら⁵⁶⁾によっても、オイル注入量に最適値が存在する研究成果が報告されている。また、圧縮室を形成するラップ間の半径方向隙間やラップ先端の軸方向隙間での漏れ特性について、種々の基礎的な研究が報告⁵⁷⁻⁶⁴⁾されている。

また、スクロール圧縮機の効率を更に向上させるために、運転時のスクロール圧縮機の損失分析、隙間測定、温度測定等、様々な分析・測定手法についての研究が報告されている。椎林ら⁶⁵⁾、下地ら⁶⁶⁾による、指圧線図解析に基づく各要素別の損失量分析、Linら⁶⁷⁾、Jang⁶⁸⁾らによる、運転時の旋回スクロールの温度分布の測定に基づく変形や伝熱に関する研究、藤原ら⁶⁹⁾、Yangら⁷⁰⁾による、ラップ先端の隙間の測定に関する研究、佐々ら⁷¹⁾、小山ら⁷²⁻⁷³⁾、小野ら⁷⁴⁾、柳瀬ら⁷⁵⁾による、摺動部の潤滑状態の計測・観察や摩擦トルクの測定方法に関する研究が報告されている。

また、近年計算機の進歩により、有限要素法を用いた構造解析（以下 FEM 構造解析: Finite Element Method と呼ぶ）や数値流体解析（以下 CFD: Computational Fluid Dynamics と呼ぶ）をスクロール圧縮機に適応した研究が多数報告されている。Suefujiら⁷⁶⁾は、ラップの熱及び圧力による変形を FEM 構造解析により計算し、軸方向の変形が性能に及ぼす影響を明らかにした研究、谷口ら⁷⁷⁾は、圧縮機の密閉容器内の冷媒ガス流動を CFD により計算し、その計算結果がオイル吐出量低減やモータ冷却性能を評価する有用な手段となり得ること

を示した。また、Yuら⁷⁸⁾は、運転時の固定スクロールの変形をFEM構造解析によって計算し、変形を抑えながら磨耗量や漏れ及び固定スクロールの鏡板の厚みを減らせる構成を示した。また、中井ら⁷⁹⁾は、運転時の旋回スクロール及び固定スクロールの変形をFEM構造解析によって計算し、運転時のラップ間の半径方向隙間の変化について報告している。特に、伊藤ら⁸⁰⁻⁸⁴⁾は、吸入及び吐出圧力脈動にCFDを適応し、騒音予測や体積効率向上の検討に用いた報告、Cuiら⁸⁵⁻⁸⁸⁾は、スクロール圧縮機の吸入から吐出までの圧縮過程を3次元非定常流れとしてCFDを適応し、ダミーポートの設計指針を示した報告等、適応可能でより実用に即したスクロール圧縮機の研究成果が報告されている。

上記以外にスクロール圧縮機に関する研究としては、容積可変⁸⁹⁻⁹¹⁾に関する研究、背圧調整機構を用いた高効率化⁹²⁻⁹⁶⁾に関する研究、冷媒インジェクション⁹⁷⁻¹⁰⁴⁾に関する研究、アキュームレスやトライポロジー等の信頼性向上¹⁰⁵⁻¹⁰⁸⁾に関する研究、騒音・振動低減や測定手法¹⁰⁹⁻¹¹⁷⁾に関する研究、ラップの高精度加工¹¹⁸⁻¹²³⁾に関する研究などが挙げられる。

一方、スクロール圧縮機に限らず、二酸化炭素（以下：CO₂）冷媒圧縮機に関する研究としては、桧川ら¹²⁴⁾は、スイング型ロータリ圧縮機をCO₂冷媒に適応した場合の優位性について報告した例、萩田ら¹²⁵⁾は、自動車エアコン向けスクロール圧縮機の押し付け構造及び静圧アシスト軸受を適応した例、今井ら¹²⁶⁾は、CO₂冷媒用2段圧縮のロータリ圧縮機についての基本性能や信頼性結果などを報告した例、Maeyamaら¹²⁷⁾は、従来の空調用に用いられているシングルシリンダ型ロータリ圧縮機をCO₂冷媒に適応した場合の要素技術となるコーティング技術を報告した例など、企業を中心とした研究機関によって実用化に関する研究が報告されている。空調・給湯向けCO₂冷媒スクロール圧縮機に関する研究については、第2章にて別途詳細に紹介する。

1.3 本研究の目的

スクロール圧縮機には、軸方向隙間からの漏れと半径方向隙間からの漏れの主に2つの経路の漏れが存在する。従来のフルオロカーボン系冷媒に比べてCO₂冷媒は高温かつ圧力差が大きいことから、CO₂冷媒スクロール圧縮機の高効率化及び信頼性の確保を図るためには、軸方向隙間に関係する圧縮機構部の変形及び半径方向隙間に関係するラップ間の押接力の特性を把握した上で最適化し、摺動による損失を増やすことなく圧縮途中の内部漏れを減らして図示効率や体積効率を上げることが重要である。

軸方向隙間からの漏れの防止機構として、従来のフルオロカーボン系冷媒スクロール圧縮機における研究では、スクロールラップ先端に溝を加工し、その溝の中にチップシールを入れることによって漏れを防止する方法¹²⁸⁾、旋回スクロールの反圧縮室側に背圧室を設けて中間圧を印加して固定スクロールに押し付ける背圧調整機構を採用し、軸方向隙間を縮小することによって漏れを防止する方法⁹³⁾がある。これらの技術をCO₂冷媒スクロール圧縮機に展開する場合は、圧縮機構部が高温・高圧で、圧縮室間の差圧も大きくなる

ことを考慮しなければならない。チップシールを適応する場合は、各部材の熱膨張差によって巡回スクロールのラップ先端の溝とチップシールとの間の隙間が拡大し、漏れが増大することが予想される。一方、背圧室を設けて巡回スクロールを固定スクロールに押し付けて軸方向隙間を縮小する場合においても、固定スクロール及び巡回スクロールの運転時の変形を正確に把握できていなければ、一部で強い接触摺動が発生してカジリや異常摩耗の原因となる場合や、反対に軸方向隙間が広い場所が存在することによって漏れを増大させたりする場合が懸念されるので、運転時に発生する変形を正確に把握した上で対策をとる必要がある。しかしながら、CO₂冷媒に関して、特に詳細に研究した例は報告されていない。

そこで、本研究では、CO₂冷媒スクロール圧縮機の圧縮機構部の変形に着目し、運転時の固定スクロールに発生する圧力変形や熱変形の特徴を解析的に把握する。また、溶接による変形とボルト締結による変形を解析的及び実験的に把握し、固定スクロールの鏡板の厚さを適切に選択することによって運転時に固定スクロールの変形を抑える事ができることを明らかにする。更に、運転時の固定スクロールの変形をひずみゲージを用いて測定し、圧力変形と熱変形の解析結果の妥当性について検証する。また、巡回スクロールの変形については、ラップ先端及び底部にスロープ形状を施し、解析的及び実験的な検討によって、スロープ形状の指針及び性能特性について明らかにする。

一方、半径方向隙間からの漏れを防止するために、可変クランク方式¹²⁹⁾が提案されている。この方式では、軸のクランクピンと巡回スクロールとの間に設けられたスライドブッシュがスライドすることによって巡回スクロールの巡回半径が変化し、巡回スクロールのラップを固定スクロールのラップに適度に押し付けて漏れを防止している。しかしながら、スライドブッシュの構成上の制約によってクランクシャフトの主軸部直径は大きくなってしまいうデメリットがある。この技術をCO₂冷媒スクロール圧縮機に展開する場合は、圧縮機の小型化が困難となる場合や、主軸受部における機械損失が増大するという課題が懸念される。一方で、固定クランク方式を採用する場合においては、巡回スクロールのラップを固定スクロールのラップに押し付ける押接力について、解析的に把握した研究¹³⁰⁻¹³³⁾が報告されている。しかしながら、巡回スクロールが固定スクロールのラップに接触することによって、偏心軸及び主軸受の隙間や油膜形成が変化すると考えられるが、それらの影響を考慮した押接力の特性に関する詳細な研究は報告されていない。

そこで、本研究では、固定半径クランク方式を採用したCO₂冷媒スクロール圧縮機について、主軸受に発生する油膜圧力分布を測定することによって、巡回スクロールと固定スクロールのラップ間に作用する押接力の特性及び発生メカニズムについて検討する。また、各軸受隙間と巡回半径を同時に考慮する軸可動量比をパラメータとして導入し、各軸受部における力の釣り合いと油膜圧力分布の計算値から、軸可動量比を変化させたときの押接力を求めて、実験結果と比較検討する。また、押接力を変化させることによって、圧縮機の性能特性についても検討する。最後に、CO₂冷媒スクロール圧縮機において検討した内容を、CO₂冷媒スクロール膨張機に適応し、本研究の有用性について検討する。

1.4 本論文の構成

本論文は全6章で構成されている。第1章は序論として、本研究の背景、従来の研究及び本研究の目的について説明した。

第2章では、本研究で対象にしたスクロール圧縮機の構造、CO₂冷媒の特徴、並びにCO₂冷媒をヒートポンプ給湯機に用いた場合の有用性について説明する。また、スクロール圧縮機のCO₂冷媒対応技術に関する研究について概説した上で、高性能化に向けた着眼について説明する。

第3章では、スクロール圧縮機の軸方向隙間に関係する圧縮機構部の変形に着目し、固定スクロールの変形については、固定スクロールの厚みを適切に選択することによって運転時の変形を最小化し、旋回スクロールの変形については、ラップ先端及び底面にスロープ形状を導入することによって運転時の変形を考慮する取り組みを行う。最後に、スロープ量と圧縮機の性能の関係について説明する。

第4章では、スクロール圧縮機の半径方向隙間に関係するラップ間の押接력에着目し、主軸受に発生する油膜圧力を測定することによって、旋回スクロールと固定スクロールのラップ間に作用する押接力の特性を実験的に把握する。また、旋回スクロールのラップが固定スクロールのラップに接触することによる、偏心軸受及び主軸受の隙間と油膜形成への影響を考慮した解析結果と実験結果を比較し、押接力の発生メカニズムについても検討する。最後に、押接力と圧縮機の性能の関係について説明する。

第5章では、スクロール圧縮機において検討した内容を、スクロール膨張機に適応した場合の有用性について検討する。

第6章では、結論として、本論文を総括する。

参考文献

- 1) 気候変動に関する国際連合枠組条約の京都議定書, 1997.
- 2) 財団法人ヒートポンプ・蓄熱センター, ノンフロン技術－自然冷媒の新潮流－, 平成 16 年 2 月.
- 3) 日本冷凍空調学会冷凍空調便覧改訂委員会, 冷凍空調便覧第 II 巻機器編, 平成 18 年 3 月.
- 4) IPCC レポート, 2007 年第 4 次評価報告書.
- 5) 経済産業省資源エネルギー庁, エネルギーに関する年次報告書, 平成 19 年度.
- 6) 環境庁, 温室効果ガス排出量算定方法に関する検討結果, 平成 12 年 9 月.
- 7) 東京電力ホームページ, エコキュートとは(2008).
- 8) 佐古猛監修, 超臨界流体技術の開発と応用, シーエムシー出版, pp.255-263(2008)
- 9) Creux, L., Rotary Engine, US Patent No.801, 182 (1905).
- 10) 森下悦生, 杉原正浩: スクロール圧縮機の幾何理論, ターボ機械, Vol.13, No.4, pp.209-219 (1985.04).
- 11) 森下悦生, 杉原正浩: スクロール圧縮機設計上のいくつかの問題について, 日本機械学会論文集(B編), Vol.52, No.477, pp.2121-2130 (1986.05).
- 12) 森下悦生, スクロールコンプレッサとその応用, ターボ機械, Vol.17, No.9, pp.569-575 (1989.09).
- 13) 森下悦生, スクロール圧縮機の基礎技術, ターボ機械, Vol.21, No.12, pp.720-728 (1993.12).
- 14) 萩本清, 平川進次, 平野隆久: スクロール圧縮機の力学的挙動解析, 三菱重工技報, Vol.23, No.2, pp.154-159 (1986.03).
- 15) 萩本清, 平川進次, 平野隆久: スクロール圧縮機の力学解析, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, No.20-shunen kinen, pp.117-120 (1986.03).
- 16) 荒田哲哉, 内川直志: スクロール圧縮機スクロール駆動系の挙動解析, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, No.20-shunen kinen, pp.121-124 (1986.03).
- 17) Tojo, K., Ikegawa, M., Maeda, N., Machida, S., Shiibayashi, M., Uchikawa, N.: Computer modeling of scroll compressor with self adjusting back-pressure mechanism, Proc. of 8th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, pp.872-886 (1986).
- 18) Yanagisawa, T., Cheng, M. C., Fukuta, M., Shimizu, T., Optimum Operating Pressure Ratio for Scroll Compressor, Proc. of 10th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, pp.425 (1990).
- 19) Ishii, N., Fukushima, M., Sano, K., Sawai, K.: A study on dynamic behavior of a scroll compressor, Proc. of 8th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, pp.901-916 (1986).
- 20) 石井徳章, 福嶋雅文, 沢井清, 佐野潔, 今市憲作: スクロール圧縮機の動的挙動 機械力学的解析, 日本機械学会論文集(C編), Vol.53, No.491, pp.1368-1376 (1987.07).
- 21) 石井徳章, 山村道生, 唐土宏, 村松繁, 沢井清, 山向昌樹: 吸込み容積の異なるスクロール圧縮機の機械効率, 日本機械学会論文集(C編), Vol.53, No.495, pp.2295-2302 (1987.11).

- 22) 石井徳章, 山本修一: スクロール圧縮機の基本的な最適化設計, ターボ機械, Vol.21, No.12, pp.729-733 (1993.12).
- 23) 森達志, 田上浩樹, 清水孝, 柳沢正: スクロール圧縮機における旋回スクロールの力学的挙動解析, 日本機械学会論文集(B編), Vol.60, No.572, pp.1290-1295 (1994.04).
- 24) 森達志, 柳沢正, 清水孝, 田上浩樹: スクロール圧縮機における旋回スクロールの力学的挙動解析 自転運動の解析, 日本機械学会論文集(B編), Vol.61, No.582, pp.536-541 (1995.02).
- 25) 森達志, 田上浩樹, 柳沢正, 清水孝: スクロール圧縮機の性能に対する旋回歯形の自転の影響, 日本機械学会論文集(B編), Vol.61, No.585, pp.1730-1735 (1995.05).
- 26) 平野隆久, 萩本清: スクロール圧縮機のスクロール形状に関する研究 I プロファイル理論解析, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, Vol.23rd, pp.49-52 (1989.03).
- 27) 平野隆久, 前田光敏: スクロール圧縮機のスクロール形状に関する研究 II 圧縮機の応力,性能および騒音, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, Vol.23rd, pp.53-56 (1989.03).
- 28) 平野隆久, 前田光敏, 萩本清: スクロール流体機械のスクロール形状に関する研究, 日本冷凍協会論文集, : Vol.8, No.1, pp.53-64 (1991.03).
- 29) 平野隆久: スクロール流体機械のスクロール形状に関する研究, 冷凍, Vol.67, No.776, pp.589-590 (1992.06).
- 30) 石井徳章, 山村道生, 村松繁, 山本修一, 阪井学: アルキメデス型スクロール圧縮機における機械効率の最適化, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, Vol.24th, pp.21-24 (1990.04).
- 31) 石井徳章, 山村道生, 村松繁, 山本修一, 高橋正敏: 吸込み容積の異なるアルキメデス形スクロール圧縮機の機械効率の最適化, 日本冷凍協会学術講演会講演論文集, Vol.1991, pp.137-140 (1991.11).
- 32) 香曾我部弘勝, 大嶋靖浩: 代数螺旋を用いたスクロール圧縮機のスクロール形状について, 日本機械学会通常総会講演会講演論文集, Vol.70th, No.Pt 4, pp.252-254 (1993.03).
- 33) 香曾我部弘勝, 竹林昌寛, 功刀能文, 大嶋靖浩, 畠裕章: 代数螺旋を基本にしたスクロール流体機械のスクロール形状に関する研究, 日本冷凍協会論文集, Vol.11, No.3, pp.337-347 (1994.11).
- 34) Kohsokabe, H., Takebayashi, M., Kunugi, Y., Ohshima, Y., Hata, H.: New Scroll Profiles Based on an Algebraic Spiral and Their Application to Small-Capacity Refrigeration Compressors, ASHRAE Trans. (Am. Soc. Heat Refrig. Air Cond. Eng.), Vol.102, No.Pt 2, pp.34-39 (1996).
- 35) Gagne, D. P., Nieter, J. J.: Simulating scroll compressors using a generalized conjugate surface approach, Proc. of 13th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, Vol.1996, No.Vol 2, pp.553-558 (1996).
- 36) Li, L-S, Shu, P-C, Yu, Y-Z: Effect of scroll wraps on performances of scroll compressor, Proc. of 13th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, Vol.1996, No.Vol 2, pp.579-585 (1996).

- 37) Liu, Z., Du, G., Gu, J., Cao, X.: Optimization of dimensional parameters of scroll compressor, Proc. of 13th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, Vol.1996, No.Vol 2, pp.651-656 (1996).
- 38) 向井有吾, 坪野勇, 早瀬功, 寺井利行, 関口浩一, 島田敦: 新スクロール形状によるスクロール圧縮機の性能向上, 日本機械学会関東支部ブロック合同講演会講演論文集, pp.207-208 (1999.09).
- 39) Lindsay, D., Radermacher, R.: Theory and application of alternative scroll geometries, Proc. of 15th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, pp.699-706 (2000).
- 40) Wang Baolong, Li Xianting, Shi Wenxing: A general geometrical model of scroll compressors based on discretional initial angles of involute, Int. J. Refrig., Vol.28, No.6, pp.958-966 (2005.09).
- 41) Nishiwaki, F., Hasegawa, H., Ikoma, M., Matsuzaki, R., Muramatsu, S.: Mechanical Loss Reduction at Thrust Bearings of Scroll Compressors Using R407C, Proc. of 13th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, Vol.1996, No.Vol 1, pp.263-268 (1996).
- 42) Vaidya Amit, Sadeghi Farshid: Hydrodynamic Lubrication of Scroll Compressor Thrust Bearing with Grooves and Circular Pockets, ASHRAE Trans. (Am. Soc. Heat Refrig. Air Cond. Eng.), Vol.114, No.Pt.2, pp.411-420 (2008).
- 43) 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, Vol.25, No.4, pp.347-354 (2008.12.31).
- 44) 奥達也, 阿南景子, 石井徳章, 澤井清, 森本敬, 鷗田晃: スクロール圧縮機スラスト軸受部における潤滑メカニズムに関する実験的研究, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.24, No.1, pp.65-75 (2007.03.31).
- 45) 奥達也, 石井徳章, 阿南景子, 澤井清, 森本敬, 鷗田晃: スクロール圧縮機スラスト軸受部における潤滑メカニズムに関する理論的研究, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.24, No.1, pp.77-88 (2007.03.31).
- 46) 奥達也, 石井徳章, 阿南景子, 澤井清, 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, Vol.24, No.3, pp.253-264 (2007.09.30).
- 47) 小山昌喜, 坪野勇, 渡部一孝, 関口浩一: スクロール圧縮機の軸受特性に及ぼす冷媒溶解の影響, 日本機械学会年次大会講演論文集, Vol.2000, No.Vol.2, pp.381-382 (2000.07.31).
- 48) 西脇文俊, 新宅秀信, 芦谷博正: スクロール圧縮機軸受の潤滑特性, 日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集, Vol.2001-11, pp.317-318 (2001.10.14).
- 49) 山中敏昭, 荒木邦成, 飯塚董, 馬場昇, 高安博: 高耐力・高性能スクロール圧縮機用カーボン軸受の開発, 日本機械学会機械材料・材料加工技術講演会講演論文集, Vol.14th, pp.91-92 (2006.11.25).
- 50) 椎林正夫, 東条健司, 荒田哲哉, 村山朗: スクロール圧縮機内部の油が性能に及ぼす影響, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, Vol.21st, pp.121-124 (1987.03).

- 51) 椎林正夫, 東条健司, 池川正人, 村山朗: スクロール圧縮機作動室内の油が性能に及ぼす影響, 日本機械学会論文集(B編), Vol.55, No.512, pp.1168-1173 (1989.04).
- 52) 小堀洋一, 柳沢正, 福田充宏, 清水孝: スクロール圧縮機における油注入の性能への影響, 日本機械学会東海支部地区講演会講演論文集, Vol.1993, No.Hamamatsu, pp.123-124 (1993.06).
- 53) Drost, R. T., Deblois, R. L.: Scroll compressor performance with oil injection/separation, Proc. of 13th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, Vol.1996, No. Vol 1, pp.329-334 (1996).
- 54) 藤村和幸, 土屋豪, 松永睦憲, 中村聡, 太田原優: スクロール圧縮機の高効率化技術, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, Vol.38th, pp.151-154 (2004.04.13).
- 55) Toyama, T., Uekawa, T., Hiodoshi, S., Hagiwara, S.: A THEORETICAL AND EXPERIMENTAL PROCEDURE FOR DESIGNING OF OIL CIRCULATION RATIO REDUCTION, ASME AES (Am. Soc. Mech. Eng. Adv. Energy Syst.), Vol.43, pp.57-65 (2003).
- 56) 澤井清, 作田淳, 飯田登, 鷗田晃, 森本敬, 石井徳章: 空調用R410Aスクロール圧縮機の高効率化に関する実験的研究-第1報:圧縮室へのオイル供給量が性能に及ぼす影響の検討-, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.24, No.3, pp.265-272 (2007.09.30).
- 57) 上川隆司, 萩原茂喜: 圧縮機内部漏れの研究, 日本機械学会東海支部地区講演会講演論文集, Vol.1993, No.Hamamatsu, pp.107-108 (1993.06).
- 58) Ishii, N., Otokura, T., Bird, K., Sano, K., Oono, M., Iwamura, S.: Refrigerant leakage flow evaluation for scroll compressors, Proc. of 13th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, Vol.1996, No. Vol 2, pp.633-638 (1996).
- 59) Lee, B., Park, H., Youn, Y., Cho, N., Min, M.: スクロール圧縮機の圧縮部漏れ特性, 日本機械学会東海支部地区講演会講演論文集, Vol.1999, 浜松, pp.132-133 (1999.09.10).
- 60) 向井有吾, 坪野勇, 早瀬功, 小山昌喜, 関口浩一: スクロール圧縮機内部漏れの実験的研究, 日本機械学会年次大会講演論文集, Vol.2000, No. Vol.2, pp.379-380 (2000.07.31).
- 61) Ancel, C., Lamoine, P., Didier, F.: Tip Seal Behavior in Scroll Compressors, Proc. of 15th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, Vol.2, pp.691-698 (2000).
- 62) 伊藤隆英, 藤谷誠, 酒井康彦: 壁面油膜厚さを考慮した二相流モデルによるスクロール圧縮機の洩れ特性, 日本機械学会論文集(B編), Vol.68, No.671, pp.1990-1997 (2002.07.25).
- 63) 李丙哲, 柳沢正, 福田充宏, 室野孝義: スクロール圧縮機の半径方向すきま部における漏れ特性, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, Vol.37th, pp.83-86 (2003.04.10).
- 64) 石井徳章, 奥達也, 阿南景子, 澤井清, 佐野潔, 森本敬: CO₂用スクロール圧縮機における微小隙間からのガス漏れ流れの評価法, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.24, No.3, pp.273-280 (2007.09.30).
- 65) 椎林正夫, 東条健司, 荒田哲哉, 内川直志: 指圧線図解析に基づく巡回スクロールに作用する力と挙動の解析, 日本冷凍協会論文集, Vol.5, No.2, pp.53-64 (1988).
- 66) 下地美保子, 矢野賢司, 佐々木辰也, 中村利之, 松木哲三: CO₂冷媒対応スクロール圧縮

- 機の性能解析, 三菱電機技報, Vol.81, No.3, pp.197-200 (2007).
- 67) Lin Chiachin, Hung Chinghua, Chang Yuchoung, Liang Kunyi: Temperature and thermal deformation analysis on scrolls of scroll compressor, *Appl. Therm. Eng.*, Vol.25, No.11/12, pp.1724-1739 (2005.08).
- 68) Jang Kitae, Jeong Sangkwon: Experimental investigation on convective heat transfer mechanism in a scroll compressor, *Int. J. Refrig.*, Vol.29, No.5, pp.744-753 (2006.08).
- 69) 藤原誠之, 伊藤隆英, 永戸幸夫: スクロール圧縮機の歯先隙間解析, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, Vol.31st, pp.9-12 (1997.04).
- 70) Yang, Q., Li, L., Zhao, Y., Shu, P.: Experimental measurement of axial clearance in scroll compressor using eddy current displacement sensor, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C*, Vol.222, No.7, pp.1315-1320 (2008.07).
- 71) 佐々卓士, 餐場靖, 福原弘之, 野洲敏治, 橋爪克幸: スクロール圧縮機の主軸・主軸受間の潤滑状態の観察 電圧印加法による評価, 日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集, Vol.1997-11, pp.70-72 (1997.09).
- 72) 小山昌喜, 坪野勇, 田村和己, 関口浩一: スクロール圧縮機での軸受摩擦トルク測定, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, Vol.33rd, pp.109-112 (1999.04.01).
- 73) 小山昌喜, 坪野勇, 島田敦, 関口浩一: スクロール圧縮機の軸受特性に関する実験的検討および理論解析, 日本機械学会東海支部地区講演会講演論文集, Vol.1999, 浜松, pp.130-131 (1999.09.10).
- 74) 小野雅彦, 井上陽一, 遠山基治, 藤林一朗: 圧縮機用すべり軸受の超音波によるしゅう動計測, 日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集, Vol.2003-11, pp.207-208 (2003.10.20).
- 75) 柳瀬裕一, 小山田具永, 安則俊典, 松永陸憲: スクロール圧縮機しゅう動部の潤滑状態計測, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, Vol.38th, pp.147-150 (2004.04.13).
- 76) Suefuji, K., Shiibayshi, M., Minakata, R., Tojo, K., Uchikawa, N., Mizuno, T.: Deformation analysis of scroll members in hermetic scroll compressors for air conditioners, *Proc. of 9th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue*, pp.583-590 (1988).
- 77) 谷口雅巳, 近藤文男, 阿部清, 松村憲明, 武田公温: スクロール圧縮機ハウジング内冷媒ガス流動に関する研究, 日本機械学会東海支部地区講演会講演論文集 Vol.1993, pp.121-122 (1993.06).
- 78) Yu, D., Ameel, T. A., Warrington, R. O.: Thermal and static finite element analysis of fixed scroll deformation, *Proc. of 13th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue*, Vol.1996, No. Vol 2, pp.465-470 (1996).
- 79) 中井啓晶, 作田淳, 飯田登, 森本敬, 澤井清: スクロール圧縮機運転時の熱・圧力変形形状の簡易解析, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, Vol.43rd, pp.167-170 (2009.04.20).
- 80) 伊藤隆英, 藤谷誠, 武田公温: スクロール圧縮機の圧縮室脈動解析, 日本機械学会熱工

学シンポジウム講演論文集 Vol.7th, pp.91-92 (1994.07).

- 81) 伊藤隆英, 藤谷誠, 関田真澄, 武田公温: スクロール圧縮機の圧力脈動解析, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, Vol.31st, pp.1-4 (1997.04).
- 82) Itoh, T., Fujitani, M.: Pressure pulsation of scroll compressor, ASME AES (Am. Soc. Mech. Eng. Adv. Energy Syst.), Vol.37, pp.487-493 (1997).
- 83) 伊藤隆英, 藤谷誠, 酒井康彦: スクロール圧縮機の吐出圧力脈動解析, 日本機械学会論文集(B編) Vol.67, No.661, pp.2166-2173 (2001.09.25).
- 84) 伊藤隆英, 藤谷誠, 酒井康彦: スクロール圧縮機の吸入圧力解析, 日本機械学会論文集(B編) Vol.67, No.664, pp.2977-2984 (2001.12.25).
- 85) Cui, M. M.: Investigation of the scroll compressor porting process. Part I: global flow physics and behavior of gas pockets, Proc. Inst. Mech. Eng. Part A, Vol.220, No.1, pp.37-53 (2006.02).
- 86) Cui, M. M.: Investigation of the scroll compressor porting process. Part II: local characteristics of the porting process and properties of the ports, Proc. Inst. Mech. Eng. Part A, Vol.220, No.1, pp.55-83 (2006.02).
- 87) Cui, M.M.: Numerical Study of Unsteady Flows in a Scroll Compressor, Trans. ASME J. Fluids Eng., Vol.128, No.5, pp.947-955 (2006.09).
- 88) Cui, M. M., Sauls, J.: Investigation on the oil supply system of a scroll compressor, Proc. Inst. Mech. Eng. Part A, Vol.221, No.4, pp.509-517 (2007.06).
- 89) 平野隆久, 重岡哲夫, 谷垣竜平: 高効率連続容量制御付カーエアコン用スクロール圧縮機の開発, 三菱重工技報, Vol.28, No.2, pp.102-107 (1991.03).
- 90) 平野隆久, 重岡哲夫: カーエアコン用スクロール圧縮機の容量制御に関する研究, 日本冷凍協会論文集, Vol.9, No.1, pp.73-84 (1992.03).
- 91) 堀正博: 連続容量制御付カーエアコン用スクロール圧縮機, 冷凍, Vol.67, No.776, pp.595-596 (1992.06).
- 92) Lee, J., Kim, S., Lee, S., Park, Y.: Investigation of axial compliance mechanism in scroll compressor, Proc. of 13th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, Vol.1996, No.Vol 2, pp.459-464 (1996).
- 93) 坪野勇, 竹林昌寛, 早瀬功, 稲場恒一, 関口浩一, 島田敦: 新背圧制御機構を用いた高効率スクロール圧縮機の開発, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, Vol.31st, pp.13-16 (1997.04).
- 94) Tsubono, I., Takebayashi, M., Hayase, I., Inaba, K., Sekiguchi, K., Shimada, A.: New Back-Pressure Control System Improving the Annual Performance of Scroll Compressors, ASHRAE Trans. (Am. Soc. Heat Refrig. Air Cond. Eng.), Vol.104, No.Pt.1A, pp.410-417 (1998).
- 95) 坪野勇, 早瀬功, 竹林昌寛, 稲場恒一, 関口浩一, 島田敦: 背圧制御機構によるエアコン用スクロール圧縮機の高性能化 第1報 背圧制御法の理論解析, 日本冷凍空調学会論

- 文集, Vol.18, No.4, pp.377-382 (2001.11.30).
- 96) 関屋慎, 佐野文昭, 伏木毅, 西木照彦, 瀬畑崇史: フレームコンプライアンス機構スクロール圧縮機, 冷凍, Vol.78, No.908, pp.447-448 (2003.06.15).
- 97) 末藤和孝, 小国研作, 内川直志: ガスインジェクション機能付スクロール圧縮機の特性, 日本冷凍協会学術講演会講演論文集, Vol.1986, pp.33-36 (1986.11).
- 98) 平野隆久, 萩本清: スクロール圧縮機の液インジェクション時の挙動 第1報 液インジェクション時の性能シミュレーション, 日本冷凍協会学術講演会講演論文集, Vol.1992, pp.137-140 (1992.11).
- 99) 平野隆久, 松田進: スクロール圧縮機の液インジェクション時の挙動 第2報 液インジェクション時の圧縮機特性, 日本冷凍協会学術講演会講演論文集, Vol.1992, pp.141-144 (1992.11).
- 100) 平野隆久, 松田進, 萩本清: スクロール圧縮機の冷媒液インジェクション時の挙動, 日本冷凍協会論文集, Vol.10, No.2, pp.227-238 (1993.07).
- 101) 関屋慎, 角田昌之, 幸田利秀, 吉安一: スクロール圧縮機における圧縮室内ガスインジェクション時の圧縮特性解析, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, Vol.39th, pp.155-158 (2005.04.18).
- 102) Wang Baolong, Li Xianting, Shi Wenxing, Yan Qisen: Design of experimental bench and internal pressure measurement of scroll compressor with refrigerant injection, Int. J. Refrig., Vol.30, No.1, pp.179-186 (2007.01).
- 103) Wang Baolong, Shi Wenxing, Li Xianting, Yan Qisen: Numerical research on the scroll compressor with refrigeration injection, Appl. Therm. Eng., Vol.28, No.5-6, pp.440-449 (2008.04).
- 104) Wang Baolong, Shi Wenxing, Li Xianting: Numerical analysis on the effects of refrigerant injection on the scroll compressor, Appl. Therm. Eng., Vol.29, No.1, pp.37-46 (2009.01).
- 105) Iizuka, T., Ishiyama, A., Hata, H., Sato, K., Fujibayashi, K.: Reliability study of compressor for room air conditioners using HFC based refrigerant, Proc. of 13th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, Vol.1996, No. Vol 1, pp.281-286 (1996).
- 106) 萩田貴幸, 牧野武朗, 洞口典久, 鶴飼徹三: トライボロジー技術 CO₂冷媒用スクロール圧縮機のトライボロジー要素開発, 三菱重工技報, Vol.38, No.6, pp.316-319 (2001.11.30).
- 107) 鶴田晃, 二上義幸, 森本敬, 飯田登, 澤井清, 饗場靖: CO₂スクロール圧縮機における旋回スクロール運動安定性の向上検討, 第9回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集, pp.443-448(2004).
- 108) 中尾英人, 松川公映: 家電・OA機器のトライボロジー 家電品に使用される圧縮機のトライボロジー, トライボロジスト, Vol.51, No.8, pp.559-564 (2006.08.15).
- 109) Nieter, J. J., Deblois, R. L. : Counterweighting scroll compressor for minimal bearing

- loads, Proc. of 9th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, pp.175-181 (1988).
- 110) Kim, H. J., Lee, J. K.: Application of Phase-Angled Counterweights for a Scroll Compressor, JSME Int. Journal. Ser C. Mech. Systems, Mach. Elem. Manuf., Vol.43, No.1, pp.92-97 (2000.03.15).
- 111) Peng Bin, Liu Zhenquan: Study on Dynamic Balancing Test of Scroll Rotor, Proc. SPIE Int. Soc. Opt. Eng., Vol.6041, pp.604123.1-604123.6 (2005).
- 112) 伊藤隆英, 藤谷誠, 武田公温: スクロール圧縮機の筒内圧力波形制御による低騒音化, 三菱重工技報, Vol.32, No.2, pp.136-139 (1995.03).
- 113) Motegi, S., Nakashima, S.: A study on noise reduction in a scroll compressor, Proc. of 13th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, Vol.1996, No. Vol 2, pp.605-610 (1996).
- 114) 伊藤隆英, 藤谷誠, 酒井康彦: スクロール圧縮機の脈動騒音予測と発生メカニズムに関する研究, 日本機械学会論文集(B編), Vol.68, No.672, pp.2277-2284 (2002.08.25).
- 115) 浅井田康浩, 藤原憲之, 佐野潔: スクロール圧縮機の静音化設計, 日本機械学会東海支部地区講演会講演論文集, Vol.1993, No.Hamamatsu, pp.125-126 (1993.06).
- 116) Lifson, A., Bush, J. W.: Comprehensive modeling of reed valve impact velocity in scroll compressors, ASME AES (Am. Soc. Mech. Eng. Adv. Energy Syst.), Vol.38, pp.333-342 (1998).
- 117) Kim, Y. K., Kiem, M. K., Lee, D., Choi, S., Lee, B.: 新冷媒対応技術 R410A 用スクロール圧縮機の吐出し逆止弁の騒音, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.18, No.3, pp.341-346 (2001.10.15).
- 118) Chang Y-C, Liang K-Y, Lai C-F, Hu Y-Z R, Tarng G-D, Chang L-T, Performance Investigation with Assembly Tolerance in Scroll Compressors, Proc. of 15th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, Vol 2, pp.791-796 (2000).
- 119) 加藤和弥, 竹内芳美, 前田幸男, 山中敏夫: スクロール圧縮機部品の高精度・高能率加工(旋回・固定スクロールの底面の低摩耗加工), 日本機械学会論文集(C編), Vol.70, No.695, pp.2126-2132 (2004.07.25).
- 120) 加藤和弥, 竹内芳美, 前田幸男, 山中敏夫, 小野塚英明: スクロール圧縮機部品の高精度・高能率加工(表面粗さに着目した高能率底面加工), 日本機械学会論文集(C編), Vol.70, No.697, pp.2730-2736 (2004.09.25).
- 121) 加藤和弥, 竹内芳美, 前田幸男, 山中敏夫, 小野塚英明: スクロール圧縮機部品の高精度・高能率加工(加工点一定制御における加工精度の向上), 日本機械学会論文集(C編), Vol.71, No.701, pp.304-310 (2005.01.25).
- 122) 片山剛之丞, 久保良典: 有限要素法による立形スクロール加工機の熱変形解析に関する研究, 日本機械学会中国四国支部総会・講演会講演論文集, Vol.44th, pp.375-376 (2006.02.23).
- 123) 岩部洋育, 中村仁紀, 阿久津隼人, 松橋英明, 高尾仁: ヘール工具によるスクロール壁面の高精度加工に関する研究-FEM を用いた工具の変形に基づく加工精度の解析-

- 日本機械学会年次大会講演論文集, Vol.2007, No.Vol.4, pp.263-264 (2007.09.07).
- 124) 梶皮武史, 大川剛義, 熊倉英二, 東洋文, 銚谷克己: CO₂ スイング圧縮機の性能評価, 日本冷凍空調学会学術講演会論文集, pp201-204 (2000).
- 125) 萩田貴之, 小林寛之, 竹内真実, 一柳貴弘, 洞口典久, 鶴飼徹三: 自動車エアコン用 CO₂ スクロールの開発, 環境と新冷媒国際シンポジウム, pp.48-51(2000).
- 126) 今井悟, 小田淳志, 江原俊之: 密閉型二酸化炭素圧縮機の開発—基本設計および基本性能評価, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.18, No.3, pp.233-241(2001).
- 127) Maeyama, H., Yokoyama, T., Nakao, H.: Development of the Compressor for CO₂ Heat Pump with the Single Rotary Mechanism, Proc. of 18th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, C056 (2006).
- 128) Lee, B., Yanagisawa, T., Fukuta, M., Choi, S.: A Study on the Leakage Characteristics of Tip Seal Mechanism in the Scroll Compressor, Proc. of 18th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, C20-3 (2002).
- 129) 澤井清, 山村道生, 小島能宣, 山本修一, 河原定夫, 阪井学, 坪川正浩, 石井憲章: ルームエアコンディショナ用小容量横置型スクロール圧縮機, 日本冷凍協会論文集, Vol.10 No.3, pp.551-517(1993).
- 130) 李丙哲, 張英逸, 趙洋熙, 金賢振, 柳沢正: 可変クランク機構を有する非対称スクロール圧縮機の挙動解析, 日本機械学会論文集(C編), 67巻664号, pp.3708-3714 (2002).
- 131) 李丙哲, 柳沢正, 李東洙, 趙洋熙: 可変クランク機構を有する非対称スクロール圧縮機の挙動計測, 日本機械学会論文集(C編), 68巻672号, pp.2286-2292 (2002).
- 132) 森下悦生, 杉原正浩, 中村利之: スクロール圧縮機の力学モデル (第1報, 固定半径クランクの場合), 日本機械学会論文集(B編), 51巻466号, pp.1981-1987 (1985).
- 133) 森下悦生, 杉原正浩, 稲葉努, 木村正: クロール圧縮機の力学モデル (第2報, 従動クランクの場合および振動モデル), 日本機械学会論文集(B編), 51巻466号, pp.1988-1993 (1985).

第2章 CO₂冷媒をヒートポンプ給湯機に用いた場合の有用性と圧縮機の課題

2.1 緒言

近年、自然界に昔から存在する物質をヒートポンプの冷媒として見直す動きが始まり、フルオロカーボンに代わって自然冷媒を用いた冷凍、空調機システムの開発・研究が盛んに行われている。その中でも、特に毒性・可燃性が無い二酸化炭素（以下：CO₂）が注目され、CO₂冷媒を用いたヒートポンプ給湯機が日本市場において既に商品化されている。CO₂冷媒ヒートポンプ給湯機用圧縮機は従来のエアコン等に用いられているフルオロカーボン系冷媒用圧縮機に比べて単位能力あたりのシリンダ容積が小さいこと、圧力比は比較的小さいが運転圧力が非常に高いことなど、高効率化や信頼性の確保には多くの課題がある¹⁻⁷⁾。本章では、第2.2節において、本研究で対象にしたスクロール圧縮機の構造について説明する。第2.3節においては、ヒートポンプサイクルの構成、CO₂冷媒の特徴、並びにCO₂冷媒をヒートポンプ給湯機に用いた場合の有用性について説明する。第2.4から第2.9節においては、スクロール圧縮機のCO₂冷媒対応技術に関する研究について概説する。最後に第2.10節においては、CO₂冷媒スクロール圧縮機の更なる高性能化に向けた着眼について説明する。

2.2 スクロール圧縮機の構造

図2.1にスクロール圧縮機の基本構造の断面図を示す。密閉容器内部の上下部にフレームとサブフレームが設けられており、この両フレームの間にモータ固定子が密閉容器内の内周面に圧入及び溶接等によって固定され、モータ回転子は固定子の内周面に回転自在に挿入される。また回転子の中央部をクランクシャフトが貫通し、クランクシャフトは両フレームによって回転自在に支持されている。

また、密閉容器内に溶接によって固定したクランクシャフトを軸支するフレームと、このフレームにボルト止めした固定スクロールとの間に、固定スクロールと噛み合う旋回スクロールを挟み込んだ圧縮機構部を構成し、旋回スクロールとフレームとの間に旋回スクロールの自転を防止して円軌道運動するように案内するオルダムリングを設けている。上記構成において、クランクシャフトの上端にある偏心軸部にて旋回スクロールを偏心駆動することにより旋回スクロールを円軌道運動させ、これにより固定スクロールと旋回スクロールとの間に形成している圧縮室が外周側から中央部に移動しながら小さくなるのを利用して、密閉容器外に通じた吸入管および固定スクロールの外周部の吸入口から冷媒を吸入して圧縮していき、所定圧以上になった冷媒は固定スクロールの中央部の吐出口からリード弁を押し開いて吐出させる。吐出された冷媒はマフラーにより圧縮機構部の下へと導かれ、さらにガイドに沿ってモータの回転子の内部に誘導され、密閉容器の下部に至る。その後、モータの固定子に設けられた連通路を通して上部に進み、吐出管より吐出され、ヒートポンプサイクルへと送り込まれる。この過程で、冷媒中のオイルが分離され、ヒ-

トポンプサイクルへオイルが過度に吐出されるのを防止している。

また、クランクシャフトの他端側はサブフレームによって支持され、クランクシャフトの他端側の先端にはオイルポンプを備えている。密閉容器の下部に溜まったオイルは、オイルポンプにより吸い上げられ、クランクシャフト内部を通過して上昇する。クランクシャフト端まで達したオイルは、偏心軸部、主軸部を順次潤滑した後、密閉容器の下部に戻る。また、クランクシャフト端まで達したオイルの一部は、旋回スクロールに取り付けられた絞り部を通過して減圧され、旋回スクロールの外周部（背圧室）へと至る。なお、旋回スクロールの反圧縮室側の鏡板面に、中心部と外周部とを仕切るシール部材を配置している。このとき、シール部材は偏心軸部に到達したオイルの圧力とシール部材の外周部に形成されている背圧室の圧力とを仕切る役割を持っているので、シール部材の中心部は高压に保たれている。背圧室へと至ったオイルは、オルダムリングを潤滑する役割と、運転中に旋回スクロールが固定スクロールから引き離されないだけの背圧を印加して、ラップ先端の漏れを防ぐ役割を果たしている。この背圧が過剰になると、旋回スクロールが固定スクロールに強く押し付けられて、スクロール摺動部の異常磨耗や入力増加を招くことになる。このため背圧は常に一定に保つ必要⁸⁾があるため、背圧調整機構を設けている。背圧調整機構は、背圧室から固定スクロールの内部を通過して吸入口へと連通している通路に、バルブを設けたもので、背圧室の圧力が設定圧力より高くなるとバルブが開き、背圧室のオイルが吸入口へと供給され、背圧室内を一定の中間圧に維持している。また吸入口へと供給されたオイルは旋回運動とともに圧縮室へと移動し、圧縮室間の漏れ防止に役立っている。

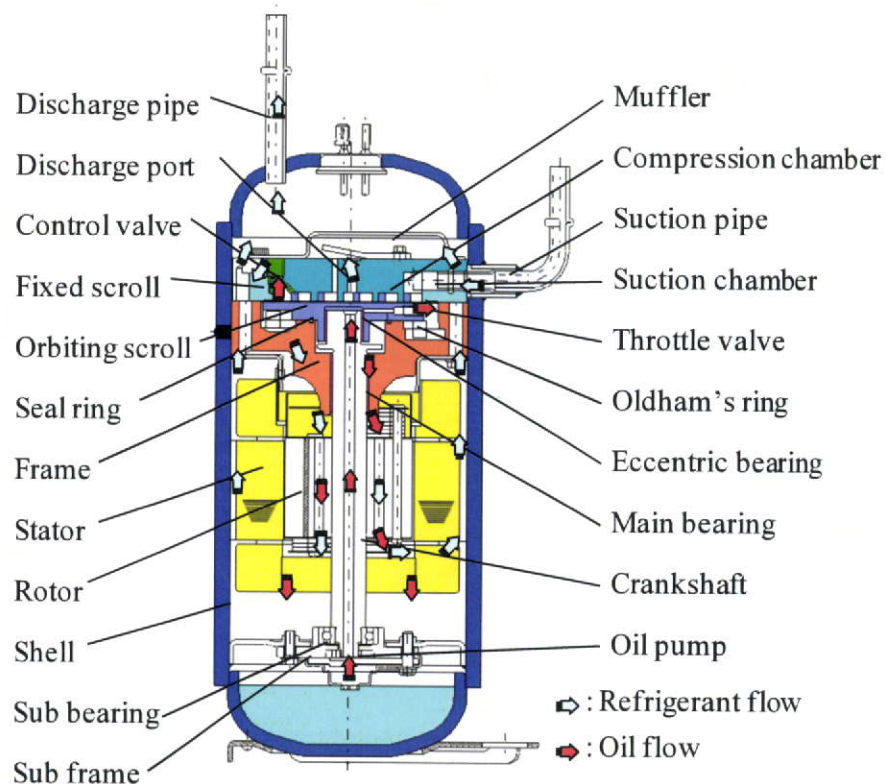


図 2.1 CO₂冷媒スクロール圧縮機の断面図

図 2.2 にスクロール圧縮機の圧縮過程について示す。円のインボリュート曲線でラップが形成されたスクロール圧縮機においては、固定スクロールに対して回転スクロールは一定の回転半径を保ちながら 180°の位相差をもってかみ合わされ、複数の三日月状の部屋を形成する。クランクシャフトが回転するに従って、これらの部屋は両スクロールの中心に向かって連続的に移動される。更に回転すると、一对の部屋は一つに合わさり、この部屋の圧縮ガスは、固定スクロールの中心に設けてある吐出孔を通して吐出される。このような吸込過程から吐出過程までは、クランクシャフトの 2~3 回転が所要される。よって、スクロール圧縮機は圧縮過程が長く、冷媒が徐々に圧縮されるのでトルク変動が他の圧縮機と比べて非常に少ないという利点がある。

2.3 CO₂冷媒をヒートポンプ給湯機に用いた場合の有用性

2.3.1 ヒートポンプの仕組みと COP の定義

図 2.3 にヒートポンプサイクルの簡単な構成図を示す。圧縮機、凝縮器、膨張弁、蒸発器からなり、それぞれの機器は配管で結ばれて冷媒が封入され、循環している。圧縮機は、冷媒を圧縮して圧力と温度を上昇させる。凝縮器は、高温の冷媒と空気或いは水と熱交換させることによって熱を取り出す（放熱）。膨張弁は、冷媒を減圧膨張して圧力と温度を低下させる。蒸発器は、低温の冷媒と空気と熱交換させることによって熱をくみ上げている（吸熱）。なお、凝縮器での放熱を利用すると給湯や暖房が可能となり、蒸発器での吸熱を利用すると冷房や冷凍が可能となる。一方、ヒートポンプサイクルの省エネ性を表す指標として COP が用いられる。COP とは Coefficient of Performance の略であり、ヒートポンプ機器を動かす動力（圧縮機の入力）に対して、得られた熱量、または冷房や冷凍の場合は、冷やした熱量との比率を示している（詳細は、APPENDIX A 参照）。

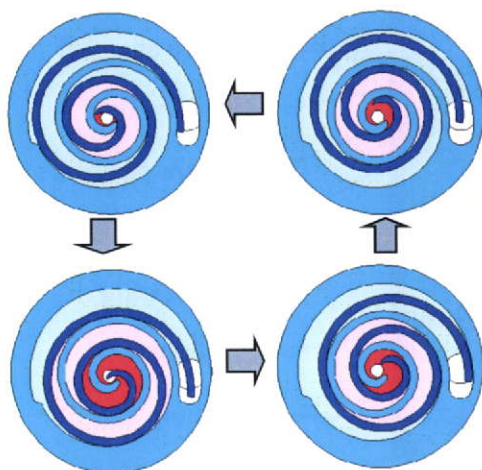


図 2.2 スクロール圧縮機の圧縮過程

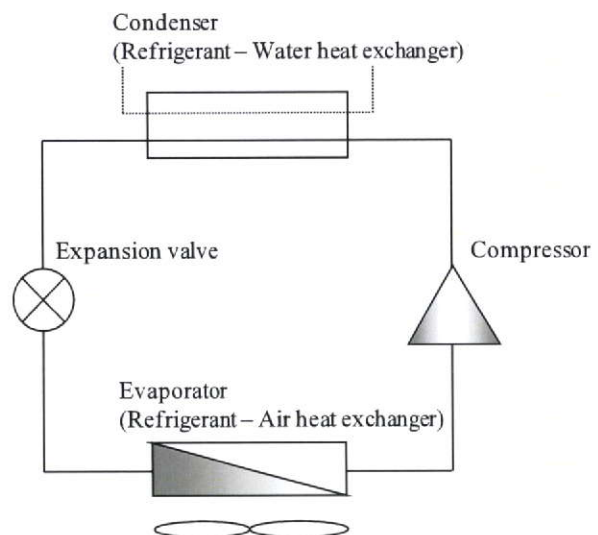


図 2.3 ヒートポンプサイクルの構成図

2.3.2 CO₂冷媒の特徴

冷媒として従来用いられてきたフルオロカーボンと、自然冷媒の主な特徴を比較したものを表 2.1⁹⁾ に示す。ここで、ODP は Ozone layer Depletion Potential の略でオゾン層破壊係数を、GWP は Global Warming Potential の略で温暖化係数を表わす。表 2.1 を見てもわかるように、従来のエアコン等に用いられてきた HCFC 系冷媒である R22 については、オゾン層を破壊する。その代替物質として用いられている HFC 系冷媒である R410A については、オゾン層を破壊しないが、温暖化係数は 2088 と高い。一方、自然冷媒の共通の特徴として、オゾン層破壊係数はゼロ、温暖化係数は 10 以下で無視できるほど小さいが、HC 系冷媒であるプロパン (R290) は可燃性、アンモニア (R717) は毒性、腐食性、可燃性がある。これらの特徴は、ヒートポンプ機器を実用化する際の安全上特段の注意を必要とする要綱であり、一部業務用に用いられてはいるものの民生機器において広く普及はしていない (※家庭用冷蔵庫については、燃焼・爆発の危険性がない構造や冷媒封入量を少なくする技術開発によって、HC 系冷媒であるイソブタンを採用している)。二酸化炭素 (R744) については、毒性、腐食性、可燃性といった安全上の問題はない。しかしながら、他の冷媒に比べて非常に高圧になること、また空調機器として用いた場合、大きな絞り損失によって COP が低くなることが知られている。また、二酸化炭素の臨界温度は約 31℃ と低く、給湯機等のヒートポンプ機器に用いた場合は、高圧側が超臨界、低圧側が亜臨界となる遷臨界サイクルとなる。従来のフルオロカーボンを冷媒として用いた機器においては、臨界温度以下で運転されるために凝縮温度が決まれば高圧を一意に決めることができる。しかしながら、遷臨界サイクルの特徴として、超臨界域では凝縮温度が存在しないために、ヒートポンプサイクルの高圧を一意に決めることができない。図 2.4 に膨張弁前入口冷媒温度を固定して、高圧を変化させた場合の理論 COP¹⁰⁻¹²⁾ を示す。ここで、理論 COP とは圧縮機・凝縮器・蒸発器での損失が全くないと仮定した場合の COP である。高圧を上げれば、ガスクーラー (超臨界流体の場合、冷媒は凝縮しないので凝縮器ではなくガスクーラーと呼ばれる) でのエンタルピー差が増大する。一方、高圧を上げれば圧縮機を駆動するエネルギーも増大する。理論 COP はこれらのエネルギーの比で表わされることから、膨張弁前入口冷媒温度に対して、理論 COP が最大となる高圧が存在する。ここで図 2.4 においては、ガスクーラー出口温度 T_{gco} を 35℃、蒸発器温度 T_e を 10℃、吸入加熱度 SH を 0K としている。

表 2.1 フルオロカーボンと自然冷媒の特徴

| Refrigerant | | ODP | GWP | COP | Pressure | Flammable | Toxic | Corrosive |
|---------------------|------------------------|--------------|-------------|-----------|-------------|-----------|-------|-----------|
| Fluoro-carbon | R22(HCFC) | 0.055 | 1810 | 105 | Low | — | — | — |
| | R410A(HFC) | 0 | 2088 | 100 | Middle | — | — | — |
| Natural refrigerant | R290(HC) | 0 | 3.3 | 105 | Low | ✓ | — | — |
| | R744(CO ₂) | 0 | 1 | 83 | High | — | — | — |
| | R717(NH ₃) | 0 | 0 | 106 | Low | ✓ | ✓ | ✓ |

2.3.3 CO₂冷媒をヒートポンプ給湯機に用いた場合の理論 COP の優位性

ヒートポンプサイクルの動作温度の観点から考察した空調機器と給湯機の相違点と CO₂冷媒を給湯機に用いた場合の理論 COP 優位性について説明する。最も大きな違いは、給湯機は水と冷媒を熱交換することから、膨張弁前入口冷媒温度が空調機より低いということである。膨張弁前入口冷媒温度（空調機器においては凝縮器出口温度、給湯機においてはガスクーラー出口温度と等しい）に対する理論 COP を CO₂冷媒と R410A 冷媒を比較した結果を図 2.5 に示す。ここで、CO₂冷媒の高圧 P_dを 8.7 MPa、R410A 冷媒の凝縮器温度 T_{cond}を 50 °C、蒸発器温度 T_eを 10 °C、吸入加熱度 SH を 0 K とする。図 2.5 を見ても分かるように、膨張弁前入口冷媒温度が高い（25～35 °C）空調機器の運転領域においては、従来のフルオロカーボン系冷媒である R410A 冷媒の理論 COP の方が高い傾向であるが、膨張弁前入口冷媒温度が低い（15～25 °C）給湯機の運転領域においては、CO₂冷媒の理論 COP の方が高い傾向であることが分かる。この理由としては、給湯機の膨張弁前入口の状態が高圧で且つ 20 °C 以下であるが、CO₂冷媒はその圧力と温度領域において、温度に対してエンタルピー降下が大きいという特徴を有しているためだと考えられる。

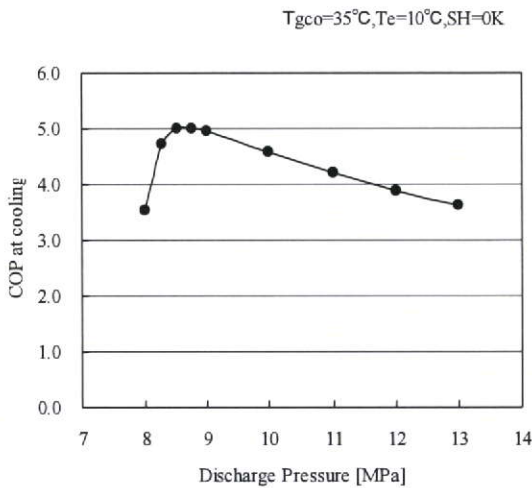


図 2.4 高圧を変化させたときの
CO₂冷媒の理論 COP

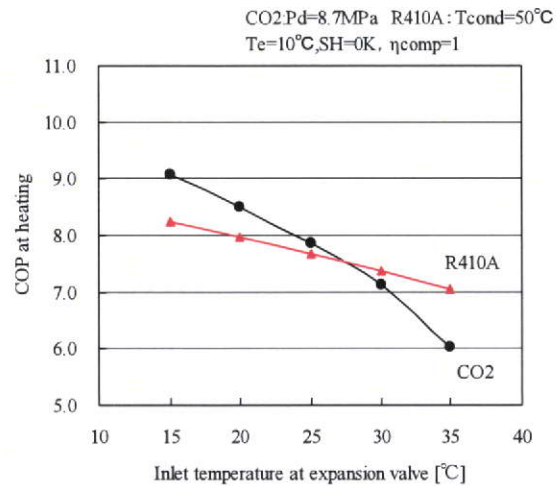


図 2.5 膨張弁前入り口温度と
理論 COP の関係 (CO₂ と R410A を比較)

2.3.4 CO₂冷媒を用いたヒートポンプ給湯機の概要¹⁾³⁾

図2.6にCO₂冷媒スクロール圧縮機が搭載されているヒートポンプ給湯機のヒートポンプユニットの内部構造を示す。ヒートポンプ給湯機は、お湯を沸かすヒートポンプユニットとお湯を貯める貯湯ユニットからなる。図2.6に示すヒートポンプユニットには、冷媒を圧縮する圧縮機、水と冷媒との間で熱交換するガスクーラー、冷媒を減圧・膨張する膨張弁、空気と冷媒との間で熱交換する蒸発器から構成されている。給湯能力は4.5 kW～6.0 kW程度である。貯湯ユニットには、断熱された300～460リッターのタンクが設置され、深夜電力を使って65℃～90℃のお湯を貯めておく構造になっている。表2.2に搭載されているCO₂冷媒スクロール圧縮機の諸元について示す。

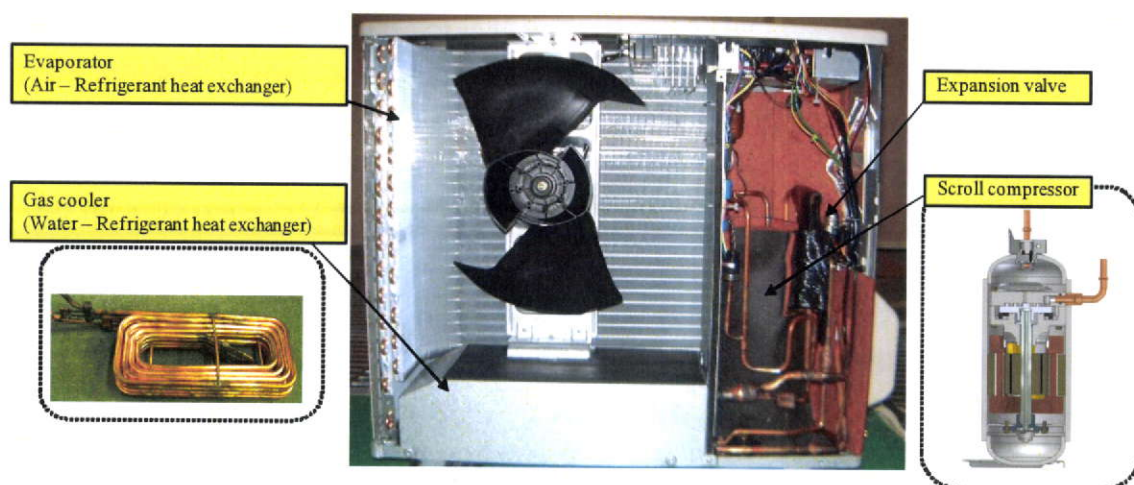


図2.6 ヒートポンプ給湯機の内部構造
(ヒートポンプユニット部)

表2.2 CO₂冷媒スクロール圧縮機の諸元

| Specifications | |
|------------------------|---------------------|
| Lubricant | PAG |
| Cylinder volume | 4.0 cm ³ |
| Exterior dimension | φ127×H297 mm |
| Motor | BLDC |
| Rated heating capacity | 6.0 kW |

2.4 CO₂冷媒スクロール圧縮機の課題

冷媒自身の環境負荷及びヒートポンプサイクルの高効率化の観点から、CO₂冷媒をヒートポンプ給湯機に用いることの有用性について前節までで述べた。一方、圧縮機側から考えると、CO₂冷媒ヒートポンプ給湯機は高温の給湯運転を行うことから圧縮機の吐出温度が高温になることや、圧縮機の吐出圧力が非常に高圧になること等、技術的課題が多い。第2.5節から第2.6節においては、著者らがこれまでにやってきたCO₂冷媒スクロール圧縮機の要素技術に関する研究を概説する。また、第2.7節から第2.8節においては、その他のCO₂冷媒スクロール圧縮機の要素技術に関する研究について紹介する。

2.5 圧縮室への給油量に関する技術^{1,4)}

圧縮室への給油量が少ないと、摺動部の潤滑が不十分となり、異常な磨耗が生じる恐れがある。また、圧縮室間のシール性も低下し、漏れが増大するために、効率が低下する。逆に給油量が多い場合、本研究が対象とするスクロール圧縮機では、オイルは吸入室に給油されるので冷媒の吸入行程時に加熱を引き起こし、吸入室に閉じ込められる冷媒の質量（冷媒循環量）が減少する。この場合も効率低下となる。冷媒としてR410Aを用いて、給油量と性能の関係を把握し、給油量の最適化に取り組み性能向上を図った例^{1,5)}が報告されているが、CO₂冷媒を用いた場合は、R410A冷媒に比べて圧力で3倍程度、能力当りのシリンダ容積が1/3程度となるので、その最適値も変化すると予想される。そこで、CO₂冷媒を用いた場合の、給油量と性能の関係を把握し、スクロール圧縮機の漏れ損失及び吸入加熱低減対策を行った。給油量と吐出温度 T_d 、体積効率 η_v の関係について、吐出圧力9.0 MPa、吸入圧力5.0 MPa、回転速度37 1/s（Condition 2と呼ぶ^{1,4)}）における実験結果を図2.7に示す。ここで、体積効率 η_v は実際に測定された冷媒循環量を圧縮機の吸入体積及び回転数及び吸入密度の積から計算される理論冷媒循環量で除した値である。横軸のオイル流量比は、圧縮室への給油量を冷媒循環量で除した値である。図2.7を見ても分かるように、体積効率は給油量が5.4 wt%付近でピークを持つことが分った。このことは、給油量が5.4 wt%より少ないと吸入時のシール不足によって体積効率が低下し、給油量が5.4 wt%より多いと吸入加熱によって閉じ込み冷媒量が減少し、体積効率が低下しているからだと考えられる。また、吐出温度に着目すると体積効率がピークになる給油量5.4 wt%を境にして給油量を少なくすると大きく上昇している。これは、圧縮過程においてシール不足により漏れ損失が増大して、冷媒が再圧縮されているからだと考えられる。また、給油量が5.4 wt%より多いと少しずつ吐出温度が上昇する。これは吸入時に冷媒が加熱されているためであると考えられる。

次に、圧縮室への給油量とCOPの関係についてR410A冷媒を用いた場合と、CO₂冷媒を用いた場合とを比較した結果を図2.8に示す。ここでR410A冷媒を用いた場合の実験結果は、冷凍能力及び周波数がCO₂冷媒スクロール圧縮機とほぼ同じとなるように設計されたR410A冷媒スクロール圧縮機を用いた。図2.8を見ても分かるように、R410A冷媒の場合

は、COP にピークは存在せず、オイル流量比を小さくすればするほど効率が上がる。このことは、給油による漏れ損失の低減効果よりも吸入加熱による体積効率の低下の影響が大きいことを示している。一方 CO₂ 冷媒の場合は、COP にピークが存在することから、給油による漏れ損失の低減効果は吸入加熱による体積効率の低下の影響よりも大きく、適切な量のオイルを給油しなければならないことが分った。

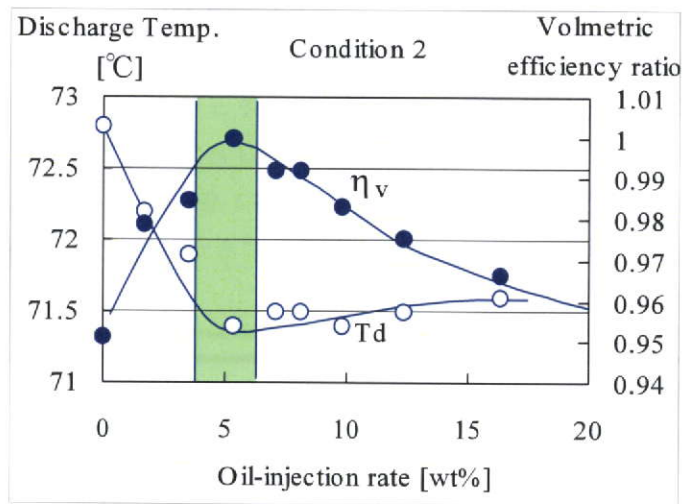


図 2.7 給油量と吐出温度・体積効率の関係

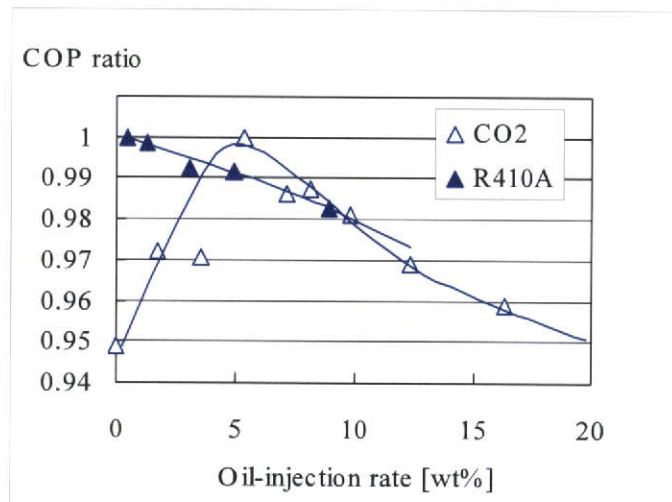


図 2.8 給油量と COP の関係 (CO₂ と R410A を比較)

2.6 アキュームレータレスに関する技術

ヒートポンプサイクルにアキュームレータを設けない場合、ヒートポンプユニットのコンパクト化が図れるだけでなく、圧縮機から伝わった騒音や冷媒音がアキュームレータから放射されることがないので低騒音化を実現することができる。また、ヒートポンプサイクルの圧力損失を小さく出来るので、サイクル全体の COP を高めることができる¹⁶⁾。

しかしながら、起動初期の過渡運転時には大量の液冷媒が圧縮機構部へと流入する。また、蒸発器において、外気との熱交換量が小さくなる圧力条件の時には、液冷媒が定常的に圧縮機構部へと流入する。図 2.9 にアキュームレータを設けない場合の信頼性の課題について示す。図 2.9 に示すように、急激な液冷媒の流入は液圧縮による負荷上昇を招き、またオイルを洗い流して摺動部の潤滑不足を招く。アキュームレータレスヒートポンプサイクルを実現するためには、これらの非定常的な液戻りと定常的な液戻りの両方に対して、圧縮機の信頼性を確保する必要がある。以下、第 2.6.1 節及び 2.6.2 節において著者らがこれまでに行ってきた、アキュームレータレスを実現するための CO₂ 冷媒スクロール圧縮機の要素技術に関する研究を概説する。

2.6.1 液冷媒リリース機構に関する技術¹⁷⁻¹⁸⁾

液冷媒の圧縮機構部への流入が最も多い低外気温の起動時における、CO₂ 冷媒ヒートポンプ給湯機の吐出圧力と吸入圧力の時間変化を、アキュームレータ有り無しで比較した結果を、図 2.10 と図 2.11 に示す。図中の吐出圧力に着目すると、アキュームレータ有りの場合には、吐出圧力は滑らかに上昇するのに対して、アキュームレータ無しの場合には、吐出圧力が急上昇することが分かった。このとき、急激に圧縮比が増大することによって、旋回スクロールが固定スクロールに強く押し付けられて、旋回スクロールのラップ底面の磨耗が発生するという現象が確認された。

この課題を解決するために、図 2.12 に示すように液冷媒を排出するためのリリースバルブを設けた。リリースバルブはそれぞれの吸入室が吸入を完了した前後から、液冷媒をリリースできる場所に構成している。この構成によれば、液圧縮によって圧力が異常に上昇した場合には、冷媒を圧縮室外へと素早くリリースすることができる。リリースバルブを設けた場合の、吐出圧力と吸入圧力の時間変化を図 2.13 に示す。図中の吐出圧力に着目すると、アキュームレータ有りの場合と同様に、吐出圧力は滑らかに上昇することが確認された。また、旋回スクロールのラップ底面の磨耗が発生するという現象も確認されず、摺動状態は良好であった。

Load increase caused by liquid compression

Lack of lubrication by washing effect

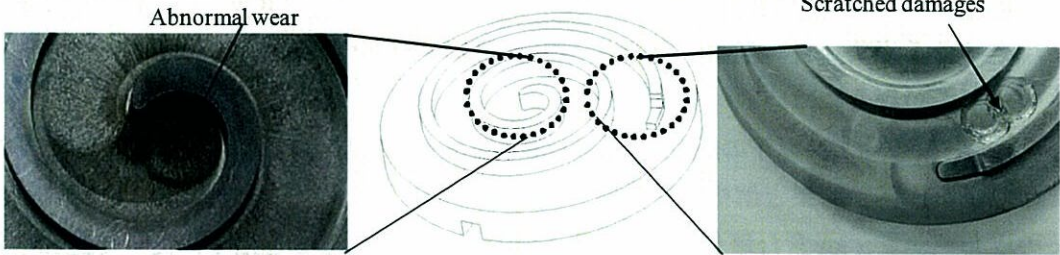


図 2.9 アキュムレータを設けない場合の信頼性の課題

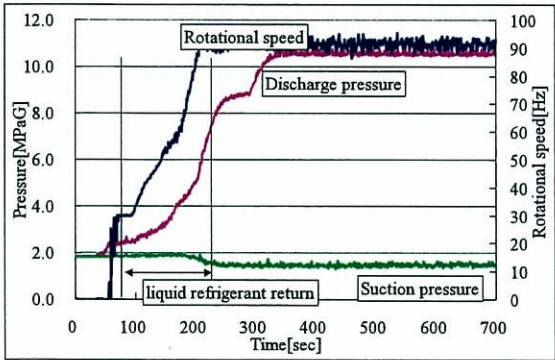


図 2.10 アキュムレータ有

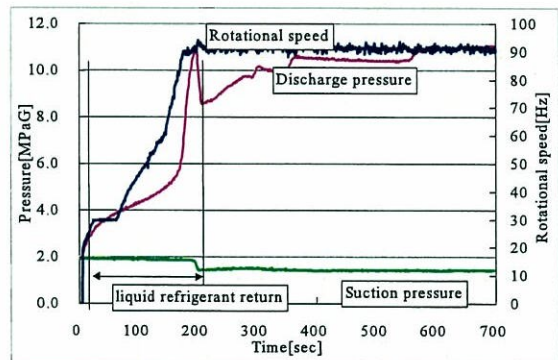


図 2.11 アキュムレータ無

起動時の吐出圧力と吸入圧力の変化

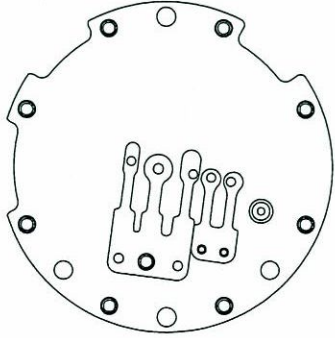


図 2.12 リリースバルブ

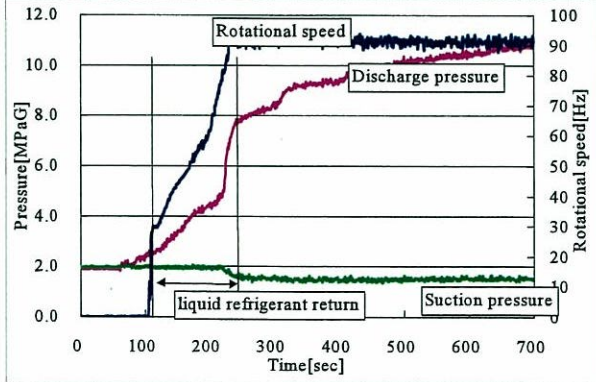


図 2.13 リリースバルブありの起動特性

2.6.2 巡回スクロールの離脱抑制に関する技術¹⁷⁻¹⁸⁾

一般に背圧調整機構を採用している高圧型スクロールの場合、低圧縮比運転において、押し付け力が不足して巡回スクロールが固定スクロールから離脱する現象（以下本論文中では、離脱と呼ぶことにする）が発生し、軸方向の隙間が拡大することによって体積効率が低下してしまうという問題を有している。また、蒸発器において、外気との熱交換量が小さくなる圧力条件の時に、液冷媒が定常的に圧縮機構部へと流入するが、アキュムレータが無い場合には比較的高い圧縮比において、離脱することが確認された。

図 2.14 は、これ以下の圧縮比に低下すると離脱する限界圧縮比と、圧縮機吸入の乾き度の関係を、実験結果と解析結果に関して示している。ここで、乾き度とは、湿り蒸気 1 kg のうち蒸気を x kg 含む場合、全量 1 kg に対する比である x を指す。従って飽和蒸気は $x=1$ となり、飽和液は $x=0$ となる。また縦軸は、乾き度が 1 の場合の離脱する限界圧縮比で除した離脱する限界圧縮比の比率としている。図 2.14 見て分かるように、実験結果と解析結果の両方で、離脱する限界圧縮比は、乾き度が小さくなるにしたがって大きくなることが分かった。また、乾き度が 1 の場合と比較して、乾き度が 0.8 付近になると、離脱する限界圧縮比は 10 %ほど大きくなってしまふことが分かった。この現象は、圧縮機吸入の乾き度が小さくなるに従って、横軸に比エンタルピ、縦軸に圧力をとった p - h 線図（詳細は、APPENDIX A 参照）上の等エントロピー線の傾きが大きくなるので、その分圧縮室の圧力上昇が早くなり圧縮室中心部の高圧の領域が拡大することによって、圧縮室側の圧力分布の合力が反圧縮室側の合力よりも相対的に大きくなり、結果として巡回スクロールを固定スクロールから離脱させようとする力が増大しているからだと考えられる。上記結果を踏まえて、液冷媒が定常的に圧縮機構部へ流入することによって、巡回スクロールが離脱しやすくなる場合でも、離脱する限界圧縮比が低下しない構成の検討を行った。

背圧調整機構を備えているスクロール圧縮機は、押し付け力が不足して巡回スクロールが固定スクロールから離脱する現象を抑制するために、背圧の設定値を上げて反圧縮室側の合力を大きくして押し付け力を確保する方法がある。しかし、背圧の設定値を上げ過ぎると、起動時に背圧の設定値まで圧力が上昇するまでの間は背圧調整機構から圧縮室へと

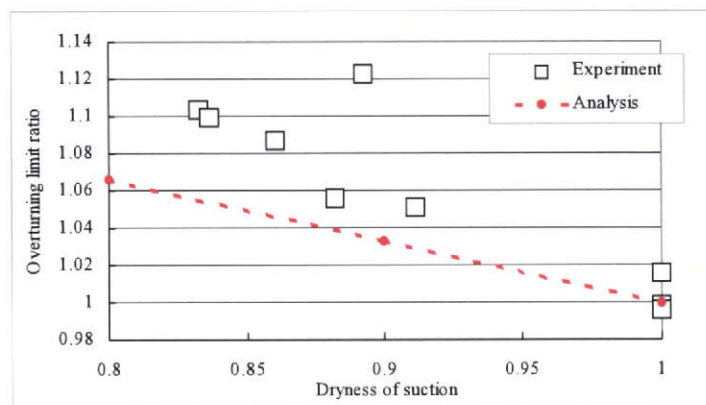


図 2.14 離脱する限界圧縮比と渴き度の関係

給油されず、圧縮室への給油遅れが発生する。起動時の圧縮室への無給油の時間の長さは、圧縮機の信頼性に大きな影響を及ぼすと考えられる。そこで、CO₂冷媒ヒートポンプ給湯機においてもっとも液冷媒が圧縮室吸入へと流入する低外気温度の起動試験において、背圧を1.5 MPaと1.0 MPaに設定して信頼性試験を実施した。結果、背圧が1.5 MPaの場合には、図2.9に示したような旋回スクロールのラップ底面の一部に旋回傷が確認された。しかし、背圧が1.0 MPaの場合には、旋回スクロールのラップ底面の一部に旋回傷が発生するという現象も確認されず、摺動状態は良好であった。以上の結果を踏まえて、背圧の設定値を1.0 MPa以下に設定することが、背圧調整機構を有するCO₂冷媒スクロール圧縮機の信頼性を確保する上で必要であることが分かった。

一方、押し付け力が不足して旋回スクロールが固定スクロールから離脱する現象を抑制するためのもうひとつの方法として、旋回スクロールを固定スクロールに吸い付けることで、圧縮室側の合力を小さくして押し付け力を確保する方法が考えられる。旋回スクロールを吸い付けるために形成したスラスト軸受の溝形状を図2.15に示す。A仕様については、スラスト軸受面積の約37%、B仕様については、スラスト軸受面積の約15%の溝を形成している。また、この溝は旋回スクロールの鏡板外周端の旋回軌跡よりも内側に構成しているため、背圧室とは孤立している。更に圧縮過程の圧縮室とも孤立しているため、斜線部のスラスト溝部は吸入圧力に維持される。

スラスト軸受に溝部が無い場合、A仕様のスラスト溝がある場合、B仕様のスラスト溝がある場合について、背圧を変化させたときの、離脱する限界圧縮比の関係を図2.16に示す。ここで、A仕様計算、B仕様計算結果については、スラスト溝が無い場合の実験結果をもとに、スラスト面の油膜圧力を背圧、スラスト溝の圧力を吸入圧力として、旋回スクロールの圧縮室側及び反圧縮室側の合力の釣り合いからもとめた限界圧縮比である。また、吸入乾き度は1とした。図2.16を見ても分かるように、スラスト溝を設けることによって、離脱する限界圧縮比は大幅に向上することが分かった。

ここで、CO₂冷媒ヒートポンプ給湯機のほぼ全ての運転条件をカバーすることができる圧縮比は1.3であるため、圧縮比が1.3で離脱がないようにするためには、A仕様のスラスト溝の場合は背圧を0.8 MPaに設定する必要がある。その他、B仕様では1.2 MPa、スラスト軸受に溝部が無い場合では1.35 MPaと設定する必要があることが分かった。前述した起動時の圧縮室への給油遅れ時間を短くするために、背圧を1.0 MPa以下とする必要があることからA仕様のスラスト溝のみが圧縮機の信頼性を確保する上で有効な構成であることが分かった。これらの検討によって、旋回スクロールの信頼性を確保しながら、運転時の離脱を防止することができる技術指標を明らかにした。

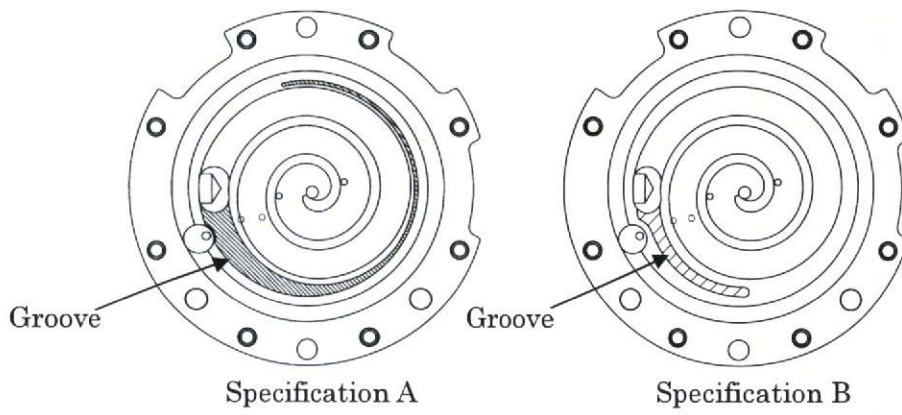


図 2.15 スラスト軸受に構成されたスラスト溝

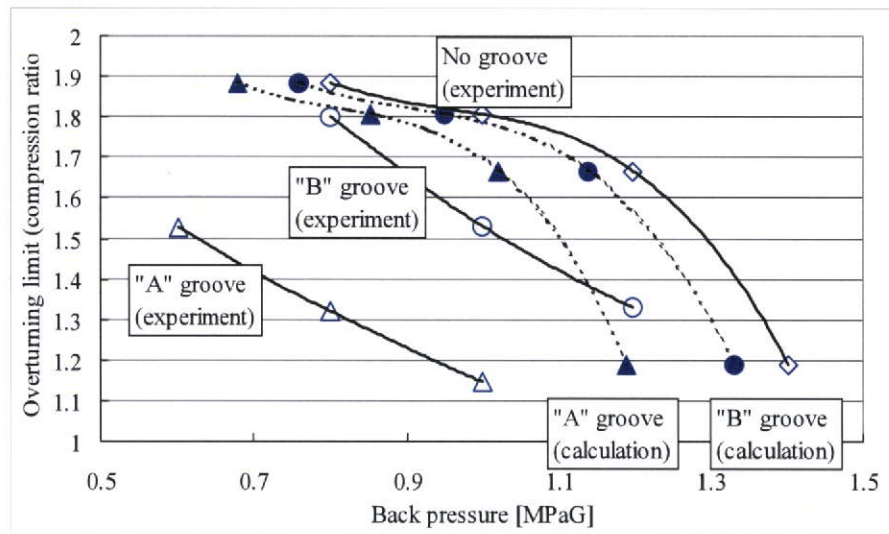


図 2.16 離脱する限界圧縮比と背圧の関係

2.7 スクロールラップ部に関する技術¹⁹⁾

CO₂冷媒ヒートポンプ給湯機の多くは、ヒートポンプユニットとタンクが別体で夜間にタンクへお湯を貯める貯湯方式のヒートポンプ給湯機である。一方で、省スペースの面からヒートポンプユニットとタンクを一体にし、瞬間的に沸き上げるコンパクト一体形 CO₂冷媒ヒートポンプ給湯機が注目されており、既に商品化されている。キーコンポーネントである圧縮機は、省エネルギーの面から高効率であることは言うまでもなく、省スペースの面から小型高出力であることが望まれている。こういった背景の中で、コンパクト一体形 CO₂冷媒ヒートポンプ給湯機に用いられる圧縮機として、小型でも高出力に対応できる CO₂冷媒スクロール圧縮機のラップ部に関する研究について報告されている。

スクロールラップ形状は、CO₂冷媒特有の高圧力差に対応するため、圧力が高くなるラップ中央部ほどラップ厚 t が厚くなる代数螺旋を採用することによって、中央部のラップ強度を確保しながら、小さい外形でシリンダ容積を最大化して小型高出力を実現している。図 2.17 に採用したスクロールのラップ形状を示す。ここで、代数螺旋は、係数 a と指数 k によりラップ形状を変更でき、極座標系を用いて式(2.1)で表される。ここで、 R はラップ半径、 ϕ は代数螺旋の偏角である。

$$R = a \cdot \phi^k \quad (2.1)$$

2.8 スラスト軸受に関する技術

CO₂冷媒スクロール圧縮機において、密閉容器内の圧力を吐出圧力で満たす高压タイプの他に、密閉容器内の圧力を吸入圧力で満たす低压タイプについても市場に導入されている。一般的に、低压タイプの圧縮機は高压タイプの圧縮機に比べて、吸入過程における冷媒の加熱による体積効率の低下を招いたり、吐出ガスに混入するオイルの分離が難しく、ヒートポンプサイクルの熱交換機の性能低下を招いたりするが、耐圧容器としての密閉容器を薄肉化できるので圧縮機の大型化が容易な点や、特にスクロール圧縮機においては、機械損失の大きな割合を占めるスラスト軸受が巡回スクロールの反圧縮室側に形成されること

$V_{th} = 7\text{cm}^3/\text{rev}$

| a | k | $t_{min}(\text{mm})$ | $t_{max}(\text{mm})$ | $R_m(\text{mm})$ |
|------|------|----------------------|----------------------|------------------|
| 3.8 | 0.81 | 2.77 | 4.51 | 30.88 |
| | 0.82 | 3.00 | 4.64 | 31.52 |
| | 0.83 | 3.27 | 4.79 | 32.65 |
| 3.81 | 0.81 | 2.79 | 4.53 | 30.97 |
| | 0.82 | 3.01 | 4.66 | 31.84 |
| | 0.83 | 3.25 | 4.81 | 32.74 |
| 3.82 | 0.81 | 2.80 | 4.55 | 31.05 |
| | 0.82 | 3.03 | 4.68 | 31.93 |
| | 0.83 | 3.27 | 4.83 | 32.83 |

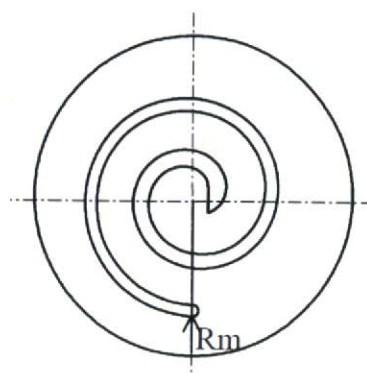


図 2.17 代数螺旋の係数とラップ形状

から、スラスト軸受部において構成上の工夫が可能となる利点がある。以下、低圧タイプCO₂冷媒スクロール圧縮機のスラスト軸受に関する研究を紹介する。

2.8.1 スラストコロ軸受に関する技術²⁰⁾

圧縮機効率向上に向けては、各摺動部で発生する機械損失を低減する必要がある。特に、スクロール圧縮機は構造上、公転運動する旋回スクロール背面に圧縮室の圧力によるスラスト荷重が作用するが、CO₂冷媒の使用により、そのスラスト荷重は従来のフルオロカーボン系冷媒と比べて約5倍程度と非常に大きくなる。このため、平面受け構造では、摩擦による機械損失が増大すると考えられる。また、ボールカップリング構造では、旋回スクロールの公転運動への従動は容易であるが、球と平面との接触となるため接触面積が小さく、面圧を許容値以下に抑えることが困難なため耐久性を確保することができない。

そこで接触面積を大きくし、旋回スクロールの公転運動に従動できるように、同一方向に配列したコロのカップリングを2組使用し、お互いに直行するように配置した新機構のスラスト軸受が考案された。このスラスト軸受の採用によって同体格のボールカップリングに対して面圧を約1/5に低減して寿命を確保するとともに、機械損失低減を達成している。図2.18にスラストコロ軸受機構について示す。

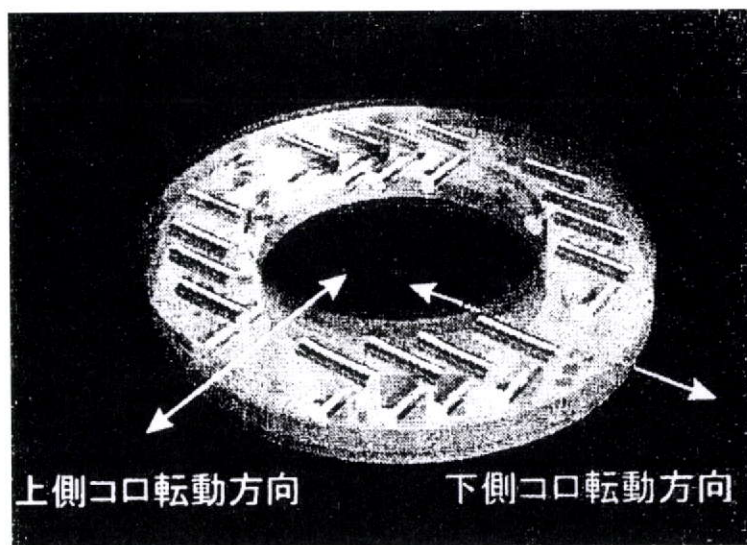


図 2.18 スラストコロ軸受機構

2.8.2 スラスト軸受に柔構造を採用した技術²⁰⁾

図 2.21 に、従来のフルオロカーボン系冷媒で採用されている圧縮機構部と CO₂ 冷媒に対応した新構造の圧縮機構部を示す。従来の圧縮機では、オルダムリングは旋回スクロールの反圧縮室側に配置されているので、スラスト軸受の部分の面積が小さいのに対して、CO₂ 冷媒に対応した新構造の圧縮機構部においては、オルダムリングを圧縮室側に配置することで、スラスト軸受の面積を大きくすることが可能となった。更に、スラスト軸受部を柔構造とすることで、運転時のスラスト荷重が加わった場合に変形して局所的な面圧の上昇を抑えて、油膜の形成を促進することによって良好な潤滑状態が得られると報告されている。

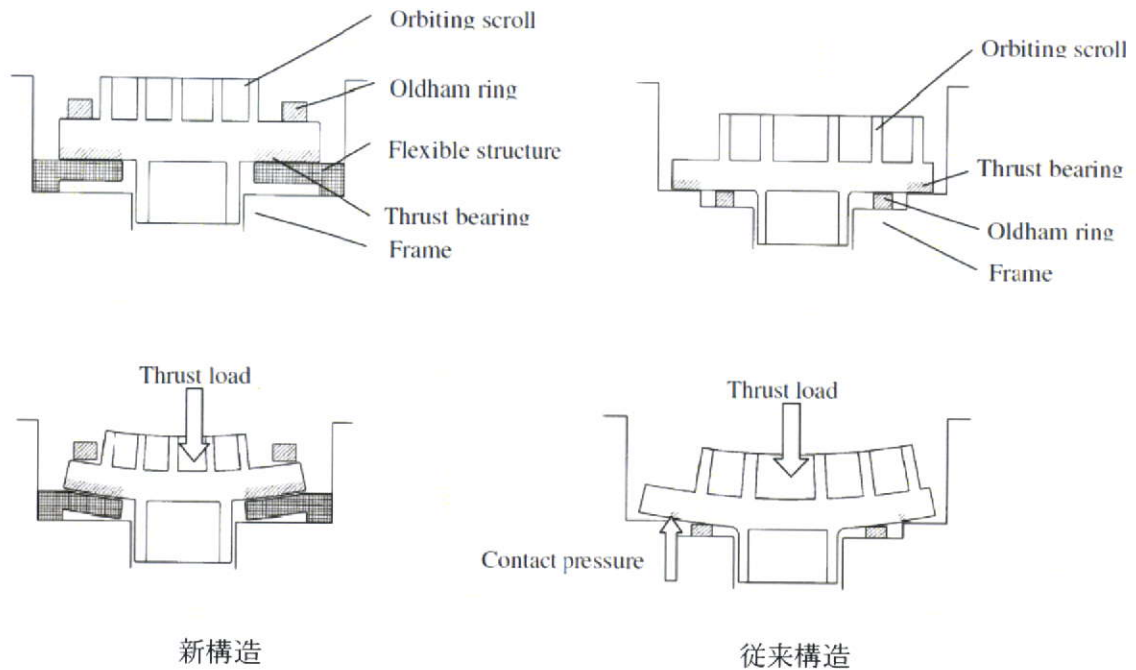


図 2.19 柔構造を採用したスラスト軸受の模式図

2.9 CO₂冷媒スクロール圧縮機の更なる高性能化に向けて

図 2.20 にスクロール圧縮機の漏れ経路について示す。図 2.20 に示すように、スクロール圧縮機には、軸方向隙間からの漏れと半径方向隙間からの漏れの 2 つの経路の漏れが存在する。従来のフルオロカーボン系冷媒に比べて CO₂ 冷媒は高温かつ圧力差が大きいことから、CO₂ 冷媒スクロール圧縮機の高効率化及び信頼性の確保を図るためには、軸方向隙間に関係する圧縮機構部の変形及び半径方向隙間に関係するラップ間の押接力の特性を把握した上で最適化し、摺動による損失を増やすことなく圧縮途中の内部漏れを減らして図示効率や体積効率を上げることが重要である。

軸方向隙間からの漏れの防止機構として、従来のフルオロカーボン系冷媒スクロール圧縮機における研究では、スクロールラップ先端に溝を加工し、その溝の中にチップシールを入れることによって漏れを防止する方法²²⁾、巡回スクロールの反圧縮室側に背圧室を設けて中間圧を印加して固定スクロールに押し付ける背圧調整機構を採用し、軸方向隙間を縮小することによって漏れを防止する方法⁸⁾がある。これらの技術を CO₂ 冷媒スクロール圧縮機に展開する場合は、圧縮機構部が高温・高圧で、圧縮室間の差圧も大きくなることを考慮しなければならない。チップシールを適応する場合は、各部材の熱膨張差によって巡回スクロールのラップ先端の溝とチップシールとの間の隙間が拡大し、漏れが増大することが予想される。一方、背圧室を設けて巡回スクロールを固定スクロールに押し付けて軸方向隙間を縮小する場合においても、固定スクロール及び巡回スクロールの運転時の変形を正確に把握できていなければ、一部で強い接触摺動が発生してカジリや異常摩耗の原因となる場合や、反対に軸方向隙間が広い場所が存在することによって漏れを増大させたりする場合が懸念されるので、運転時に発生する変形を正確に把握した上で対策をとる必要がある。しかしながら、CO₂ 冷媒に関して、特に詳細に研究した例は報告されていない。

そこで、第 3 章においてはヒートポンプ給湯機向け CO₂ 冷媒スクロール圧縮機の圧縮機構部の変形に着目し、運転時の固定スクロールに発生する圧力変形や熱変形の特性を解析的に把握する。また、溶接による変形とボルト締結による変形を解析的及び実験的に把握し、固定スクロールの鏡板の厚さを適切に選択することによって運転時に固定スクロールの変形を抑える事ができることを明らかにする。更に、運転時の固定スクロールの変形を

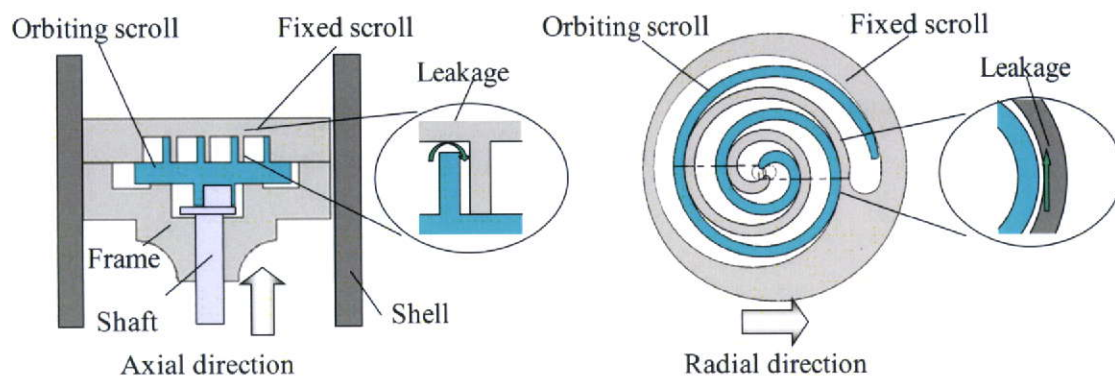


図 2.20 スクロール圧縮機の 2 つの漏れ経路

ひずみゲージを用いて測定し、圧力変形と熱変形の解析結果の妥当性について検証する。また、回転スクロールの変形については、ラップ先端及び底部にスロープ形状を施し、解析的及び実験的な検討によって、スロープ形状の指針及び性能特性について明らかにする。

一方、半径方向隙間からの漏れ防止するために、可変クランク方式²³⁾が提案されている。この方式では、軸のクランクピンと回転スクロールとの間に設けられたスライドブッシュがスライドすることによって回転スクロールの回転半径が変化し、回転スクロールのラップを固定スクロールのラップに適度に押し付けて漏れを防止している。しかしながら、スライドブッシュの構成上の制約によってクランクシャフトの主軸部直径は大きくなってしまいうデメリットがある。この技術をCO₂冷媒スクロール圧縮機に展開する場合は、圧縮機の小型化が困難となる場合や、主軸受部における機械損失が増大するという課題が懸念される。一方で、固定クランク方式を採用する場合においては、回転スクロールのラップを固定スクロールのラップに押し付ける押接力について、解析的に把握した研究²⁴⁻²⁵⁾が報告されている。しかしながら、回転スクロールが固定スクロールのラップに接触することによって、偏心軸及び主軸受の隙間や油膜形成が変化すると考えられるが、それらの影響を考慮した押接力の特性に関する詳細な研究は報告されていない。

そこで、第4章においては、固定半径クランク方式を採用したCO₂冷媒スクロール圧縮機について、主軸受に発生する油膜圧力分布を測定することによって、回転スクロールと固定スクロールのラップ間に作用する押接力の特性及び発生メカニズムについて検討する。また、各軸受隙間と回転半径を同時に考慮する軸可動量比をパラメータとして導入し、各軸受部における力の釣り合いと油膜圧力分布の計算値から、軸可動量比を変化させたときの押接力を求めて、実験結果と比較検討する。また、押接力を変化させることによって、圧縮機の性能特性についても検討する。最後に第5章において、CO₂冷媒スクロール圧縮機において検討した内容を、CO₂冷媒スクロール膨張機に適応し、本研究の有用性について検討する。

参考文献

- 1) 桧皮武史, 大川剛義, 熊倉英二, 東洋文, 銚谷克己: CO₂ スイニング圧縮機の性能評価, 日本冷凍空調学会学術講演会論文集, pp201-204 (2000).
- 2) Tadano, M., Ebara, T., Oda, A., Susai, T., Takizawa, K., Izaki, H., Komatsubara, T.: Development of the CO₂ Hermetic compressor, Proc. of 15th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, 323-330 (2000).
- 3) 萩田貴之, 小林寛之, 竹内真実, 一柳貴弘, 洞口典久, 鶴飼徹三: 自動車エアコン用 CO₂ スクロールの開発, 環境と新冷媒国際シンポジウム, pp.48-51(2000).
- 4) 今井悟, 小田淳志, 江原俊之: 密閉型二酸化炭素圧縮機の開発—基本設計および基本性能評価, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.18, No.3, pp.233-241(2001).
- 5) Ishii, N., Yamamoto, S., Sano, K., Sawai, K., Hiwata, A., Nakamoto, T., Kawano, H.: Efficiency Simulations of a Compact CO₂ Scroll Compressor and its Comparison with Same Cooling Capacity R410A Scroll Compressor, Proc. of 16th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, C22-2 (2002).
- 6) 足立知康, 萩田貴幸: カーエアコン用 CO₂ システム, 冷凍, 77(893), 198-203 (2002).
- 7) Maeyama, H., Yokoyama, T., Nakao, H.: Development of the Compressor for CO₂ Heat Pump with the Single Rotary Mechanism, Proc. of 18th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, C056 (2006).
- 8) 坪野勇, 竹林昌寛, 早瀬功, 稲場恒一, 関口浩一, 島田敦: 新背圧制御機構を用いた高効率スクロール圧縮機の開発, 空気調和・冷凍連合講演会論文集, pp.13-16 (1997).
- 9) IPCC レポート, 2007 年第 4 次評価報告書
- 10) NIST Thermodynamics and Transport Properties of Refrigerants and Refrigeration Mixtures – REFPROP, National Institute of Standards and Technology
- 11) 斎川路之, 橋本克己: 給湯用 CO₂ ヒートポンプサイクルの効率評価—理論効率の評価と特性把握, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.18, No.3, pp.217-223(2001).
- 12) 斎川路之: 給湯用理想ヒートポンプサイクル及びその成績係数 (COP) の導出と各冷媒の上限 COP の評価, 日本機械学会論文集(B 編), 74 巻 738 号, pp.255-260 (2008).
- 13) 森上和久, 渡部安司: CO₂ ヒートポンプ給湯機—スクロール CO₂ 給湯機の開発, 冷凍, 79(917), 197-202 (2004).
- 14) Hiwata, A., Iida, N., Futagami, Y., Sawai, K., Ishii, N.: Performance Investigation with Oil-injection to Compression Chambers on CO₂-Scroll Compressor, Proc. of 16th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, C18-4 (2002).
- 15) Sakuda, A., Sawai, K., Lida, N., Hiwata, A., Morimoto, T., Ishii, N. : Performance improvement of scroll compressor with new sealing-oil supply mechanism, IMechE Conference Transactions of International Conference on Compressors and Their Systems, pp.465-474(2001).
- 16) 岡座典穂, 目方雅人, 中谷和生, 室園宏治: 高圧スクロール圧縮機を用いた給湯機用

CO₂ サイクルの検討, 環境と新冷媒国際シンポジウム, pp.7-12(2004).

- 17) 鷗田晃, 二上義幸, 森本敬, 飯田登, 澤井清, 饗場靖: CO₂ スクロール圧縮機における巡回スクロール運動安定性の向上検討, 第9回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集, pp.443-448(2004).
- 18) Hiwata, A., Futagami, Y., Morimoto, T., Ishii, N.: New Thrust Bearing Groove to Control the Overturning for CO₂ Scroll Compressor without Accumulator, Proc. of 17th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, C078 (2004).
- 19) 幸野雄, 田村和己, 津久井和則, 向井 有吾: ヒートポンプ給湯機用高出力 CO₂ スクロール圧縮機の開発, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, C317(2005).
- 20) 加藤裕康, 神谷治雄, 秋山訓孝, 内田和秀, 斎川路之, 小早川知明: CO₂ 給湯機用コンプレッサの開発, 日本冷凍空調学会学術講演会論文集, pp25-28 (2001)
- 21) Yano, K., Nakao, H., Shimoji, M.: Development of Large Capacity CO₂ Scroll Compressor, Proc. of 19th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, C1189 (2008).
- 22) Lee, B., Yanagisawa, T., Fukuta, M., Choi, S.: A Study on the Leakage Characteristics of Tip Seal Mechanism in the Scroll Compressor, Proc. of 18th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, C20-3 (2002).
- 23) 澤井清, 山村道生, 小島能宣, 山本修一, 河原定夫, 阪井学, 坪川正浩, 石井徳章: ルームエアコンディショナ用小容量横置型スクロール圧縮機, 日本冷凍協会論文集, Vol.10, No.3, pp.511-517 (1993).
- 24) 森下悦生, 杉原正浩, 中村利之: スクロール圧縮機の力学モデル (第1報, 固定半径クランクの場合), 日本機械学会論文集(B編), 51 巻 466 号, pp.1981-1987 (1985).
- 25) 森下悦生, 杉原正浩, 稲葉努, 木村正: クロール圧縮機の力学モデル(第2報, 従動クランクの場合および振動モデル), 日本機械学会論文集(B編), 51 巻 466 号, pp.1988-1993 (1985).

第3章 スクロール圧縮機の圧縮機構部の変形に関する研究

3.1 緒言

圧縮機構部の部品同士の隙間からの漏れ防止を目的とした、圧縮機構部の変形低減関連技術に注目すると、ロータリ圧縮機については、溶接部品の柔構造化、溶接用の別部品を用いるなどの対策により、溶接時の変形防止に着眼した取り組み¹⁾や圧縮機構部の密閉容器への固定をアークスポット溶接から熱かしめ固定方式へと変更し、圧縮機構部を周方向に把持して圧縮機構部にかかる反力を大幅に低減させた取り組み²⁾、運転中の微小隙間の挙動を把握するために渦電流式センサーを用いた研究³⁾が報告されている。これらの変形低減技術によって、隙間からの漏れを低減しながら、過度な隙間縮小による接触も防止している。

一方、スクロール圧縮機については、軸方向隙間からの漏れの防止機構としては、スクロールラップ先端に溝を加工し、その溝の中にチップシールを入れることによって漏れを防止する方法⁴⁾、旋回スクロールの反圧縮室側に背圧室を設けて中間圧を印加して固定スクロールに押し付ける背圧調整機構を採用し、軸方向隙間を縮小することによって漏れを防止する方法⁵⁾がある。これらの技術をCO₂冷媒に展開する場合は、圧縮機構部が高温・高圧で、圧縮室間の差圧も大きくなることを考慮しなければならない。チップシールを適応する場合は、各部材の熱膨張差によって旋回スクロールのラップ先端の溝とチップシールとの間の隙間が拡大し、漏れが増大することが予想される。一方で、背圧室を設けて旋回スクロールを固定スクロールに押し付けて軸方向隙間を縮小する場合においては、固定スクロール及び旋回スクロールの運転時の変形を正確に把握できていなければ、一部で強い接触摺動が発生してカジリや異常摩耗の原因となる場合や、反対に軸方向隙間が広い場所が存在することによって漏れを増大させたりする場合が懸念されるので、運転時に発生する変形を正確に把握した上で対策をとる必要がある。従来のフルオロカーボン系冷媒用スクロール圧縮機については、接触センサーによって運転時の旋回スクロールのラップ先端の軸方向隙間を計測した研究⁶⁾が報告されているが、CO₂冷媒について、軸方向隙間に関する圧縮機構部の変形を低減し、性能向上を図ることに注目した詳細な研究は報告されていない。

図3.1は運転時の固定スクロールに発生する変形を要因別に示す。本章ではCO₂冷媒スクロール圧縮機の圧縮機構部の軸方向の変形に着目した。第3.2節では固定スクロールに発生する変形を検討するにあたっての共通事項について、第3.3節では、固定スクロールに発生する圧力変形について、第3.4節では、固定スクロールに発生する熱変形について、第3.5節では、固定スクロールに発生する溶接による変形について、第3.6節では、固定スクロールに発生するボルト締結による変形について、それぞれ検討する。第3.7節では、固定スクロールの鏡板の厚さを適切に選択することによって、運転時に発生する変形を低減する手法について検討する。第3.8節では、運転時の固定スクロールの変形をひずみゲージを用い

で測定し、圧力変形と熱変形の解析結果の妥当性について検証する。一方、図 3.2 に運転時の旋回スクロールに発生する変形を要因別に示す。図 3.2 に示すように、旋回スクロールは溶接変形やボルト締結による変形は発生しない。そこで、第 3.9 節においては、運転時に旋回スクロールに発生する圧力変形及び熱変形については、ラップ先端及び底部にスロープ形状を施し、解析的及び実験的な検討によってスロープ形状の指針及び性能特性について検討する。最後に、第 3.10 節で結言について述べる。

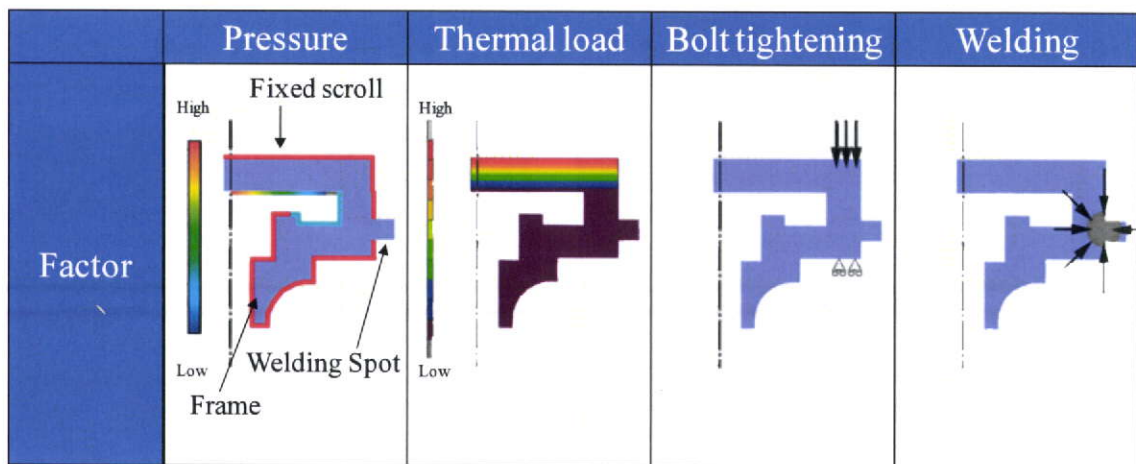


図 3.1 固定スクロールに発生する変形の要因

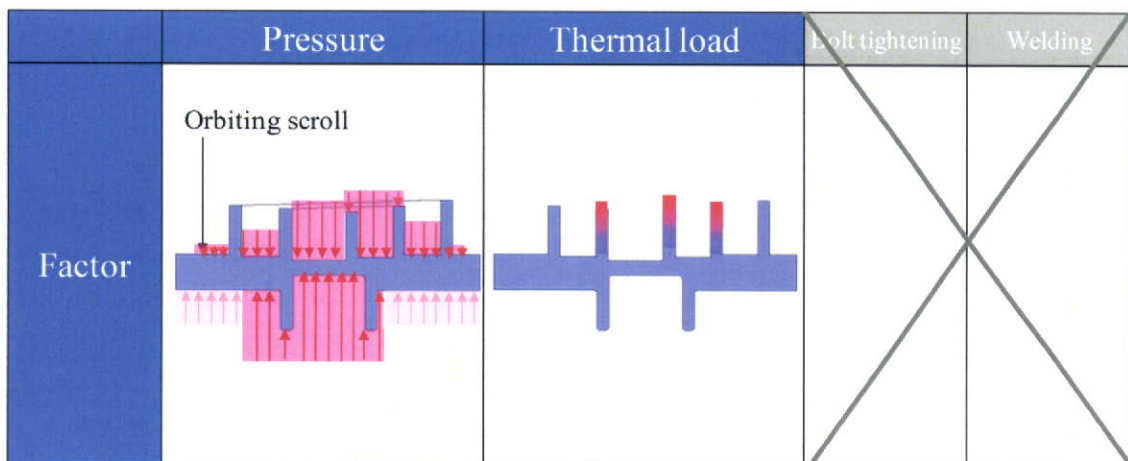


図 3.2 旋回スクロールに発生する変形の要因

3.2 固定スクロールに発生する変形を検討するにあたっての共通事項

3.2.1 固定スクロール及びフレームの機械的物性値の測定

運転時に発生する固定スクロールに発生する変形を解析するためには、固定スクロール及びフレームのヤング率等の機械的物性値を正確に把握する必要がある。そこで、本研究で対象としたスクロール圧縮機の固定スクロール及びフレームより引張り試験片を採取し、応力-ひずみ線図を作成した。試験片については、固定スクロール及びフレームの部材から採取した。図 3.3 に固定スクロール及びフレームの部材の試験片の採取位置、図 3.4 に試験片の形状とひずみゲージ添付位置を示す。

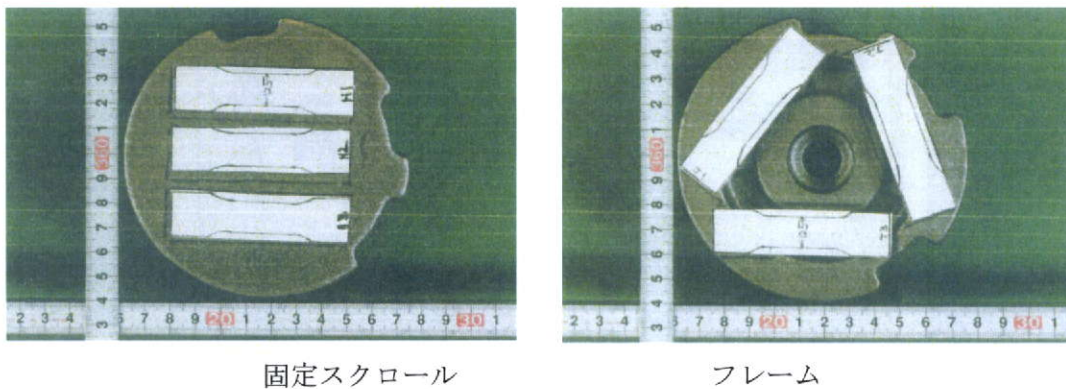


図 3.3 試験片の採集位置

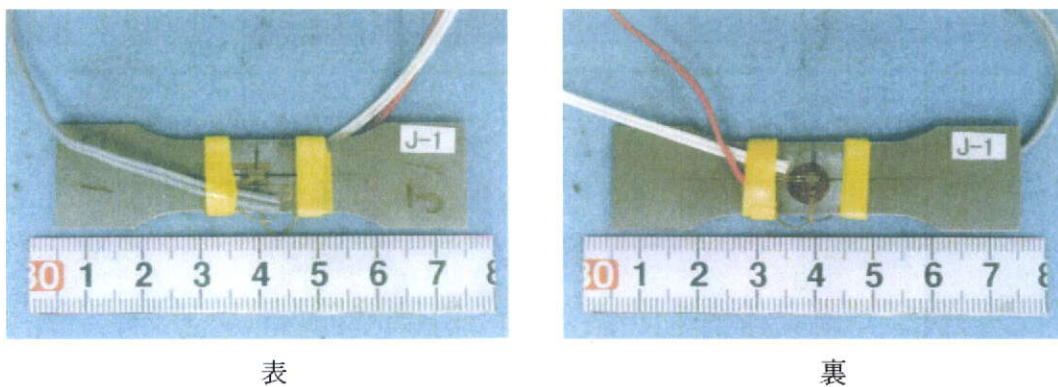


図 3.4 試験片の形状とひずみゲージ添付位置

引張り試験については、MTS 社製 100 kN 疲労試験機を、またひずみ計測については、共和電業社製ひずみゲージを用いた。表 3.1 に、応力—ひずみ線図採取試験の概要について示す。

表 3.1 応力—ひずみ線図採取試験の概要

| 引張り試験 | |
|--------|---|
| 試験機 | 100 kN 疲労試験機 (MTS 社製) |
| 試験制御 | 変位制御 |
| 引張速度 | 0.5 mm/min |
| 試験温度 | 室温 (25 °C) |
| 出力 | 荷重, 変位 |
| ひずみ計測 | |
| ひずみゲージ | 試験片表面 : KFEL-2-120-C1-L3M2R (共和電業社製) 試験片裏面 : KFG-2-120-D16-11 (共和電業社製) |
| 計測器 | デジタル動ひずみ測定器 DRA-107A (東京測器研究所社製) |
| 測定条件 | サンプリングサイクル : 50 msec サンプリングタイム : 試験片が分離破断する間 |

図 3.5 に、フレームの試験片から得られた応力—ひずみ線図の結果を示す。ヤング率とポアソン比の測定値は、50 MPa から 100 MPa の直線部分から求めた。また、0.2%耐力は、応力—ひずみ線図の直線部分より最小二乗法で直線を求め、0.2%のひずみ軸上の点から、試験初期の直線部分に平行直線を引き、その直線が応力—ひずみ線図と交わる点の値とした。また、フレーム及び固定スクロールからそれぞれ 2 つの供試体を取り出して実験を行った。以後の解析における物性値については、それらの平均値を利用した。

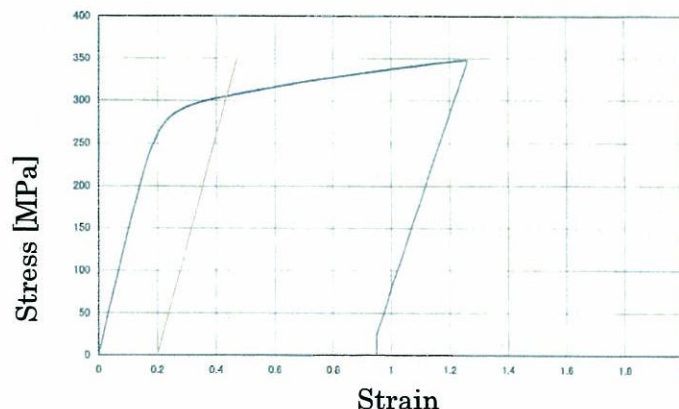


図 3.5 フレーム試験片による応力—ひずみ線図

3.2.2 等価剛性を持つ鏡板の検討

スクロール圧縮機の固定スクロールはラップがインボリュートで構成されており、そのままでは対称性を利用した解析モデルの簡略化をすることができない。そこで、ラップが構成された固定スクロールとほぼ等価な剛性を有する円盤状の鏡板の厚さを検討した。固定スクロールを円盤状の鏡板で近似することができれば、対称性を利用した解析モデルの単純化が可能となる。図 3.6 に、円盤状の鏡板と固定スクロールの外観と解析検討に用いた境界条件を示す。ここで、本研究で対象としたスクロール圧縮機の固定スクロールについては、鏡板の厚さ 20 mm、鏡板直径 $\phi 112$ mm である。また、ハッチングされた領域については、フレームとの締結面を示している。このフレームとの締結面については、外周のエッジ部の変位が固定されているとしてモデル化した。また、等価剛性を持つ円盤状の鏡板については、固定スクロールの中心部に単位荷重を作用させた時の外周部に対する中心部の変形量が、円盤状の鏡板のそれと同じになるように、円盤状の鏡板の厚さを検討した。検討結果を表 3.2 に示す。以後の検討における固定スクロールについては、厚さ 15 mm の等価剛性を持つ円盤状の鏡板で近似することとした。解析には汎用 FEM 構造解析ソフトウェアである、Pro/ENGINEER Mechanical (詳細は、APPENDIX C 参照) を用いた。

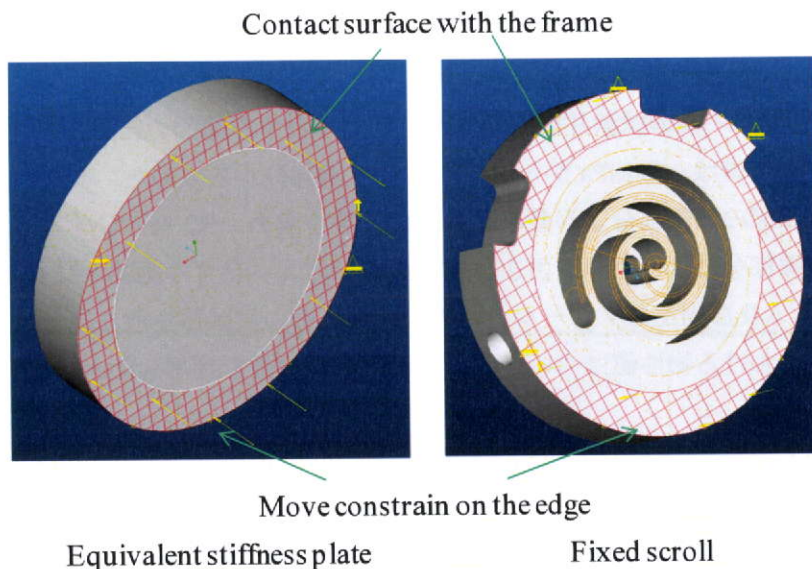


図 3.6 等価剛性鏡板と固定スクロールの外観と境界条件

表 3.2 等価剛性を持つ円盤状の鏡板の厚さ

| | Wrap height [mm] | Thickness [mm] | Diameter [mm] |
|----------------------------|------------------|----------------|---------------|
| Fixed scroll | 4.3 | 20 | 112 |
| Equivalent stiffness plate | — | 15 | 112 |

3.2.3 変形の定義と運転条件

圧縮機構部の要部を拡大した断面及び固定スクロールに発生する変形の定義について図 3.7 に示す。固定スクロールは周方向に 8 等配されたボルトによってフレームと締結され、フレームは 3 点（周方向に 120° 等配）にて密閉容器に溶接固定されている。また、左図は中心部が下向きに変形する（下凸）様子を、右図は中心部が上向きに変形する（上凸）様子を示している。本章では、図 3.7 に示すように固定スクロールとフレームとの締結面の内側端とボルト締結位置との中間（φ90mm）の軸方向位置を基準として、中心部付近の変形量を固定スクロールの変形量と呼ぶことにする。また、固定スクロールの変形量は上向きを正とし、左図に示されるような下凸の変形の場合はマイナス、右図に示されるような上凸の変形の場合はプラスの変形量とした。

変形量を検討する運転条件としては、ヒートポンプ給湯機の運転条件を基に、年間を通して運転頻度の高い圧力及び温度条件を選択した。表 3.3 に圧縮機の圧力及び温度条件を示す。表 3.3 に示す条件は、ヒートポンプ給湯機の最も代表的な運転条件であり、圧縮機には高い効率が要求される。以後、特に記載のない場合は表 3.3 に示す運転条件にて検討を行う。

表 3.3 圧力と温度条件

| | Discharge pressure | Suction pressure | Discharge temp. |
|-----------|--------------------|------------------|-----------------|
| Condition | P_d [MPa] | P_s [MPa] | T_d [°C] |
| Standard | 10.1 | 4.1 | 95 |

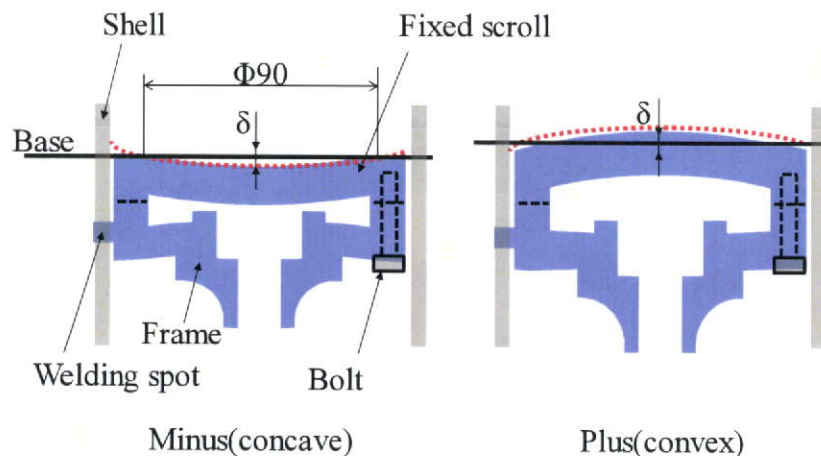


図 3.7 固定スクロールに発生する変形の定義

3.3 固定スクロールに発生する圧力変形

図 3.8 に解析の対象とした部分の主要寸法を示す。固定スクロールについては、第 3.2 節で検討した等価剛性を持つ円盤として近似した。溶融部については、図 3.8 中に示すような円柱状の突起を周方向に 120°等配の合計 3 箇所、フレーム部分の外周面に設けた。また、固定スクロール、フレーム、溶融部を一体形状として、ボルトについては解析対象より省略した。図 3.9 に、固定スクロール及びフレームの運転時の圧力による変形を解析するための境界条件について示す。圧力条件としては、固定スクロールの圧縮室に相当する部分は、吸入圧力から吐出圧力へと線形に変化する円錐状の圧力分布を与えた。また、シールリング外周側の中間圧部に面する領域は、低圧縮比でも回転スクロールが固定スクロールから離脱しない背圧を与えた。上記以外の固定スクロールの反圧縮室側表面及びフレームの表面には吐出圧力を与えた。拘束条件については、密閉容器とフレームの固定部である溶融部表面を完全固定とした。また、固定スクロールの圧縮室側の中間圧に面する領域をスラスト軸受部と定義し、回転スクロールの軸方向に作用する力 (3210 N) をスラスト軸受部に作用させた⁷⁾。解析には Pro/ENGINEER Mechanical を用いた。上記境界条件における解析結果を図 3.10 に示す。ここで、図 3.10(a)は変形の様子を、図 3.10(b)は固定スクロール反圧縮室側上面の中心から基準位置までの変形について示している。図 3.10 を見ても分かるように、固定スクロールが圧力によって下に変形している (下凸)。基準位置に対する固定スクロールの変形量は、 $-10.0 \mu\text{m}$ となった。

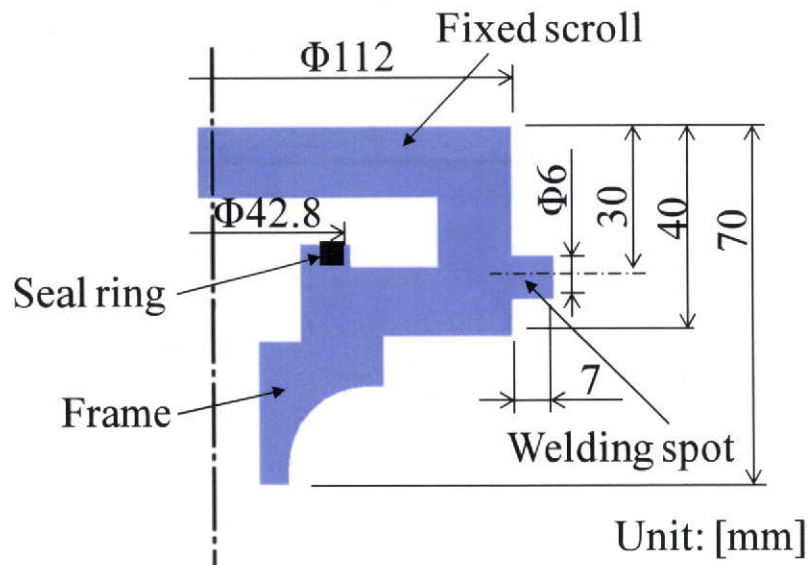


図 3.8 解析対象の主要寸法

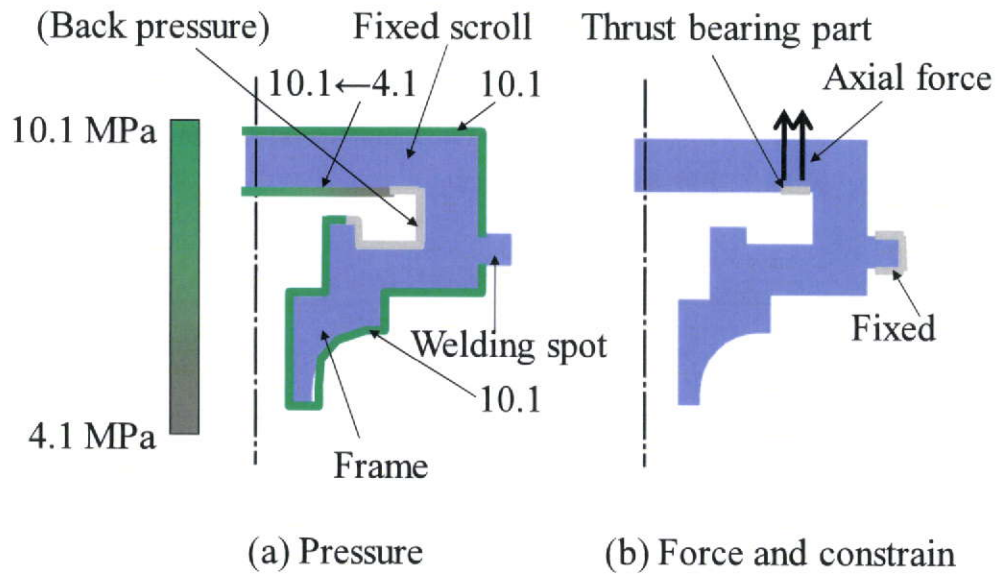


図 3.9 固定スクロールに発生する圧力変形の境界条件

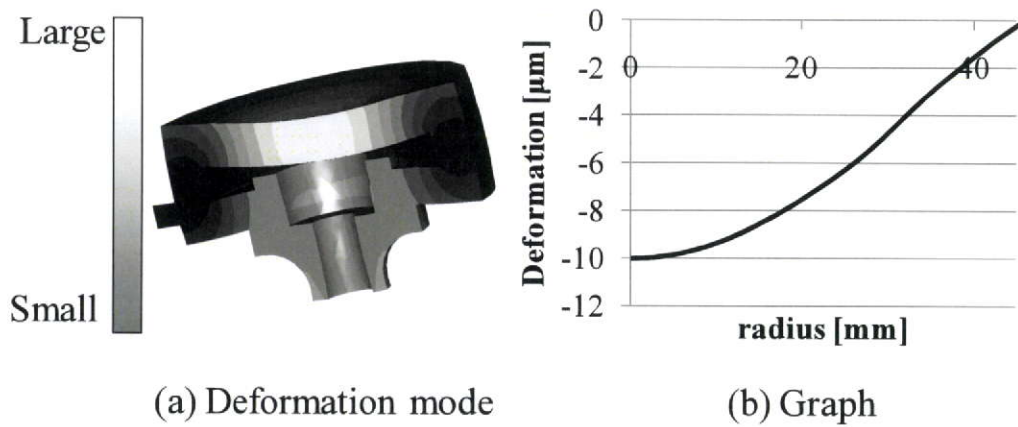


図 3.10 固定スクロールに発生する圧力変形の解析結果

3.4 固定スクロールに発生する熱変形

3.4.1 運転時の温度測定

吸入された冷媒は、圧縮行程が進行するにともない温度が上昇し、高温・高圧となった冷媒が密閉容器内に吐出されるので、固定スクロールの圧縮室側表面と反圧縮室側表面の温度に温度差があると推定される。固定スクロールに温度差が発生すると、フレームが溶接によって密閉容器に固定されているために、変形の原因となることが予想される。そこで、まず固定スクロールに熱電対を取り付けた圧縮機を試作し、固定スクロールの温度分布を測定した。表 3.4 に実験装置の概要を示す。

表 3.4 圧縮機内部温度測定装置概要

| 圧縮機内部温度測定 | |
|-------------|--------------------------------------|
| 熱電対 | T型熱電対(10箇所) |
| 密閉容器外への取り出し | CONAX [®] シーリンググランドによる圧力シール |
| データロガー | midi LOGGER GL400 (GRAPHTECH 社製) |

熱電対については、固定スクロールの鏡板 5 箇所において、鏡板の厚さ方向に 2 箇所の計 10 か所に取り付けた。図 3.11 に固定スクロールに取り付けた熱電対の位置を示す。

表 3.5 及び図 3.12 に、圧縮機運転時の固定スクロールの温度測定結果を示す。表 3.5 に示す軸方向位置については、固定スクロールの反圧縮室側の表面を基準とした温度測定位置の深さを示している。図 3.12 では、軸方向位置に対する温度をプロットしている。固定スクロールの鏡板内部での温度分布が線形と仮定したとき、固定スクロールの反圧縮室側表面と圧縮室側表面の温度差についても表 3.5 に示す。ここで、鏡板の温度差については測定

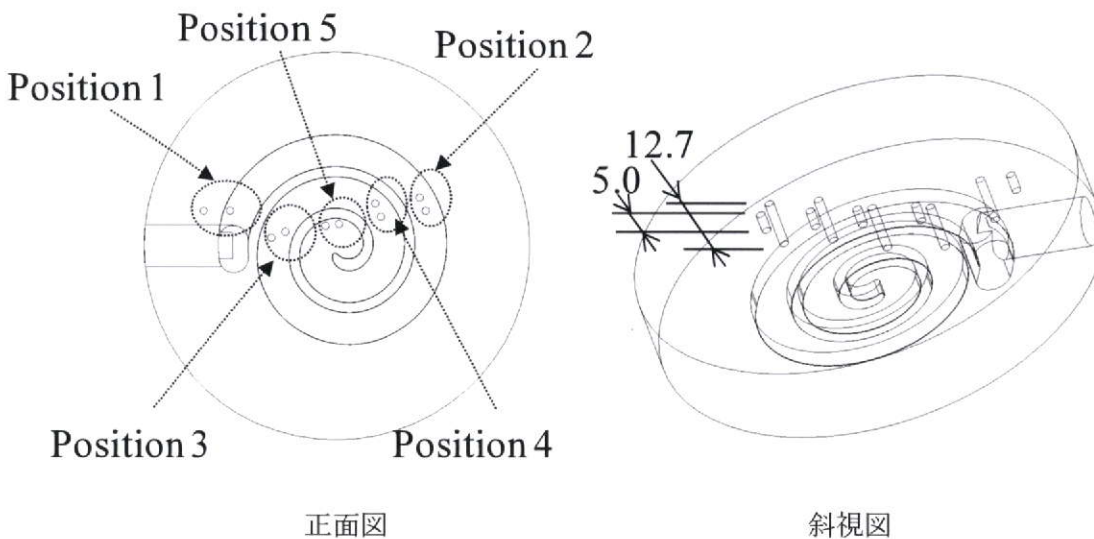


図 3.11 固定スクロールの熱電対取り付け位置 (単位 [mm])

された温度分布から、固定スクロールの等価剛性鏡板の厚みである 15 mm 相当に換算した。表 3.5 に示すように、固定スクロール外周側の吸入行程付近での温度差は大きく、内周側の吐出行程付近での温度差は小さいが、位置 1~5 を平均すると、鏡板の反圧縮室側表面と圧縮室側表面の温度差は約 15 °C であることが分かった。

表 3.5 固定スクロールの温度測定結果

| Axial location [mm] | Position 1 | Position 2 | Position 3 | Position 4 | Position 5 |
|------------------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| 12.7 | 77.0 | 89.6 | 88.1 | 98.2 | 100.7 |
| 5.0 | 90.1 | 96.7 | 97.3 | 102.8 | 100.2 |
| Temperature difference | 26.7 | 14.5 | 18.8 | 9.4 | -1.0 |

Unit:[°C]

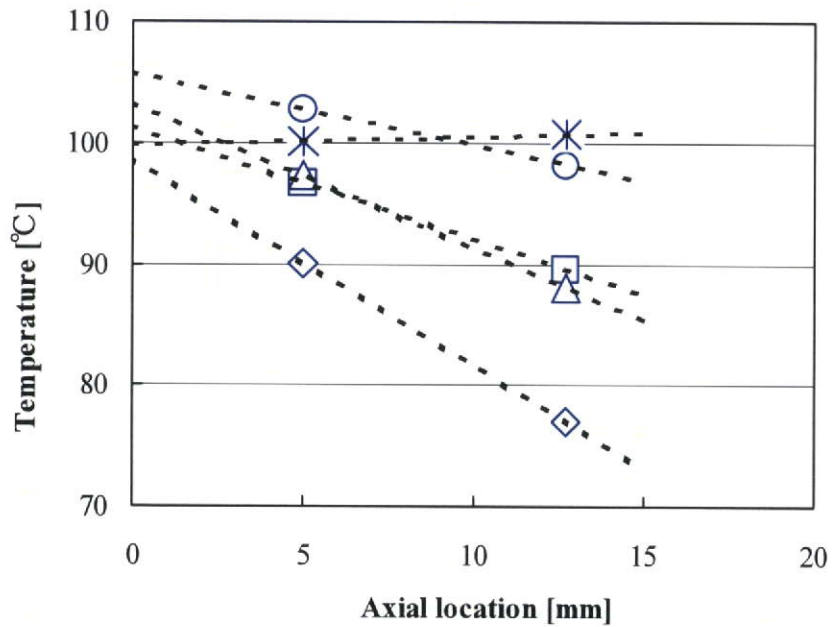


図 3.12 固定スクロールの各軸方向位置における温度測定結果

3.4.2 温度差による変形解析

温度差による変形の場合についても、圧力変形の検討と同様に等価剛性を持つ円盤状の鏡板で近似することを考え、位置 1 から位置 5 で推定された 15 mm 換算の鏡板の温度差の平均値である 15 °C を用いて、熱変形を計算するための温度境界条件を設定した。図 3.13 に熱変形を計算するための温度境界条件を示す。解析の対象とした部分は図 3.8 に示す形状を用い、線膨脹係数は $11.0 \times 10^{-6} 1/^{\circ}\text{C}$ とした。また、固定スクロールの反圧縮室側表面を 100 °C、圧縮室側表面及びフレーム表面を 85 °C とした。拘束条件については、密閉容器とフレームの固定部である溶融部表面を完全固定とした。解析には Pro/ENGINEER Mechanical を用いた。図 3.14 に、図 3.13 で与えた温度分布による熱変形の計算結果を示す。ここで、図 3.14 (a) は変形の様子を、図 3.14 (b) は固定スクロール反圧縮室側上面の中心から基準位置までの変形について示している。図 3.14 を見ても分かるように、固定スクロールが温度差によって上に変形している(上凸)。基準位置に対する固定スクロールの変形量は、3.0 μm となった。

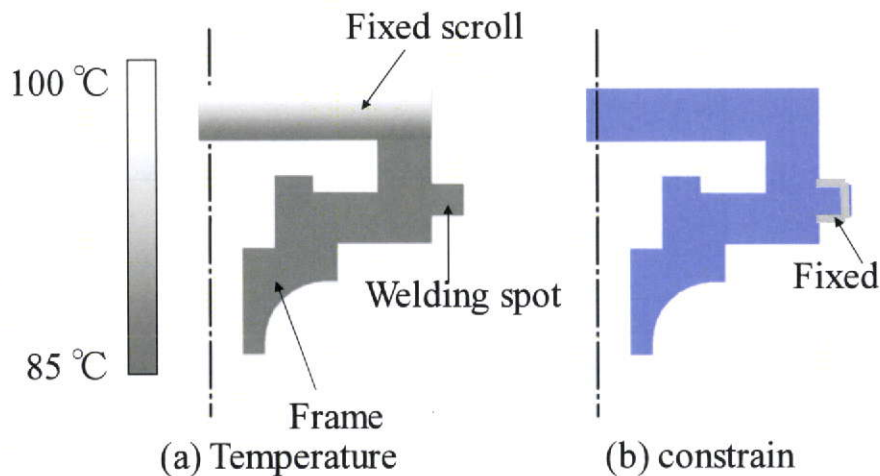


図 3.13 固定スクロールに発生する熱変形の境界条件

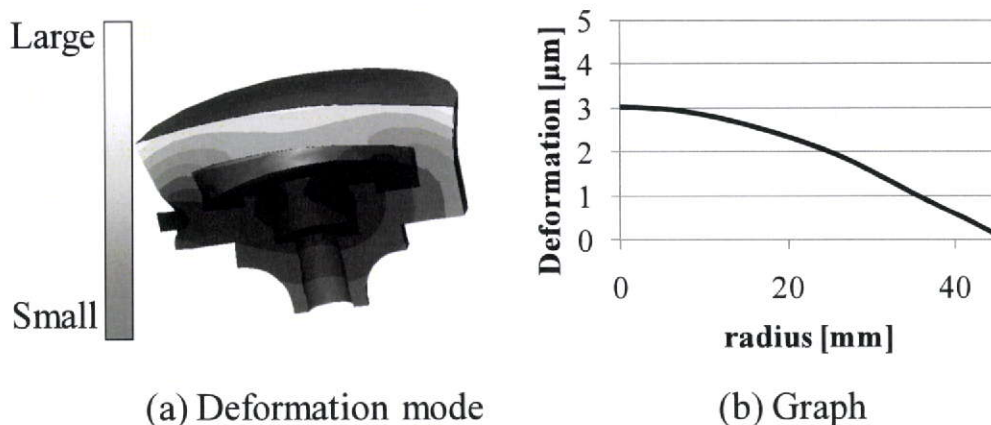


図 3.14 固定スクロールに発生する熱変形の解析結果

3.5 固定スクロールに発生する溶接変形

3.5.1 溶接過程及び溶融部の観察

圧縮機構部は密閉容器に溶接によって固定されている。図 3.15 に溶接によって発生する変形のメカニズムの模式図を示す。図 3.15 に示すように、フレームを溶接によって密閉容器に固定する場合、溶融部が冷却されるに従って凝固・収縮するために、変形の原因となることが予想される。よって、溶接変形を解析するためには、溶接過程の温度履歴や溶融部の形状を適切にモデル化する必要がある。そこで、溶接変形の解析の境界条件として用いるために溶接過程の温度の履歴と溶融部の形状の観察を行う。

本研究で対象とするスクロール圧縮機は、シールドガスに不活性ガスと二酸化炭素ガスを混合して使うマグ溶接を用いて、圧縮機構部のフレームと密閉容器の間を 3 点にて溶接固定している。そこで、溶接過程における温度履歴を計測するために、サーモビューワにて溶接過程を測定した。図 3.16 にサーモビューワの出力画面の例を示す。また、表 3.6 に溶接実験概要についてまとめる。

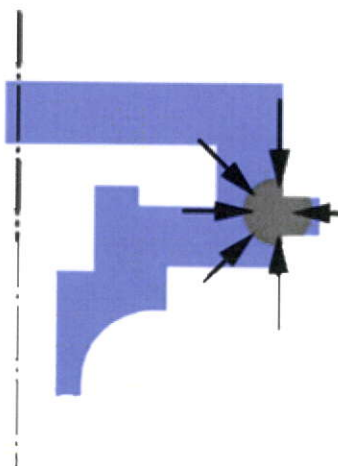


図3.15 溶接によって発生する変形メカニズム

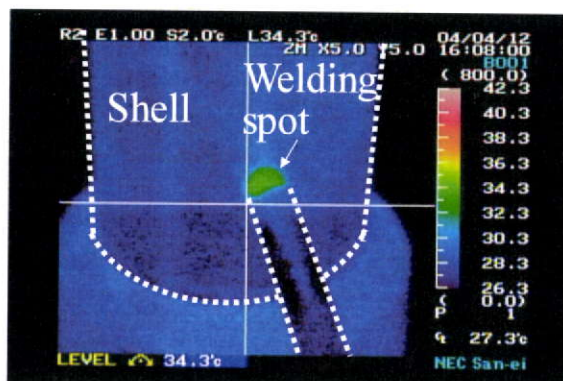


図 3.16 サーモビューワの出力画面の例

表 3.6 温度測定に関する溶接実験概要

| 溶接過程実験 (温度測定) | |
|---------------|---------------------|
| 溶接種類 | マグ溶接 |
| サーモビューワ | TH3104MR (NEC 三栄社製) |
| 温度範囲 | 400~1600 °C |

図 3.17 に溶接過程の温度測定結果について示す。ここで、図 3.17 中に示されている温度は、サーモビューワで測定された温度の最大値である。図 3.17 を見ても分かるように、溶接開始 3 秒後に最高温度 1300 °C に到達した後、溶接開始 7 秒後には 500 °C にまで冷却されることが分かった。

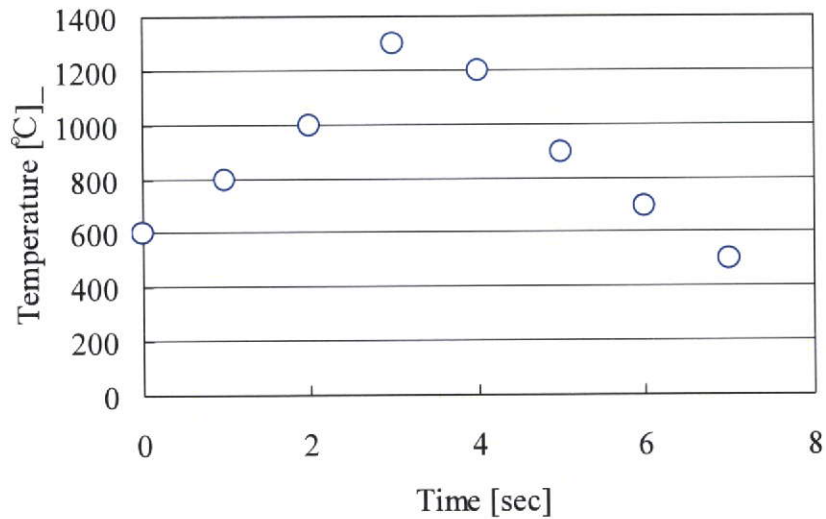


図 3.17 溶接過程における最高温度の温度履歴

次に、溶融部の形状について観察を行った。図 3.18 に溶接実験終了後の密閉容器外観と溶融部を拡大した写真及び、溶融部中心を横切って密閉容器を軸方向に切断後、エッチング処理した溶融部断面の写真を示す。また、これらの観察から決定した溶融部形状模式図を図 3.19 に示す。形状観察の結果、溶融部は密閉容器の外面直径が 11 mm、内面直径が 8.0 mm の傾斜を持った円錐状の形状であることが分かった。

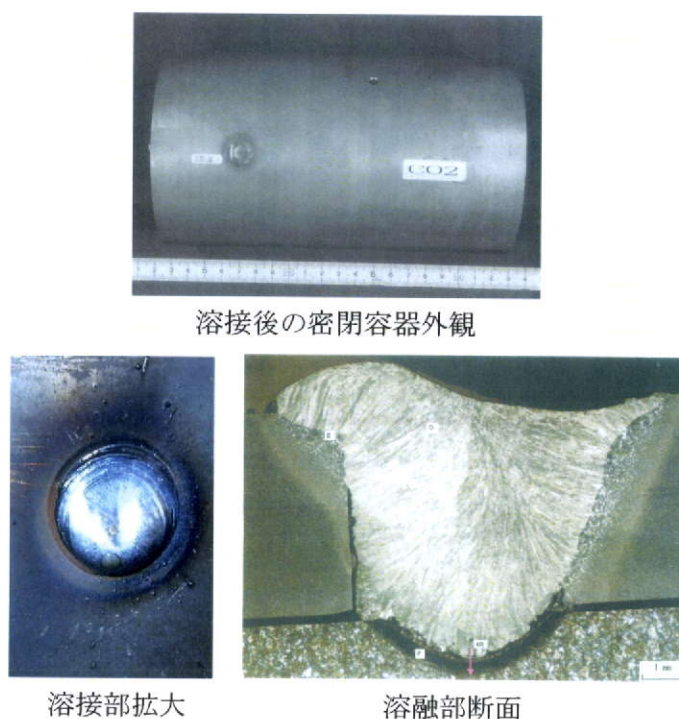


図 3.18 溶接実験終了後の溶融部の観察

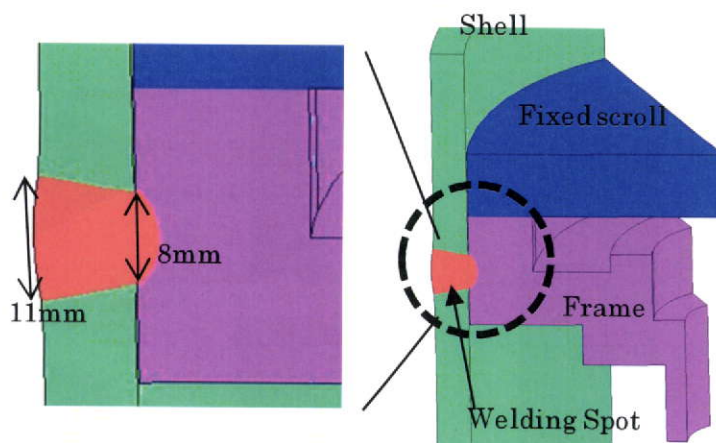


図 3.19 観察結果から決定した溶融部形状の模式図

3.5.2 溶接変形解析

溶接による変形は、局所的な加熱・冷却による塑性歪みや熱収縮が原因で発生する。そこで、まず溶接過程における熱伝導解析を行い、得られた温度分布を用いて変形解析を行うことで、溶接後の固定スクロールの変形状態を求める。ここで変形解析については、材料の温度依存を考慮した弾塑性解析を用いている。図 3.20 に解析モデルを示す。固定スクロールに関しては、前節と同様に等価剛性の円盤として近似した。また、フレームを 3 点にて密閉容器に溶接固定しているため、 120° 等配の $1/6$ 対称モデルとして解析を行った。

一方、溶接実験による溶融部の温度をサーモビューワの測定結果を元に溶融部の温度境界条件を図 3.21 に示すように定めた。ここで、溶融部の温度境界条件については、外縁（実線）と中心（破線）を分けて示している。溶融部が最高温度である 1300°C に達するまでの加熱過程において解析モデルでは溶融部にメッシュが存在するが、実際の溶接過程では溶融部が順次形成される。そこで、最高温度におけるヤング率及び降伏応力の値が常温の値に比べて非常に低いことを利用して、溶融部内部（中心）に最高温度におけるヤング率及び降伏応力を代入した。そのことによって、加熱過程での溶融部内部の変形がフレームや密閉容器の変形解析に影響しないように配慮した。一方で、溶融部内部（中心）を最高温度におけるヤング率及び降伏応力で表現することによって、実際より大きな熱量を持ってしまう問題が生じる。そこで、溶融部の外縁にサーモビューワで測定した温度を強制的に与えた。そのことによって、溶融部内部が持つ熱量が熱伝導解析に影響しないように配慮した。加熱終了後の冷却過程においては、ブローにて強制冷却を行っている。そこで、溶融部の温度が低下する過程が実験と熱伝導解析でおおよそ一致するように、密閉容器表面での熱伝達率を $200\text{ W/m}^2\text{K}$ と決定した。その後、溶融部の温度分布がほぼ平衡状態になるまで熱伝導解析を行い、得られた温度の時間履歴を用いて変形解析を実施した。解析には溶接を扱うため、材料非線形が考慮できる汎用 FEM 構造解析ソフトウェアである、MSC.Marc（詳細については、APPENDIX C を参照）を用いた。

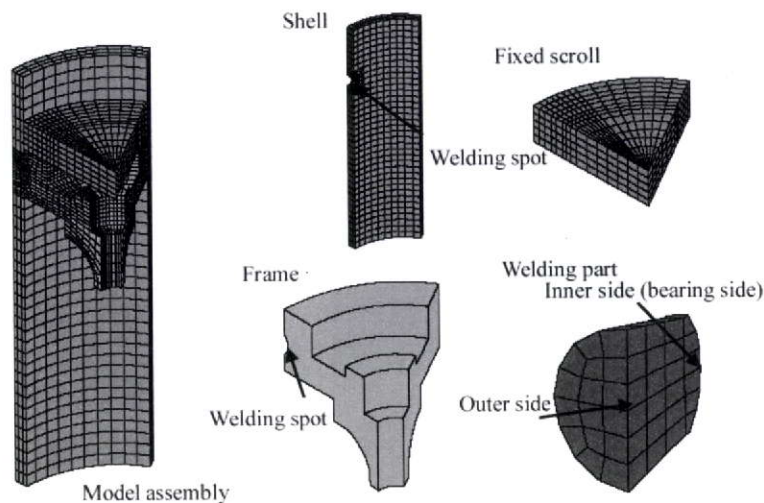


図 3.20 溶接変形解析モデル

溶接解析に用いた物性値を表 3.7 に示す。密閉容器及び溶融部については鋼の一般的な数値を使用した。20℃におけるフレームおよび固定スクロールの機械的物性に関しては、第 3.2.1 節での測定結果を基準値として用いた。また、温度依存性は密閉容器を構成する鋼と同じ比率の依存性を持たせた。熱的物性に関しては、すべての材質において共通の値を用いた。また、融点以上の温度については、融点での値を使用した。表 3.7 に示す 20℃→変態点、変態点→融点の間の物性値については、一次の線形補間で求めることとした。

表 3.7 温度依存を持つ機械的物性値

| Properties | | 20℃ | transformation | melting |
|---|----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| Young's modulus [GPa] | Fixed scroll | (measured) | (measured)/7 | (measured)/21 |
| | Frame | (measured) | (measured)/7 | (measured)/21 |
| | Shell & welding part | 206 | 29 | 10 |
| Poisson's ratio | Fixed scroll | 0.25 | 0.25 | 0.25 |
| | Frame | 0.2755 | 0.2755 | 0.2755 |
| | Shell & welding part | 0.3 | 0.3 | 0.3 |
| Yielding stress [MPa] | Fixed scroll | (measured) | (measured)/10 | (measured)/20 |
| | Frame | (measured) | (measured)/10 | (measured)/20 |
| | Shell & welding part | 329 | 39 | 20 |
| CTE [1/°C] | Common | 11.0×10^{-6} | 12.2×10^{-6} | 12.2×10^{-6} |
| Thermal conductivity [W/m ² °C] | Common | 48.6 | 26.8 | 26.8 |
| Specific heat capacity [J/kg°C] | Common | 494 | 574 | 574 |

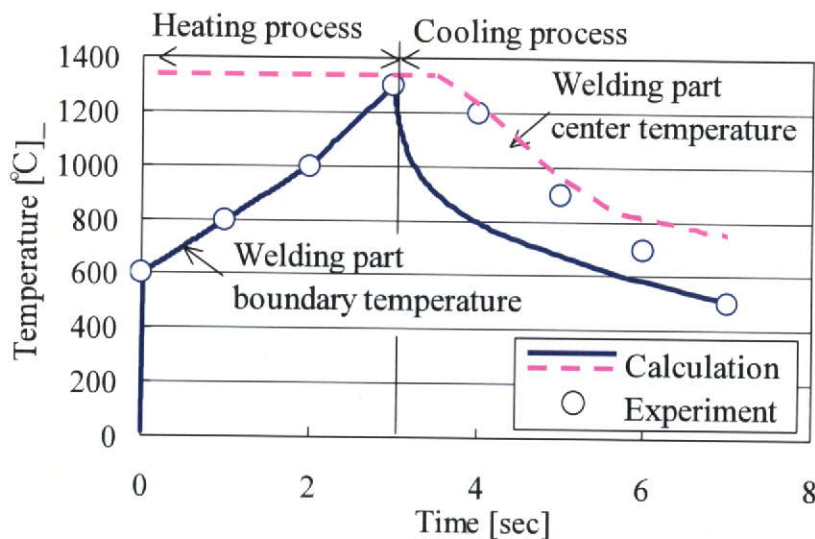


図 3.21 溶接過程での温度境界条件

次に、前述の解析手法を用いて、溶接過程における熱膨張、収縮によって生じる変形をトレースすることで、溶接後常温における固定スクロールの変形状態を求めた。図 3.22 に最高温度 1300 °C、溶接時間が 3 sec のときの解析結果を示す。図 3.22 に示すように、溶接によって固定スクロールの中心部が上向きに変形することが分かった。これは、溶融部による固定スクロールの熱影響部が昇温によって膨張し周囲を塑性変形させ、冷却過程において収縮するときに、固定スクロールを下方向へ引きずるために生じる変形であると考えられる。また、固定スクロール中心から外周側の固定スクロールの反圧縮室側鏡板面の変形には、各測定点によって差が表れている。溶融部直上(T1)における変形は小さく、溶融部の中点(T2)においては変形が大きいことが分かった。このときの変形量は、3つの方向の平均値としては 1.3 μm であった。次に、溶接時の投入熱量と変形の間を調べるために、最高温度を 1300, 1650 及び 2000 °C、昇温時間を 1 から 5 sec へと変化させたときに上記と同様の解析を実施し、固定スクロールの中心部の変形量 (3つの方向の平均値) を等高線にした結果を図 3.23 に示す。ここで、中心部の変形量は前述の3つの方向の平均値である。図 3.23 を見て分かるように、最高温度が高いほど、また、昇温時間が長いほど、固定スクロールを上へ凸に変形させることが分かった。

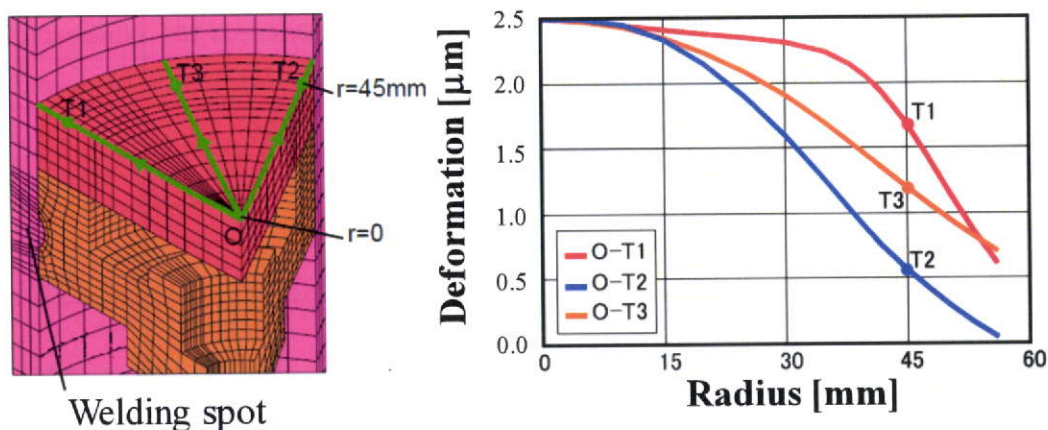


図 3.22 溶接変形の解析結果

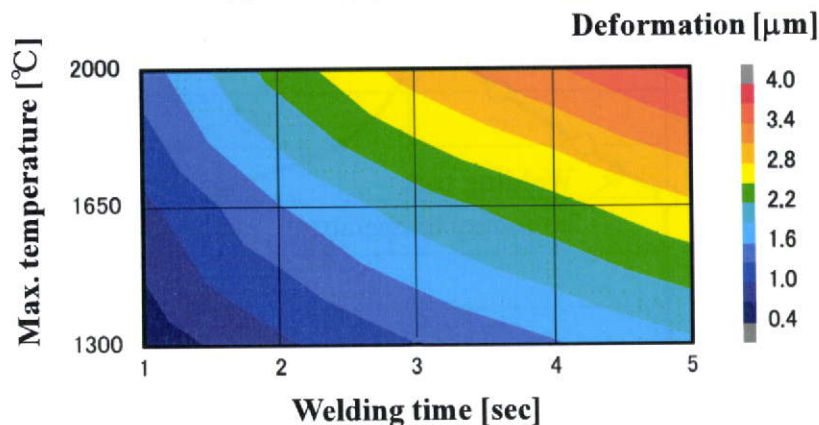


図 3.23 昇温時間及び最高温度と変形の関係

3.5.3 溶接実験による変形の測定

溶接前後での固定スクロールの反圧縮室側の表面形状を 3 次元座標測定機で計測した。溶接実験時のスキヤニング位置については、図 3.7 に示す $\phi 90$ mm の範囲で測定した。結果、解析結果と同様に固定スクロールが上凸に変形することが分かった。このときの固定スクロールの変形量は、 $2.0 \mu\text{m}$ であった。

次に、溶接時の投入熱量と変形の間を調べるために、溶接時間を変化させたときの固定スクロールの変形量の間を表 3.8 に示す。溶接時間については、2, 3, 4 sec へと変化させた。また、最高温度については、サーモビューワによる実測を行い、 1300°C であることを確認した。表 3.8 を見て分かるように、溶接時間が 2 sec の場合、固定スクロールは上凸に $2.3 \mu\text{m}$ 変形することが分かった。しかしながら、溶接時間を 3 及び 4 sec へと変化させても、固定スクロールの変形量にあまり変化は見られなかった。理由としては、溶接時間を長くすると、ナゲット状の溶融部が流動してしまい、溶融部からフレームへと伝わる熱量が溶接時間に比例して増加しなかったと推定される。図 3.24 に溶融部の流動の様子を示す。

表 3.8 溶接時間と変形量の間

| Welding time [sec] | Amount of deformation [μm] |
|--------------------|---|
| 2.0 | 2.3 |
| 3.0 | 2.0 |
| 4.0 | 2.1 |



図 3.24 溶融部の流動の様子

3.6 固定スクロールに発生するボルト締結変形

固定スクロールは周方向に 8 等配されたボルトによってフレームと締結される。ボルトを締め付けた前後で、溶接実験の時と同様に固定スクロールの反圧縮室側を 3 次元座標測定機でスキヤニングを行い、固定スクロールが上に凸に 5.0 μm 変形することを確認した。

次に、固定スクロールの変形量が上凸に 5.0 μm となるように、ボルト座面及びネジ部の摩擦係数を解析によって決定し、ボルト締結力を推定する。図 3.25 に示すように、固定スクロールとフレームの接触を考慮した 2 次元軸対称モデルとし、ボルト締結部には、トータルの締め付け力をボルト座面の面積に分布荷重として与え、反対側は軸方向の変位を拘束した。ボルトの締め付け力と締め付けトルクの関係は次式で表わされる。

$$T_b = K \cdot d \cdot P \quad (3.1)$$

$$K = \frac{d_2 \cdot \tan \beta_b}{2d} + \frac{d_2 \cdot \mu_1}{2d \cdot \cos(\alpha_b/2)} + \frac{dm \cdot \mu_2}{2d}$$

$$\beta_b = \tan^{-1} \left[\frac{p}{2\pi(d_2/2)} \right], dm = \frac{B_h + d_0}{2}$$

ここで、 P は締め付け力、 d は呼び径、 p はボルトピッチ、 d_2 はボルト有効径、 B_h はボルト頭部の二面幅、 d_0 はボルト穴の直径、 α_b はネジ山の角度、 μ_1 はネジ部における摩擦係数、 μ_2 はボルト座面と被締付物との間の摩擦係数である。上式において、ネジ部における摩擦係数、ボルト座面と被締付物との間の摩擦係数は同じであると仮定した。摩擦係数を 0.2 及び 0.5 と仮定した締め付け力を式(3.1)より算出し、それぞれの締め付け力における固定スクロールの変形を計算した結果を図 3.26 に示す。解析には MSC.Marc を用いた。

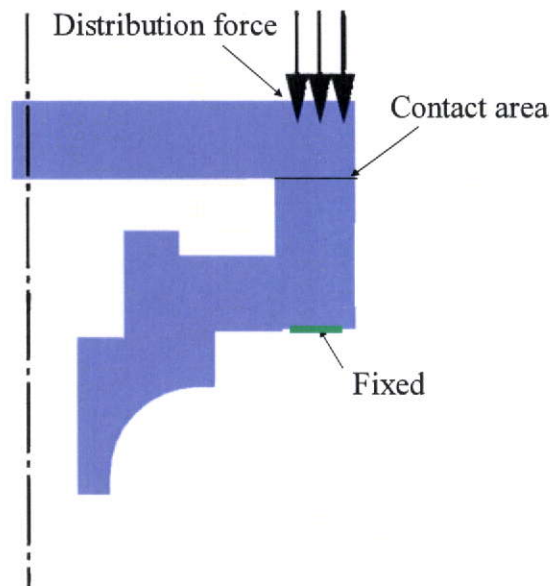


図 3.25 ボルト締結解析モデル

ここで、式(3.1)より摩擦係数が0.2のときは、締め付け力は6.71 kN、摩擦係数が0.5のときは、締め付け力は2.13 kNとなった。図3.26を見ても分かるように、固定スクロールをフレームにボルトによって締結することで、固定スクロールが上凸に変形することが分かった。さらに、摩擦係数が0.2のとき変形量が5.24 μm となり、実験結果とよく一致することが分かった。次節における固定スクロールの鏡板の厚さを変化させた時の、ボルト締結に起因する固定スクロールの変形量については、本節で推定したボルト軸力及び摩擦係数を一定として解析を行う。

3.7 固定スクロールの鏡板の厚みと変形の関係

以上のように、(1)冷媒の圧力による圧力変形、(2)温度差による熱変形、(3)圧縮機構部と密閉容器との間の固定のための溶接による変形、(4)圧縮機構部のボルト締結変形、のそれぞれについて、計算及び実験を行い、固定スクロールの変形量の特徴を把握した。固定スクロールを近似した等価剛性を持つ鏡板の厚み(15 mm)を基準として、固定スクロールの鏡板の厚みを増やした場合の固定スクロールの変形の変化について整理した結果を図3.27に示す。ここで固定スクロールの鏡板の厚みが変化した場合、(1)冷媒の圧力による圧力変形については、解析において境界条件を同じとして再計算を行い、(2)温度差による熱変形については、等価剛性鏡板の厚みが大きくなっても、圧縮室側表面と反圧縮室側の表面の温度差を15 $^{\circ}\text{C}$ とした境界条件で再計算を行い、(3)溶接変形については、等価剛性鏡板の厚みを大きくしたときの計算結果の変化の比率を、実験結果に乗じて補正・計算を行い、(4)圧縮機構部のボルト締結変形については、推定したボルトの締め付け力を基準として、等価剛性鏡板の厚みが大きくなったときの計算を行った。図3.27を見ても分かるように、熱変形、溶接変形、ボルト締結による変形は固定スクロールを上凸に変形させ、圧力変形は下凸に変形させる。ここで固定スクロールの鏡板の厚みを大きくすると、熱変形、溶接変形、及び締結変形の変化は小さいのに対して、圧力変形は大きく減少する。運転時の変形は4つの要因の合計として考えるので、固定スクロールの鏡板を厚くすると、かえって運転時の固定スクロールに発生する変形が増大していくことが分かった。つまり、運転時

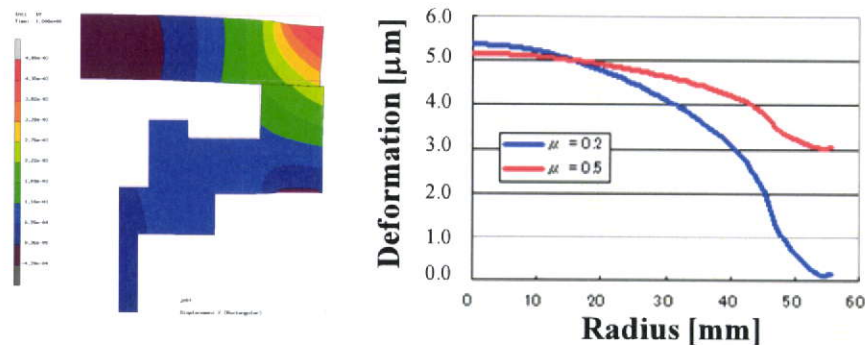


図3.26 ボルト締結変形の変形モード(左)と解析結果(右)

の固定スクロールの変形を最小に保つためには、4つの要因の変形の合計が最小になるように、固定スクロールの鏡板の厚みを適当に選択する必要がある。表 3.9 に固定スクロールの変形が最小になる鏡板厚さ（15 mm）を選択したときの、運転時の固定スクロールの変形量の内訳を示す。表 3.9 を見ても分かるように、固定スクロールの鏡板の厚みを適当に選択することによって、運転時の固定スクロールの変形量を小さくすることができる。

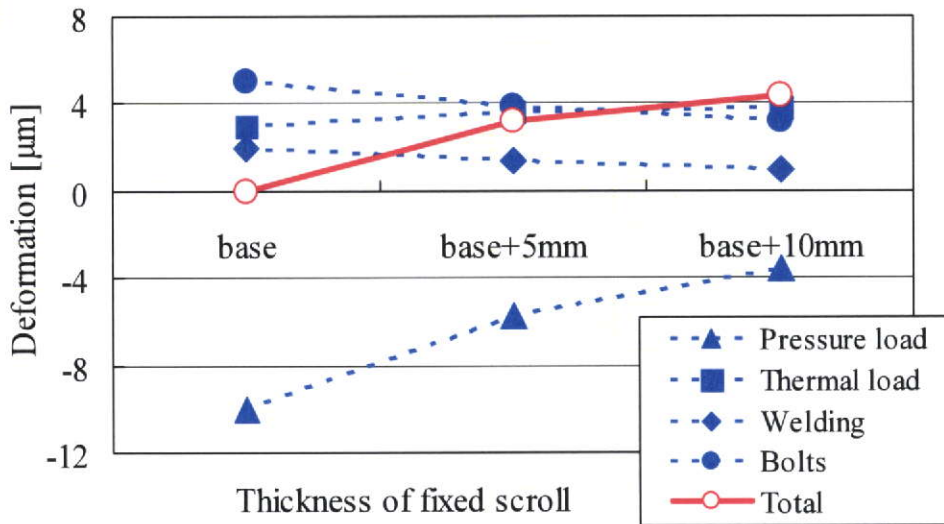


図 3.27 固定スクロールの鏡板の厚みを変化させたときの変形

表 3.9 運転時の固定スクロールの変形量

| Factor | Amount of deformation [μm] |
|---------------|----------------------------|
| Pressure load | -10.0 |
| Thermal load | 3.0 |
| Welding | 2.0 |
| Bolts | 5.0 |
| Total | 0.0 |

3.8 ひずみゲージを用いた固定スクロールの運転時変形の測定

3.8.1 実験の概要

本節では、固定スクロールの鏡板の厚みを適切に選択することで運転時の変形を抑制する手法について、運転時の固定スクロールの変形を測定することによって検証を行う。溶接変形やボルト締結変形については組み立て時に 3 次元座標測定機を用いて直接測定することが可能であるが、運転時には圧縮機密閉容器内は高温高圧の冷媒が充満しているので、計測機を用いて直接固定スクロールの変形量を計測することはできない。そこで、運転時の固定スクロールの変形量を測定するため、固定スクロールの反圧縮室側の鏡板表面にひずみゲージと熱電対を取り付けた。図 3.28 にひずみゲージと熱電対の取り付け位置を示す。ひずみゲージについては、運転時は冷媒雰囲気中であることを考慮してエポキシ系接着剤で取り付けた。ひずみ測定実験の概要を表 3.10 に示す。

表 3.10 ひずみ測定実験の概要

| 変形測定実験の概要 | |
|-------------|--------------------------------------|
| ひずみゲージ | KFG-2-120-C1-11 (共和電業社製) |
| ひずみゲージ接着剤 | 常温硬化型エポキシ系接着剤 EP-34B (共和電業社製) |
| 密閉容器外への取り出し | CONAX [®] シーリンググランドによる圧力シール |
| データロガー | PCD-300A (共和電業社製) |

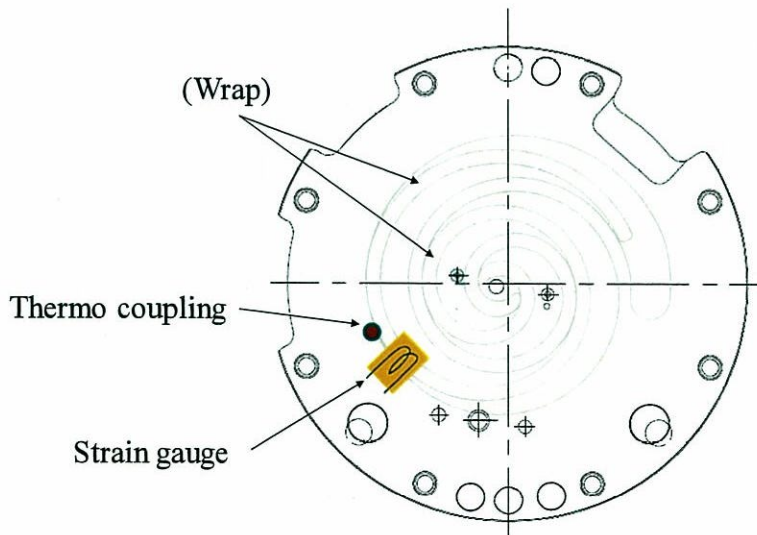


図 3.28 ひずみゲージと熱電対の取り付け位置

3.8.2 ひずみゲージの校正

ひずみゲージを取り付けた固定スクロールとフレームにおいて、ボルト締結力を変化させたときの、固定スクロールの変形量とひずみゲージの出力値の関係を測定した。ボルト締め付けトルクを変化させるとボルトの軸方向力も変化するので、固定スクロールの変形量も変化する。この特性を利用して、ボルト締め付けトルクを 3.92 Nm, 5.88 Nm, 9.32 Nm と変化させた時の、固定スクロールの変形量の関係を取得した。図 3.29 及び図 3.30 に締め付けトルクを変化させたときの固定スクロールの反圧縮室側表面の 3 次元座標測定機での計測結果を示す。図 3.29 及び図 3.30 を見ても分かるように、締め付けトルクを大きくすると、固定スクロールの変形も大きくなること分かる。これらの結果から表 3.11 に締め付けトルクと固定スクロールの変形量の関係を示す。

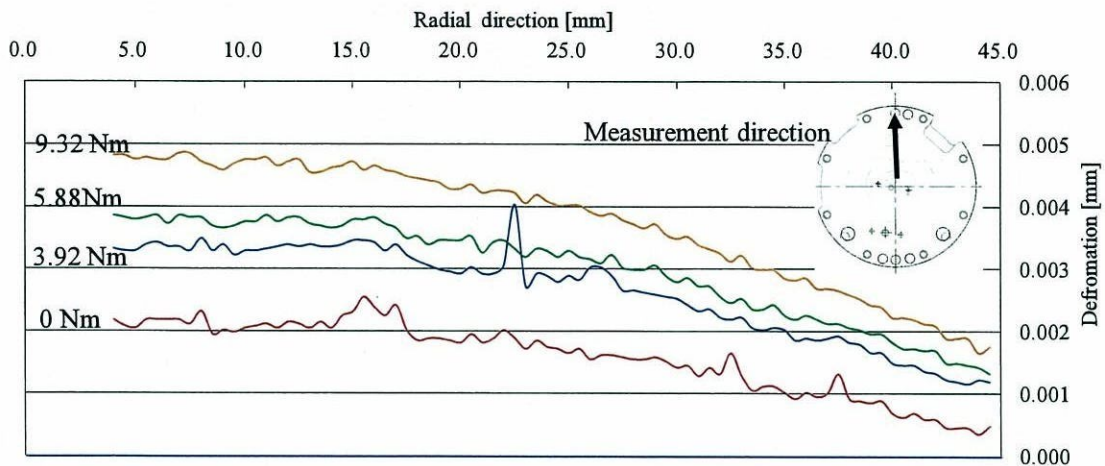


図 3.29 締め付けトルクを変化させたときの固定スクロールの反圧縮室側表面形状
(吸入孔直角方向)

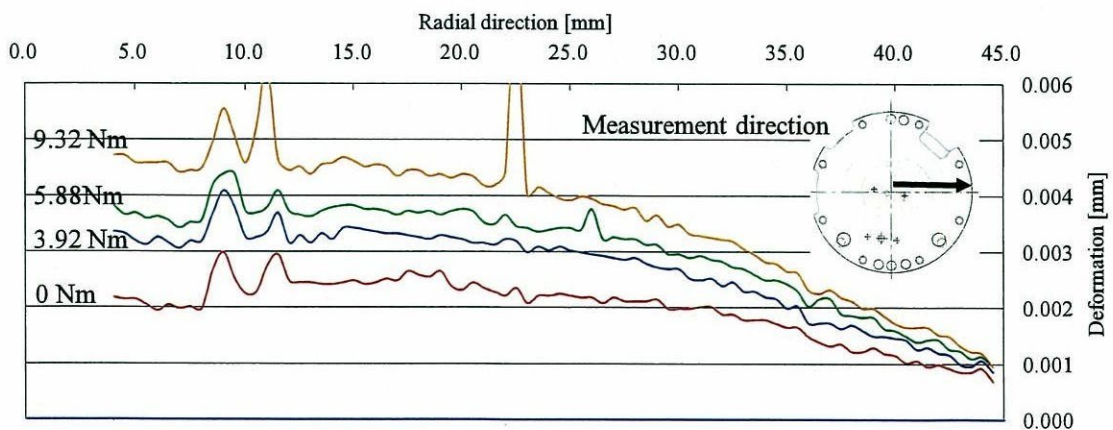


図 3.30 締め付けトルクを変化させたときの固定スクロールの反圧縮室側表面形状
(吸入孔方向)

表 3.11 締め付けトルクと固定スクロールの変形量

| Fasten Torque [Nm] | Amount of deformation [μm] |
|--------------------|---|
| 3.92 | 0.50 |
| 5.88 | 0.85 |
| 9.32 | 1.50 |

次に、ボルト締め付けトルクを変化させたときのひずみゲージの出力値の関係について取得する。ボルト締め付けトルクを 3.92 Nm, 5.88 Nm, 9.32 Nm と変化させた時の、ひずみゲージの出力の履歴を図 3.31 に示す。図 3.31 を見ても分かるように、締め付けトルクを大きくすると、ひずみゲージの出力値も大きくなる。そこで、図中に示される区間でのひずみゲージの出力の平均値と締め付けトルクを関係を表 3.12 に示す。

表 3.12 締め付けトルクとひずみゲージの出力

| Interval | Fasten Torque [Nm] | Strain gauge [μstrain] |
|----------|--------------------|-------------------------------------|
| A | 3.92 | 12.5 |
| B | 5.88 | 18.0 |
| C | 9.32 | 28.5 |

表 3.11 及び表 3.12 の測定結果をもとに、固定スクロールの変形量とひずみゲージの出力値の関係について図 3.32 に示す。図 3.32 を見ても分かるように、固定スクロールの変形量は、ひずみゲージの出力に対して線形であることが分かる。以後、この関係を用いることによって、運転時のひずみゲージの出力値から、固定スクロールの変形量を推定した。

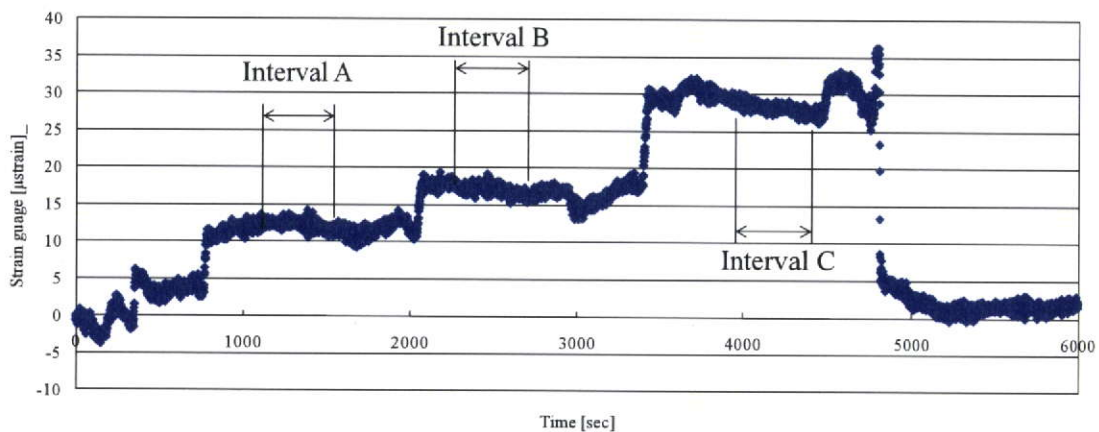


図 3.31 締め付けトルクを変化させたときのひずみゲージの出力の履歴

一方、圧力、熱、溶接、及びボルト締結による変形のモードを図 3.33 に示す。図 3.33 中の変形比については、基準位置に対する固定スクロールの変形量で全体の変形を除いた値である。圧力及び熱変形については計算値を、ボルト締結による変形については 3 次元座標測定機による測定結果を示す。溶接による変形モードについては、ボルト締結による変形とほぼ同じであったため割愛する。図 3.33 を見ても分かるように、圧力、熱、溶接、ボルト締結のそれぞれの要因に対して固定スクロールの変形モードがほぼ同じとなった。理由としては、変形を生じさせる要因に対して固定スクロールの鏡板の厚みが十分厚いためだと考えられる。よって、変形させる要因が異なる場合でも、ひずみゲージの出力値から図 3.32 に示す関係を用いて、運転時の固定スクロールの変形量を推定することができる。

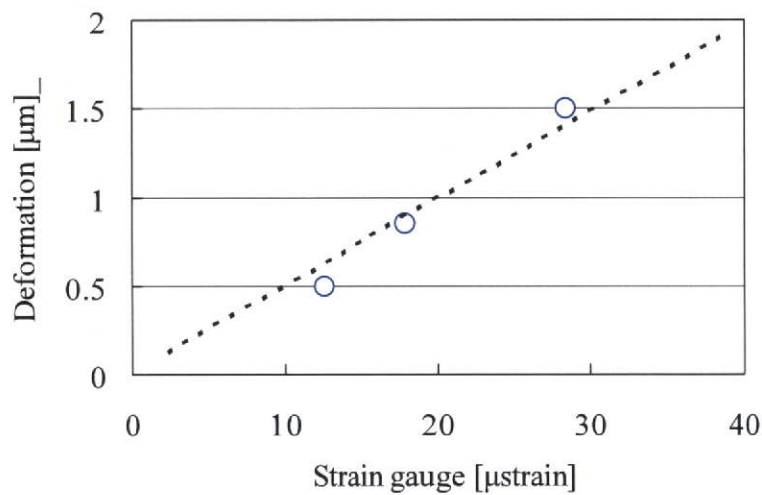


図 3.32 ひずみゲージの出力と固定スクロールの変形量の関係

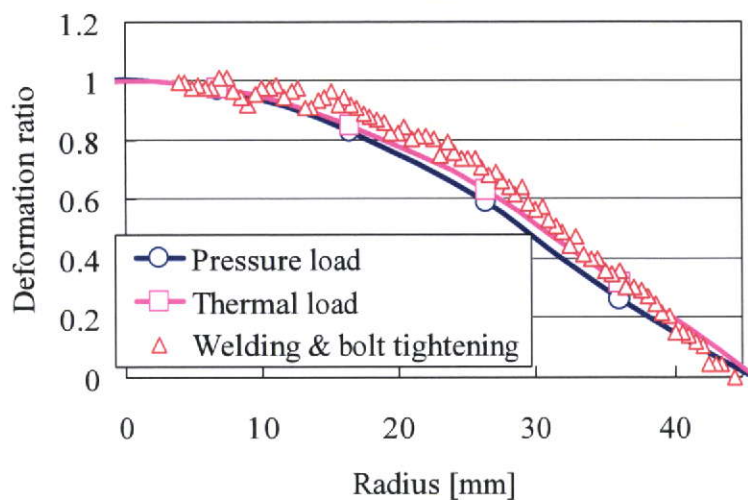


図 3.33 圧力・温度・ボルト締結による変形モード

3.8.3 運転時の変形測定の方法

運転時のひずみゲージの出力値は、(1)冷媒の圧力による圧力変形、(2)温度差による熱変形、の他に固定スクロールとひずみゲージの熱膨張差による出力値（温度ドリフト）が足し合わされた値になる。図 3.34 に運転時におけるひずみゲージの出力値と固定スクロールの反圧縮室側の鏡板表面の温度の時間履歴を示す。運転条件は、表 3.3 に示すヒートポンプ給湯機の年間を通して運転頻度の高い圧力及び温度条件である。図 3.34 に示されているように、圧縮機を瞬時に停止・均圧させると、(1)冷媒の圧力による圧力変形、は瞬時に開放される。更に、固定スクロールの温度履歴に注目すると、圧縮機停止時に若干温度が低下した後一定となることから、(2)温度差による熱変形、も開放されたと推定できる。よって、圧縮機の停止前後のひずみゲージの出力値を比較することによって、固定スクロールとひずみゲージの熱膨張差による出力値（温度ドリフト）の影響を排除し、(1)冷媒の圧力による圧力変形、(2)温度差による熱変形、の合計値を測定することが可能⁸⁾となる。図 3.34 により運転時の固定スクロールの変形量は、図 3.32 の関係を用いると $-5.5 \mu\text{m}$ となった。これは、第 3.7 節の解析結果である(1)圧力差による圧力変形 $-10.0 \mu\text{m}$ と(2)温度差による熱変形 $3.0 \mu\text{m}$ を足し合わせた値である $-7.0 \mu\text{m}$ とほぼ同じ結果となった。

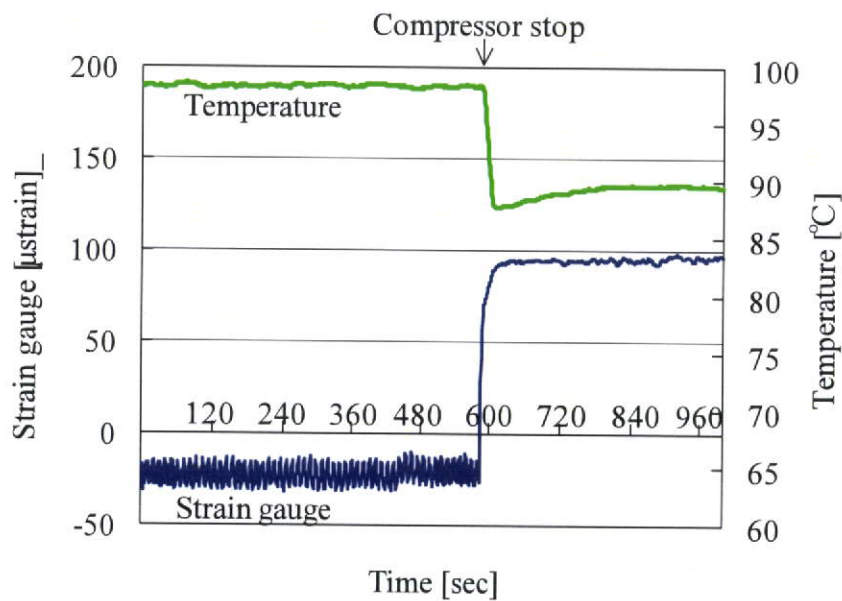


図 3.34 運転時のひずみゲージの出力の時間履歴

3.8.4 圧力変形と熱変形の分離

固定スクロールの変形量を δ とすると、固定スクロールの圧縮室側に作用する圧縮室圧力と中間圧力及び旋回スクロールを支持する軸方向力と反圧縮室側に作用する吐出圧力による軸方向力とを足し合わせた軸方向合力 $F^{(7)}$ と、吐出温度 T_d と吸入温度 T_s の差 $T_d - T_s$ に対してそれぞれ線形に変化すると仮定し、次式で表す。

$$\delta = \alpha \cdot F + \beta(T_d - T_s) \quad (3.2)$$

ここで、軸方向合力 F は固定スクロールの変形量と同様に上向きを正と定義する。上式の α , β を求めるために、 F と $T_d - T_s$ をパラメータとした実験を行った。まず、 $T_d - T_s$ を一定として、 F を変化させた場合の固定スクロールの変形量の計測を行った。表 3.13 に圧縮機の運転条件を示す。吸入圧力 P_s を固定して吐出圧力 P_d を上昇させることによって、 F を変化させた。また、吐出圧力 P_d を上昇させても吐出温度 T_d が一定となるように、圧縮機吸入での乾き度を調節することによって、ヒートポンプサイクルの運転条件を調節した。図 3.35 に F を変化させたときの固定スクロールの変形量を示す。図 3.35 を見ても分かるように、 F の絶対値が大きくなると、固定スクロールの変形量は大きくなり、圧力によって下に変形していることが確認できた（下凸）。図 3.35 から、式(3.2)中の α を求めると $\alpha = 3.4 \times 10^{-4} \mu\text{m/N}$ となった。一方、図 3.35 中に F を変化させた場合の固定スクロールの変形量の解析結果も同時に示す。解析結果については、 $T_d - T_s$ はゼロであるので原点を通る直線となる。解析結果から α を求めると $\alpha = 4.8 \times 10^{-4} \mu\text{m/N}$ となり、ほぼ実験結果と同様の傾向が確認できた。

表 3.13 軸方向力を変化させた場合の運転条件

| Condition | T_d [°C] | T_s [°C] | F [N] | $T_d - T_s$ |
|-----------|------------|------------|---------|-------------|
| A | 74.6 | 1.0 | -27211 | 73.6 |
| B | 75.8 | 0.7 | -31098 | 75.1 |
| C | 73.4 | 1.0 | -23596 | 72.4 |
| D | 72.6 | 1.0 | -20384 | 71.6 |

次に、軸方向合力 F を一定として、 $T_d - T_s$ を変化させた場合の固定スクロールの変形量の計測を行った。表 3.14 に圧縮機の運転条件を示す。吐出圧力 P_d 及び吸入圧力 P_s を固定して T_d を上昇させることによって、 $T_d - T_s$ を変化させた。また、吐出圧力 P_d が同じでも吐出温度 T_d が上昇するように、圧縮機吸入での乾き度を調節することによって、ヒートポンプサイクルの運転条件を調節した。図 3.36 に $T_d - T_s$ を変化させたときの固定スクロールの変形量を示す。図 3.36 を見ても分かるように、 $T_d - T_s$ が大きくなると、固定スクロールの変形量は小さくなり、温度差によって上に変形していることが確認できた（上凸）。図 3.36 から、式(3.2)中の β を求めると $\beta = 0.036 \mu\text{m/°C}$ となった。一方、図 3.36 中に $T_d - T_s$ を変化させたと

きの固定スクロールの変形量の解析結果についても同時に示す。解析結果については、第3.4節において示した固定スクロールの鏡板の温度勾配が $T_d - T_s$ に比例するとして再計算を行った。解析結果から、 β を求めると $\beta = 0.039 \mu\text{m}/^\circ\text{C}$ となり、実験結果と同様の傾向が確認できた。

表 3.14 温度差を変化させた場合の運転条件

| Condition | T_d [$^\circ\text{C}$] | T_s [$^\circ\text{C}$] | F [N] | $T_d - T_s$ |
|-----------|----------------------------|----------------------------|---------|-------------|
| E | 95.6 | 17.8 | -20724 | 77.8 |
| F | 62.7 | 6.8 | -20767 | 55.9 |
| G | 80.6 | 7.5 | -21274 | 73.1 |

図 3.35 及び図 3.36 の結果から、式(3.2)の α 及び β を代入して、表 3.3 に示すヒートポンプ給湯機の年間を通して運転頻度の高い圧力及び温度条件での(1)冷媒の圧力による圧力変形、(2)温度差による熱変形を分離すると、(1)圧力変形： $-7.1 \mu\text{m}$ 、(2)熱変形： $2.8 \mu\text{m}$ となった。第3.7節で検討した結果（表 3.9）と比較した結果を表 3.15 に示す。表 3.15 を見ても分かるように、圧力変形と熱変形の解析結果の妥当性を確認できた。また、ヒートポンプ給湯機の運転条件の中で圧力比及び吐出温度の高い高負荷条件の変形について、ひずみゲージによる計測も同時に行った。表 3.15 に高負荷条件での固定スクロールの変形量を同時に示す。第3.7節にて選択した固定スクロールの鏡板の厚みは、性能が要求される運転頻度の高い条件から高負荷条件まで、運転時の変形を小さくすることができることが分かった。

表 3.15 解析とひずみゲージによる測定結果の比較

| Factor | Amount of deformation [μm] | | |
|-----------------|---|------------------------------|----------------------|
| | Estimation | Experiment with strain gauge | |
| Condition | standard | standard | high load |
| Pressure ratio | 2.5 | 2.5 | 3.3 |
| Discharge temp. | 95 $^\circ\text{C}$ | 95 $^\circ\text{C}$ | 110 $^\circ\text{C}$ |
| Pressure load | -10.0 | -7.1 | -9.3 |
| Thermal load | 3.0 | 2.8 | 3.6 |
| Welding | | 2.0 (Experimental result) | |
| Bolts | | 5.0 (Experimental result) | |
| Total | 0.0 | 2.7 | 1.3 |

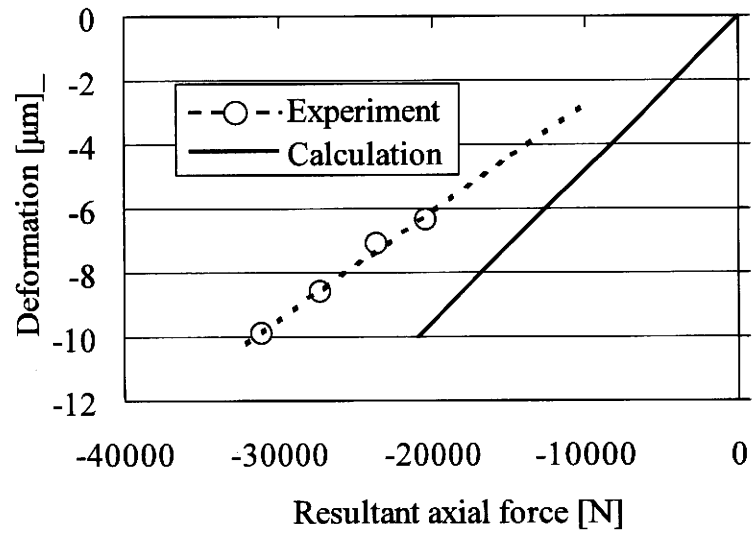


図 3.35 軸方向合力と固定スクロールの変形量の関係

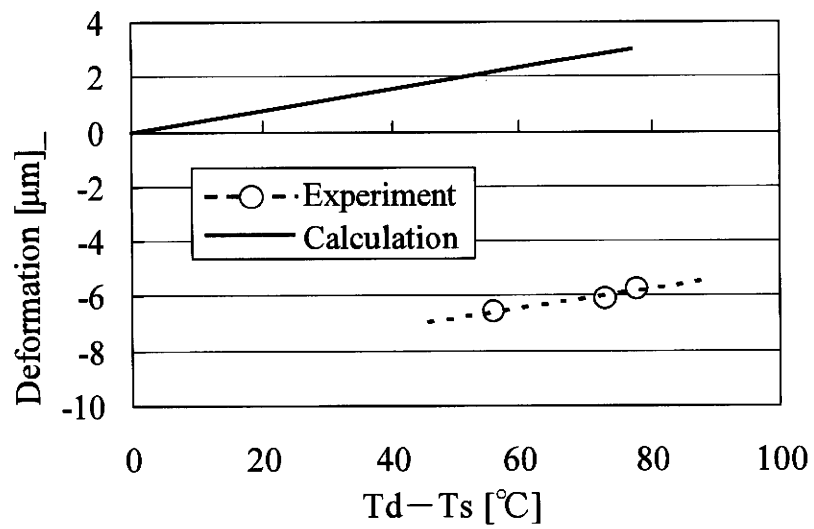


図 3.36 $T_d - T_s$ と固定スクロールの変形量の関係

3.9 旋回スクロールに発生する圧力変形と熱変形

3.9.1 旋回スクロールの機械的物性値の測定

運転時に発生する旋回スクロールに発生する変形を解析するためには、固定スクロールの場合と同様に、旋回スクロールのヤング率等の機械的物性値を正確に把握する必要がある。そこで、本研究で対象としたスクロール圧縮機の旋回スクロールより引張り試験片を採取し、応力-ひずみ線図を作成した。図 3.37 に旋回スクロールの部材から採集した試験片を示す。ヤング率測定実験については、JIS Z 2280 準拠とし、試験片形状については図 3.37 に示される形状 (JIS Z 3111 A2 号) とした。与える応力については、0 → 100MPa を 5 回繰り返した。ヤング率測定結果を図 3.38 に示す。以後の解析における物性値については、5 回の試験結果の平均値を利用した。

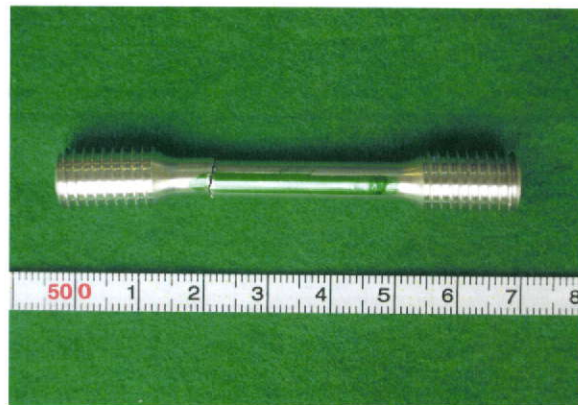


図 3.37 旋回スクロールより採集した試験片 (試験後)

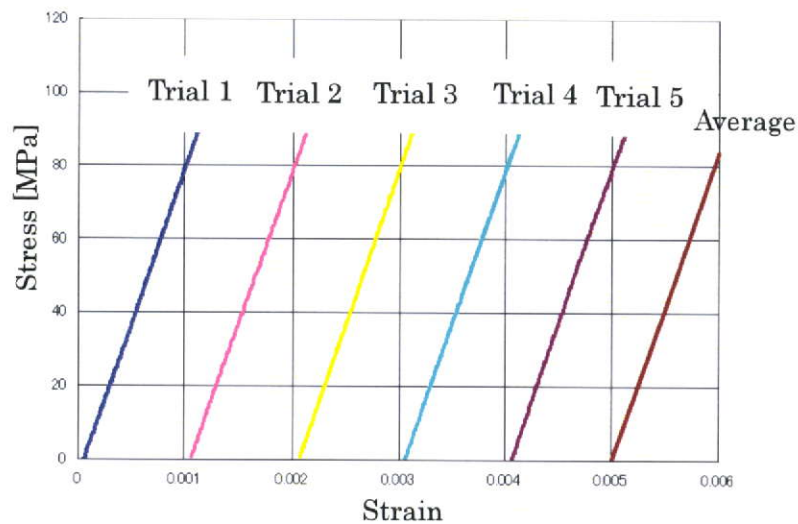


図 3.38 ヤング率測定結果

3.9.2 スロープ形状と圧力による接触解析

旋回スクロールにはボルト締結変形や固定による溶接変形は発生しないので、圧力と熱によって発生する変形にのみ注目する。本節では、圧力と熱によって発生する変形を考慮するために、旋回スクロールのラップ底部及び先端が中心部に行くに従って、外側基準面よりも低くなるスロープ形状を導入する。図 3.39 に旋回スクロールのラップ底部に形成されたスロープ形状について示す。まず本節では、運転時に旋回スクロールに作用する圧力分布を考慮し、旋回スクロールのラップ底部が固定スクロールのラップ先端へと押し付けられる接触解析を実施することによって、圧力変形によるスロープ形状の必要性について検討した。

図 3.40 に計算に用いた旋回スクロールの解析モデルと変位に関する境界条件を示す。図中にも示しているように、軸部内面については、半径方向の変位を拘束し、オルダムリングが挿入される下面凹部には周方向の変位を拘束した。圧力条件については、局部当たりの緩和を目的とし、前節の表 3.15 で示した高負荷条件において計算を行った。表 3.15 より運転条件と変形量を抜粋した結果を表 3.16 に示す。更に、接触解析を実施する圧力条件については、一回転中の旋回スクロールに作用する軸方向合力を計算し、最も軸方向合力が大きいクランク角度での圧縮室の圧力分布を境界条件として与えた。図 3.41 に一回転中の軸方向合力を、図 3.42 及び図 3.43 に軸方向合力が最も大きい回転角度での旋回スクロールの圧力分布を示す。圧縮室側の圧力分布については、シミュレーションによって求めた圧縮途中の圧力を与え、旋回スクロールのラップ先端については、面する圧縮室の圧力の高い方の圧力を与え、固定スクロールのラップ先端については、ラップ中心線によって厚き方向に分割し、面する圧縮室の圧力をそれぞれ与えた。また、図 3.44 に接触解析部分の境界条件について示す。表 3.16 に示すように固定スクロールの変形低減検討の結果、高負荷条件における固定スクロールの変形はほぼゼロであることから、旋回スクロールが接触する固定スクロールについては、平らな面で固定スクロール自身は変形しない剛体として計算を行った。また、接触解析については、図 3.39 で示すスロープ形状の外側基準面からの量（以下、スロープ量と呼ぶ）を変化させたときの接触力の最大値について着目した。

表 3.16 運転条件と変形量測定結果（表 3.15 より抜粋）

| Condition | P_d / P_s | T_d [°C] | Amount of deformation [μm] |
|-----------|-------------|------------|----------------------------|
| Standard | 2.5 | 95 | 2.7 |
| High load | 3.3 | 110 | 1.3 |

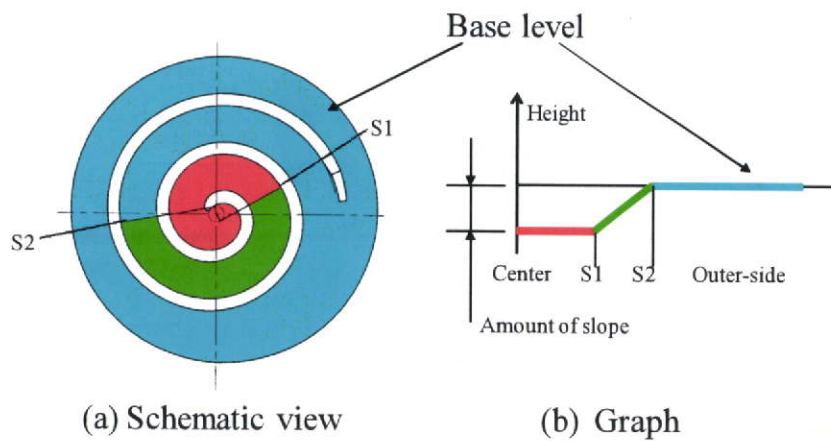


図 3.39 旋回スクロールのラップ底部に形成されたスロープ形状 (a) とラップに沿って展開したときのスロープ形状 (b)

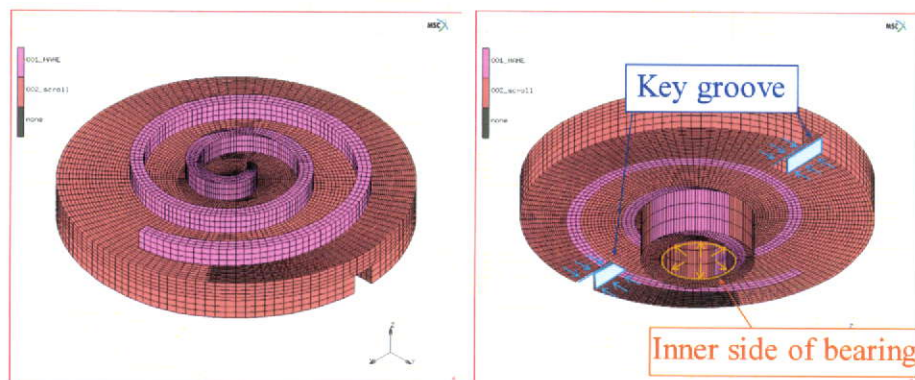


図 3.40 旋回スクロールの解析モデル (左) と変位に関する境界条件 (右)

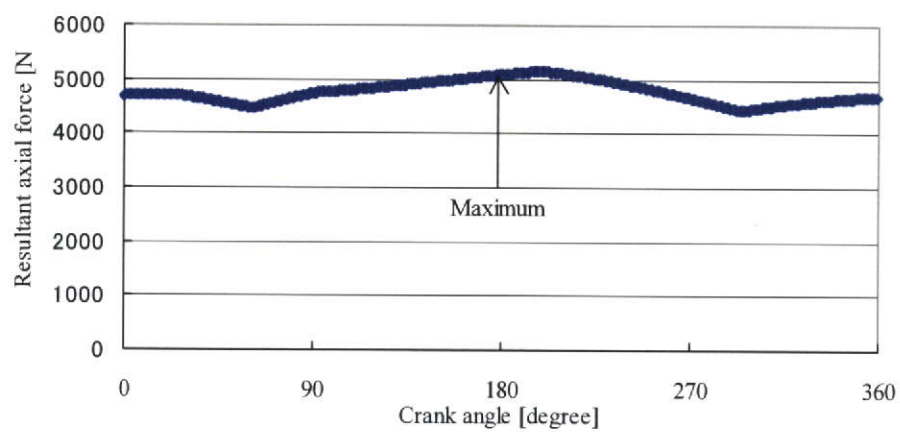


図 3.41 高負荷条件における一回転の軸方向合力

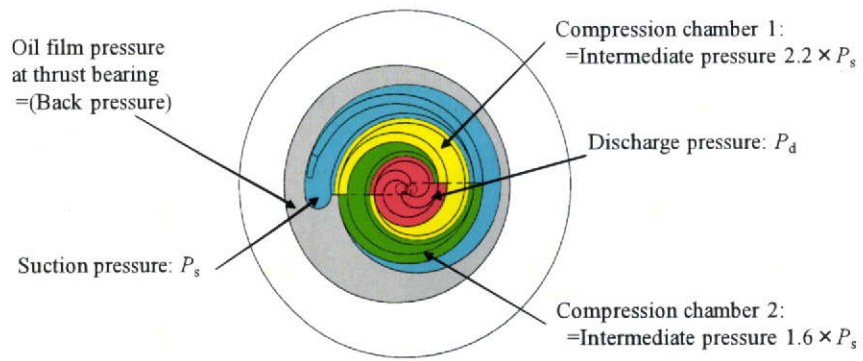


図 3.42 圧縮室面側の圧力分布

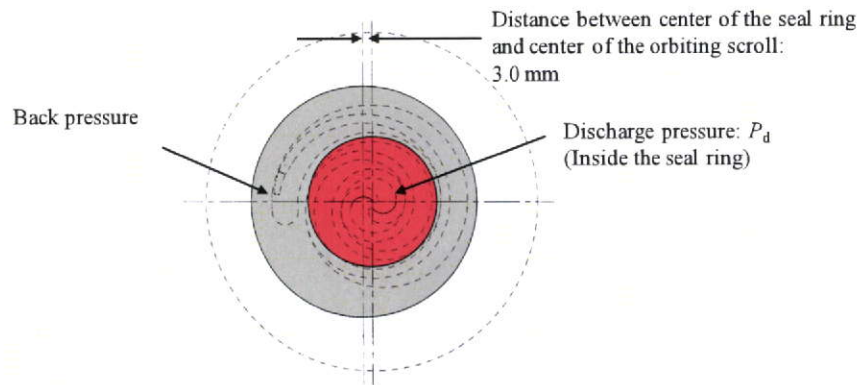


図 3.43 反圧縮室面側の圧力分布

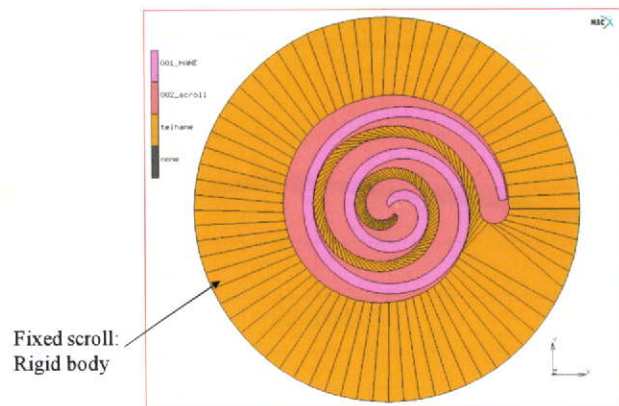
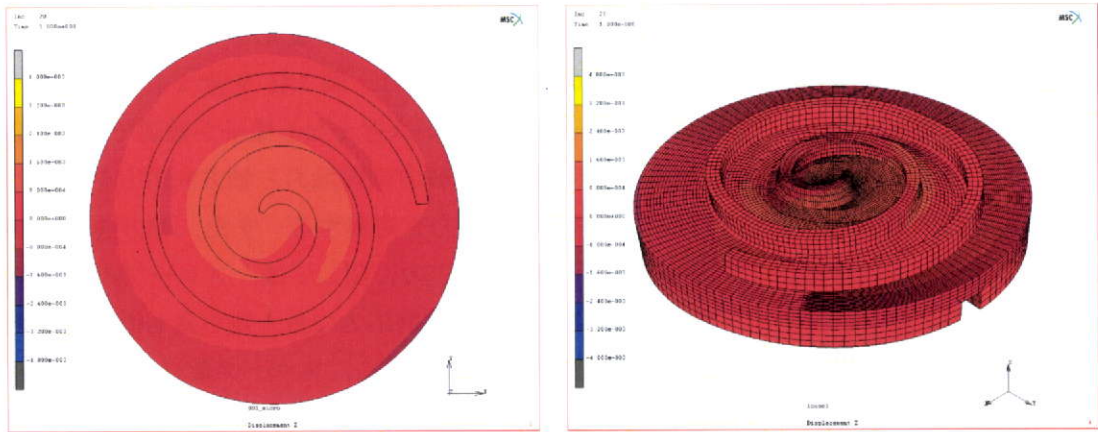
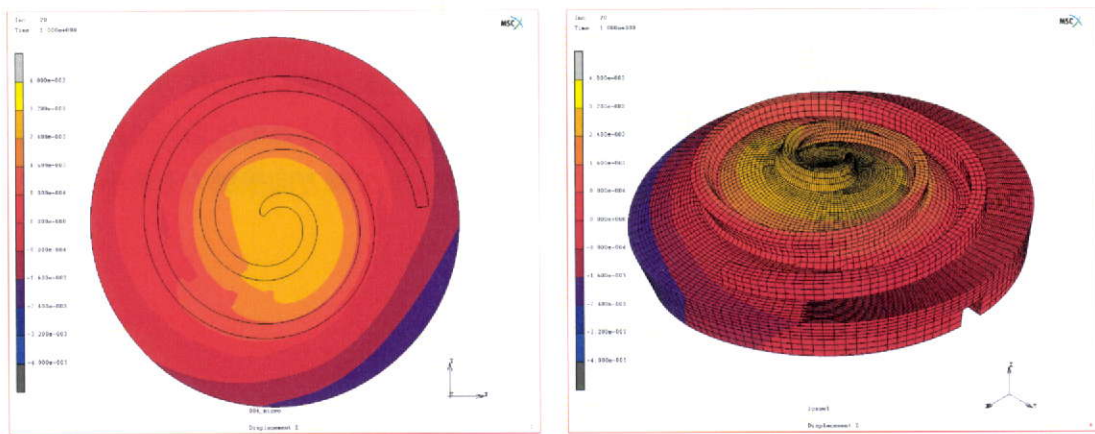


図 3.44 接触解析部分の境界条件

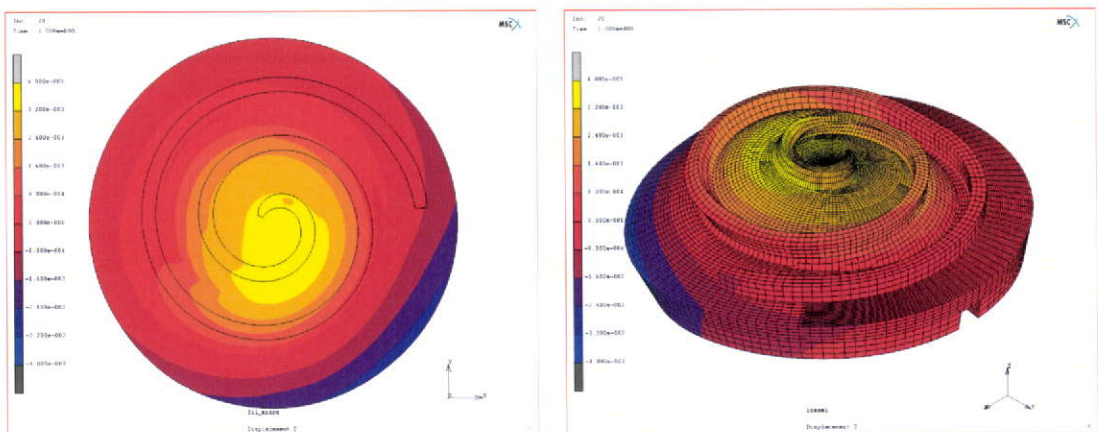
図 3.45 に図 3.39 に定義されるスロープ量を 1, 6, 11 μm と変化させたときの軸方向変位に関する解析結果を示す。解析には MSC.Marc を用いた。図 3.45 を見ても分かるように、スロープ量を大きくすると、旋回スクロールの変形が大きくなる様子が確認できる。図 3.46 にスロープ量を 1, 6, 11 μm と変化させたときの軸方向接触力と軸方向応力を示す。ここで、軸方向接触力とは面圧ではなく接点での接触力と定義する。また、軸方向応力が最大となる箇所とその値を図中に示している。軸方向応力に関しては、スロープの開始位置付近で最大値となり、スロープ量が 1 μm のときの軸方向応力の最大値が最も低くなった。この理由としては、軸方向接触力の図を見ても分かるように、スロープ量が 1 μm の時に接触面積が一番広いために、応力集中が緩和されていると考えられる。反対にスロープ量が 11 μm の時は、軸方向応力の最大値が最も高い。図 3.47 及び図 3.48 に鏡板中心を通過して、吸入孔方向を x 軸、吸入孔軸方向を y 軸としたときの、x 軸及び y 軸に沿った変形量及び軸方向接触力及び軸方向応力の詳細を示す。軸方向接触力に着目すると、スロープ量が 1 μm の時のみ中心部付近で接触していることが確認できる。これら運転時の圧力による接触解析の結果から、圧力による変形を吸収して局部当たりを緩和する目的においては、スロープ量を小さくすれば接触する面積が大きくなり、結果として軸方向接触力を最小にすることが分かった。



(a) スロープ量 1.0 μm



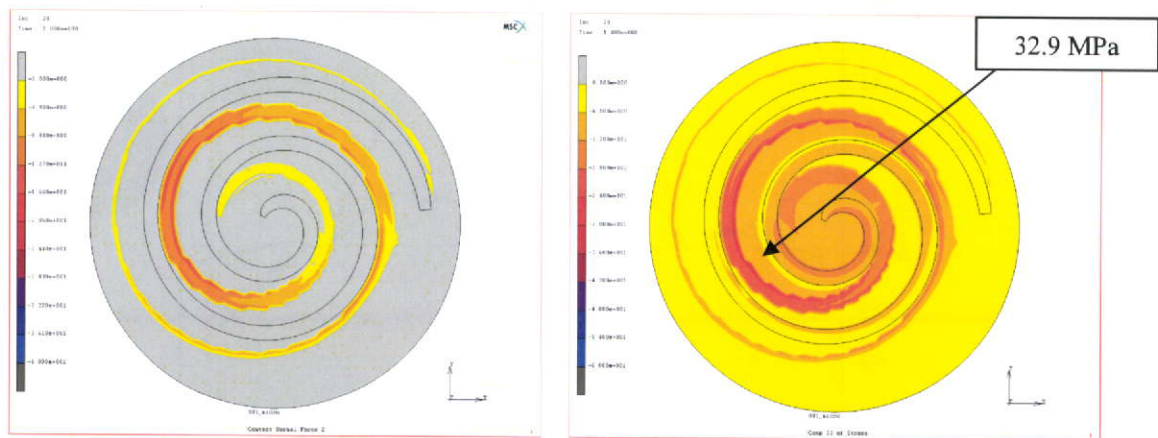
(b) スロープ量 6.0 μm



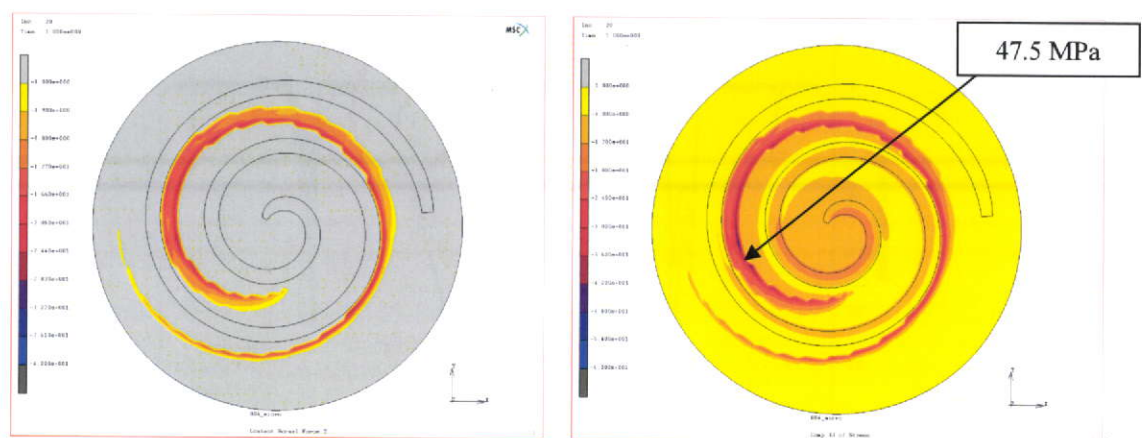
(c) スロープ量 11.0 μm

左：変形 OFF 右：変形倍率×2500

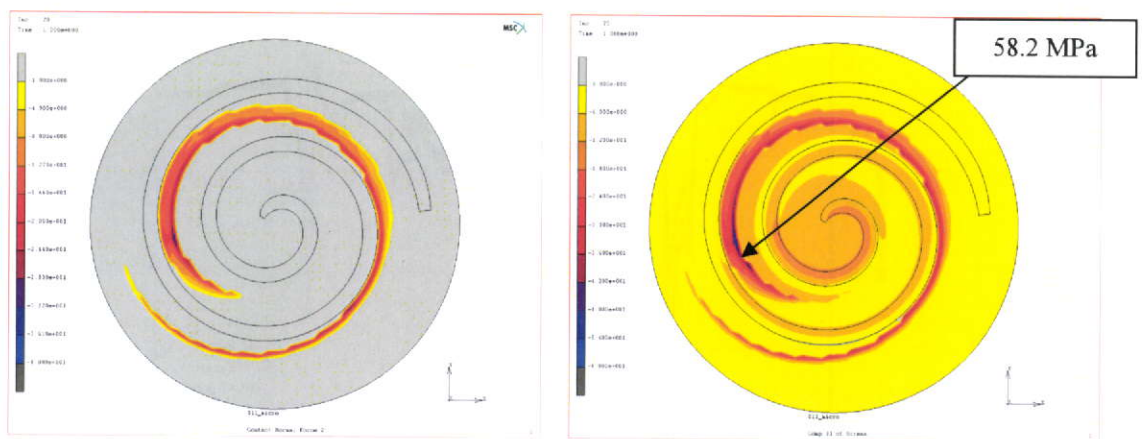
図 3.45 軸方向変位コンター図



(a) スロープ量 1.0 μm



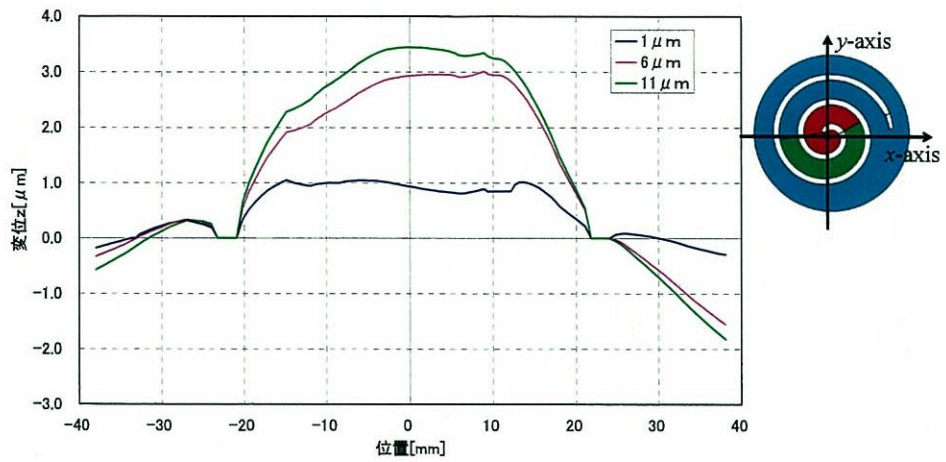
(b) スロープ量 6.0 μm



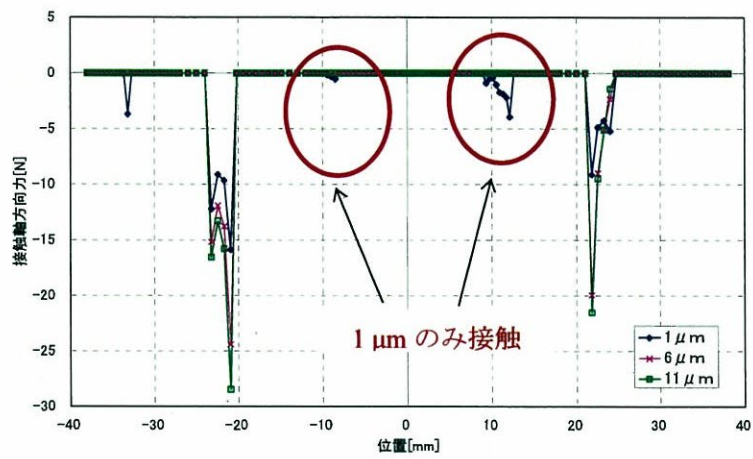
(c) スロープ量 11.0 μm

左：軸方向接触力* [N] 右：軸方向応力 [MPa]

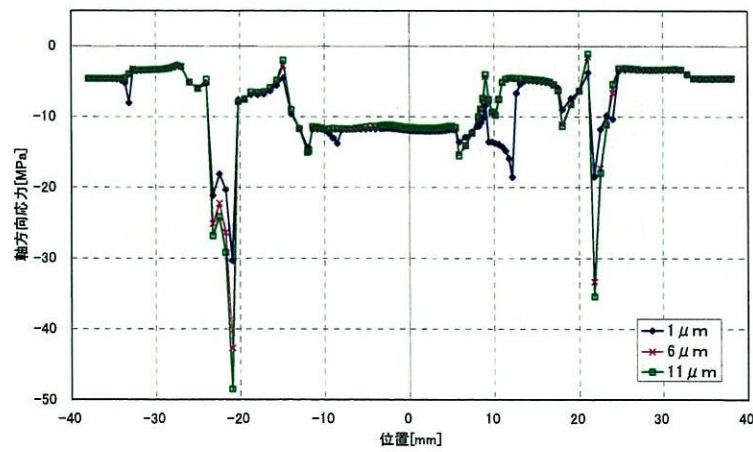
図 3.46 軸方向接触力及び軸方向応力結果コンター図 *面圧ではなく節点での値



(a) 軸方向変位プロット図

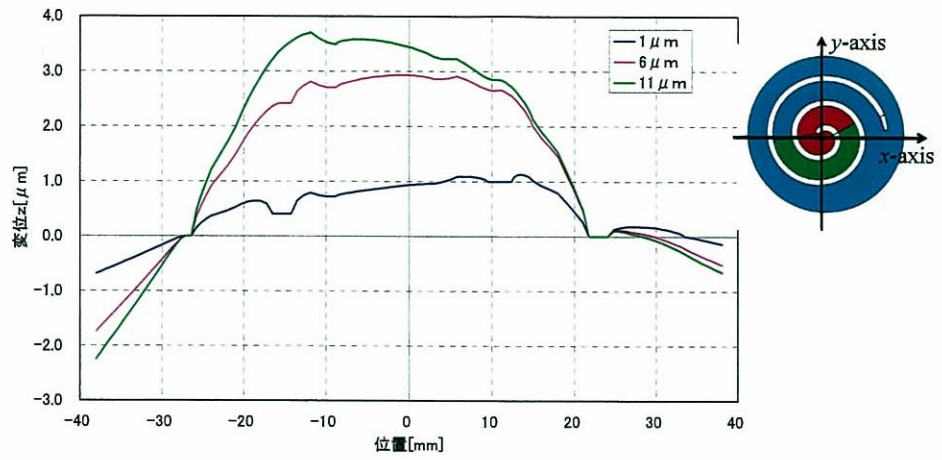


(b) 軸方向接触力プロット

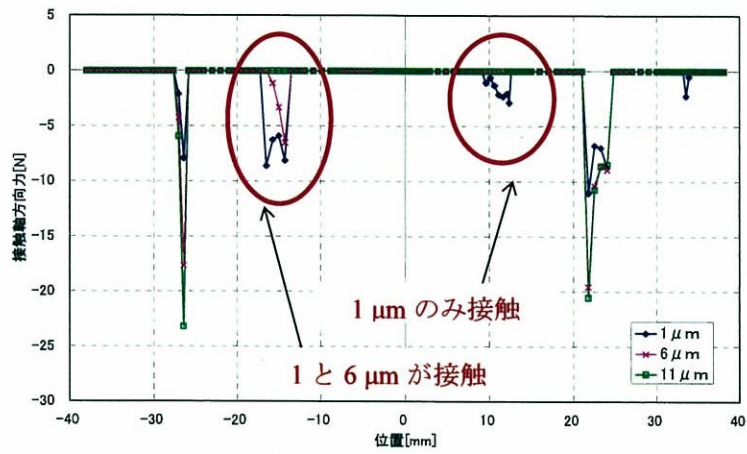


(c) 軸方向応力プロット

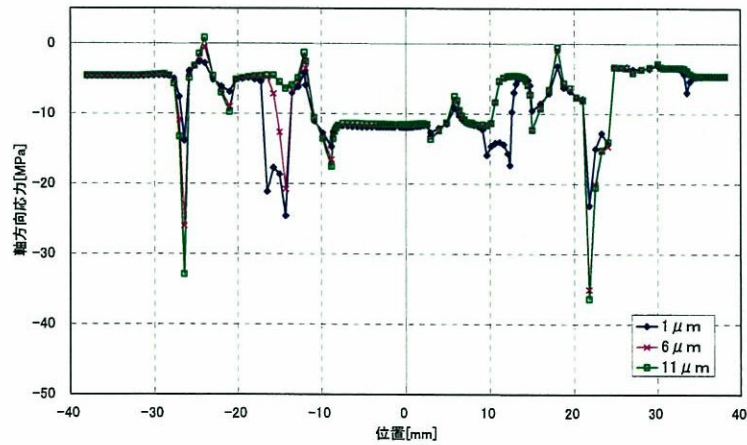
図 3.47 x 軸上の軸方向変位・接触力・応力プロット図



(a) 軸方向変位プロット図



(b) 軸方向接触力プロット



(c) 軸方向応力プロット

図 3.48 y 軸上の軸方向変位・接触力・応力プロット図

3.9.3 熱変形を考慮したスロープ形状の検討

前節において、運転時の旋回スクロールに発生する圧力変形を吸収して局部当たりを緩和する目的においては、スロープ量を小さくすれば接触する面積が大きくなり、結果として軸方向応力を最小にすることができるということを解析的に示した。一方、熱変形に関して、旋回スクロールはクランクシャフトによって駆動されるために、解析するための旋回スクロールの温度分布を直接測定することが困難である。そこで、旋回スクロールのスロープ量を変化させたときの圧縮機の性能を評価することによって熱変形を考慮する。つまり、旋回スクロールの熱変形を吸収する適切なスロープ量を設定していれば、局部当たりを低減して機械損失を小さくすることによって圧縮機効率を向上させながら、運転時の漏れ隙間が小さくなり体積効率が向上すると考えた。

一方、本研究が対象とするスクロール圧縮機において、旋回スクロールはアルミ系金属、固定スクロールは鉄系金属を採用しているために、熱変形については、(1)線膨脹係数の差によるものと、(2)冷媒の圧縮熱や摺動による局所的な温度上昇によるもの、の2つの要因に分ける事ができる。そこで、(1)線膨脹係数の差による熱変形は、旋回スクロールのラップ先端に均一な軸方向隙間を形成することで吸収すると仮定し、旋回スクロールと固定スクロールの線膨脹係数の差及び組立時と運転時の温度差を、ラップ高さに乗じた値である $6 \mu\text{m}$ をラップ先端隙間として設定し、旋回スクロールのラップ底部がラップ先端よりも先に固定スクロールに接触する構成とした。また、(2)冷媒の圧縮熱や摺動による局所的な温度上昇が原因の熱変形については、図 3.39 に示す旋回スクロールのラップ底部に形成されたスロープ形状に加えて、旋回スクロールのラップ先端にも同様のスロープ形状を施して、それぞれのスロープ量を変化させた。図 3.49 に、旋回スクロールに形成されたスロープ形状の横断面模式図を示す。図 3.50 及び図 3.51 は、標準条件及び高負荷条件についてラップ底部及びラップ先端のスロープ量をそれぞれ変化させたときの、圧縮機効率と体積効率の実験結果を示す。ここで、横軸は旋回スクロールのラップ底部のスロープ量を、縦軸は旋回スクロールのラップ先端部のスロープ量を示し、円の大きさはプロットされた位置における圧縮機効率の最大値で除した圧縮機効率比及び体積効率を示している。ここで、圧縮機特性評価装置（詳細は、APPENDIX B 参照）によって測定された冷媒循環量 G_{measured} を、圧縮機の吸入密度 ρ_{inlet} 、シリンダ容積 v 、回転速度 f を乗じた理論冷媒循環量で除した値を体積効率 η_v 、及び圧縮機入口比エンタルピ h_1 と等エントロピー圧縮した時の圧縮機出口での比エンタルピ h_2 との差に冷媒循環量 G_{measured} を乗じた理論圧縮動力を、圧縮機特性評価装置によって測定された圧縮機のモータ入力 W_{motor} で除した値を圧縮機効率 η_{comp} と呼び、次式で定義する。

$$\eta_v = \frac{G_{\text{measured}}}{\rho_{\text{inlet}} \cdot v \cdot f}, \eta_{\text{comp}} = \frac{G_{\text{measured}} \cdot (h_2 - h_1)}{W_{\text{motor}}} \quad (3.3)$$

図 3.50 及び図 3.51 を見ても分かるように、標準条件及び高負荷条件のどちらにおいてもラップ底面のスロープ量が $11\ \mu\text{m}$ とラップ先端のスロープ量が $10\ \mu\text{m}$ 、或いは、ラップ底面のスロープ量が $7\ \mu\text{m}$ とラップ先端スロープ量が $9\ \mu\text{m}$ において、圧縮機効率及び体積効率が最大となった。この結果から、旋回スクロールには、冷媒の圧縮熱や摺動による局所的なラップの温度上昇が原因の熱変形を吸収するための適切なスロープ量が存在することが分かった。

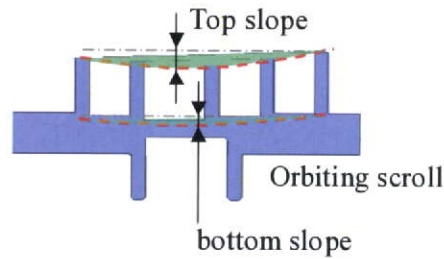


図 3.49 スロープ形状の横断面模式図

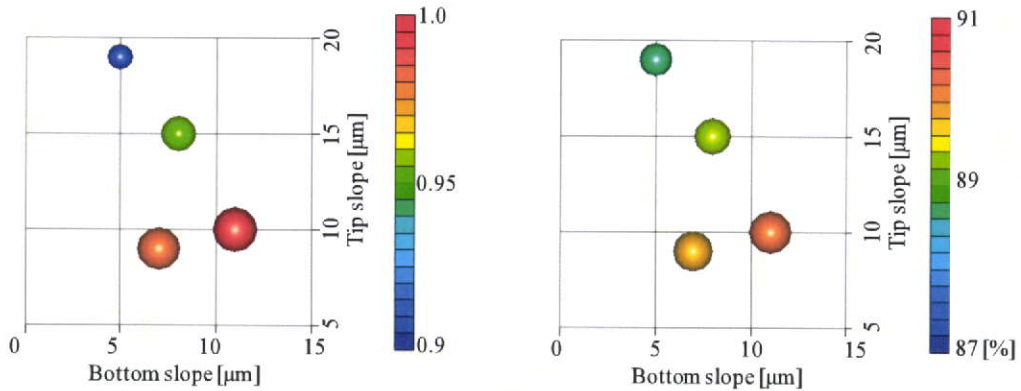


図 3.50 標準条件での圧縮機効率（左）と体積効率（右）

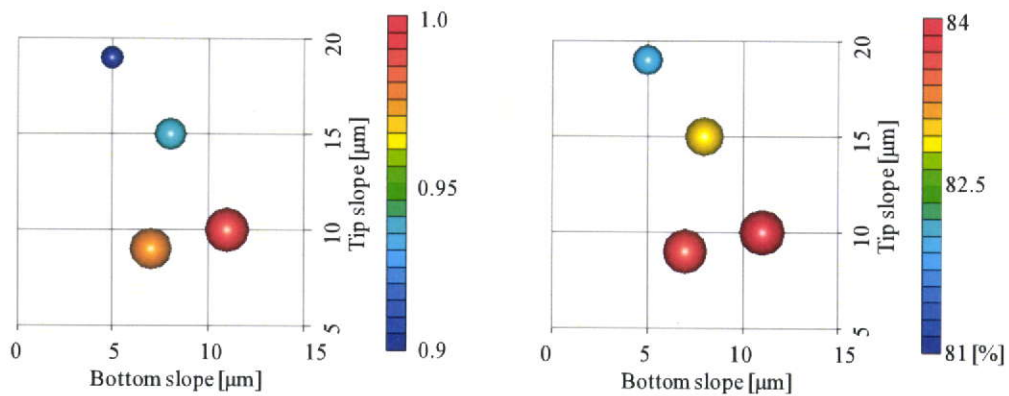


図 3.51 高負荷条件での圧縮機効率（左）と体積効率（右）

3.10 結言

運転時の圧力及び温度が非常に高い CO₂ 冷媒スクロール圧縮機において、固定スクロールの変形を低減する手法について検討した。また、旋回スクロールに発生する圧力変形及び熱変形について検討し、以下の結論を得た。

- i. 運転時に固定スクロールに発生する変形を(1)冷媒の圧力による圧力変形、(2)温度差による熱変形、(3)圧縮機構部とシェルとの間の固定のための溶接による変形、(4)圧縮機構部のボルト締結による変形の 4 つの要因に分類し、(1)及び(2)については解析的に、(3)及び(4)については、解析及び実験の両面において固定スクロールの変形量や変形モードを把握した。
- ii. 運転時の固定スクロールの変形は上記 4 つの要因の変形の合計であるために、冷媒の圧力による圧力変形だけに注目して固定スクロールの鏡板を厚くすると、かえって運転時の固定スクロールの変形は増大することが分かった。運転時の固定スクロールの変形を抑制するためには、固定スクロールの鏡板の厚さを適切に選択する必要があることが分かった。
- iii. ひずみゲージを用いた運転時の変形測定によって、固定スクロールに発生する(1)冷媒の圧力による圧力変形と(2)温度差による熱変形の要因を実験的に分類し、圧力変形と熱変形の解析結果の妥当性を確認した。また、固定スクロールの鏡板の厚さを適切に選択することによって、標準条件から高負荷条件まで、運転時の固定スクロールの変形を抑制できることを実験的に確認した。
- iv. 冷媒の圧力による旋回スクロールの変形は小さく、圧力変形を吸収して局部当たりを緩和する目的においては、スロープ量を小さくして旋回スクロールのラップ底面と固定スクロールのラップ先端との接触面積を大きくすることで、接触部分の軸方向応力を小さくすることができる。
- v. 冷媒の圧縮熱や摺動による局所的なラップの温度上昇による旋回スクロールの変形を吸収するためには、旋回スクロールのラップ底面及び先端に適切なスロープ量を施す必要があることが分かった。これらの検討結果を基に、CO₂ 冷媒スクロール圧縮機の部品同士の運転時の過度な軸方向隙間の縮小や接触を防止して、より一層の高効率化を図ることができる。

参考文献

- 1) 川辺功: ロータリ圧縮機の高効率化技術, 冷凍, 80(933), 546-549 (2005).
- 2) Arai, T., Kato, T., Fushiki, T.: Development of Twin Rotary Compressor with New Heat Caulking Fixing Method, Proc. of 19th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, C1183 (2008).
- 3) 松村憲明, 小林寛之, 町田博史, 平野隆久, 中原崇文, 堀康郎: 空調用ロータリ圧縮機微小すきま計測, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.24, No.2, pp127-138 (2007).
- 4) 坪野勇, 竹林昌寛, 早瀬功, 稲場恒一, 関口浩一, 島田敦: 新背圧制御機構を用いた高効率スクロール圧縮機の開発, 空気調和・冷凍連合講演会論文集, pp.13-16 (1997).
- 5) Lee, B., Yanagisawa, T., Fukuta, M., Choi, S.: A Study on the Leakage Characteristics of Tip Seal Mechanism in the Scroll Compressor, Proc. of 18th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, C20-3 (2002).
- 6) 坪野勇, 竹林昌寛, 稲場恒一, 川南茂也: スクロール圧縮機のラップ先端隙間変化と性能の関係, 日本冷凍協会学術講演会講演論文集, pp5-8 (1996).
- 7) Ishii, N., Yamamoto, S., Sano, K., Sawai, K., Hiwata, A., Nakamoto, T., Kawano, H.: Efficiency Simulations of a Compact CO₂ Scroll Compressor and its Comparison with Same Cooling Capacity R410A Scroll Compressor, Proc. of 16th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, C22-2 (2002).
- 8) 奥達也: 空調用スクロール圧縮機スラストスライド軸受の高性能潤滑に関する研究, 大阪電気通信大学博士学位論文(2007).
- 9) Hiwata, A., Futagami, Y., Morimoto, T., Murakami, H., Ishii, N.: Deformation Control of Scroll Compressor for CO₂ Refrigerant, Proceedings of 18th International Compressor Engineering Conference at Purdue, C140(2006)

第4章 CO₂冷媒スクロール圧縮機におけるラップ間に作用する押接力に関する研究

4.1 緒言

スクロール圧縮機の主な2つの漏れ経路である軸方向隙間と半径方向隙間に着目し、圧縮途中の冷媒の漏れを防止する様々な取り組みが報告されている。軸方向隙間及び径方向隙間の両方の漏れに関する基礎的研究としては、スクロール圧縮機の2つの漏れ経路を模擬した実験装置による漏れ特性の基礎的研究¹⁾、圧縮室へのオイル供給によって漏れを防止し、圧縮機の性能の最適化を図る研究²⁻³⁾等がある。特に、軸方向隙間の漏れ防止技術については、軸方向隙間のシール機構としてチップシールを採用した場合のシール性向上に関する研究⁴⁾、接触センサーによって運転時の旋回スクロールのラップ先端の軸方向隙間を計測して隙間と性能の関係を調べた研究⁵⁾、固定スクロールの鏡板の厚さを適当に選択することによって運転時の固定スクロールの変形を抑制する研究⁶⁾等が報告されている。一方、半径方向隙間の漏れ防止技術については、可変クランク方式が提案されている。この方式では、クランクピンと旋回スクロールとの間に設けられたスライドブッシュがスライドすることによって旋回スクロールの旋回半径が変化するので、旋回スクロールのラップが固定スクロールのラップに適度に接触して隙間を小さくできる⁷⁾。また、可変クランク方式を非対称ラップのスクロール圧縮機に用いた場合の動的挙動解析及び計測を行った研究⁸⁻⁹⁾、可変クランク方式と固定半径クランク方式のそれぞれにおいて運動力学モデルを構築し、半径方向のラップ間に作用する半径方向シール力(押接力)を解析的に把握及び比較した研究¹⁰⁻¹¹⁾等が報告されている。しかしながら、押接力に関して、旋回スクロールのラップが固定スクロールのラップに接触することによって、偏心軸受及び主軸受の隙間や油膜形成が変化すると考えられるが、固定半径クランク方式を採用したスクロール圧縮機において、それらの特性に関する詳細な研究は報告されていない。また、近年フルオロカーボンに代わって自然冷媒を用いた冷凍・空調機システムの開発・研究が盛んに行われており、既にCO₂冷媒を用いたヒートポンプ給湯機が商品化されている。CO₂冷媒ヒートポンプ用圧縮機は従来のフルオロカーボン系冷媒用圧縮機に比べて運転圧力が非常に高いことから、圧縮途中の漏れを防止する技術は今後益々重要となることが予想される。

本章では固定半径クランク方式を採用したCO₂冷媒スクロール圧縮機について、主軸受に発生する油膜圧力分布を測定することによって、旋回スクロールと固定スクロールのラップ間に作用する押接力の特性及び発生メカニズムについて検討する。第4.2節では、各軸受部の油膜力も考慮に入れた力の釣り合いと定義について、第4.3節では、押接力算出方法の概要について、第4.4節では接線方向力の算出に伴う実験と解析について、第4.5節では、油膜合力の遅れ角度の測定について述べる。第4.6節では、第4.2～第4.5節の結果に基づいて算出された押接力の実験結果及び特性について、第4.7節では、流体潤滑理論を用いた2次元解析モデルによる解析結果と実験結果を比較検討する。最後に、第4.8節では押接力と圧縮機の性能の関係について、第4.9節で結言について述べる。

4.2 力の定義と釣り合い

図 4.1 に巡回スクロールと固定スクロールのラップが接触する場合の、クランクシャフトの主軸受部(a), 偏心軸受部(b)及びラップ接触部(c)の模式図と力の定義を示す. クランクシャフト偏心軸部の偏心方向を x 軸, x 軸から時計まわりに 90° 方向を y 軸, クランクシャフトの回転方向を反時計回りと定義する. 図 4.1 の左が主軸受部(a), 中央が偏心軸受部(b), 右がラップの接触部拡大(c)を示している. ここで, クランクシャフトの主軸部と偏心軸部は巡回半径 r_0 だけ離れている. 偏心軸受部に注目すると, 巡回スクロールには, 偏心軸受に発生する油膜力 F_{PX1} , F_{PY1} の他に, 接線方向力 F_t , 半径方向ガス力 F_r , 巡回スクロールの遠心力 F_c , ラップ間の押接力 F_w が作用する. 以上より, 図 4.1 に示す方向を正として巡回スクロールに作用する力の釣り合いを x 軸, y 軸について整理すると次式となる.

$$\begin{aligned} F_c - F_r + F_{PX1} - F_w &= 0 \\ F_t - F_{PY1} &= 0 \end{aligned} \quad (4.1)$$

一方, 主軸受部に注目すると, 偏心軸受の油膜反力により主軸受部に作用する力 R_{PX1} , R_{PY1} , 主軸受に発生する油膜力 F_{PX2} , F_{PY2} とクランクシャフト及び回転子の遠心力 F_{BW} が作用する. 以上より, 図 4.1 に示す方向を正としてクランクシャフトの主軸部に作用する力の釣り合いを x 軸, y 軸について整理すると次式となる.

$$\begin{aligned} -R_{PX1} - F_{BW} + F_{PX2} &= 0 \\ R_{PY1} - F_{PY2} &= 0 \end{aligned} \quad (4.2)$$

ここで, 本研究が対象にしたスクロール圧縮機はサブフレームが設けられていることから, 密閉容器下部に副軸受部が形成される. そこで, 式(4.2)中の偏心軸受部の油膜による反力 R_{PX1} , R_{PY1} は副軸受部を基準としたモーメントの釣り合いを考慮して次式のように定めた.

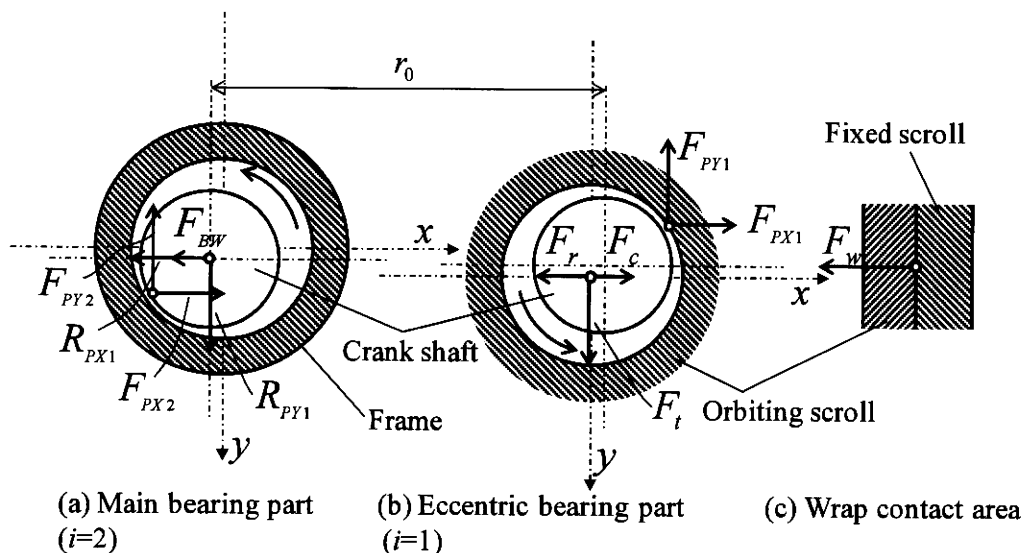


図 4.1 クランクシャフトの主軸受部(a), 偏心軸受部(b) 及びラップ接触部(c)の模式図と力の定義

$$R_{PX1} = \frac{L_a + L_b}{L_a} \cdot F_{PX1}$$

$$R_{PY1} = \frac{L_a + L_b}{L_a} \cdot F_{PY1}$$
(4.3)

ここで、 L_a は副軸受—主軸受間の距離、 L_b は主軸受—偏心軸受間の距離を表わしている。副軸受部での反力については、他の力と比べて十分に小さく無視できるために省略した。

次に、主軸受部に発生する油膜力分布からラップ間の押接力 F_w を算出する方法について説明する。主軸受部(a)について、 y 軸方向の力と油膜によって発生する力の詳細を図 4.2 に示す。ここで、図 4.1 と同様にクランクシャフト偏心軸部の偏心方向を x 軸、 x 軸から時計まわりに 90° 方向を y 軸と定義する。 α_2 は油膜が最小の厚さになる位置が y 軸となす角度を示している。一方、旋回スクロールに作用する接線方向力 F_t は反時計回りに回転する回転荷重であるので、式(4.1)、(4.2)、(4.3)より、主軸受部に作用する偏心軸受部の油膜による反力 R_{PY1} も同様に反時計回りに回転する回転荷重である。結果、軸受部には最小油膜厚さの位置より回転方向側にピークを持つ油膜圧力分布が形成される。この油膜圧力分布を積分した油膜力合力 F_{P2} 方向が α_2 となす角度を偏心角 β_2 と呼ぶ。ここで、 $\alpha_2 - \beta_2$ は接線方向力に対する角度の遅れを表わすことから、本論文中において油膜合力の遅れ角度 γ_2 と呼ぶ。この油膜合力の遅れ角度 γ_2 を用いて、油膜合力 F_{P2} と主軸受部に発生する油膜力 F_{PX2} 、 F_{PY2} の関係を表わすと次式となる。

$$F_{PX2} = F_{P2} \cdot \sin \gamma_2$$

$$F_{PY2} = F_{P2} \cdot \cos \gamma_2$$
(4.4)

式(4.1)、(4.2)、(4.3)、(4.4)より、主軸受部及び偏心軸受部に発生する x 軸方向の油膜力 F_{PX1} 、 F_{PX2} は次式で表わされる

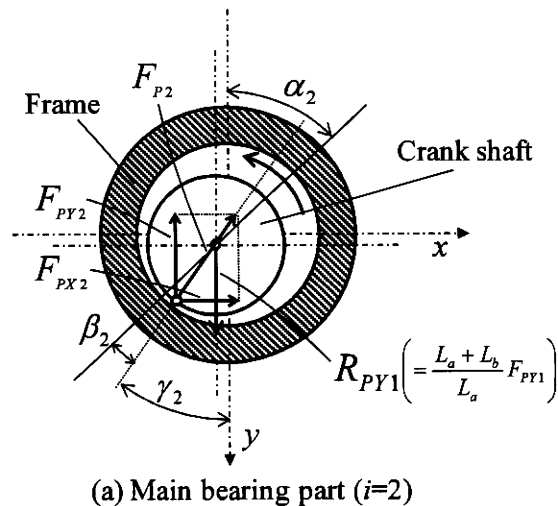


図 4.2 主軸受部(a)の y 軸方向力と油膜力の詳細図

$$F_{PX1} = \frac{L_a}{L_a + L_b} (F_{PX2} - F_{BW})$$

$$F_{PX2} = \frac{L_a + L_b}{L_a} \cdot F_t \cdot \tan \gamma_2$$
(4.5)

以上、式(4.1)、(4.5)よりラップ間の押接力 F_w は次式で表わすことができる。

$$F_w = F_c - \frac{L_a}{L_a + L_b} \cdot F_{BW} - F_r + F_t \cdot \tan \gamma_2$$
(4.6)

式(4.6)において、半径方向ガス力 F_r 、旋回スクロールの遠心力 F_c 、クランクシャフト及び回転子の遠心力 F_{BW} は理論的に計算可能な値であることから、接線方向力 F_t 及び主軸受部での油膜合力の遅れ角度 γ_2 を実験及び解析で求める事によってラップ間の押接力 F_w を算出することができる。

4.3 押接力算出方法の概要

ラップ間の押接力 F_w を算出するためには、式(4.6)に示されているように、半径方向ガス力 F_r 、旋回スクロールの遠心力 F_c 、クランクシャフト及び回転子の遠心力 F_{BW} の理論計算及び、接線方向力 F_t 及び主軸受部での油膜合力の遅れ角度 γ_2 を算出する必要があることを示した。次節より、それぞれの値についての計算式及び測定方法について説明する。

ラップ間の押接力 F_w を算出するために必要な項目と詳細に説明する節について表 4.1 に示す。ここで、旋回スクロール及びクランクシャフト及び回転子の遠心力については、表 4.1 中に記載する。 m_s は旋回スクロールの質量、 m_e は回転子及びバランスウエイトを含んだクランクシャフト及び回転子の質量、 r_e はクランクシャフト及び回転子の重心の半径位置である。また、接線方向力 F_t は接線方向ガス力 F_{tg} と接線方向摩擦力 F_{tf} の和として求めるために、一部を実験値から、一部をシミュレーションによる計算値から引用している。

表 4.1 押接力算出のために必要なパラメータと説明

| 項目 | 記号 | 詳細説明箇所或いは計算式 |
|-------------------|------------|----------------------|
| 旋回スクロール遠心力 | F_c | $m_s r_o (2\pi f)^2$ |
| クランクシャフト及び回転子の遠心力 | F_{BW} | $m_e r_e (2\pi f)^2$ |
| 半径方向ガス力 | F_r | 第 4.4.1 節 式(4.11) |
| 接線方向ガス力 | F_{tg} | 第 4.4.3 節 式(4.28) |
| 接線方向摩擦力 | F_{tf} | 第 4.4.4 節 式(4.29) |
| 油膜合力の遅れ角度 | γ_2 | 第 4.5 節 |

4.4 接線方向力の算出

接線方向力 F_t は、接線方向ガス力 F_{tg} と接線方向摩擦力 F_{tf} の和で構成される。ガス圧縮動力 W_g とスラスト軸受部の機械損失 W_{th} を用いて、接線方向力 F_t を表わすと次式のようになる。

$$F_t = F_{tg} + F_{tf} = \frac{W_g}{2\pi \cdot r_0 \cdot f} + \frac{W_{th}}{2\pi \cdot r_0 \cdot f} \quad (4.7)$$

ここで、スクロール圧縮機の運動力学解析¹⁾²⁾³⁾において、圧縮室間の隙間を仮定した漏れ解析を実施することで、接線方向ガス力 F_{tg} を算出可能³⁾であるが、運転条件を変化させたときの隙間の設定や、オイルシールの効果等を正確に算出する必要があり、それらの効果について不明な点も多い。

そこで、指圧線図を用いた CO_2 冷媒スクロール圧縮機の損失分析を実施し、接線方向ガス力 F_{tg} を、指圧線図によって求められたガス圧縮動力 W_g より算出することにした。また、接線方向摩擦力 F_{tf} については、損失分析によって分離した機械損失の内、各ジャーナル軸受部で発生する機械損失は、トルク成分が主であるので接線方向力にほとんど寄与しないこと、負荷に対する摩擦係数はおおよそ一定であること、を考慮し、スラスト軸受部で発生する機械損失 W_{th} を損失分析とシミュレーションの両方の結果を用いて分離することによって算出した。以下、スクロール圧縮機の運動力学解析¹⁾²⁾³⁾及び指圧線図による損失分析について順に説明する。

4.4.1 半径方向及び接線方向ガス力の計算

旋回スクロールのラップを接点によって分割し、それぞれの部分に働くガス力を求める。図 4.3 にラップに作用する半径方向ガス力及び接線方向ガス力を示す。図中において、 ϕ はインボリュートの伸開角、 T_{on} と T_{in} は接点を表わし、添え字の o は旋回スクロールのラップから見て外側 (=outer)、 i は内側 (=inner) を示している。また、 n は内側から $0, 1, \dots, N$ と順番を付けた接点を表わし、 N は最大の接点数である。まず、巻き始めから接点 T_{0o} までの部分について考える。この部分は、吐出室の中に位置するため、ラップの内壁と外壁に働くガス圧力は等しい。従って、この部分に働くガス力は相殺されてゼロとなる。

次に、接点 T_{on} と T_{in} に挟まれる部分について考える。この部分ではラップの内壁と外壁に働くガス圧力は異なる。接線方向ガス力は、ラップの接線方向への投影面積と、ラップ両側の差圧の積をとることにより、次式で表される。

$$\begin{aligned}
 F_{tgi}(n) &= B(\overline{O_m T_{on}} + r_0 + \overline{OT_{in}}) \{P_A(n) - P_B(n+1)\} \quad (n=0,1,\dots,N-1) \quad (4.8) \\
 &= B\{2r_b(\varphi(n) - \varphi_{o0}) + r_0\} \{P_A(n) - P_B(n+1)\}
 \end{aligned}$$

ここで、 P_A は旋回スクロールのラップ外壁に形成される圧縮室の圧力、 P_B は旋回スクロールのラップ内壁に形成される圧縮室の圧力、 B はラップ高さ、 r_b はインボリュートの基礎円半径を示している。

また、半径方向ガス力は、基礎円の径とラップ高さで表される面積と、ラップ両側の差圧との積をとることにより、次式のように表される。

$$F_r(n) = 2r_b B \{P_A(n) - P_B(n+1)\} \quad (n=0,1,\dots,N-1) \quad (4.9)$$

ここで、近似的に $P_A(n)$ と $P_B(n)$ が等しいとすれば接線方向ガス力及び半径方向ガス力は式(4.8)及び式(4.9)を用いて次式で表わすことができる。

$$F_{tg} = \sum_{n=0}^N F_{tgi}(n) \quad (4.10)$$

$$F_r = \sum_{n=0}^N F_r(n) = 2r_b B \{P_d - P_s\} \quad (4.11)$$

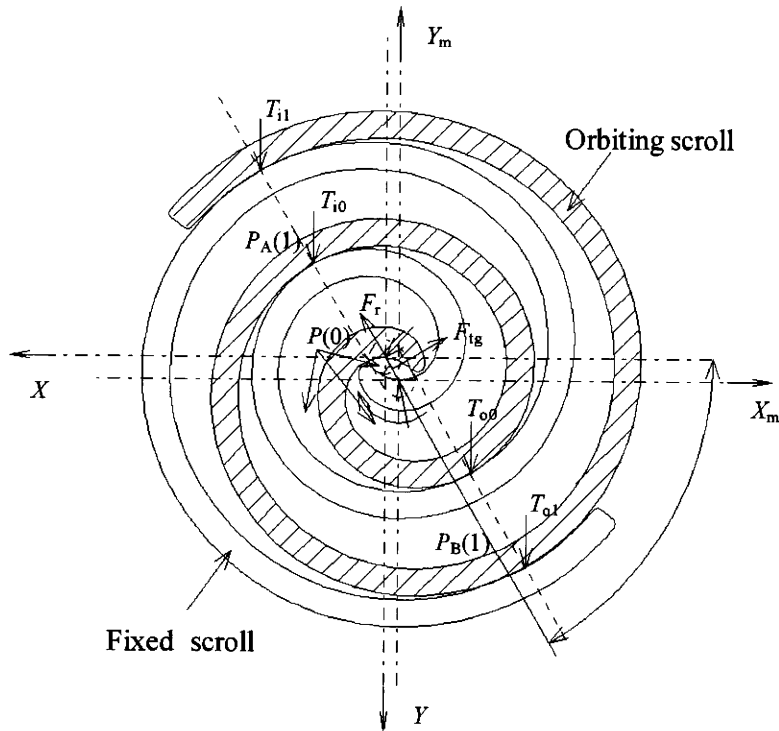


図 4.3 ラップに作用する半径方向及び接線方向ガス力

4.4.2 運動力学解析に基づくエネルギーバランス

図 4.4 にクランクシャフトの力学モデルを示す。X-Y-Z 座標系は、クランクシャフトの中心軸下向きを Z 軸とする固定座標系である。θ はクランク角度、 Q_x , Q_y は主軸受部の拘束力、 S_x , S_y は旋回スクロールとクランクシャフトの間の力（偏心軸受部の拘束力）、 L_Q は主軸受部の摩擦トルク、 L_S は偏心軸受部の摩擦トルク、 x_e , y_e はクランクシャフトの重心位置、 N_{motor} はモータのトルクである。X, Y 軸方向の力の釣合いと、Z 軸周りのモーメントの釣合いの式を示す。 I_e , m_e は回転子及びバランスウェイトを含んだクランクシャフト及び回転子の慣性モーメントと質量である。

$$-m_e \ddot{x}_e - Q_x + S_x = 0 \quad (4.12)$$

$$-m_e \ddot{y}_e + Q_y - S_y = 0 \quad (4.13)$$

$$-I_e \ddot{\theta} - S_x r_0 \sin \theta - S_y r_0 \cos \theta + N_{motor} - L_Q - L_S = 0 \quad (4.14)$$

ここで、主軸部及び偏心軸部の摩擦係数 μ_Q , μ_S とクランクシャフトの主軸部及び偏心軸部の半径 r_Q , r_S を用いて、次式のように表される。

$$L_Q = \mu_Q \sqrt{Q_x^2 + Q_y^2} \cdot r_Q, \quad L_S = \mu_S \sqrt{S_x^2 + S_y^2} \cdot r_S \quad (4.15)$$

また、クランクシャフト及び回転子の重心の半径位置 r_e 、クランク角度 θ を用いると、クランクシャフト及び回転子の重心位置 x_e , y_e は次式で表される。

$$x_e = r_e \cos \theta, \ddot{x}_e = -r_e \cos \theta \cdot \dot{\theta}^2 - r_e \sin \theta \cdot \ddot{\theta} \quad (4.16)$$

$$y_e = r_e \sin \theta, \ddot{y}_e = -r_e \sin \theta \cdot \dot{\theta}^2 + r_e \cos \theta \cdot \ddot{\theta}$$

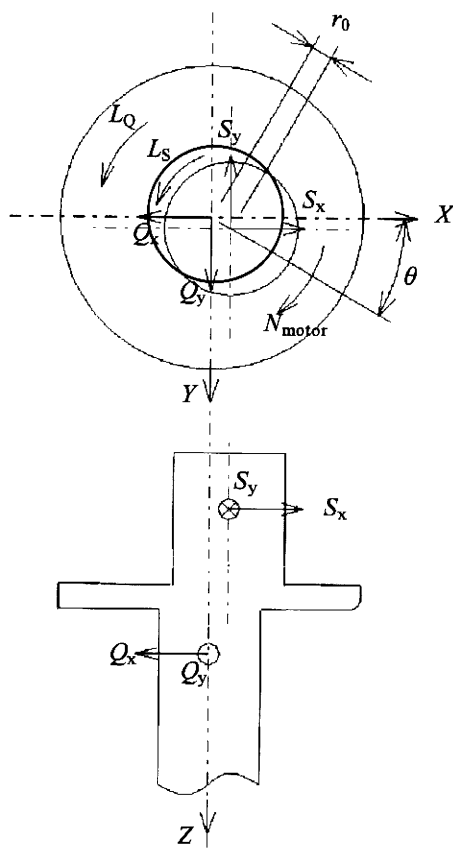


図 4.4 クランクシャフトの力学モデル

図 4.5 に回転スクロールの力学モデルを示す。\$X_m\$-\$Y_m\$-\$Z_m\$座標系は、偏心軸受の中心軸上向きを \$Z_m\$ 軸とする運動座標系である。従って、力の釣合いを考える場合、慣性力を考慮する必要がある。\$F_r\$, \$F_{ig}\$, \$M_G\$ はガス力とモーメントであり、それぞれ、半径方向ガス力、接線方向ガス力、およびガスモーメント、\$F_i\$, \$F_{wrap}\$, \$F_{base}\$, \$F_o\$ はスラスト方向のガスに関する力であり、それぞれ、圧縮室底面に働くガス力、ラップ先端に働くガス力、ラップよりも外側の鏡板に働くガス力、鏡板背面に働くガス力である。\$O_1\$, \$O_2\$ はオルダムリングと回転スクロールの間に働く力、\$f_{o1}\$, \$f_{o2}\$ はその摩擦力、\$M_m\$, \$\eta_m\$ は転覆モーメントとその向き、\$M_{xm}\$, \$M_{ym}\$ は転覆モーメントの \$X_m\$, \$Y_m\$ 軸方向成分、\$F_{i1}\$, \$F_{i2}\$ はスラスト軸受の拘束力、\$f_{i1}\$, \$f_{i2}\$ はその摩擦力、\$l_G\$, \$l_o\$, \$l_s\$ は基準面（スラスト軸受面）からの回転スクロールの重心、オルダムリングの重心、および偏心軸受部の中心高さまでの距離、\$x_r\$, \$y_r\$ は \$X\$-\$Y\$-\$Z\$ 座標系における回転スクロールの重心位置、\$m_s\$ は回転スクロールの質量である。\$X_m\$, \$Y_m\$ 軸方向の力の釣合いと、\$Z_m\$ 軸周りのモーメントの釣合いの式を示す。

$$(-m_s \ddot{x}_r) - S_x + (F_{ig} + f_{i1} + f_{i2}) \sin \theta + F_r \cos \theta - O_1 + O_2 = 0 \quad (4.17)$$

$$(-m_s \ddot{y}_r) + S_y - (F_{ig} + f_{i1} + f_{i2}) \cos \theta + F_r \sin \theta - f_{o1} - f_{o2} = 0 \quad (4.18)$$

$$M_G + L_S - (f_{i1} - f_{i2}) r_{th} \sin(\eta_m + \theta) - O_1(r_{or} + y_r) - O_2(r_{or} - y_r) = 0 \quad (4.19)$$

ここでクランクシャフトの回転半径 \$r_0\$, クランク角度 \$\theta\$ を用いると、回転スクロールの重心位置 \$x_r\$, \$y_r\$ は次式で表される。

$$x_r = r_0 \cos \theta, \ddot{x}_r = -r_0 \cos \theta \cdot \dot{\theta}^2 - r_0 \sin \theta \cdot \ddot{\theta} \quad (4.20)$$

$$y_r = r_0 \sin \theta, \ddot{y}_r = -r_0 \sin \theta \cdot \dot{\theta}^2 + r_0 \cos \theta \cdot \ddot{\theta}$$

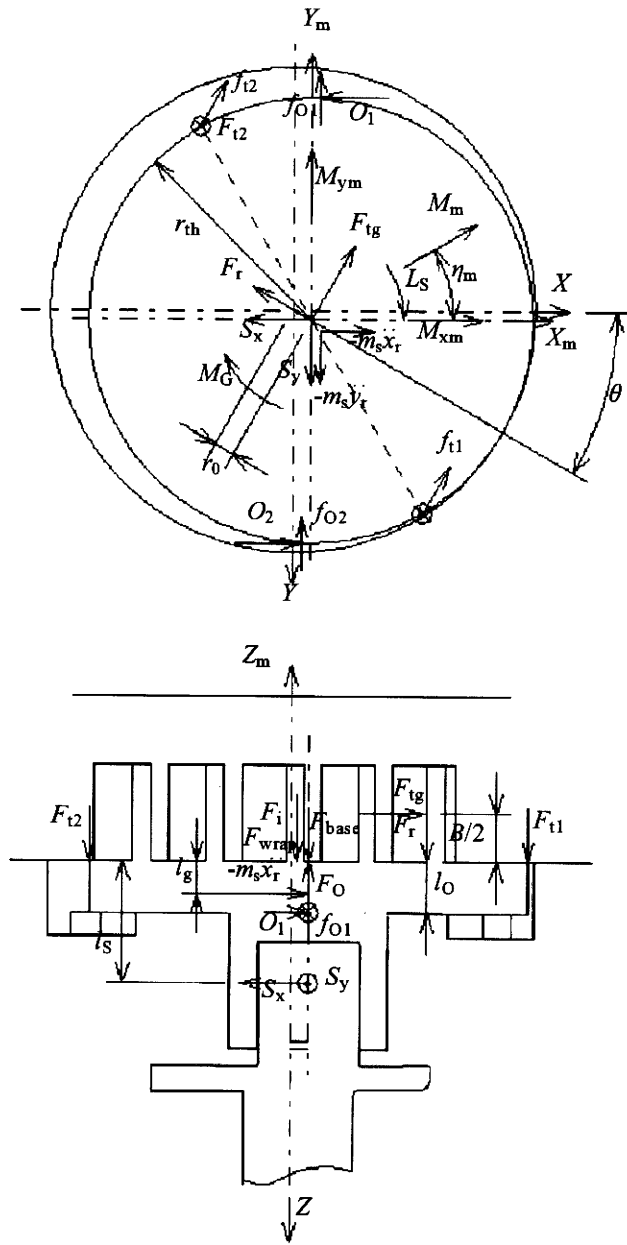


図 4.5 旋回スクロールの力学モデル

図 4.6 にオルダムリングの力学モデルを示す。オルダムリングは、円形のリング上に、旋回スクロールの溝、固定溝のそれぞれと勘合し、互いに交差する 2 組の溝を有する。X-Y-Z 座標系は、クランクシャフトの力学モデルに用いたのと同じ固定座標系である。 T_1, T_2 は固定溝からの反力、 f_{T1}, f_{T2} は固定溝での摩擦力、 m_o はオルダムリングの質量である。X, Y 軸方向の力の釣合いと、Z 軸周りのモーメントの釣合いの式を示す。

$$(-m_o \ddot{x}_r) + O_1 - O_2 + f_{T1} + f_{T2} = 0 \quad (4.21)$$

$$-T_1 + T_2 + f_{O1} + f_{O2} = 0 \quad (4.22)$$

$$O_1 + O_2 - T_1 - T_2 = 0 \quad (4.23)$$

一方、クランクシャフトの Z 軸周りのモーメントの釣合い式(4.14)をクランク角度 θ について整理すると、 θ の二階常微分方程式が得られる。

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{I_e} (N_{motor} - L_Q - L_S - S_x r_0 \sin \theta - S_y r_0 \cos \theta) \quad (4.24)$$

ここで式(4.24)において、式(4.17)、式(4.18)を用いて S_x, S_y を消去し、式(4.21)を用いて O_1, O_2 を消去すると次式が得られる。

$$\begin{aligned} & (I_e + m_s r_0^2 + m_o r_0^2 \sin^2 \theta) \cdot \ddot{\theta} \\ & = N_{motor} - F_{ig} r_0 - L_Q - L_S - (f_{T1} + f_{T2}) r_0 \sin \theta - (f_{O1} + f_{O2}) r_0 \cos \theta \\ & - (f_{t1} + f_{t2}) r_0 - m_o r_0^2 \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot \dot{\theta}^2 \end{aligned} \quad (4.25)$$

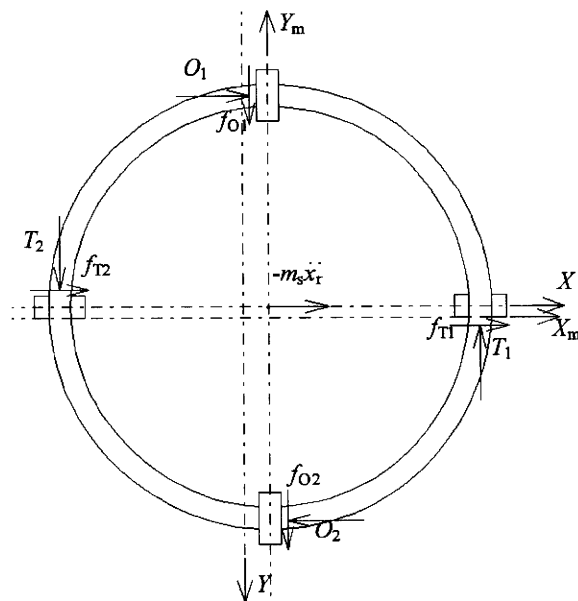


図 4.6 オルダムリングの力学モデル

更に、 θ の常微分方程式(4.25)を 0 から 2π まで積分すると、次式が得られる。

$$\begin{aligned} \int_0^{2\pi} N_{motor} d\theta &= I_e \int_0^{2\pi} \ddot{\theta} d\theta + m_s r_0^2 \int_0^{2\pi} \ddot{\theta} d\theta + m_o r_0^2 \int_0^{2\pi} (\sin^2 \theta \cdot \ddot{\theta} + \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot \dot{\theta}^2) d\theta \\ &+ \int_0^{2\pi} F_{ig} r_0 d\theta + \int_0^{2\pi} L_S d\theta + r_0 \int_0^{2\pi} (f_{t1} + f_{t2}) d\theta + \int_0^{2\pi} L_Q d\theta \\ &+ r_0 \int_0^{2\pi} \{(f_{T1} + f_{T2}) \sin \theta + (f_{O1} + f_{O2}) \cos \theta\} \cdot d\theta \end{aligned} \quad (4.26)$$

上式はエネルギーバランスを示すことから、モータの軸動力、ガス圧縮動力、各部の機械損失の動力として表現し直すと次式となる。

$$W_{motor} = W_g + W_Q + W_S + W_{th} + W_{or} \quad (4.27)$$

ここで、式(4.26)と式(4.27)の表現の対応について、表 4.2 に示す。

表 4.2 エネルギーバランス対応表

| 項目 | 式(4.26) | 式(4.27) |
|-----------------|--|-------------|
| モータの軸動力 | $\int_0^{2\pi} N_{motor} d\theta$ | W_{motor} |
| ガス圧縮動力 | $\int_0^{2\pi} F_{ig} r_0 d\theta$ | W_g |
| 主軸受 | $\int_0^{2\pi} L_Q d\theta$ | W_Q |
| 機械損失 偏心軸受 | $\int_0^{2\pi} L_S d\theta$ | W_S |
| スラスト軸受 | $r_0 \int_0^{2\pi} (f_{t1} + f_{t2}) d\theta$ | W_{th} |
| オルダムリング | $r_0 \int_0^{2\pi} \{(f_{T1} + f_{T2}) \sin \theta + (f_{O1} + f_{O2}) \cos \theta\} d\theta$ | W_{or} |
| 慣性項 クランクシャフト | $I_e \int_0^{2\pi} \ddot{\theta} d\theta$ | 0 |
| 旋回スクロール | $m_s r_0^2 \int_0^{2\pi} \ddot{\theta} d\theta$ | 0 |
| オルダムリング | $m_o r_0^2 \int_0^{2\pi} (\sin^2 \theta \cdot \ddot{\theta} + \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot \dot{\theta}^2) d\theta$ | 0 |

4.4.3 指圧線図解析によるガス圧縮動力の分離

スクロール圧縮機の圧縮室内圧を測定できる圧縮機を試作して指圧線図の測定を実施した。運転条件としては、ヒートポンプ給湯機の運転条件を基に、年間を通して運転頻度の高い圧力比及び吐出温度の条件（第3章における標準条件と同一）と、運転条件の中で圧力比及び吐出温度の高い条件（第3章における高負荷条件と同一）の2つの条件を選択した。運転条件を表4.3に示す。ここで、 P_d は吐出圧力、 P_s は吸入圧力、 P_d/P_s は圧力比、 T_d は吐出温度である。Condition 1~4については異なる回転速度 f における標準条件、Condition 5, 6については異なる回転速度 f における高負荷条件を示している。これらの運転条件については、本節以降で説明する油膜合力の遅れ角度 γ_2 を測定する条件と同一である。

表 4.3 損失分析を実施した運転条件（油膜合力の遅れ角度測定と同一条件）

| Condition No. | P_d/P_s | T_d [°C] | f [1/s] |
|---------------|-----------|------------|-----------|
| Condition 1 | 2.5 | 95 | 65 |
| Condition 2 | 2.5 | 95 | 47 |
| Condition 3 | 2.5 | 95 | 40 |
| Condition 4 | 2.5 | 95 | 30 |
| Condition 5 | 3.3 | 110 | 65 |
| Condition 6 | 3.3 | 110 | 51 |

一方、圧縮機の損失は、モータ損失、図示損失、機械損失の3つに分類できる。モータ損失については、別途モータ特性評価装置にて測定したモータ効率に基づいて算出する。図示損失については、測定した指圧線図結果を用いて算出する。図4.7にCondition 2における指圧線図の測定結果の一例を示す。ここで、スクロール圧縮機は旋回スクロールのラップ外壁側及びラップ内壁側に圧縮室が形成されるために、2つの指圧線図が存在する。横軸は、旋回スクロールのラップ外壁側に形成される圧縮室が閉じ込み行程を完了した直後の容積で無次元化した体積比を、縦軸は圧力を示す。ヒートポンプサイクル向け圧縮機は作動流体の出し入れを連続して行うので、それらの仕事も考慮した工業仕事を考えなければならない。このとき、図4.7中に示す面積が一回転当たりの工業仕事を表わすので、指圧線図の斜線部の面積を数値積分した結果に回転速度 f を乗じることによって、ガス圧縮動力 W_g を算出することができる。算出されたガス圧縮動力 W_g から、図示損失 W_{g_loss} は次式で表わされる。

$$W_{g_loss} = W_g - W_{g_theory} = W_g - G_{measured} \cdot (h_2 - h_1) \quad (4.28)$$

ここで、 W_{g_theory} は理論圧縮動力であり、圧縮機特性評価装置（詳細は、APPENDIX B 参照）によって測定された冷媒循環量 $G_{measured}$ に、圧縮機入口比エンタルピ h_1 と等エントロピー圧縮した時の圧縮機出口での比エンタルピ h_2 との差を乗じた値である。機械損失については、圧縮機特性評価装置によって測定された圧縮機のモータ入力から、理論圧縮動力、モータ損失、図示損失の合計を差し引いた残りとして計算している。図 4.8 に各条件における損失分析の結果を示す。図 4.8 の横軸はモータ損失、図示損失、機械損失の各損失成分を総損失で除した比率を表わしている。Condition 1~4 に着目すると、周波数が低下するに従って、機械損失は減って図示損失が増える傾向が確認できる。一方、周波数は同じで圧力比が異なる Condition 1 と 5 に着目すると、圧力比が高い Condition 5 の方が、図示損失は大きく、圧縮途中の漏れが増えていることが確認できる。

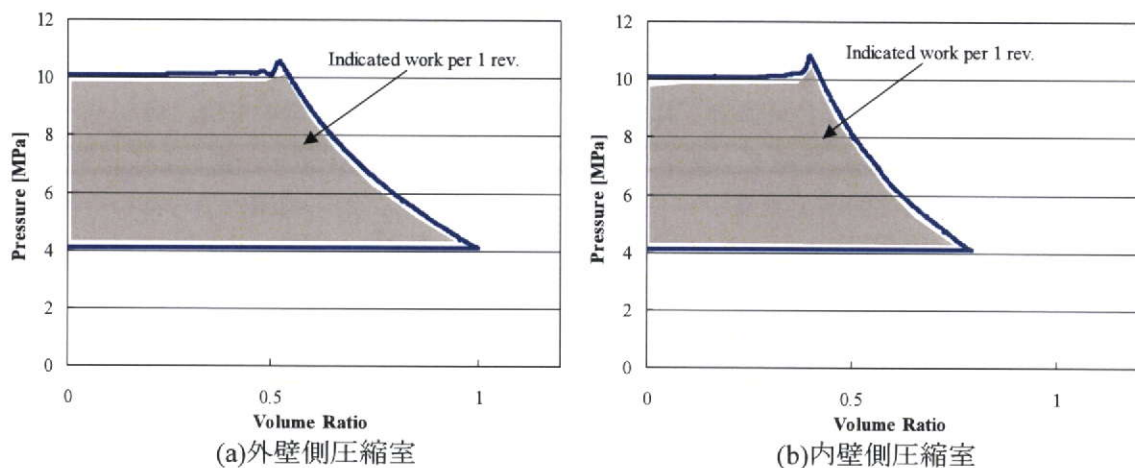


図 4.7 Condition 2 における指圧線図の測定結果の一例

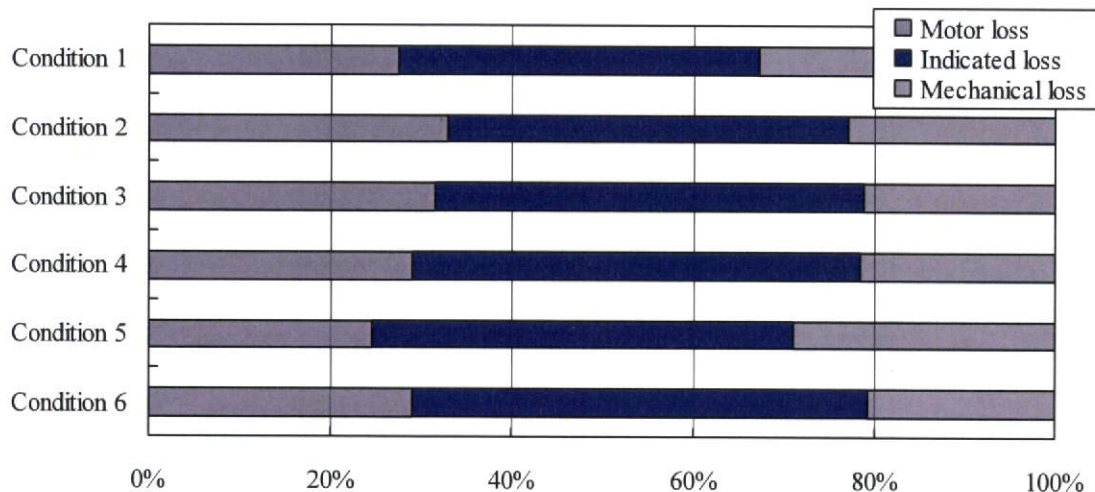


図 4.8 損失分析結果

4.4.4 スラスト軸受部での機械損失の分離

前節による指圧線図による損失分析から、圧縮機の機械損失の合計値を分離することができる。しかしながら、スクロール圧縮機の各摺動部における機械損失の配分については指圧線図を用いてもこれ以上分離することができない。また、各ジャーナル軸受部で発生する機械損失はトルク成分が主であるので接線方向力にほとんど寄与しないことから、接線方向力に寄与するスラスト軸受部で発生する機械損失 W_{th} を分離して、接線方向摩擦力 F_{tf} を算出する必要がある。

主軸受部及び偏心軸受部から構成される各ジャーナル軸受部での荷重及びスラスト軸受部での荷重については、第4.4節で紹介した手法により計算可能である。また、各ジャーナル軸受部で損失や信頼性に関する理論的・実験的研究¹⁴⁾によると、ジャーナル軸受部での摩擦係数をほぼ一定として近似することができる。しかしながら、奥ら¹⁵⁾によって、スラスト軸受部での潤滑メカニズムについての研究がおこなわれているが、旋回スクロールの鏡板が弾性変形することによる楔角度、軸受面積、表面粗さ等のパラメータによって摩擦係数が大きく変化することが報告されている。そこで、本研究においては、各ジャーナル軸受部での摩擦係数及びオルダムリングに関する摺動部の摩擦係数を一定として、第4.4.2節の式(4.27)によって計算した各ジャーナル軸受部の損失と、指圧線図による損失分析によって分離した機械損失の合計値から、スラスト軸受部の機械損失を、次式を用いて求めた。

$$W_{th} = W_{m_loss} - W_Q - W_S - W_{or} \quad (4.29)$$

ここで、 W_{m_loss} は指圧線図による損失分析によって分離された機械損失の合計値、 W_Q 、 W_S 、 W_{or} は摩擦係数を一定として計算した場合の、主軸受部、偏心軸受部、オルダムリング部の機械損失の理論値である。以上、式(4.28)及び式(4.29)を式(4.7)に代入することによって、接

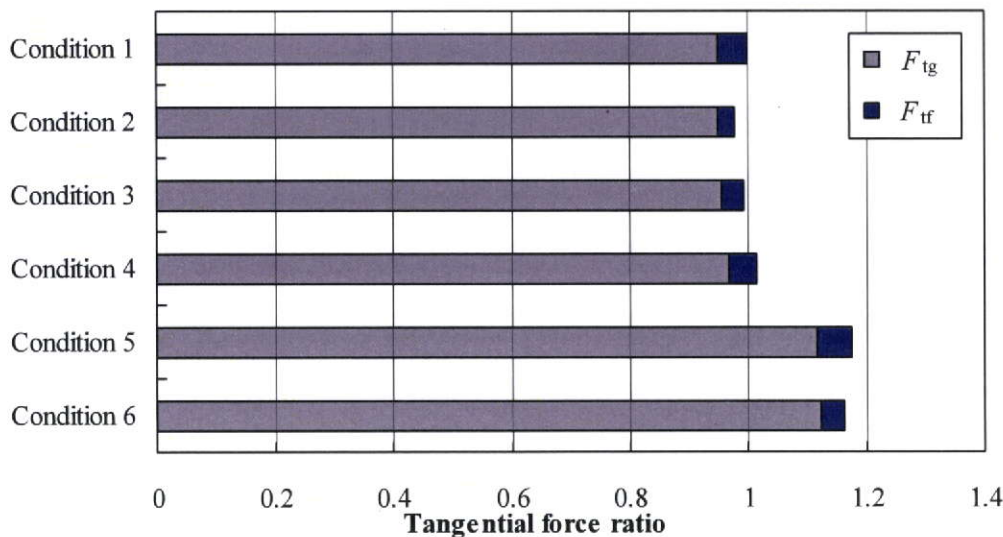


図 4.9 各運転条件における接線方向力

線方向力 F_t を算出することが可能となる。図 4.9 に各運転条件における接線方向力を示す。横軸は、Condition 1 で求めた接線方向力 F_t で、各運転条件における接線方向ガス力 F_{tg} と接線方向摩擦力 F_{tf} の和を除いた比率を示している。Condition 1~4 については、圧力条件は同じなので接線方向ガス力 F_{tg} はほぼ同じであるが、接線方向摩擦力 F_{tf} については回転速度 f が異なるために Condition 1~4 で若干異なる値を持つ。一方、Condition 5 及び 6 については圧力条件が異なるために、接線方向力は Condition 1~4 と比べて約 1.2 倍の大きさを持つ。

4.5 油膜合力の遅れ角度の測定

主軸受部での油膜合力の遅れ角度 γ_2 を算出するために、フレームに圧力センサー及びギャップセンサーを取り付けた圧縮機を試作した。図 4.10 に各センサーを挿入した圧縮機構部の要部断面図を示す。圧力センサーについては、先端部に加工代を有するピエゾ型圧力センサーを主軸受部に周方向 90° 等配に合計 4 本挿入し、フレームの主軸受内周面と共に仕上げ加工した。また、主軸受部のオイルが密閉容器内部に漏れないように圧力センサー先端部付近に O リングを設けた。一方、ギャップセンサーについては、クランクシャフトに溝部で構成されるターゲットを加工し、クランクシャフトの回転角度が検出できるようにした。図 4.11 に試作したフレーム部品を示す。また、表 4.4 に実験装置の概要を示す。

表 4.4 油膜合力の遅れ角度測定装置概要

| 油膜合力の遅れ角度測定 | |
|-------------|--------------------------------|
| 圧力センサー | ピエゾ型圧力センサー（キスラー社製） |
| ギャップセンサー | PU-03A（電子応用社製） |
| 圧力センサーアンプ | TYPE5017A チャージアンプ（キスラー社製） |
| ギャップセンサーアンプ | AEC-55MS 型変換器（電子応用社製） |
| O リング | CO ₂ 冷媒対応マイクロ O リング |

図 4.12 に圧力センサー及びギャップセンサーの測定結果の一例を示す。図 4.12 の横軸はギャップセンサーの出力ピークを基準 ($=0^\circ$) としたときのクランク角度 θ_g 、縦軸は密閉容器内圧力を基準としたときの圧力及びギャップセンサーの出力値を示している。圧力センサーは周方向 90° 等配に合計 4 本取り付けているので、クランク角度の 360° の範囲内に 4 つのピークが確認できる。また、図 4.1 における破線は、各圧力センサー位置における y 軸の位置に対応するクランク角度位置 (=接線方向力 F_t が作用する方向位置) を示す。また、実線は圧力センサーの圧力分布の面積中心位置を示す。油膜合力の遅れ角度 γ_2 については、この破線と実線の角度差として求められる。以上の検討によって、式(4.6)を用いてラップ間の押接力 F_w を算出することが可能となる。また、圧力センサーは周方向 90° 等配に合計 4 本取り付けているので、 90° 毎のクランク角度についても、ラップ間の押接力 F_w を算出することが可能となる。

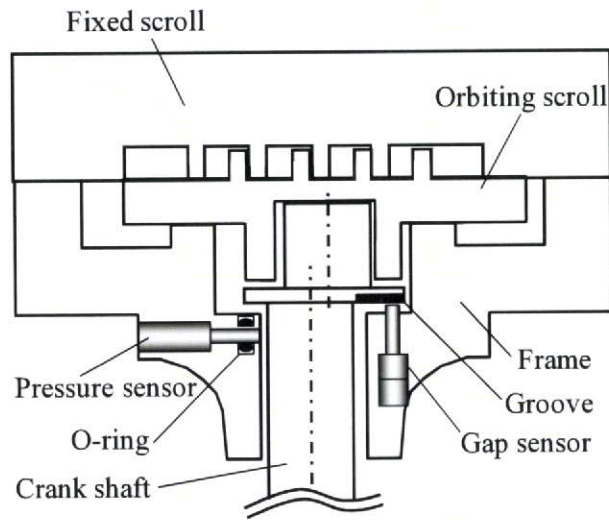


図 4.10 各センサーを挿入した圧縮機構部の要部断面図



図 4.11 試作したフレーム外観（左）及び主軸受部内面（右）

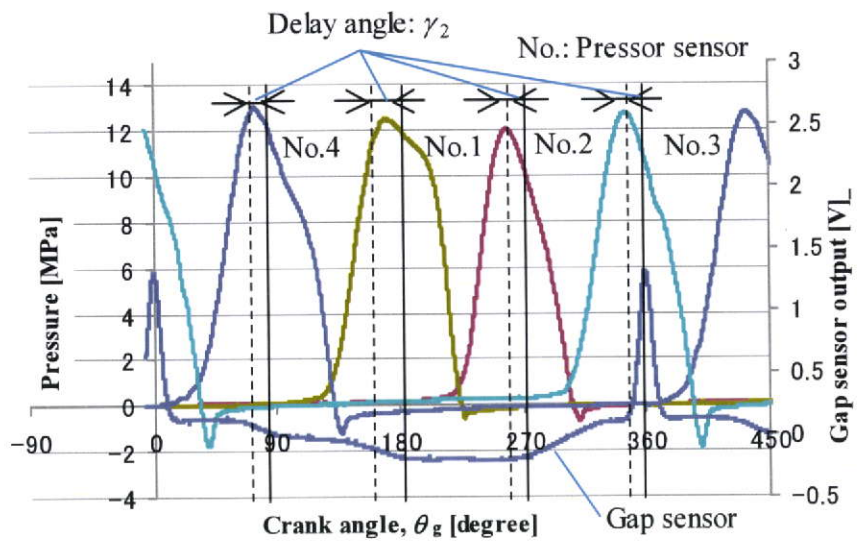


図 4.12 圧力センサーとギャップセンサーの波形

4.6 運転条件と実験結果

4.6.1 運転条件と組立隙間の定義

運転条件としては、ヒートポンプ給湯機の運転条件を基に、年間を通して運転頻度の高い圧力比及び吐出温度の条件と、運転条件の中で圧力比及び吐出温度の高い条件の2つの条件を選択した。運転条件を表4.5に示す。Condition 1～4については異なる回転速度 f における標準条件、Condition 5, 6については異なる回転速度 f における高負荷条件を示している。これらの運転条件については、第4.4節で説明した接線方向力を算出するために実施した損失分析と同一条件である。

表 4.5 油膜合力の遅れ角度測定を実施した運転条件（損失分析と同一条件）

| Condition No. | P_d/P_s | T_d [°C] | f [1/s] |
|---------------|-----------|------------|-----------|
| Condition 1 | 2.5 | 95 | 65 |
| Condition 2 | 2.5 | 95 | 47 |
| Condition 3 | 2.5 | 95 | 40 |
| Condition 4 | 2.5 | 95 | 30 |
| Condition 5 | 3.3 | 110 | 65 |
| Condition 6 | 3.3 | 110 | 51 |

一方、固定半径クランク方式を採用したスクロール圧縮機におけるラップ間に作用する押接れ F_w の特性を把握するために、クランクシャフトの回転半径 r_0 を変化させた。ここで、回転スクロールはラップ間の接触によって偏心方向に移動拘束されるので、偏心軸受部及び主軸受部での軸受隙間の形成にも影響すると考えられる。そこで、本研究では各軸受隙間と回転半径を同時に考慮できる軸可動量 C_w 及び軸可動量比 C_w^* をパラメータとして導入し、次式のように定義する。

$$\begin{aligned} C_w &= C_1 + C_2 + r_{0_IDEAL} - r_0 \\ C_w^* &= C_w / (C_1 + C_2) \end{aligned} \quad (4.30)$$

ここで、 C_1 は偏心軸受部の半径隙間、 C_2 は主軸受部の半径隙間、 r_{0_IDEAL} はスクロールラップの厚さ及びインボリュート曲線の基礎円半径から幾何学的に決定される理論回転半径であり、次式で表わされる。

$$r_{0_IDEAL} = \frac{2\pi r_b + t_f + t_m}{2} \quad (4.31)$$

ここで、 t_f は固定スクロールのラップ厚さ、 t_m は回転スクロールのラップ厚さである。

次に、軸可動量 C_w の物理的な意味について説明する。図 4.13 は各軸受部の隙間と軸可動量の関係を示している。図 4.13 を見ても分かるように、式(4.30)で定義される軸可動量 C_w は、クランクシャフトが各軸受隙間内をラップが離れる方向に最も移動したときに生じるラップ接点での隙間である。また、軸可動量比 C_w^* の物理的な意味については、軸可動量比 C_w^* が 1 のときは、クランクシャフトの旋回半径 r_0 が理論旋回半径 r_{0_IDEAL} と一致した場合である。また、クランクシャフトが各軸受隙間の中心に位置した時に、ラップ接点間の距離が零 (=ラップ接点で接触) となる場合である。

4.6.2 一回転中の押接力

旋回スクロールの外壁インボリュートの伸開開始位置が、クランクシャフトの偏心方向と一致する回転角度を基準(=0°)とした、クランク角度 θ に対する押接力比 F_w^* を Condition 1~6 に関して測定した結果を図 4.14 に示す。ここで、押接力比 F_w^* とは押接力 F_w を各条件の接線方向力 F_t で除した値 ($F_w^* = F_w/F_t$) である。また、軸可動量比 C_w^* は 0.88 として固定した。また、前述の角度を基準として、4本の圧力センサーについては 0° 位置を No. 1, 90° 位置を No. 2, 180° 位置を No. 3, 270° 位置を No. 4 と呼ぶことにする。図 4.14 を見ても分かるように、条件に関係なく、押接力比 F_w^* はクランク角度 θ が 0° で極大値を、180° で極小値をとる傾向が確認できた。また、押接力 F_w の最大値はおおよそ接線方向力 F_t の 2~3 割程度の大きさであることが分かった。一方、標準条件 (Condition 1~4) の半径方向ガス力 F_r を接線方向力 F_t で除した値 F_r/F_t を計算すると 0.1 であったので、押接力 F_w の最大値は半径方向ガス力 F_r の 2~3 倍程度の大きさであることが分かった。

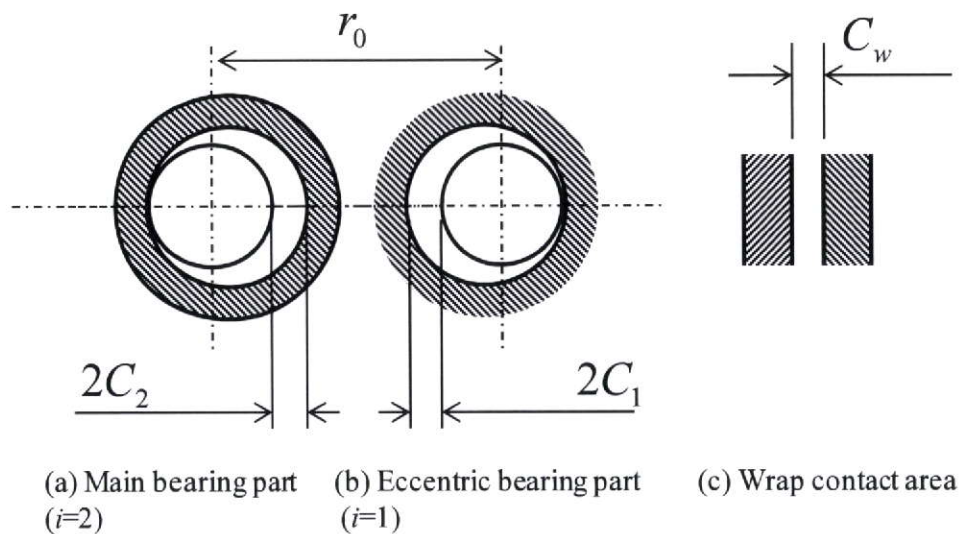


図 4.13 各軸受隙間と軸可動量の関係

ここで、圧力センサーによって計測された油膜圧力分布について図 4.15 に示す。図 4.15 の横軸は、それぞれの圧力センサー位置において接線方向力 F_t が作用する角度を基準とした相対クランク角度 θ^* である。軸可動量比 C_w^* は 0.88、運転条件は Condition 1 で固定している。図 4.15 より、圧力センサー No.1 における圧力波形と比べて圧力センサー No.3 における圧力波形は圧力分布の面積中心となる相対クランク角度 θ^* が小さくなっており、図 4.2 における油膜合力の遅れ角度 γ_2 が小さいため、油膜力の x 軸方向成分が小さくなって押接力 F_w も小さくなっていることが分かる。

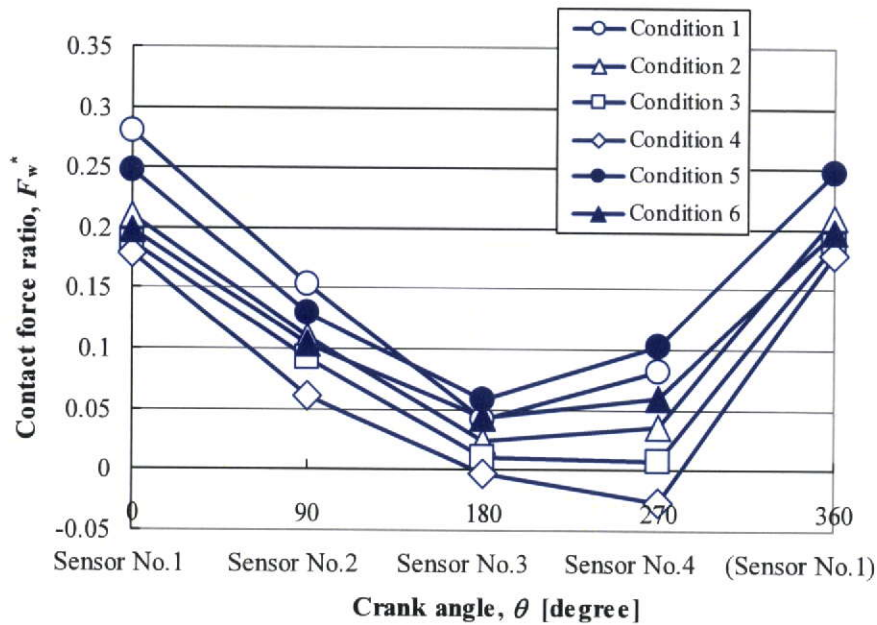


図 4.14 クランク角度と押接力比の関係

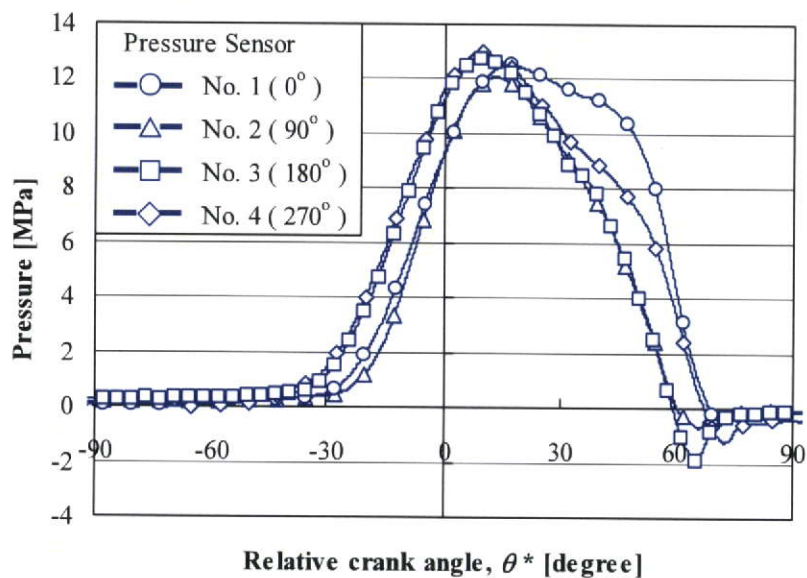


図 4.15 圧力センサー毎の油膜圧力分布
(条件 : Condition 1, 軸可動量比 $C_w^*=0.88$)

次に圧力波形が一回転中に変動する理由について考察する。式(4.30)によって定義される軸可動量比 C_w^* は、組立時の寸法形状に基づいている。しかしながら、運転時には圧縮機構部の温度上昇によって、軸可動量比 C_w^* が組立時と比較して変化していると推定される。運転時の軸可動量比を $C_{w_OP}^*$ とすると、 $C_{w_OP}^*$ は組立時の軸可動量比 C_w^* と運転時の軸可動量比の組立時からの変化 δC_w^* を用いて次式で表わされる。

$$C_{w_OP}^* = C_w^* + \delta C_w^* \quad (4.32)$$

そこで、運転時の固定スクロール及び旋回スクロールの温度及び線膨脹係数を考慮し、運転時の軸可動量比の組立時からの変化 δC_w^* の計算を行った¹⁶⁾。図 4.16 にクランク角度 θ が 0° における両スクロール部品のラップ間の接点の位置を示す。また、運転時の軸可動量比の組立時からの変化 δC_w^* を、Condition 1 についてクランク角度毎に図 4.16 に示す各接点について計算し、軸可動量比の変化 δC_w^* の最小値をトレースした結果を図 4.17 に示す。図 4.17 に示すように、運転時の温度を考慮すると、運転時の軸可動量比 $C_{w_OP}^*$ が縮小し、またクランク角度 θ によって変動することが分かった。

次に、旋回スクロールの移動が拘束されるときにラップ間に作用する押接力 F_w について、図 4.1 及び図 4.2 を用いて説明する。クランクシャフトの偏心方向に旋回スクロールの移動が拘束されると、クランクシャフトは主軸受隙間内を x 軸負の方向に移動し、式(4.30)で定義される軸可動量比 C_w^* は小さくなる。結果、 α_2 が大きくなるので、油膜合力遅れ角度 γ_2 も大きくなる。接線方向力 F_t がほぼ一定とすると、軸可動量比 C_w^* が小さくなると押接力 F_w は大きくなる。

図 4.17 及び式(4.32)より運転時の軸可動量比 $C_{w_OP}^*$ を計算すると、軸可動量比 C_w^* は組立時の寸法形状によって決まる一定値であるので、クランク角度 θ が 0° において運転時の軸可動量比 $C_{w_OP}^*$ が最も小さくなり、クランク角度 θ が $90^\circ \sim 180^\circ$ の間で運転時の軸可動量比 $C_{w_OP}^*$ が最も大きくなる。前述のように、運転時の軸可動量比 $C_{w_OP}^*$ が小さくなると押接力 F_w は大きくなり、運転時の軸可動量比 $C_{w_OP}^*$ が大きくなると押接力 F_w は小さくなる。以上の考察によって、図 4.14 に示す実験結果の傾向は運転時の軸可動量比 $C_{w_OP}^*$ の変動に関連していると考えられる。

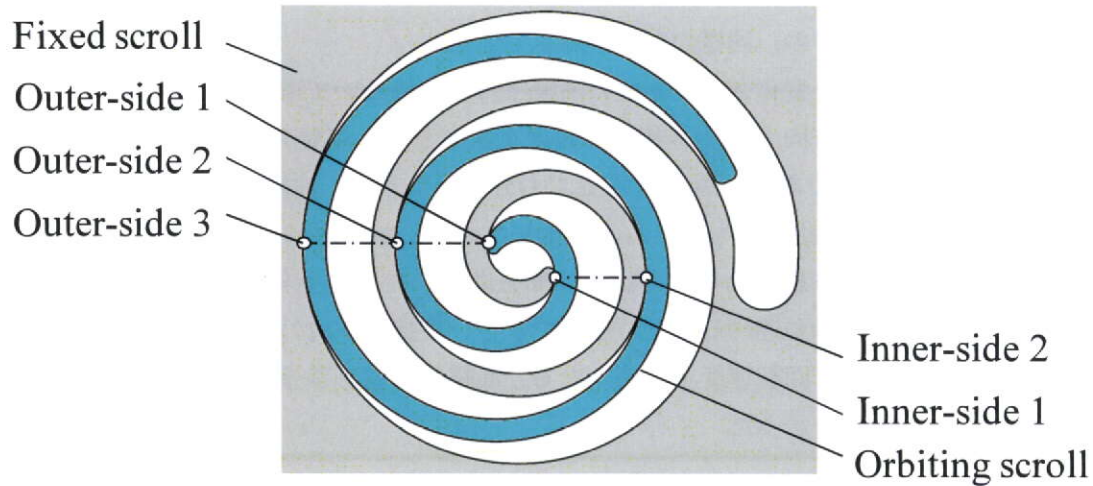


図 4.16 両スクロール部品のラップ間の接点位置
(クランク角度=0°)

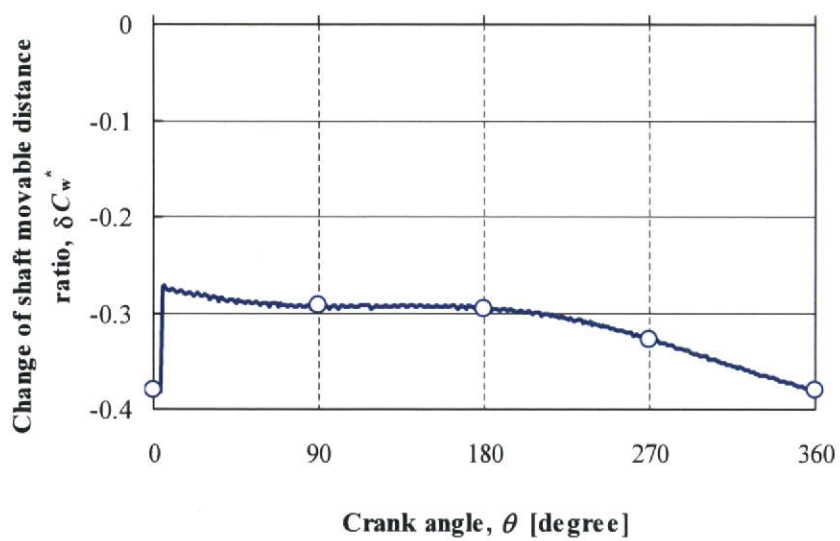


図 4.17 クランク角度毎の軸可動量比の組立時からの変化
(条件 : Condition 1, 軸可動量比 $C_w^*=0.88$)

4.6.3 回転速度変化時の押接力

回転速度 f を変化させたときの押接力比 F_w^* を各圧力センサーについて整理した結果を図4.18に示す。ここで、Condition 1~4を運転条件として選択し、接線方向力 F_t がほぼ一定となるように配慮している。図4.18を見ても分かるように、回転速度 f が大きくなると、押接力比 F_w^* も大きくなることが分かった。また各圧力センサーについて、押接力比 F_w^* の大きさの違いがあるものの、同様の傾向が確認できた。

次に、回転速度 f を変化させたときの油膜圧力分布について図4.19に示す。ここで、図4.19の横軸は、接線方向力 F_t が作用する角度を基準とした相対クランク角度 θ^* である。軸可動量比 C_w^* は0.88である。図4.19を見ても分かるように、油膜圧力が最大になる角度位置は、回転速度 f が変化してもほとんど変化しない。しかしながら、回転速度 f が速くなると、基準圧力からの油膜圧力の立ち上がり部分において圧力上昇が遅れ、油膜圧力が最大になった後に圧力下降が遅れることが確認できる。押接力 F_w は油膜合力の遅れ角度 γ_2 より計算されることから、回転速度 f が速くなると油膜圧力波形が歪むことによって押接力 F_w が大きくなることが分かった。

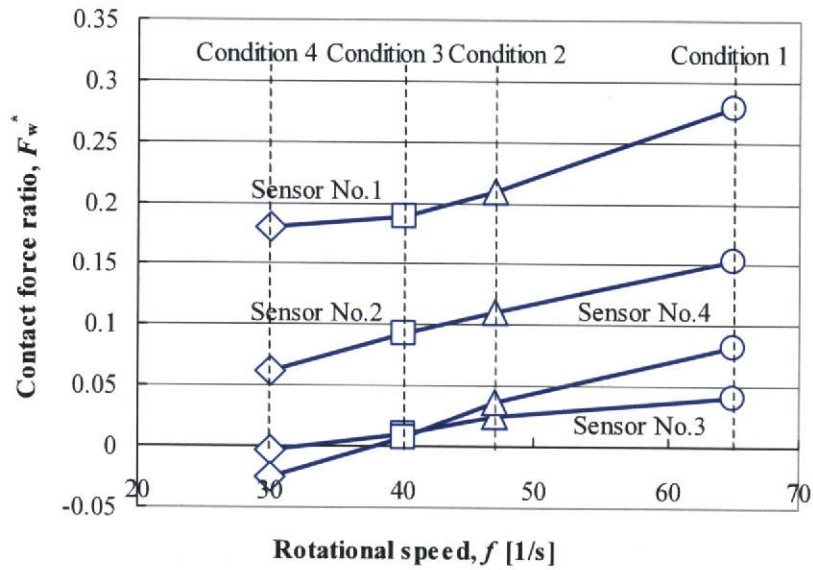


図 4.18 押接力比と回転速度の関係
(条件 : Condition 1~4, 軸可動量比 $C_w^* = 0.88$)

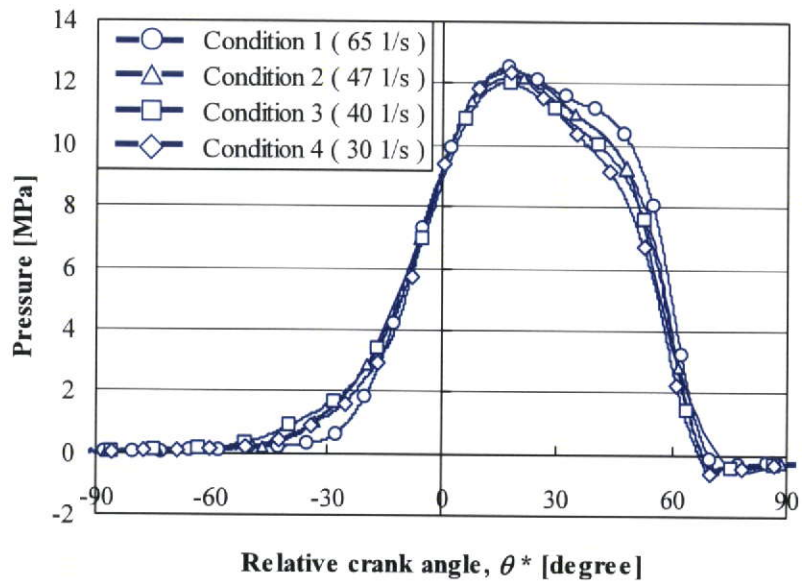


図 4.19 回転速度変化時の油膜圧力分布
(圧力センサー : No.1, 軸可動量比 $C_w^* = 0.88$)

4.6.4 運転条件変化時の押接力

運転条件を変化させると、接線方向力 F_t も変化する。そこで、運転条件を変化させたときの押接力比 F_w^* を各圧力センサーについて整理した結果を表 4.6 に示す。ここで、運転条件は回転速度 f が 65 1/s で同じ Condition 1 及び Condition 5 を選択し、軸可動量比 C_w^* は 0.88 に固定している。Condition 5 は Condition 1 に比べて圧力比が高いため、Condition 5 の接線方向力 F_t は Condition 1 の接線方向力 F_t に比べて約 1.2 倍の大きさを持つ。しかしながら、表 4.6 を見ても分かるように、運転条件が変化しても、押接力比 F_w^* はあまり変化しない。この理由については、圧力センサーによる油膜合力の遅れ角度 γ_2 がほぼ同じ値として検出されたためである。図 4.20 に Condition 1 及び Condition 5 の油膜圧力分布を比較した。ここで、圧力センサーは No.1 について、横軸は接線方向力 F_t が作用する角度を基準とした相対クラック角度 θ^* である。つまり、押接力 F_w は運転条件が変化しても接線方向力 F_t に対する比率はほぼ一定であり、軸可動量比 C_w^* や回転速度 f による影響に比べて小さいことが分かった。

表 4.6 運転条件変化時の押接力比 F_w^*

| | No.1 | No.2 | No.3 | No.4 |
|-------------|------|------|------|------|
| Condition 1 | 0.28 | 0.15 | 0.04 | 0.08 |
| Condition 5 | 0.25 | 0.13 | 0.06 | 0.10 |

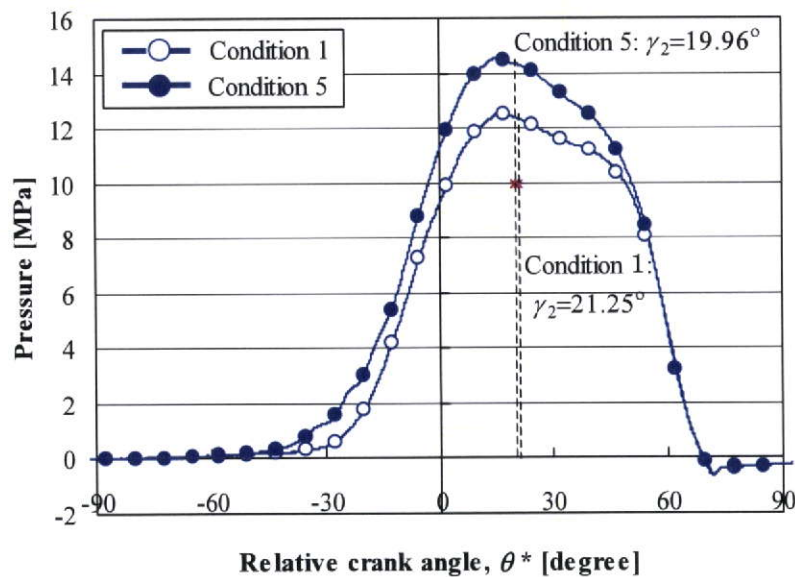


図 4.20 運転条件変化時の油膜圧力分布
(圧力センサー : No.1, 軸可動量比 $C_w^*=0.88$)

4.6.5 軸可動量比変化時の押接力

軸可動量比 C_w^* を変化させたときの押接力比 F_w^* を Condition 1~6 について測定した結果を図 4.21~図 4.24 に示す。ここで、押接力比 F_w^* は各圧力センサー別に 4 つの図に整理している。特に一回転の中で押接力が極大値をとる圧力センサー No.1 について、おおよそ軸可動量比 C_w^* が小さくなると、押接力比 F_w^* が大きくなる傾向が見てとれる。また、運転条件 (Condition 1~6) を変えてもほぼ同様の傾向が確認できた。軸可動量比 C_w^* を変化させたときの油膜圧力分布について図 4.25 及び図 4.26 に示す。ここで、図 4.25 及び図 4.26 の横軸は、接線方向力 F_t が作用する角度を基準とした相対クランク角度 θ^* である。また運転条件については、図 4.25 は Condition 1, 図 4.26 は Condition 5 である。図 4.25 及び図 4.26 から、軸可動量比 C_w^* を小さくすると、圧力分布の面積中心の相対角度位置が遅れることが分かった。この結果から、軸可動量比 C_w^* を小さくすると、クランクシャフトが主軸受隙間内を移動して最小油膜厚さの位置が変化することによって、油膜形成に影響を与えていることが推定できる。

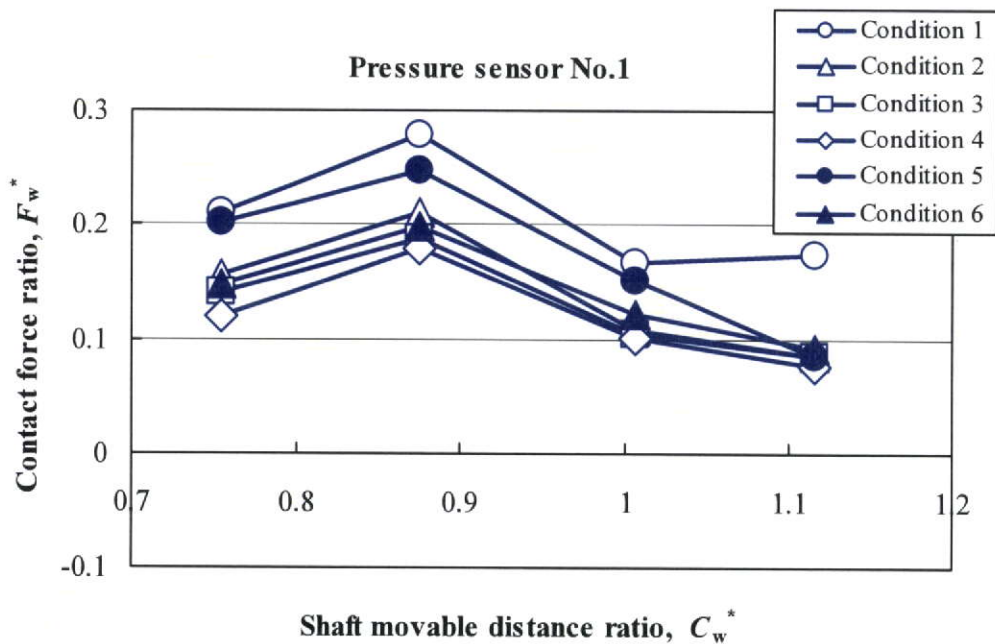


図 4.21 軸可動量比変化時の押接力変化 (圧力センサー : No.1)

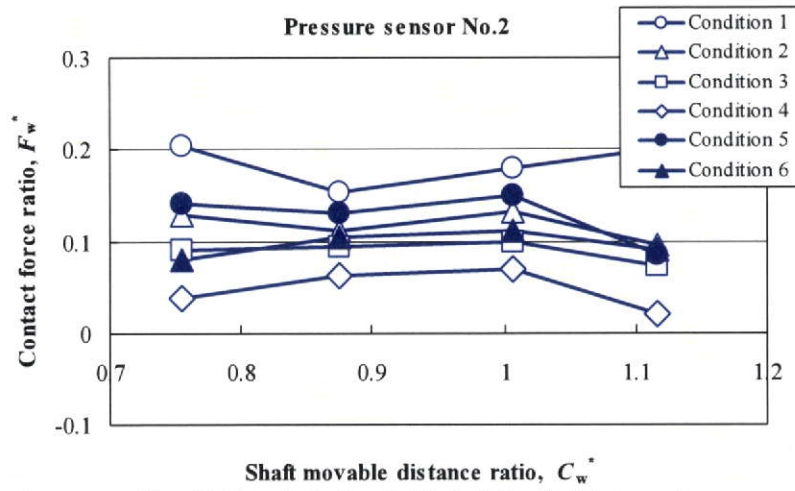


図 4.22 軸可動量比変化時の押接力変化 (圧力センサー : No.2)

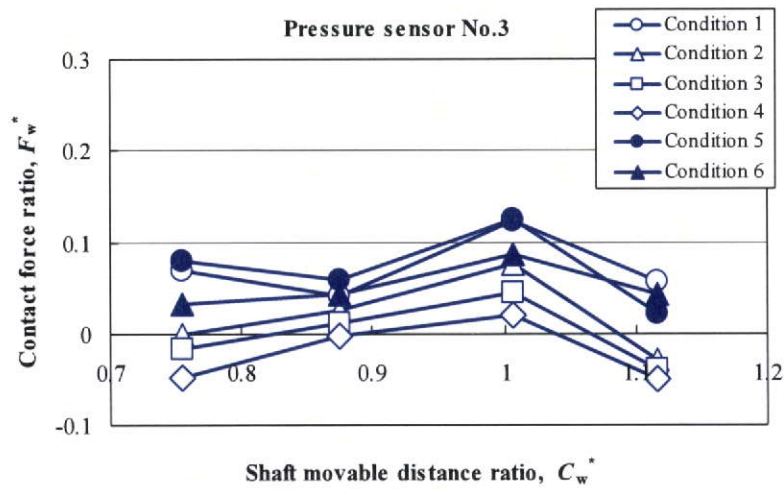


図 4.23 軸可動量比変化時の押接力変化 (圧力センサー : No.3)

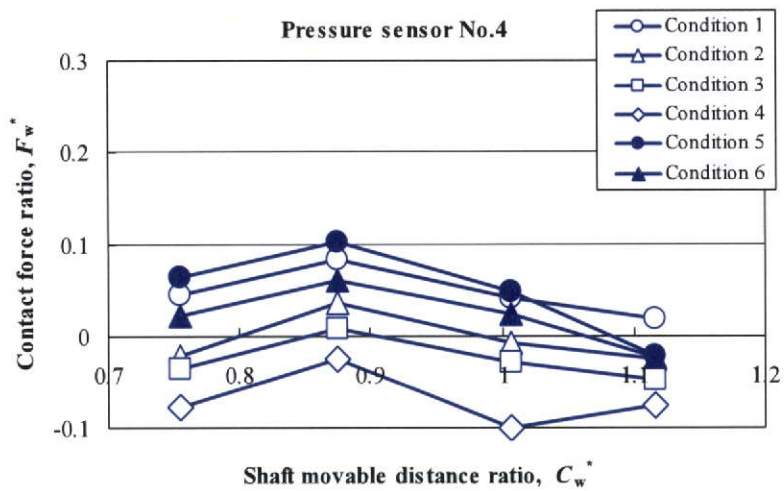


図 4.24 軸可動量比変化時の押接力変化 (圧力センサー : No.4)

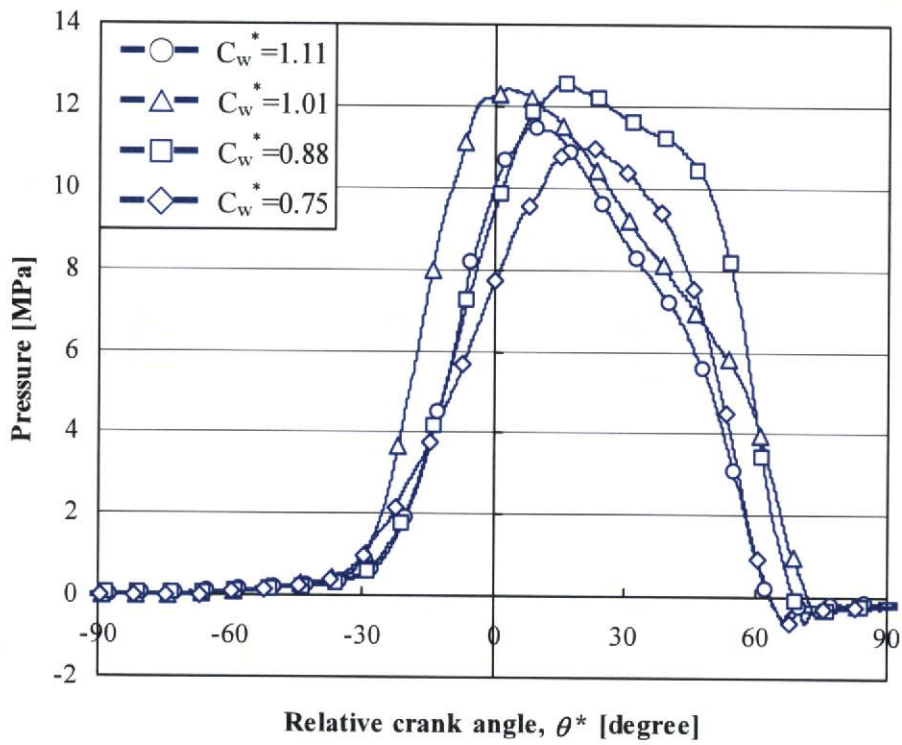


図 4.25 軸可動量比変化時の油膜圧力分布
(圧力センサー : No.1, 条件 : Condition 1)

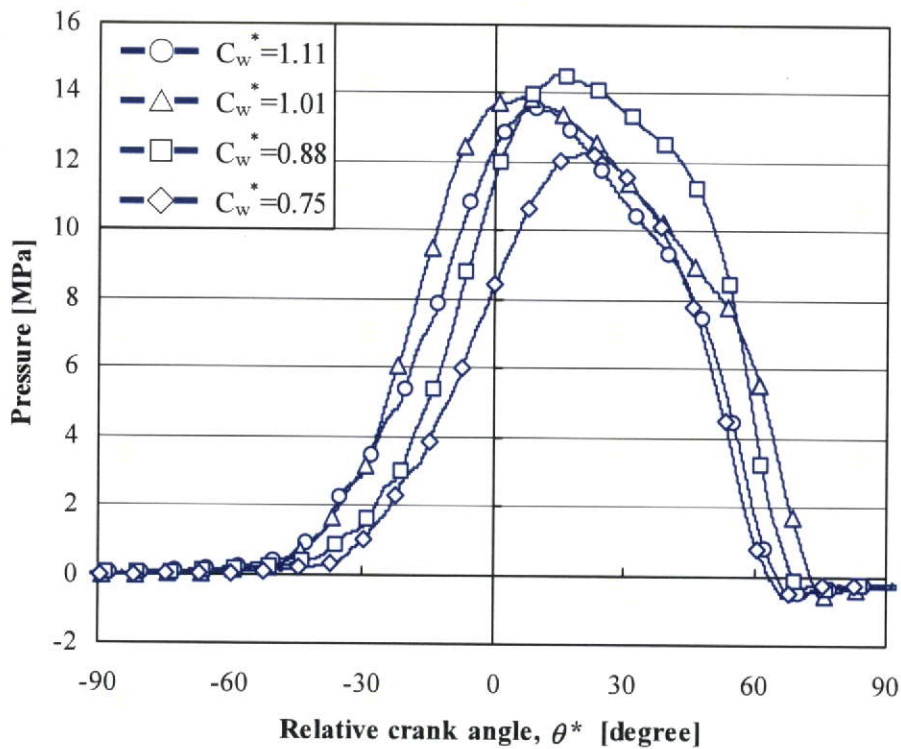


図 4.26 軸可動量比変化時の油膜圧力分布
(圧力センサー : No.1, 条件 : Condition 5)

4.7 2次元解析モデルによる押接力の特性

軸可動量比 C_w^* が変化したときの押接力 F_w の定性的な傾向を把握するために、各軸受に発生する油膜圧力分布を計算した。計算の仮定としては、流体潤滑理論に基づいたゾンマーフェルトの解法をベースに計算を行った。

$$\frac{dP_i}{d\theta_p} = \frac{6\mu U r_i}{C_i^2} \left\{ \frac{1}{(1 + \chi \cos \theta_p)^2} - \frac{h_m}{C(1 + \chi \cos \theta_p)^3} \right\} \quad (4.33)$$

ここで、 P_i は油膜圧力、 μ は粘度、 U は流速、 r_i はシャフト軸半径、 h_m は最小油膜厚さ、 $\chi (= E_i/C_i)$ は偏心率で、 E_i は油膜中のシャフト移動量である。また、 θ_p は最大油膜厚さ方向を基準 ($\theta_p = 0$) としたときの角度である。周期境界条件としては、負圧は発生しないとするギンベルの条件を導入した。即ち、

$$\theta_p = 0, \theta_p = \pi, \pi < \theta_p < 2\pi \text{ のとき, } P_i = 0 \quad (4.34)$$

式(4.34)の条件を用いて、式(4.33)を積分すると、油膜圧力分布は次式¹⁷⁾となる。

$$P_i = \frac{6\mu \cdot 2\pi r_i f \cdot r_i \cdot \chi (2 + \chi \cos \theta_p) \sin \theta_p}{C_i^2 (2 + \chi^2) (1 + \chi \cos \theta_p)^2} \quad (4.35)$$

また、軸受長さ方向に依存する横漏れの影響については、ギンベルの実験式を導入することで3次元性を考慮した¹⁷⁾。即ち、

$$\alpha_p = \frac{\lambda}{1 + \lambda} \quad \text{ここで, } \lambda = \frac{L_i}{2 \cdot C_i} \quad (4.36)$$

α_p は漏洩係数、 L_i は軸受長さである。この漏洩係数 α_p を式(4.35)の圧力分布に乗じて、実効平均油膜圧力とした。油膜力計算の中で、ラップ同士は必ず接触すると仮定すると、軸可動量 C_w は主軸部及び偏心軸受部の図 4.1 に示す x 軸方向に振り分けられるので、次式の関係が成り立つ。

$$C_w = C_{w1} + C_{w2} = C_1 + E_{x1} + C_2 + E_{x2} \quad (4.37)$$

$$E_{x1} = C_{w1} - C_1, E_{x2} = C_{w2} - C_2 \quad (4.38)$$

ここで、 C_{w1} は偏心軸受部に割り当てた軸可動量、 C_{w2} は主軸受部に割り当てた軸可動量である。以上、旋回スクロール及び主軸受部に作用する力の釣り合いの式(4.1)、(4.2)について、式(4.37)、(4.38)で示す x 軸方向の位置拘束のもとで、旋回軸受部の y 軸方向油膜反力が接

線方向力 F_t になるように、軸の変位 (E_{xi}, E_{yi}) を、反復法によって数値的に収束解を求めた¹⁸⁾。

図 4.27 に軸可動量比 C_w^* が変化したときの押接力比 F_w^* の解析結果と実験結果を比較した。計算条件は Condition 1 で固定している。実験結果については、横軸に軸可動量比 C_w^* 、及び式(4.32)で示される運転時の軸可動量比 $C_{w_OP}^*$ を、縦軸に圧力センサー No.1 で測定された押接力比 F_w^* をプロットしている。

図 4.27 に示すように、軸可動量比 C_w^* 、及び運転時の軸可動量比 $C_{w_OP}^*$ が小さくなると押接力比 F_w^* が大きくなる傾向について解析からも確認できた。しかしながら、解析結果の押接力比 F_w^* の値は実験結果と比べてかなり低い値となった。実験及び解析結果の油膜圧力分布を比較した結果を図 4.28 に示す。横軸は、油膜圧力の最大値が発生する角度を基準とした相対クランク角度 θ^* 、縦軸は最大油膜圧力で全体の油膜圧力を除した無次元圧力である。この図を見ても分かるように、流体潤滑理論に基づいた解析結果では、油膜圧力がピークを持った後に急激に低下するのに対して、油膜圧力測定による実験結果では油膜圧力がピークを持った後もゆっくりと低下するために、最小油膜厚さ位置が同じでも油膜圧力分布の面積中心位置が異なることが原因として考えられる。実験結果の圧力波形が上記のようになる理由としては、最小油膜厚さ位置において、荷重の集中による局所的な弾性変形やオイルの高圧粘度の影響が考えられる。今後、押接力 F_w を定量的に計算するためには、油膜圧力の EHL 解析に加えて、クランクシャフトの傾きを考慮して局所的な荷重集中を正確に評価する取り組みが必要と考えられる。

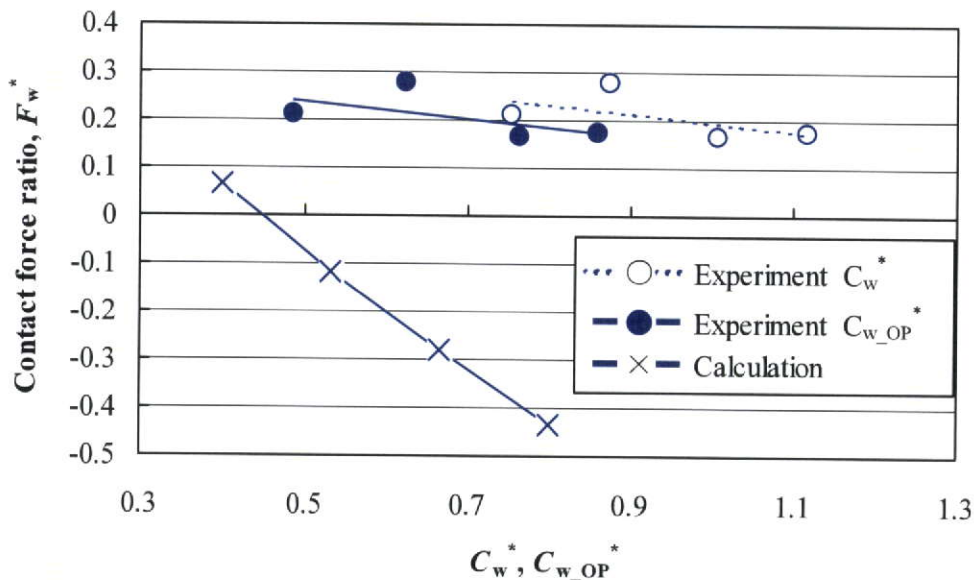


図 4.27 軸可動量比変化時の押接力の解析値と実験値の比較
(条件 : Condition 1, 圧力センサー : No.1)

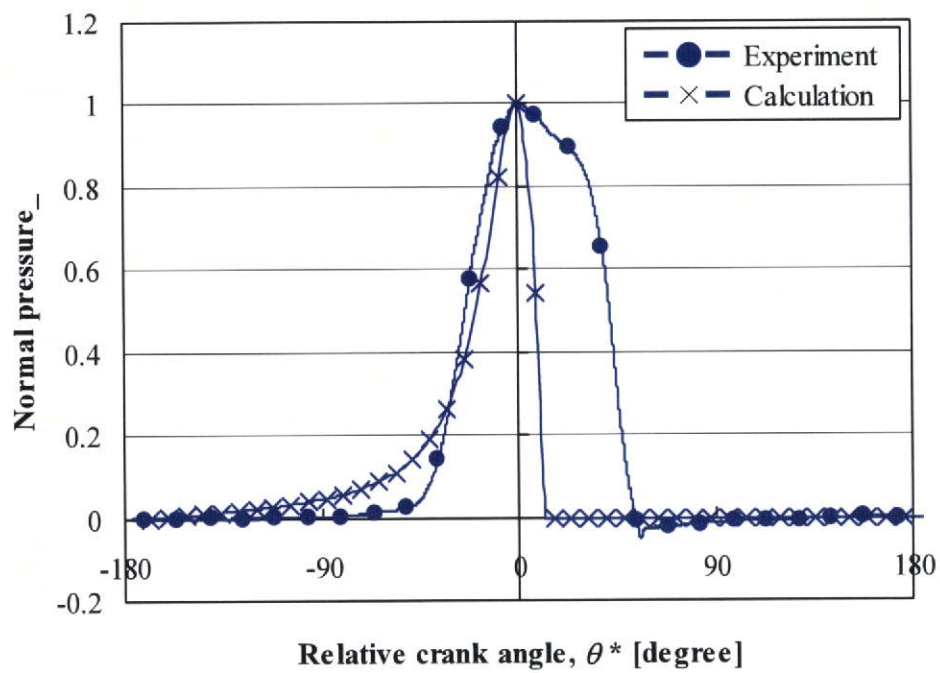


図 4.28 軸可動量比変化時の油膜圧力分布の解析値と実験値の比較
 (条件 : Condition 1, 圧力センサー : No.1)

4.8 押接力和性能の関係

前節までにおいて、押接力の特性及び発生メカニズムについて明らかにし、軸可動量比を小さくすると、旋回スクロールの移動が拘束されることで押接力が大きくなる傾向を確認した。ここで、圧縮機特性評価装置（詳細は、APPENDIX B 参照）によって測定された冷媒循環量 $G_{measured}$ を圧縮機の吸入密度 ρ_{inlet} 、シリンダ容積 v 、回転速度 f を乗じた理論冷媒循環量で除した値を体積効率 η_v 、及び圧縮機入口比エンタルピ h_1 と等エントロピー圧縮した時の圧縮機出口での比エンタルピ h_2 との差に冷媒循環量 $G_{measured}$ を乗じた理論圧縮動力 W_{g_theory} を、圧縮機特性評価装置によって測定された圧縮機のモータ入力 W_{motor} で除した値を圧縮機効率 η_{comp} と呼び、次式で定義する。

$$\eta_v = \frac{G_{measured}}{\rho_{inlet} \cdot v \cdot f} \quad (4.39)$$

$$\eta_{comp} = \frac{W_{g_theory}}{W_{motor}} = \frac{G_{measured} \cdot (h_2 - h_1)}{W_{motor}} \quad (4.40)$$

一方、圧縮機効率 η_{comp} は、モータ効率 η_{motor} 、図示効率 η_c 、機械効率 η_{mech} を用いて、次式で表わすことができる。

$$\eta_{comp} = \eta_{motor} \cdot \eta_c \cdot \eta_{mech} \quad (4.41)$$

本節では、押接力を変化させたときの圧縮機の体積効率 η_v 、図示効率 η_c 、機械効率 η_{mech} について、第 4.4.4 節において説明した指圧線図を用いた手法により分析を行った。ここで、モータ効率 η_{motor} 、図示効率 η_c 、機械効率 η_{mech} はそれぞれ次式で定義される。

$$\eta_{motor} = \frac{W_{motor}}{W_{input}} \quad (4.42)$$

$$\eta_c = \frac{W_{g_theory}}{W_g} = \frac{W_{g_theory}}{W_{g_theory} + W_{g_loss}} \quad (4.43)$$

$$\eta_{mech} = \frac{W_g}{W_{motor}} = \frac{W_{g_theory} + W_{g_loss}}{W_{motor}} \quad (4.44)$$

ここで、 W_{input} は圧縮機のモータ入力であり、モータ効率 η_{motor} は別途特性評価装置によって測定することによって、モータの軸動力 W_{motor} を算出する。図示効率 η_c については、理論圧縮動力 W_{g_theory} を、指圧線図測定によって算出されたガス圧縮動力 $W_g (=W_{g_theory} + W_{g_loss})$ で除した値と定義する。最後に、機械効率 η_{mech} については、指圧線図より算出されたガス圧縮動力 W_g をモータの軸動力 W_{motor} で除した値である。

図 4.29～図 4.32 に、Condition 1, Condition 2, Condition 5, Condition 6 において、軸可動量比を変化させることによって得られた押接力と各効率の関係を示す。ここで、横軸については、押接力が最大となる圧力センサーNo.1 から算出された軸可動量比と押接力の関係を用いて、線形補間によって実験で与えた軸可動量比から押接力に変換した。また、縦軸については、圧縮機効率 η_{comp} が最大になる押接力比の値を 1 として、各効率を除いた値を示している。図 4.29～図 4.32 を見ても分かるように、各運転条件について圧縮機効率 η_{comp} が最大となる押接力比は 0.21～0.22 となることが分かった。また、押接力を大きくすると、圧縮途中の漏れに関する図示効率 η_c 及び体積効率 η_v の効率が高くなるのに対して、機械効率 η_{mech} は低くなる。よって、これらの効率の積で計算される圧縮機効率 η_{comp} の極大となる押接力が存在することが確認できた。

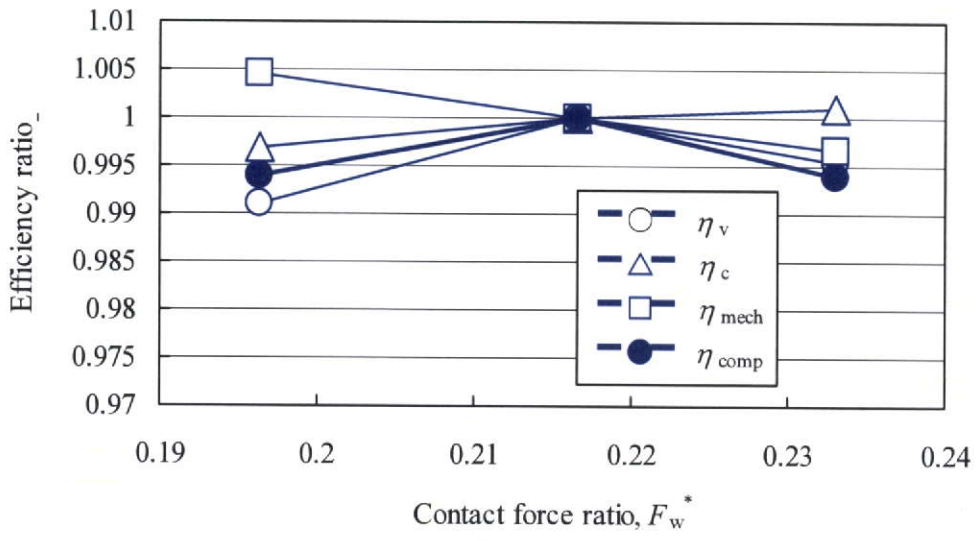


図 4.29 押接力比と効率の関係 (条件 : Condition 1)

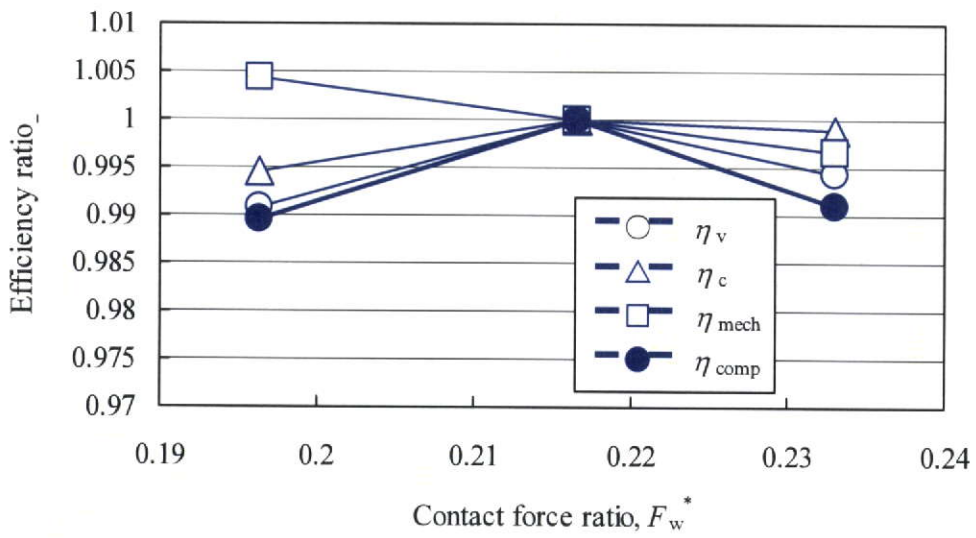


図 4.30 押接力比と効率の関係 (条件 : Condition 2)

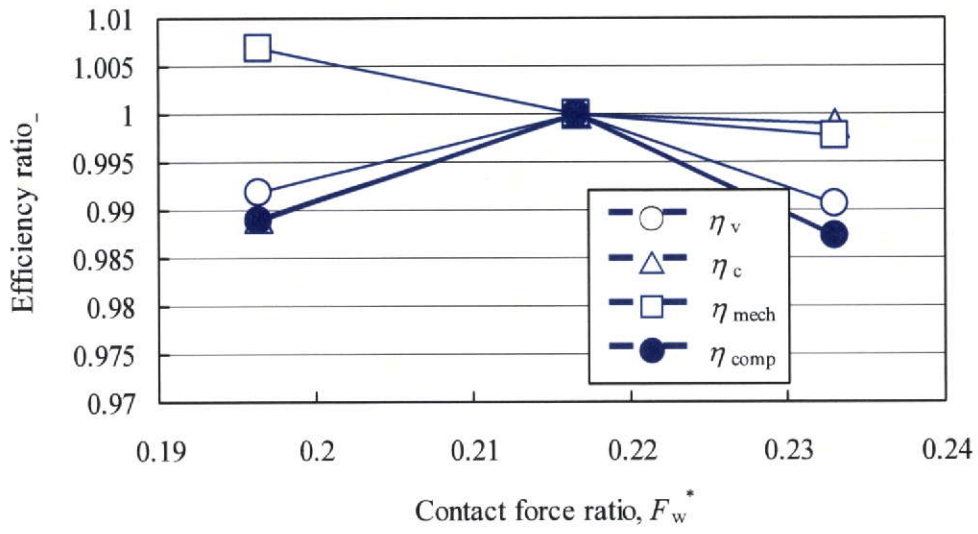


図 4.31 押接力比と効率の関係 (条件 : Condition 5)

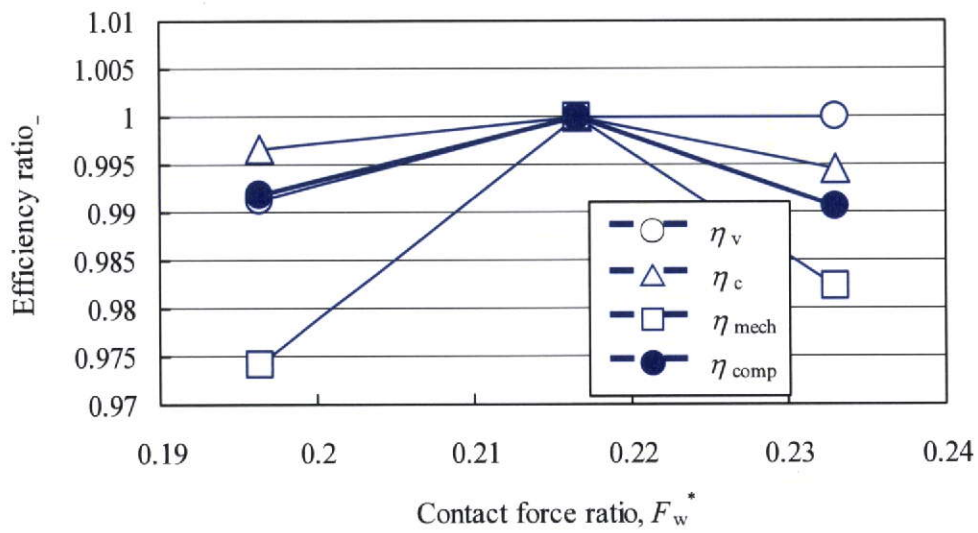


図 4.32 押接力比と効率の関係 (条件 : Condition 6)

4.9 結言

固定半径クランク方式を採用した CO₂ 冷媒スクロール圧縮機について、主軸受に発生する油膜圧力を測定することによって、旋回スクロールと固定スクロールのラップ間に作用する押接力の特性及び発生メカニズムについて検討し、以下の結論を得た。

- i. 主軸受部において圧力センサーによって測定した油膜圧力分布から求めた面積中心と、接線方向力が作用する方向との角度差を油膜合力の遅れ角度として算出し、また、指圧線図解析によって求めたガス圧縮動力と運動力学解析によって分離したスラスト軸受部の機械損失から接線方向力を算出することによって、ラップ間に作用する押接力が算出できることを明らかにした。
- ii. クランクシャフトの偏心方向にラップ同士が接触することによって旋回スクロールの移動が拘束されると、クランクシャフトは主軸受隙間内を偏心方向とは反対に移動し、その結果、最小油膜厚さ位置が接線方向力となす角度が大きくなって、油膜合力の遅れ角度も大きくなるために押接力が発生すると考えられる。
- iii. 押接力の一回転中の最大値は接線方向力と比べて、2~3割程度の大きさで、押接力と同じ方向の力である半径方向ガス力と比べると2~3倍の大きさがある。
- iv. クランクシャフトの一回転中に関して、押接力の変動を実験的に確認した。この変動を、運転時の固定スクロール及び旋回スクロールの温度及び線膨脹係数を考慮した一回転中の運転時の軸可動量比と比較すると、軸可動量比が最も小さくなるクランク角度において押接力は極大値を持ち、軸可動量比が大きくなるクランク角度の範囲において押接力が極小値を持つため、運転時の軸可動量比と押接力に相関があると考えられる。
- v. 回転速度が速くなると、油膜圧力の最大になる位置は変わらず、基準圧力からの油膜圧力の立ち上がり部分において圧力上昇が遅れて、油膜圧力が最大になった後の圧力降下が遅れることによって油膜圧力の波形が歪み、油膜合力の遅れ角度が大きくなることによって押接力が大きくなる。
- vi. 運転条件が変化しても、油膜の圧力波形の最大値は変化するが波形の形は変わらないために、油膜合力の遅れ角度はほぼ同じ値となる。結果、押接力の接線方向力に対する比率もほぼ同じ値となり、軸可動量比や回転速度の変化の影響に比べて小さい。
- vii. クランクシャフトの旋回半径を大きくすることで軸可動量比を小さくすると、油膜の圧力波形の接線方向力に対する相対位置が遅れることによって、油膜合力の遅れ角度が大きくなって押接力が大きくなる。この結果から、ラップ同士の接触によって旋回スクロールの移動が拘束されることで押接力が大きくなる傾向が確認できた。
- viii. 油膜圧力分布を流体潤滑理論に基づいたゾンマーフェルトの解法をベースに計算を行った結果、軸可動量比を小さくすると押接力が大きくなる傾向を解析からも確認できた。しかしながら、解析結果の押接力は実験結果と比べてかなり低い値であった。こ

の理由としては、油膜圧力がピークを持った後の油膜厚さが最小になる位置において、荷重の集中による局所的な弾性変形やオイルの高圧粘度の影響が考えられる。今後、解析によって押接力を定量的に評価するためには、油膜圧力の EHL 解析に加えて、クランクシャフトの傾きを考慮して局所的な荷重集中を正確に評価する取り組みが必要と考えられる。

- ix. 押接力を大きくすると、圧縮行程での漏れに関係する図示効率及び体積効率を向上させることができるが、機械効率は低下する。接線方向力に対して押接力比を 0.21~0.22 にすると、各効率の積で計算される圧縮機効率を最大化できる。
- x. 押接力は従来の研究における運動力学解析では考慮されていなかったが、半径方向ガス力等と比べても大きく、また圧縮機の効率にも影響を与えるため、今後の固定半径クランク方式を採用したスクロール圧縮機の解析モデルでは取り入れていく必要がある。

参考文献

- 1) Ishii, N., Oku, T., Anami, K., Kinsely, C. W., Sawai, T.: Effects of Surface Roughness upon Gas Leakage Flow through Small Clearances in CO₂ Scroll Compressors, Proc. of 19th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, 1429(2008).
- 2) 澤井清, 作田淳, 飯田登, 鷗田晃, 森本敬, 石井徳章: 空調用 R410A スクロール圧縮機の高効率化に関する実験的研究-第 1 報:圧縮室へのオイル供給量が性能に及ぼす影響の検討-, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.24, No.3, pp.265-272 (2007.09.30).
- 3) Hiwata, A., Iida, N., Futagami, Y., Sawai, K.: Performance Investigation with Oil-injection to Compression Chambers on CO₂-Scroll Compressor, Proc. of 16th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, C18-4 (2002).
- 4) Lee, B., Yanagisawa, T., Fukuta, M., Choi, S.: A Study on the Leakage Characteristics of Tip Seal Mechanism in the Scroll Compressor, Proc. of 18th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, C20-3 (2002).
- 5) 坪野勇, 竹林昌寛, 稲葉恒一, 川南茂也: スクロール圧縮機のラップ先端隙間変化と性能の関係, 日本冷凍協会学術講演論文集, pp.5-8(1996).
- 6) Hiwata A., Futagami, Y., Morimoto, T., Murakami, H., Ishii, N.: Deformation Control of Scroll Compressor for CO₂ Refrigerant, Proceedings of 18th International Compressor Engineering Conference at Purdue, C140(2006).
- 7) 澤井清, 山村道生, 小島能宣, 山本修一, 河原定夫, 阪井学, 坪川正浩, 石井憲章: ルームエアコンディショナ用小容量横置型スクロール圧縮機, 日本冷凍協会論文集, Vol.10 No.3, pp.551-517(1993).
- 8) 李丙哲, 張英逸, 趙洋熙, 金賢振, 柳沢正: 可変クランク機構を有する非対称スクロール

- 圧縮機の挙動解析, 日本機械学会論文集(C編), 67巻664号, pp.3708-3714 (2002).
- 9) 李丙哲, 柳沢正, 李東洙, 趙洋熙: 可変クランク機構を有する非対称スクロール圧縮機の挙動計測, 日本機械学会論文集(C編), 68巻672号, pp.2286-2292 (2002).
 - 10) 森下悦生, 杉原正浩, 中村利之: スクロール圧縮機の力学モデル(第1報, 固定半径クランクの場合), 日本機械学会論文集(B編), 51巻466号, pp.1981-1987 (1985).
 - 11) 森下悦生, 杉原正浩, 稲葉努, 木村正: クロール圧縮機の力学モデル(第2報, 従動クランクの場合および振動モデル), 日本機械学会論文集(B編), 51巻466号, pp.1988-1993 (1985).
 - 12) 石井憲章, 福嶋雅文, 澤井清, 佐野潔, 今市憲作: スクロール圧縮機の動的挙動(機械力学解析), 日本機械学会論文集(C編), 53巻491号, pp.1368(1987).
 - 13) 大野守: スクロール圧縮機の最適設計法に関する研究(冷媒の漏れ特性の理論的評価法と体積効率), 大阪電気通信大学大学院, 修士学位論文(1994)
 - 14) 小山昌喜, 坪野勇, 田村和己, 関口浩一: スクロール圧縮機での軸受摩擦トルク測定, 第33回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, pp.109-112(1999).
 - 15) 奥達也: 空調用スクロール圧縮機スラストスライド軸受の高性能潤滑に関する研究, 大阪電気通信大学, 博士学位論文(2007).
 - 16) Yoshida, H., Sakuda, A., Futagami, Y., Morimoto, T., Ishii, N.: Clearance Control of Scroll Compressor for CO₂ Refrigerant, Proc. of 19th Int'l Compressor Engineering Conf. at Purdue, 1251(2008).
 - 17) 曾田範宗: 軸受, 岩波全書, pp.27-53(1964)
 - 18) Hiwata, A., Ikeda, A., Morimoto, T., Kosuda, O., Matsui, M.: Axial and radial force control for a CO₂ scroll expander, Int. J. of HVAC&R Research, Vol.15, No.4, pp. 7590770(2009).

5.1 緒言

CO₂冷媒ヒートポンプサイクルでは大きな絞り損失が発生する（詳細は、APPENDIX A 参照）。この絞り損失を回収するために、様々なタイプの膨張機が研究されている。Heyl¹⁾は膨張機・圧縮機ユニットを使用することで、CO₂冷媒ヒートポンプサイクルのCOPが改善されることを報告している。Fukuta²⁻³⁾はベーンタイプの膨張機を検討し、R134a圧縮機と同等のクリアランス設定でもCO₂冷媒ヒートポンプサイクルに適応可能であること、また、膨張機をCO₂冷媒ヒートポンプサイクルに組み込んだ時にCOPを最大で1.5倍にすることができることを報告している。Back⁴⁾は、ピストンシリンダタイプの膨張機をCO₂冷媒ヒートポンプサイクルに組み込んでCOPを10%向上させた。長友⁵⁾はR22及びR236ea冷媒ローリングピストンタイプ膨張機を試作し、実際に回収した動力を断熱膨張したときの理論回収動力で除した値として定義される膨張機効率において80%を達成した。岡本⁶⁾はCO₂冷媒2段スイングロータリタイプ膨張機を試作し、膨張機効率で59%を達成した。Matusi⁷⁾はシミュレーションによるパラメータ解析を実施してCO₂冷媒2段ローリングピストンタイプ膨張機において膨張機効率で60%を達成している。その様な中で、特にスクロール膨張機については、吸入や吐出の制御機構が必要ないことや、膨張比をラップ形状によって決められること、複数の膨張室が同時に形成されることによる小さいトルク変動などから、高い特性が予想される。長友⁸⁻⁹⁾はR134a冷媒スクロール膨張機を試作し、膨張機効率を最大で74%まで高めた。Huff¹⁰⁾はR134a冷媒スクロール圧縮機を膨張機に改造し、膨張機効率を最大で20-42%まで高めた。Fukuta¹¹⁾は、CO₂冷媒向けとしても、圧縮機からの大きな仕様変更なしに高い性能を発揮できることを報告した。Kohsokabe¹²⁾はCO₂冷媒スクロール膨張機において、膨張機効率が70%以上を達成した。しかしながら、上記従来の研究はいずれも膨張機単体での性能評価及び固定した運転条件でのサイクル性能評価であり、実際にスクロール膨張機をCO₂冷媒ヒートポンプサイクルに組み込んで、幅広い運転条件における膨張機の課題や特性について詳細に研究した例は少ない。

本章では、膨張機特有の課題について解析的及び実験的検討を行い、スクロール圧縮機における研究成果が応用可能であること、及びスクロール方式が膨張機としても優れた特性を持つことを示す。第5.2節では膨張機特有の課題について、第5.3節では軸方向隙間のコントロールについて、第5.4節では、第4章の研究成果を応用し、押接力を変化させたときの性能向上検討について、第5.5では結言について述べる。

5.2 膨張機特有の課題

膨張弁はヒートポンプサイクルを適切な温度及び圧力に保つ制御要素としての役割を持つ。よって膨張機を膨張弁と置き換える場合、効率よく動力を回収できるばかりではなく、制御要素としての安定的な動作も求められる。言い換えれば、膨張機自身によってヒートポンプサイクルの差圧や循環量を大きく変化させても、安定した体積効率で運転できる必要がある。図 5.1 にヒートポンプサイクルの制御要素としての膨張機特有の課題について示す。通常の膨張弁を有するヒートポンプサイクルにおいては、横軸に膨張弁の開度、縦軸に膨張弁を通過する流量をとると、開度に対して流量は線形である。よって、制御したい流量を決めれば膨張弁の開度は一意に決まる。膨張弁を膨張機に置き換えた場合でも制御要素としてこの特性を有する必要がある。つまり、横軸に膨張機の回転数、縦軸に膨張機を通過する流量をとると、膨張機の回転数に対して流量が線形である必要がある。しかしながらスクロール膨張機の場合、固定スクロールから旋回スクロールが離脱して軸方向隙間が大きくなると漏れが増大して体積効率が大幅に低下するために、旋回スクロールが離脱しない構成にしなければ、流量に対して膨張機の回転数を一意に定める事ができない。

本章では、圧縮機の場合と同様に体積効率に関するスクロール膨張機の2つの漏れ経路、ラップ先端の軸方向隙間とラップ間の半径方向隙間に注目した(第2章, 図 2.20 参照)。軸方向隙間については、過膨張を利用することによって、運転条件を変化させても固定スクロールから旋回スクロールが離脱することで起きる急激な体積効率がないことを解析及び実験によって確認した。また、半径方向隙間については、第4章の研究成果を適応し、軸可動量比を変化させることによって、旋回スクロール及び固定スクロールのラップ間に作用する押接力と体積効率及び膨張機効率の関係を調べ、更なる効率向上に繋げた。

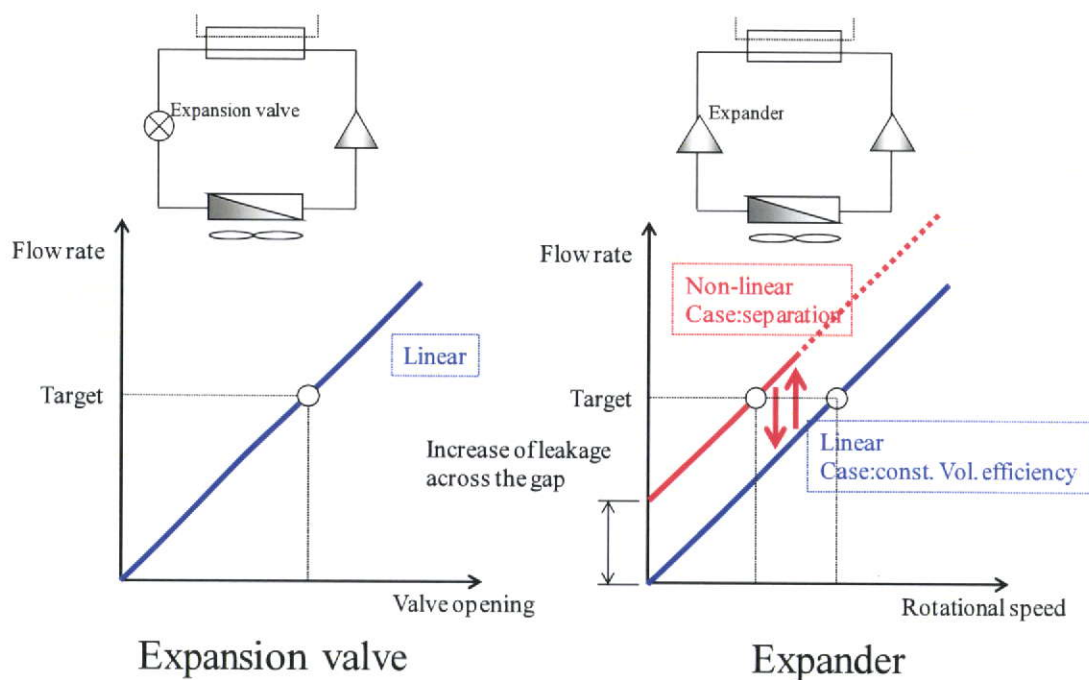


図 5.1 膨張機特有の課題

5.3 軸方向隙間のコントロール

本研究で検討したスクロール膨張機は、圧縮機と同様に回転スクロールとフレーム間にシールリングを設けて、シールリング内径側に高圧を導入することによって、回転スクロールを固定スクロールに押し付ける機構を採用している。図 5.2 に膨張機用回転スクロールと圧縮機用回転スクロールの外観写真を示す。今回試作したスクロール膨張機の容積比は、CO₂冷媒ヒートポンプ給湯機の運転条件を基に、年間を通して運転頻度の高い圧力比及び膨張機入口温度（ガスクーラー出口温度）にて過不足無く膨張できる容積比に定めた。また、シリンダ容積については、0.5 cm³となるようにラップ高さを調整した。

ここで、ラップ形状から決まる設計容積比で運転した場合と設計容積比より低い密度比で運転した場合の、スラスト面を基準とした回転スクロールに働く軸方向力を圧縮機と膨張機で比較したものを図 5.3 に示す。図 5.3 に示されているように、設計容積比で運転している場合、圧縮機と膨張機の両方において、圧縮室及び膨張室側の合力よりも、反圧縮室及び反膨張室側の合力が大きくなるようにシールリングの径を決定すれば、回転スクロールは固定スクロールから離脱することがないので、ラップ先端の軸方向隙間を小さく保つことができる。一方、CO₂冷媒ヒートポンプサイクルの高圧が低下或いは低圧が上昇することによって設計容積比より低い密度比で運転した場合、圧縮機については、圧縮室側の合力が反圧縮室側の合力より相対的に大きくなる。この相対的な圧縮室側の合力の増大に対して、背圧室を設けることによって、回転スクロールを固定スクロールへと押し付けている。一方、膨張機については、膨張過程において過膨張が発生するため、膨張室側の合力が反膨張室側の合力より相対的に小さくなることが予想される。そこで、低い密度比で運転した場合の回転スクロールに作用する軸方向力の解析的検討を行う。また、本開発機をCO₂冷媒ヒートポンプ給湯機に搭載し、特に運転条件が大きく変化する起動時に、回転スクロールが固定スクロールから離脱することによる急激な体積効率の変化がないことを実験において検証を行う。

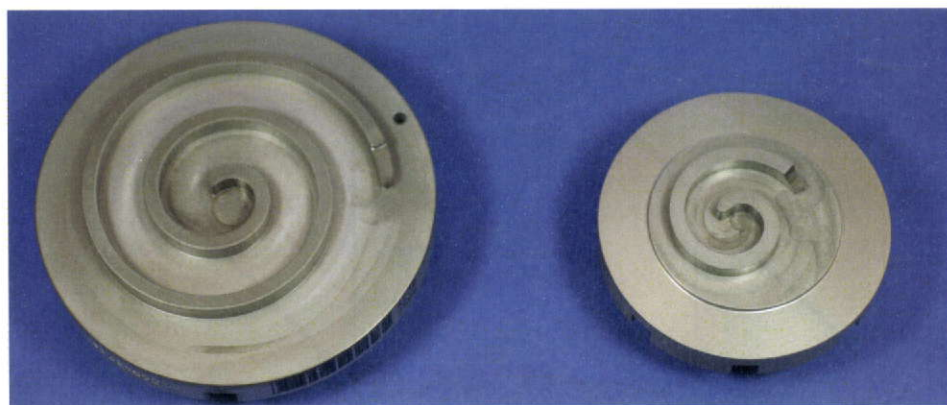


図 5.2 圧縮機の回転スクロール（左）と膨張機の回転スクロール（右）

5.3.1 軸方向力の解析検討

第4章、4.4.2節にて紹介した運動力学解析をスクロール膨張機に拡張した。膨張過程については、REFPROP^{1,3)}を用いて各クランク角度に対して圧力・密度等の物性値を逐次計算した。巡回スクロールの外壁インボリュートの伸開開始位置が、クランクシャフトの偏心方向と一致する回転角度をクランク角度の基準(=0°)と定義し、クランク角度に対する巡回スクロールに作用する軸方向合力を図5.4に示す。ここで軸方向合力とは、上向きを正として膨張室側の合力と反膨張室側の合力を足し合わせた力であり、軸方向合力が負である場合は、巡回スクロールが固定スクロールから離脱することを意味する。計算条件としては、入口圧力を10.1 MPa、膨張機入口温度を20℃として固定し、出口圧力を4.1から7.1 MPaまで1.0 MPa刻みに増やした。図5.4を見ても分かるように、出口圧力を上昇させて、低い密度比で運転しても、過膨張によって膨張室側の合力が減少し、軸方向合力が負にならないことが確かめられた。

次に、軸方向合力の計算をスクロール圧縮機にも同様に適応して比較検討する。圧縮機の計算条件として、吸入圧力を4.1から7.1 MPaまで1.0 MPa刻みに増やし、吐出圧力を10.1 MPaと固定する。このとき、一回転あたりの平均軸方向合力を圧縮機と膨張機で比較した結果を図5.5に示す。横軸は低圧(圧縮機の場合は吸入圧力、膨張機の場合は吐出圧力)を示している。図5.5を見ても分かるように、条件が変化したときに圧縮機の平均軸方向合力は大きく変化している。この原因は、図5.3に示すように低い密度比での運転において巡回スクロールが離脱しないように、背圧室の圧力を調節した結果、設計容積比やそれ以上の高い密度比での運転では、軸方向合力が過大になることを示している。軸方向合力が大きい場合、スラスト軸受部の機械損失増大が問題となる。一方、膨張機の平均軸方向合力の変化は小さいことが分かる。過膨張による膨張室側の合力の減少を利用することによって、巡回スクロールの離脱を防いでいるので、設計容積比から低い密度比の運転まで安定した軸方向合力を発生させることができる。つまりスクロール膨張機は、過膨張を利用することによって、離脱による体積効率悪化を防ぎながら、同時に軸方向合力を最小に保つことができる優れた特性を有していることが分かった。

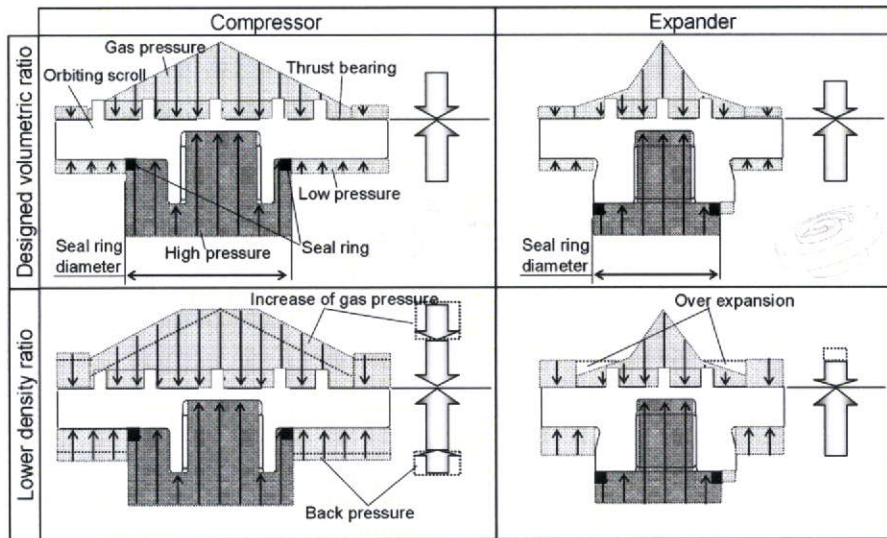


図 5.3 圧縮機（左）と膨張機（右）の軸方向力の比較

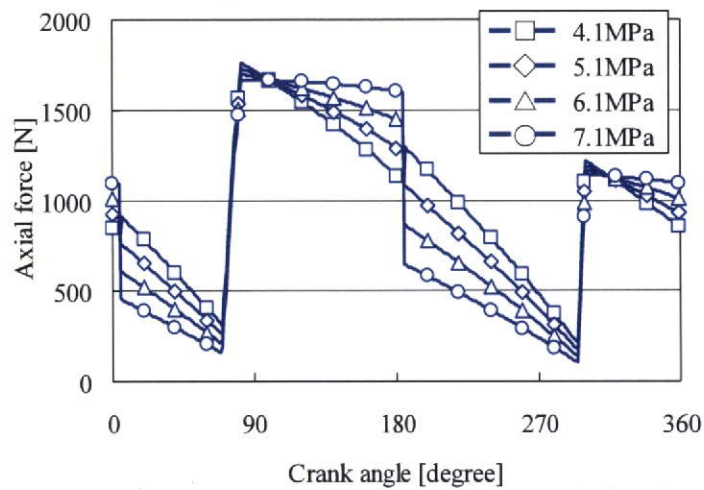


図 5.4 出口圧力変化時のクランク角度に対する軸方向合力

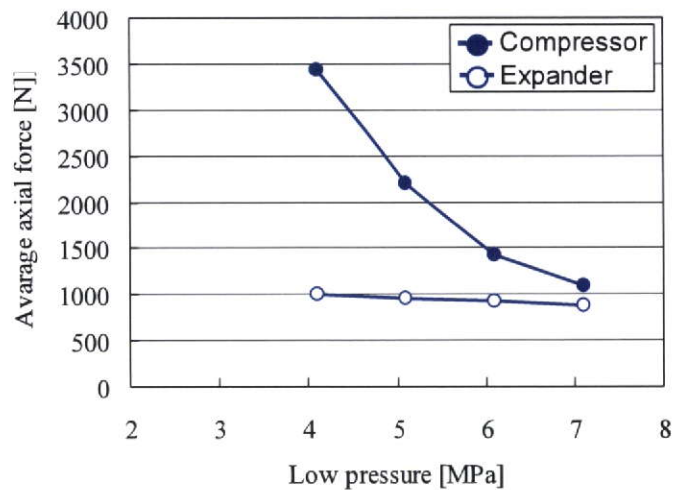


図 5.5 圧縮機と膨張機の平均軸方向合力の比較

5.3.2 膨張機の起動特性

CO₂冷媒ヒートポンプ給湯機の起動時における高圧及び低圧を、膨張機と膨張弁で比較した結果を図 5.6 及び図 5.7 に示す。ここで、膨張機及び膨張弁の安定時の回転数及び開度を基準とした変動率も同時に示す。図 5.6 及び図 5.7 を見ても分かるように、起動初期には高圧及び低圧の差が小さいために、設計容積比よりも低い密度比の運転条件にも関わらず、膨張機の周波数を暫時変化させることによって、膨張弁使用時とほぼ同等の高圧及び低圧に制御可能である。このことは、巡回スクロールの離脱等に起因する急激な体積効率の変化がなく、起動初期より安定した体積効率で運転できていることを示唆している。

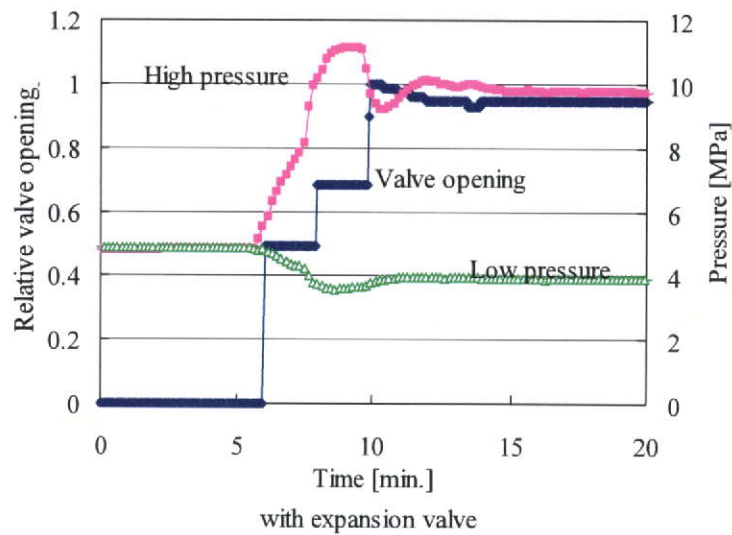


図 5.6 CO₂冷媒ヒートポンプ給湯機起動時の圧力及び膨張弁開度

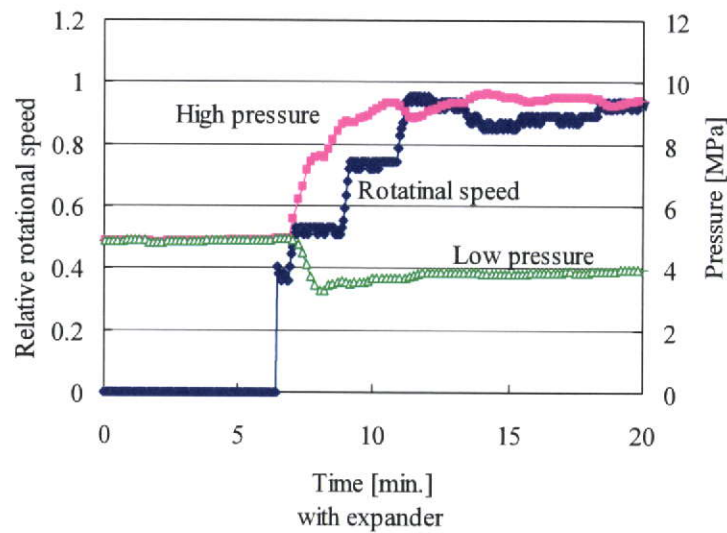


図 5.7 CO₂冷媒ヒートポンプ給湯機起動時の圧力及び膨張機周波数

5.4 半径方向隙間のコントロール —軸可動量比と効率の関係—

第4章より、スクロール圧縮機の軸可動量比を変化させることによって、旋回スクロール及び固定スクロールのラップ間に作用する押接力を変化させて効率向上につながることを示した。そこで、スクロール膨張機についても同様の検討を実施し、軸可動量比と体積効率及び膨張機効率の関係を調べた。図5.8及び図5.9に偏心軸の半径隙間 C_1 及び主軸の半径隙間 C_2 の合計 C_1+C_2 と、旋回半径 r_0 とスクロールラップの厚さ及びインボリュート曲線の基礎円半径から幾何学的に決定される理論旋回半径 r_{0_IDEAL} の差 $r_0-r_{0_IDEAL}$ を変化させたときの、体積効率 η_{v_exp} 及び膨張機効率 η_{exp} を示す。ここで、体積効率 η_{v_exp} 及び膨張機効率 η_{exp} は次式で定義する。

$$\eta_{v_exp} = \frac{\rho_{inlet} \cdot v \cdot f}{G_{measured}} \quad (5.1)$$

$$\eta_{exp} = \frac{W_{output}}{G_{measured} \cdot (h_{in} - h_{out})} \quad (5.2)$$

ここで、膨張機の吸入密度 ρ_{inlet} 、シリンダ容積 v 、回転速度 f を乗じた理論冷媒循環量を、膨張機特性評価装置（詳細は、APPENDIX B 参照）によって測定された冷媒循環量 $G_{measured}$ で除した値を体積効率 η_{v_exp} と定義する。膨張機効率 η_{exp} については、膨張機特性評価装置によって測定された膨張機の回収動力 W_{output} を、膨張機入口と等エントロピー膨張した時の膨張機出口での比エンタルピー差 $h_{in}-h_{out}$ に冷媒循環量 $G_{measured}$ を乗じた理論回収動力で除した値と定義する。図5.8及び図5.9から、 C_1+C_2 が $45\sim 55\ \mu\text{m}$ 、 $r_0-r_{0_IDEAL}$ が $20\sim 30\ \mu\text{m}$ の時に、体積効率及び膨張機効率が高くなることが分かった。

次に、第4章、式(4.30)に示される軸可動量比 C_w^* 及び式(4.32)に示される運転時の軸可動量比の組立時からの変化 ΔC_w^* を計算した結果を圧縮機と膨張機で比較した結果を表5.1に示す。ここで、組立時の軸可動量比 C_w^* については、圧縮機効率及び膨張機効率が高い範囲の値を示し、軸可動量比の組立時からの変化 ΔC_w^* については、 CO_2 冷媒ヒートポンプ給湯機の運転条件を基に、年間を通して運転頻度の条件（第3章、表3.3に示す標準条件）でのクランク角度毎の計算結果からの最小値を示している。表5.1を見ても分かるように、圧縮機と膨張機では、効率が高い範囲の組立時の軸可動量比 C_w^* は大きく異なる。一方、軸可動量比の組立時からの変化 ΔC_w^* については、膨張機の動作時の温度は組立時と比べて変化が少ないために、圧縮機と比べて1/4程度になる。結果、式(4.32)で表わされる運転時の軸可動量比 $C_{w_OP}^*$ で圧縮機と膨張機を比較するとほぼ同じ値となった。つまり、圧縮機での研究成果を膨張機に応用し、運転時の軸可動量比 $C_{w_OP}^*$ を合わせることで、圧縮機効率と同様に膨張機効率を最大化できることが分かった。

表 5.1 圧縮機と膨張機における効率が低い軸可動量比

| | Compressor | Expander |
|--|------------|----------|
| C_w^* | 0.8~1.0 | 0.5~0.6 |
| δC_w^* | -0.4 | -0.1 |
| $C_{w_OP}^*$ ($=C_w^* + \delta C_w^*$) | 0.4~0.6 | 0.4~0.5 |

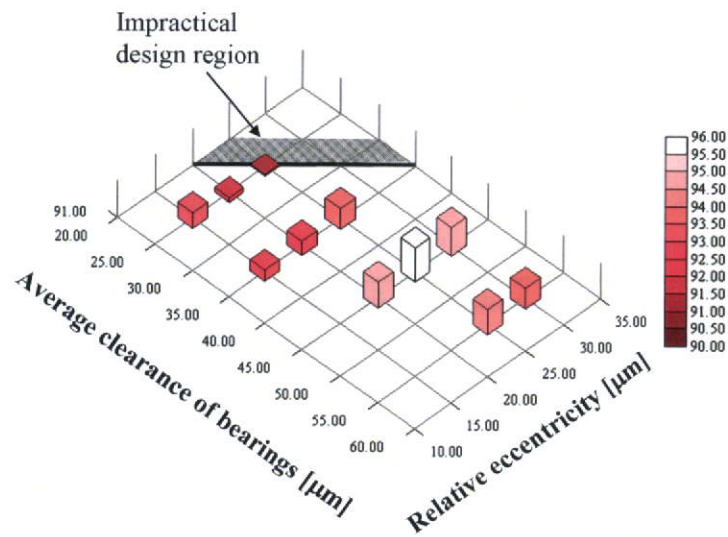


図 5.8 軸受隙間及び旋回半径を変化させた時の体積効率

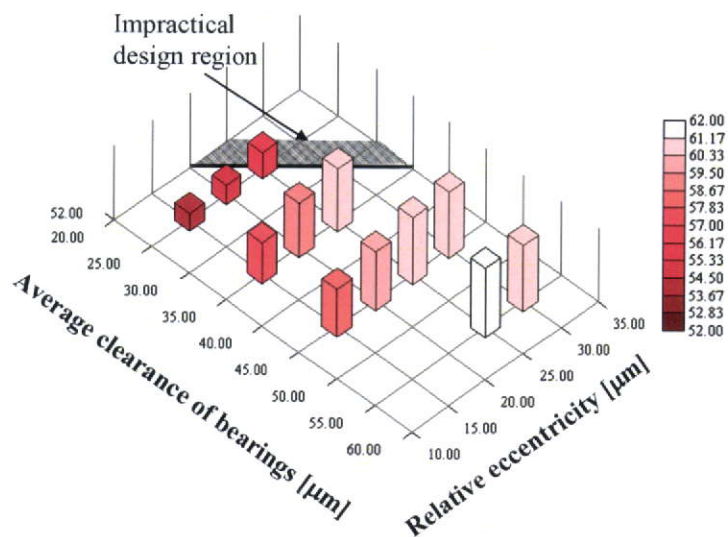


図 5.9 軸受隙間及び旋回半径を変化させたときの膨張機効率

5.5 結言

スクロール膨張機を CO₂ 冷媒ヒートポンプサイクルに組み込んで、膨張機特有の課題や特性について解析的及び実験的検討を行い、以下の結論を得た。

- i. 設計容積比よりも低い密度比で運転した場合、膨張過程での過膨張を利用することで、膨張室側の合力が反膨張室側の合力より相対的に小さくなり、旋回スクロールの固定スクロールからの離脱を防ぐことができるために、特に運転条件が大きく変化する起動時において安定的な体積効率で運転できる。
- ii. 運転条件が変化した場合、スクロール圧縮機の平均軸方向合力は大きく変化するために、軸方向合力が過大になる高い密度比の運転においてスラスト軸受部の機械損失の増大が問題となるが、スクロール膨張機の平均軸方向合力はほぼ一定に保つことができるために、スラスト軸受部の機械損失低減に優れた特性を持つ。
- iii. スクロール圧縮機の場合と同様に、スクロール膨張機の場合にも軸可動量比を変化させることによって体積効率及び膨張機効率に極大値があることが分かった。
- iv. スクロール圧縮機とスクロール膨張機を比較すると、圧縮機効率及び膨張機効率が高くなる組立時の軸可動量比は異なるが、運転時の軸可動量比はほぼ同じ値であり、スクロール圧縮機で検討した研究成果をスクロール膨張機にも応用展開できることが分かった。
- v. 上記結論により、スクロール方式は膨張機においても優れた特性を示し、またスクロール圧縮機の研究成果をスクロール膨張機にも応用できることが分かった。今後は、軸方向隙間に関係する膨張機構部の変形低減の研究成果を適応することによって、スクロール膨張機の更なる高効率化に繋げていくことができる。

参考文献

- 1) Heyl, P., Kraus, W.E., Quack, H.: Expander-compressor for a more efficient use of CO₂ as refrigerant, Proc. of the 3rd IIR-Gustav Lorentzen Conf. on Natural Working Fluids, pp.240-248(1998).
- 2) Fukuta, M., Radermacher, R., Lindsay, D., Yanagisawa, T.: Performance of vane compressor for CO₂ cycle, Proc. of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conf. on Natural Working Fluids, pp.339-346(2000).
- 3) Fukuta, M., Yanagisawa, T., Ogi, Y., Radermacher, T.: Cycle performance of CO₂ cycle with vane compressor-expander combination, International Conference on Compressors and their Systems, pp. 315-324(2001).
- 4) Back, J.S., Groll, E.A., Lawless, P.B.: Development of a piston-cylinder expansion device for the transcritical carbon dioxide cycle, Proc. of 9th Int. Refrig. and Air Conditioning Conf. at Purdue, R11-8(2002).
- 5) 長友繁美,服部仁司,森嶋明: ローリングピストン式ロータリ膨張機—第1報:膨張機のパフォーマンスに関する実験, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.20, No.1, pp.11-20(2003).
- 6) 岡本昌和,熊倉英二,岡本哲也,鉾谷克己,森脇道雄: CO₂ 空調機用二相流膨張機・圧縮機の開発, 日本冷凍空調学会学術講演会論文集, C302 (2005).
- 7) Matsui, M., Wada, M., Ogata, T., Hasegawa, H.: Development of high-efficiency technology of two-stage rotary expander for CO₂ refrigerant, Proc. of 19th Int. Compressor Engineering Conf. at Purdue, C1237 (2008).
- 8) 長友繁美,大高敏男,森嶋明: スクロール膨張機—第1報:運転条件が性能特性へ及ぼす影響, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.16, No.1, pp.59-66(1999).
- 9) 長友繁美,大高敏男,森嶋明: スクロール膨張機—第2報:膨張機の内部損失, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.16, No.2, pp.123-132(1999).
- 10) Huff, H.J., Radermacher, R., Preissner, M.: Experimental investigation of a scroll expander in carbon dioxide air-conditioning system, International Congress of Refrigeration (2003).
- 11) Fukuta, M., Yanagisawa, T., Kosuda, O., Ogi, Y.: Performance of scroll expander for CO₂ refrigeration cycle, Proc. of 18th Int. Compressor Engineering Conf. at Purdue, C109 (2006).
- 12) Kohsokabe, H., Koyama, M., Tojo, K., Matsunaga, M., Nakayama, S.: Performance characteristics of scroll expander for CO₂ refrigerant, Proc. of 19th Int. Compressor Engineering Conf. at Purdue, C1239 (2008).
- 13) NIST Thermodynamics and Transport Properties of Refrigerants and Refrigeration Mixtures – REFPROP Version 6.01, National Institute of Standards and Technology.

第6章 結論

本研究は、二酸化炭素 (CO₂) を冷媒としたヒートポンプ技術を用いた給湯機に搭載されるスクロール圧縮機を対象としたものである。給湯機をヒートポンプ化することによって、運転時のエネルギー消費を大幅に削減することができ、また CO₂ の地球温暖化係数は 1 であり、製品廃棄時等における放出冷媒による直接的な温室効果も抑制することができるため、これらの特徴によって、CO₂ 冷媒スクロール圧縮機は温暖化対策技術として注目されている。

一方、スクロール圧縮機には、軸方向隙間からの漏れと半径方向隙間からの漏れの主に 2 つの経路の漏れが存在する。従来のフルオロカーボン系冷媒に比べて CO₂ 冷媒は高温かつ圧力差が大きいことから、CO₂ 冷媒スクロール圧縮機の高効率化及び信頼性の確保を図るためには、軸方向隙間に関係する圧縮機構部の変形及び半径方向隙間に関係するラップ間の押接力の特性を把握した上で最適化し、摺動による損失を増やすことなく圧縮途中の内部漏れを減らして図示効率や体積効率を上げることが重要である。軸方向隙間及び半径方向隙間に関して検討した結果を総括すると以下のようなになる。

軸方向隙間に関しては、第 3 章において運転時の圧縮機構部の変形について解析的及び実験的に検討を行った結果、以下のことが明らかになった。固定スクロール及びフレームの変形については、(1)冷媒の圧力による圧力変形、(2)温度差による熱変形、(3)圧縮機構部とシェルとの間の固定のための溶接による変形、(4)圧縮機構部のボルト締結による変形の 4 つに要因に分類して(1)及び(2)については解析的に、(3)及び(4)については解析及び実験の両面において特性を把握し、固定スクロールの鏡板の厚さを適切に選択することによって、上記 4 つの要因の変形量の合計値である運転時の固定スクロールの変形量を抑える事ができる事を明らかにした。また、ひずみゲージを用いて運転時の固定スクロールの変形量を測定することによって、(1)冷媒の圧力による圧力変形と(2)温度差による熱変形の要因を分離し、解析結果の妥当性を確認した。また、旋回スクロールの変形については、旋回スクロールはクランクシャフトによって回転自在に支持されているために溶接やボルト締結による変形はない。そこで、圧力と熱によって発生する変形を考慮するために、旋回スクロールのラップ底部及び先端が中心部に行くに従って、外側基準面よりも低くなるスロープ形状を導入した。まず、運転時に旋回スクロールに作用する圧力分布のみを考慮し、旋回スクロール底部が固定スクロール先端へと押し付けられる接触解析を実施した。結果、局部当たりを緩和する目的においては、スロープ量は小さいほどよいことが分かった。一方、冷媒の圧縮熱や摺動による局所的なラップの温度上昇が原因で旋回スクロールは熱変形する。この熱変形を吸収する適切なスロープ量を設定することができれば、局部当たりを低減して圧縮機の機械損失を小さくしながら、運転時の漏れに関する隙間も小さくなって体積効率及び圧縮機効率が向上すると考え、スロープ量と各効率の関係について検討した。結果、ラップ底面及び先端に形成する適切なスロープ量が存在することが分かった。

半径方向隙間に関しては、第 4 章において主軸受に発生する油膜圧力を測定することに

よって、旋回スクロールと固定スクロールのラップ間に作用する押接力の特性及び発生メカニズムの検討を行った結果、以下のことが明らかになった。まず、主軸受部での油膜合力の遅れ角度と接線方向力を測定することによって、ラップ間に作用する押接力を算出できることを明らかにした。また、算出した押接力は接線方向力と比べて最大で2~3割程度の大きさであり、クランクシャフトの一回転中に押接力の変動があることを確認した。このクランクシャフトの一回転中の押接力の変動は、運転時の軸可動量比の変動に起因すると推定される。また、回転速度が速くなると、油膜圧力の最大になる位置は変わらず、油膜圧力の波形が歪むことによって押接力が大きくなることや、運転条件が変化しても押接力の接線方向力に対する比率はほぼ一定であり、軸可動量比や回転速度による影響に比べて小さいことや、軸可動量比を小さくすると、ラップ接点で旋回スクロールの移動が拘束されることで押接力が大きくなる傾向があること等を確認した。さらに、軸可動量比が変化したときの押接力の定性的な特性を把握するために、各軸受に発生する油膜圧力分布を流体潤滑理論に基づいたゾンマーフェルトの解法をベースに計算を行った。結果、軸可動量比が小さくなると押接力が大きくなる傾向について解析及び実験の両面から確認できた。しかしながら、解析結果の押接力の値は実験結果と比べてかなり低い値となり、今後、押接力を定量的に計算するためには、油膜圧力のEHL解析に加えて、クランクシャフトの傾きを考慮して局所的な荷重集中を正確に評価する取り組みが必要であることが示唆された。最後に、押接力と性能の関係について検討し、押接力を大きくすると、体積効率及び図示効率を向上させることができるが、機械効率は低下することが分かった。押接力比（押接力と接線方向力の比）を0.21~0.22の範囲にすると、体積効率及び図示効率及び機械効率の積で計算される圧縮機効率を最大化できることが分かった。なお、押接力は従来の研究における運動力学解析では考慮されていなかったが、半径方向ガス力等と比べても大きくまた圧縮機の効率にも影響を与えるため、今後の固定半径クランク方式を採用したスクロール圧縮機の運動力学解析モデルに取り入れていく必要がある。

最後に、第4章の研究成果の応用例として、スクロール式の膨張機を試作し、CO₂冷媒ヒートポンプサイクルに組み込んで、膨張機特有の課題や特性について解析的及び実験的検討を行った結果、以下のことが明らかになった。半径方向隙間に関しては、軸可動量比の変化に対して、圧縮機と同様に膨張機に関しても体積効率及び膨張機効率に極大値があることが分かった。更に、圧縮機と膨張機を比較すると、各効率の極大値を持つ組立時の軸可動量比は異なるが、運転時の軸可動量比はほぼ同じ値となることから、圧縮機で検討した本研究の成果を膨張機にも応用できることが分かった。一方、軸方向隙間に関しては、膨張過程での過膨張を利用するところで、旋回スクロールの固定スクロールからの離脱を防ぎ、広い運転範囲において安定的な体積効率で運転できることや、運転条件が変化しても軸方向合力をほぼ一定に保つことができること等、スラスト軸受部の損失低減に優れた特性を持つことを明らかにした。今後、第3章の研究成果を応用して運転時の膨張機構部の軸方向の変形を低減し、膨張機の更なる高効率化に繋げていくことができる。

以上が本研究の結論である。CO₂を冷媒としたヒートポンプ給湯機は、民生部門のエネルギー消費を削減することが期待されているが、一方で取り組むべき目標や克服すべき課題も多く残されている。運転時に高温かつ高圧力差となるCO₂を冷媒とした場合、従来のフルオロカーボン系冷媒と比べて圧縮機の高効率化及び信頼性の確保に特段の配慮が必要であり、それらを克服することが最も大きな目標・課題のうちの1つである。本研究で提案した圧縮機構部の変形及びラップ間の押接力に関する研究成果は、CO₂冷媒スクロール圧縮機の部品同士の運転時隙間の過度な縮小や接触を防止して、より一層の高効率化及び信頼性の確保を図る上で極めて有用である。また、CO₂冷媒ヒートポンプサイクルで発生する絞り損失を回収して、画期的にヒートポンプサイクルの高効率化を図ることができるスクロール膨張機に関しても、研究成果が応用可能であることを示した。

CO₂冷媒スクロール圧縮機に関わる本研究の成果は日本国内におけるCO₂を冷媒としたヒートポンプ給湯機だけでなく、欧州を中心として普及が始まったヒートポンプ式温水暖房機、更には業務用空調機やカーエアコンの自然冷媒化技術としても適応可能であることから、今後の省エネルギー化及び温暖化対策に関する環境技術として、CO₂冷媒ヒートポンプの全世界的な普及促進に貢献できるものである。

記号の説明

| | | |
|------------------|----------------------|-------|
| a | 代数螺旋の係数 | [-] |
| B | ラップ高さ | [m] |
| B_h | ナットの二面幅 | [m] |
| C_i | 軸受半径隙間 | [m] |
| C_w | 組立時軸可動量 | [m] |
| C_{w1} | 偏心軸受部に割り当てた軸可動量 | [m] |
| C_{w2} | 主軸受部に割り当てた軸可動量 | [m] |
| C_w^* | 組立時軸可動量比 | [-] |
| $C_{w_OP}^*$ | 運転時軸可動量比 | [-] |
| d | ボルトの呼び径 | [mm] |
| d_0 | ボルト穴の直径 | [mm] |
| d_2 | ボルトの有効径 | [mm] |
| E_i | 油膜中のシャフト移動量 | [m] |
| E_{Xi} | x 軸方向シャフト位置 | [m] |
| E_{Yi} | y 軸方向シャフト位置 | [m] |
| f | 回転速度 | [1/s] |
| f_{O1}, f_{O2} | オルダムリングー旋回スクロール間の摩擦力 | [N] |
| f_{t1}, f_{t2} | スラスト軸受での摩擦力 | [N] |
| f_{T1}, f_{T2} | フレームの固定溝部の摩擦力 | [N] |
| F | 軸方向合力 | [N] |
| F_{base} | ラップより外周側に働くガス力 | [N] |
| F_{BW} | クランクシャフト及び回転子の遠心力 | [N] |
| F_c | 旋回スクロールの遠心力 | [N] |
| F_i | 圧縮室底部に作用するガス力 | [N] |
| F_o | 鏡板背面に作用するガス力 | [N] |
| F_{Pi} | 油膜力合力 | [N] |
| F_{PXi} | x 軸方向油膜力 | [N] |
| F_{PYi} | y 軸方向油膜力 | [N] |
| F_r | 半径方向ガス力 | [N] |
| F_t | 接線方向力 | [N] |
| F_{t1}, F_{t2} | スラスト軸受の拘束力 | [N] |
| F_{tg} | 接線方向ガス力 | [N] |
| F_{tf} | 接線方向摩擦力 | [N] |
| F_w | ラップ間の押接力 | [N] |

| | | |
|----------------|---------------------------|----------------------|
| F_w^* | 押接力比 ($=F_w/F_1$) | [-] |
| F_{wrap} | ラップ先端に作用するガス力 | [N] |
| $G_{measured}$ | 冷媒循環量 | [kg/s] |
| G_{water} | 凝縮器の冷媒冷却用の水流量 | [kg/s] |
| h_1 | 蒸発器出口比エンタルピ | [kJ/kg] |
| h_2 | 断熱圧縮時の圧縮機出口比エンタルピ | [kJ/kg] |
| h_2' | 実際の圧縮機出口比エンタルピ | [kJ/kg] |
| h_3 | 凝縮器出口比エンタルピ | [kJ/kg] |
| h_4 | 断熱膨張時の膨張機出口比エンタルピ | [kJ/kg] |
| h_4' | 実際の膨張機出口比エンタルピ | [kJ/kg] |
| h_{in} | 膨張機入口比エンタルピ | [kJ/kg] |
| h_m | 最小油膜厚さ | [m] |
| I_e | クランクシャフト及び回転子の慣性モーメント | [kg*m ²] |
| h_{out} | 膨張機出口比エンタルピ | [kJ/kg] |
| k | 代数螺旋の指数 | [-] |
| l_G | スラスト面—旋回スクロール重心間の距離 | [m] |
| l_O | スラスト面—オルダムリング重心間の距離 | [m] |
| l_S | スラスト面—偏心軸受中心間の距離 | [m] |
| L_a | 副軸受—主軸受間の距離 | [m] |
| L_b | 主軸受—偏心軸受間の距離 | [m] |
| L_i | 軸受長さ | [m] |
| L_Q | 主軸受部の摩擦トルク | [Nm] |
| L_S | 偏心軸受部の摩擦トルク | [Nm] |
| m_e | クランクシャフト及び回転子の質量 | [kg] |
| m_S | 旋回スクロール質量 | [kg] |
| m_O | オルダムリング質量 | [kg] |
| M_G | ガスモーメント | [Nm] |
| M_m | 転覆モーメント | [Nm] |
| M_{xm} | X _m 軸方向転覆モーメント | [Nm] |
| M_{ym} | Y _m 軸方向転覆モーメント | [Nm] |
| N | 最大接点数 | [-] |
| N_{motor} | モータのトルク | [Nm] |
| O_1, O_2 | オルダムリング—旋回スクロール間の力 | [N] |
| p | ボルトピッチ | [-] |
| P | ボルト締め付け力 | [N] |
| P_A | 旋回スクロール内壁側圧縮室圧力 | [Pa] |

| | | |
|-----------------|----------------------|--------------------|
| P_B | 旋回スクロール外壁側圧縮室圧力 | [Pa] |
| P_i | 油膜圧力 | [Pa] |
| P_d | 吐出圧力 | [MPa] |
| P_s | 吸入圧力 | [MPa] |
| Q | ヒータの加熱量 | [kW] |
| Q_x | X軸方向主軸受部の拘束力 | [N] |
| Q_y | Y軸方向主軸受部の拘束力 | [N] |
| R | 代数螺旋のラップ半径 | [mm] |
| R_{PXi} | x軸方向油膜反力 | [N] |
| R_{PYi} | y軸方向油膜反力 | [N] |
| r_b | インボリュートの基礎円半径 | [m] |
| r_e | クランクシャフト及び回転子の重心の半径 | [m] |
| r_0 | 旋回半径 | [m] |
| r_{0_IDEAL} | 理論旋回半径 | [m] |
| r_i | シャフト軸半径 | [m] |
| r_Q | 主軸受部のシャフト軸半径 | [m] |
| r_s | 偏心軸受部のシャフト軸半径 | [m] |
| S_x | X軸方向偏心軸受部の拘束力 | [N] |
| S_y | Y軸方向偏心軸受部の拘束力 | [N] |
| T_{cond} | 凝縮器温度 | [°C] |
| T_e | 蒸発器温度 | [°C] |
| T_{gco} | ガスクーラ出口温度 | [°C] |
| T_{in} | 中心からn番目の旋回スクロール内側の接点 | [-] |
| T_{on} | 中心からn番目の旋回スクロール外側の接点 | [-] |
| T_s | 吸入温度 | [°C] |
| T_1, T_2 | フレームの固定溝からの反力 | [N] |
| U | 流速 (軸受部のせん断速度) | [m/s] |
| v | シリンダ容積 | [cm ³] |
| W_g | ガス圧縮動力 | [W] |
| W_{g_theory} | 理論圧縮動力 | [W] |
| W_{g_loss} | 図示損失 | [W] |
| W_{input} | 圧縮機のモータ入力 | [W] |
| W_{motor} | モータの軸動力 | [W] |
| W_{m_loss} | 機械損失 | [W] |
| W_{output} | 膨張機の回収動力 | [W] |
| W_Q | 主軸受の機械損失 | [W] |

| | | |
|-----------------|------------------------|----------------------------------|
| W_s | 偏心軸受の機械損失 | [W] |
| W_{th} | スラスト軸受の機械損失 | [W] |
| x_e | X軸方向クランクシャフトの重心 | [m] |
| y_e | Y軸方向クランクシャフトの重心 | [m] |
| x_r | X軸方向旋回スクロールの重心 | [m] |
| y_r | Y軸方向旋回スクロールの重心 | [m] |
| α | 軸方向合力に対する固定スクロールの変形量係数 | [$\mu\text{m}/\text{N}$] |
| α_b | ボルトのネジ山角度 | [rad] |
| α_i | 最小油膜厚さ方向角度 | [rad] |
| α_p | 漏洩係数 | [-] |
| β | 温度差に対する固定スクロールの変形量係数 | [$\mu\text{m}/^\circ\text{C}$] |
| β_i | 偏心角 | [rad] |
| γ_i | 油膜合力遅れ角度 | [rad] |
| δ | 固定スクロールの変形量 | [μm] |
| δT | 凝縮器冷却後の水の温度差 | [K] |
| δC_w^* | 軸可動量比変化 | [-] |
| η_c | 図示効率 | [-] |
| η_{comp} | 圧縮機効率 | [-] |
| η_{exp} | 膨張機効率 | [-] |
| η_m | 転覆モーメントのなす角度 | [rad] |
| η_{mech} | 機械効率 | [-] |
| η_{motor} | モータ効率 | [-] |
| η_v | 体積効率 (圧縮機) | [-] |
| η_{v_exp} | 体積効率 (膨張機) | [-] |
| θ | クランク角度 | [rad] |
| θ^* | 相対クランク角度 (接線方向力作用角度基準) | [rad] |
| θ_g | クランク角度 (ギャップセンサー出力基準) | [rad] |
| θ_p | 最大油膜厚さ方向基準角度 | [rad] |
| μ | 粘度 | [Pa*s] |
| μ_1 | ネジ部の摩擦係数 | [-] |
| μ_2 | ボルト座面の摩擦係数 | [-] |
| μ_Q | 主軸受部の摩擦係数 | [-] |
| μ_s | 偏心軸受部の摩擦係数 | [-] |
| ρ_{inlet} | 吸入密度 | [kg/m^3] |
| ϕ | インボリュート伸開角 | [rad] |
| χ | 偏心率(= E_i/C_i) | [-] |

添字

$i=1$ 偏心軸受部

$i=2$ 主軸受部

座標系

$x-y$ 偏心方向を x 軸, x 軸から時計まわりに 90° 方向を y 軸とした座標系

$X-Y-Z$ クランクシャフトの中心軸下向きを Z 軸とする固定座標系

$X_m-Y_m-Z_m$ 偏心軸受の中心軸上向きを Z_m 軸とする運動座標系

APPENDIX A: p-h 線図とヒートポンプサイクル

冷媒がヒートポンプサイクル内で循環していく間に、各機器内でどのように状態変化し、冷媒に対してどれだけの熱と仕事の入りがなされるかを分かりやすく表現するために、p-h 線図がよく用いられる。p-h 線図（圧力-比エンタルピ線図）は別名モリエル線図とも呼ばれ、縦軸に圧力 p 、横軸に比エンタルピ h をとり、このグラフ上に飽和蒸気線、飽和液線、等エントロピー線、等温線等がプロットされている。この p-h 線図とヒートポンプサイクルの各部における温度及び圧力の測定結果を用いれば、冷媒の比エンタルピを算出することができるので、ヒートポンプサイクルを構成する圧縮機、凝縮器、膨張弁、蒸発器での外部との熱や仕事の入りが計算できる。図 A.1 に CO_2 冷媒の p-h 線図を示す。

p-h 線図を実際利用した例として、R410A 冷媒と CO_2 冷媒の両方についてヒートポンプサイクルをプロットした結果を図 A.2 及び図 A.3 に示す。ここで、ヒートポンプサイクルはルームエアコンの冷房条件を想定している。R410A 冷媒のヒートポンプサイクル（冷房条件）を示す図 A.2 を用いて、ヒートポンプサイクルの各行程における熱と仕事の入りを説明する。図中の①②③④はそれぞれヒートポンプサイクルにおける、①蒸発器出口、②断熱圧縮時の圧縮機出口、③凝縮器出口、④膨張弁出口の状態を表している。①→②は理想的な圧縮行程を表わし、圧縮機と冷媒の間に熱の入りのない断熱圧縮を仮定した場合、等エントロピー線に沿って圧力が上昇する。一方、実際の圧縮機では摩擦や熱の入りに

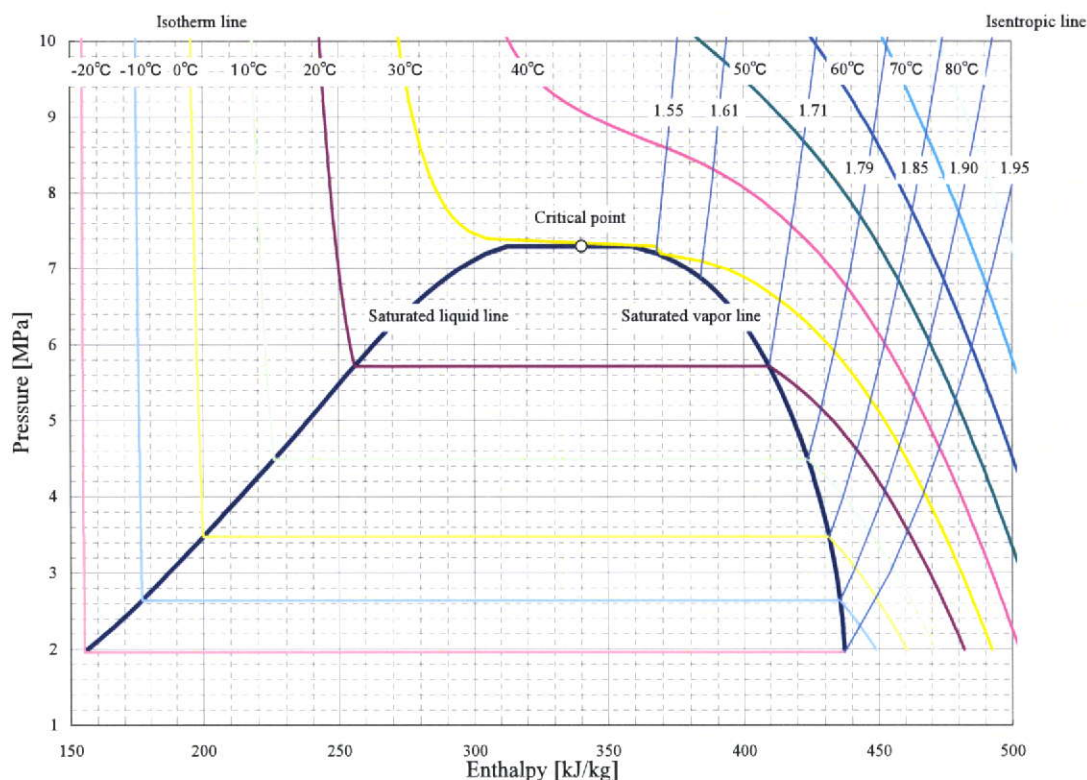


図 A.1 CO_2 冷媒の p-h 線図

よって冷媒は加熱されるので、等エントロピー線よりも傾きが緩やかな線となり、圧縮行程は①→②'となる。ここで、①、②、②'での比エンタルピを用いると圧縮機効率 η_{comp} は次式で表現できる。

$$\eta_{comp} = \frac{h_2 - h_1}{h_2' - h_1} \quad (\text{A.1})$$

h_1 は①での比エンタルピ、 h_2 は②での比エンタルピ、 h_2' は②'での比エンタルピである。また、②→③は凝縮器における冷媒の圧力損失がない理想的な放熱行程を、③→④は膨張弁における高圧から低圧への減圧過程を、④→①は蒸発器における冷媒の圧力損失がない理想的な吸熱行程を示している。また、膨張弁による減圧行程③→④では高圧から低圧への拡散による不可逆変化であり、且つ外部からの熱や仕事の出入りが無い。即ち、冷媒自身が持つエネルギーは変化することがないので、比エンタルピは一定である。ここで、凝縮器及び蒸発器での損失は十分に小さいこと仮定すると、ヒートポンプサイクルのCOPは次式で計算できる。

$$COP = \frac{h_3 - h_1}{h_2' - h_1} \quad (\text{A.2})$$

ここで、 h_3 は③での比エンタルピである。更に、p-h線図を用いれば、冷媒をR410AからCO₂に変更した場合の、ヒートポンプサイクルの圧力及び温度条件、COP等を容易に推定することができる。また図A.3を見ても分かるように、冷媒がCO₂の場合、圧縮行程後の冷媒の圧力は、飽和蒸気線及び飽和液線が交わる臨界点よりも高く、超臨界状態であることが分かる。また、式(A.2)で計算されるCOPはCO₂冷媒に比べてR410A冷媒の方が高く、ルームエアコンの冷房に関しては、R410A冷媒の方がCO₂冷媒と比べて優れた特性を有している。

一方、膨張弁を膨張機と置き換えた場合のR410A冷媒とCO₂冷媒の両方についてヒートポンプサイクルをプロットした結果を図A.4及び図A.5に示す。③→④は理想的な膨張行程を表わし、膨張機と冷媒の間に熱の出入りのない断熱膨張を仮定した場合で、等エントロピー線に沿って圧力が低下する。実際の膨張機では摩擦や熱の出入りによって冷媒は加熱されるので、等エントロピー線よりも傾きが急な線となり、膨張行程は③→④'となる。ここで、③、④、④'での比エンタルピを用いると膨張機効率 η_{exp} は次式で表現できる

$$\eta_{exp} = \frac{h_3 - h_4'}{h_3 - h_4} \quad (\text{A.3})$$

ここで、 h_4 は④での比エンタルピー、 h_4' は④'での比エンタルピーである。膨張機によって回収した動力が圧縮機の動力として用いたと仮定すると、ヒートポンプサイクルの COP は次式で計算できる。

$$COP = \frac{h_1 - h_4'}{(h_2' - h_1) - (h_3 - h_4')} \quad (\text{A.4})$$

ここで、図 A.4 及び図 A.5 を見ると、CO₂冷媒の方が、③と④の間の比エンタルピーの差が大きい。つまり、膨張機効率が同じでも、R410A 冷媒に比べて CO₂冷媒の方が、膨張機の導入によるヒートポンプサイクルの COP の向上効果が大きいということが分かる。具体的な計算例として、ルームエアコンの冷房条件を例にすると、膨張弁を用いたヒートポンプサイクルで圧縮機の効率が同じ場合の R410A 冷媒の COP を 100 とすると、CO₂冷媒の COP は 80 程度である。一方で、膨張機を導入すれば、R410A 冷媒と CO₂冷媒の COP がほぼ同等にまで高めることができるので、膨張機は空調機器の CO₂冷媒化を実現する主要技術として注目されている。

なお、本論文では、外部から電気・熱などの駆動エネルギーを与えて、低温熱源から高温熱源へ熱を移動させる装置の総称としてヒートポンプサイクルという言葉を用いているが、主に冷凍・冷却用途に使用されてきた歴史的経緯から冷凍サイクルと呼ばれることも多い。

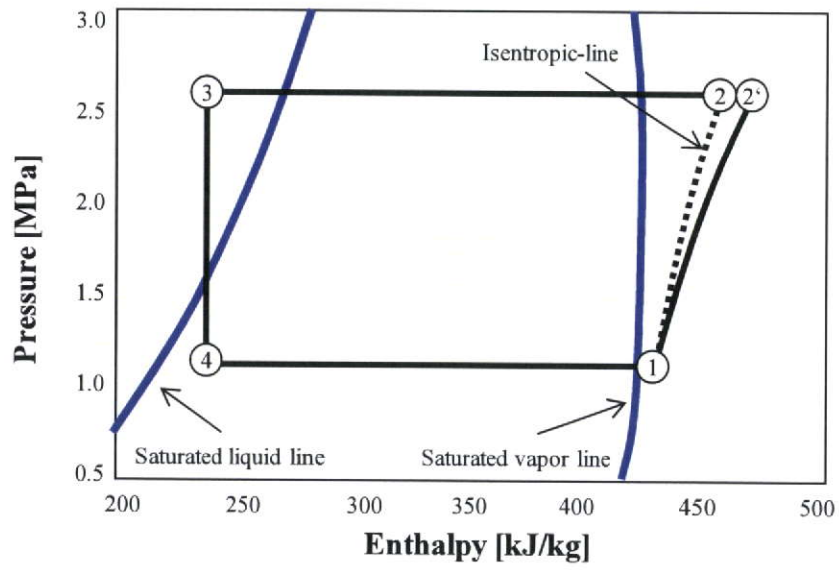


図 A.2 R410A 冷媒のヒートポンプサイクル (冷房条件)

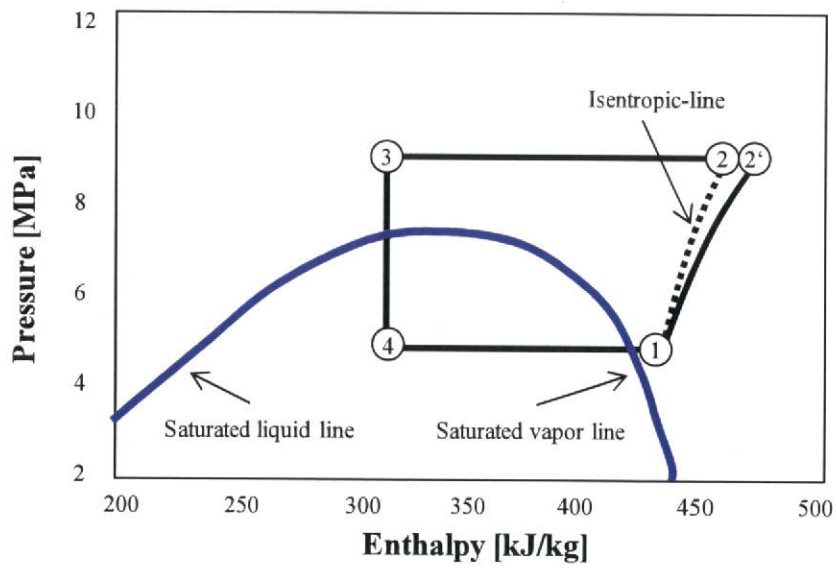


図 A.3 CO₂ 冷媒のヒートポンプサイクル (冷房条件)

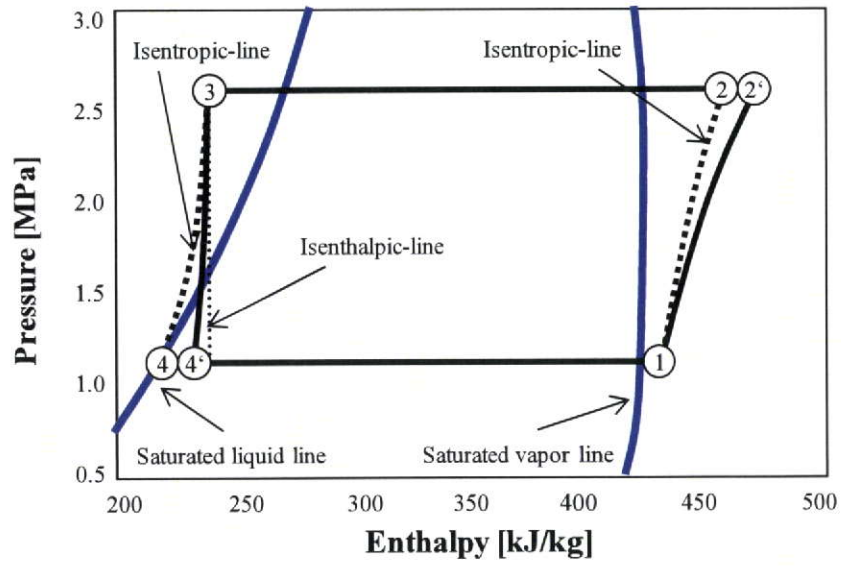


図 A.4 膨張機を組み込んだ場合の R410A 冷媒のヒートポンプサイクル (冷房条件)

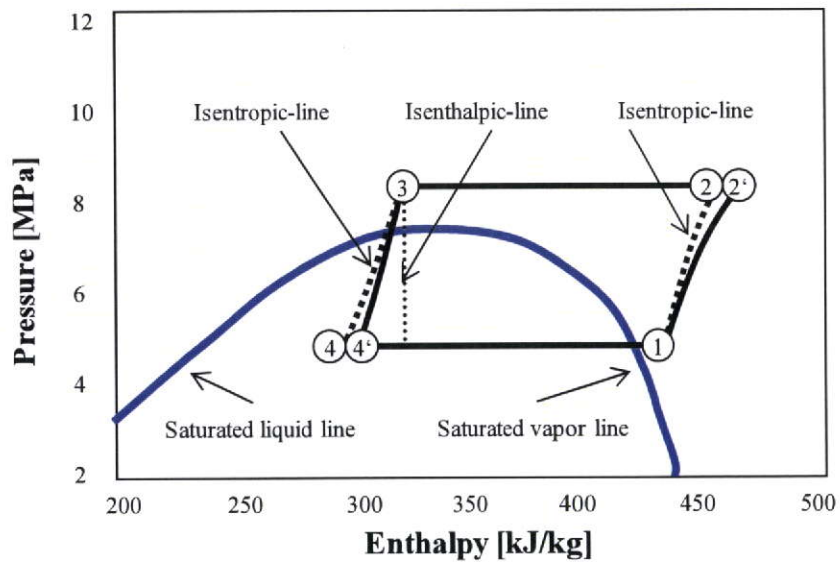


図 A.5 膨張機を組み込んだ場合の CO₂ 冷媒のヒートポンプサイクル (冷房条件)

APPENDIX B: 特性評価装置

圧縮機の性能を測定するためには、ヒートポンプサイクルの温度及び圧力を適切な状態にコントロールし、且つ冷媒循環量や圧縮機のモータ入力を正確に測定することが必要となる。冷媒循環量を測定するにあたって、コリオリ式流量計などを用いて直接ヒートポンプサイクルの循環量を測定すると、圧縮機より吐出されたオイルが冷媒中に混入しているために、ヒートポンプサイクルの熱の出入りに関係のないオイルの循環量と冷媒循環量の合計値しか測定できない。オイルの循環量は、ヒートポンプサイクル中からサンプリングすることによって特定可能であるが、圧力及び温度条件が変化した場合や、圧縮機の仕様が変わった場合にもオイルの循環量が変化すると予測されるので、その都度オイル循環量を測定して冷媒循環量を算出しなければならず、実用上非常に困難である。そこで、蒸発器の熱の出入りを計測することによって冷媒循環量を算出する、圧縮機特性評価装置を用いた。図 B.1 に示す圧縮機特性評価装置の模式図を用いて説明する。基本的なヒートポンプサイクルと同じく、(1)圧縮機、(2)凝縮器、(3)膨張弁、(4)蒸発器とそれらをつなぐ配管から構成されている。(1)圧縮機については、仕様が異なる場合でも測定できるように、ヒートポンプサイクルに着脱可能な構成になっており、(8)電源から(5)インバータに電力が供給され、(10)パワーメータにて電力を測定後に、圧縮機を駆動している。また、圧縮機の周囲はボックスによって囲まれており、(9)温度コントローラによって周囲の温度を常に一定に保つことによって、圧縮機密閉容器表面での熱の出入りを一定としている。(2)凝縮器では、(9)温度コントローラによって一定の温度に保たれた水を溜めてある(6)恒温槽から、水を送り出して冷媒を冷却している。(3)膨張弁では、高圧の冷媒を低圧へと減圧させている。(4)蒸発器では、ヒータによって冷媒を加熱し、ヒータの加熱量については(10)パワーメータによって測定している。

ここで、ヒートポンプサイクルの圧縮機の吐出後、凝縮器出口、膨張弁出口、蒸発器出口の温度及び圧力を(11)温度・圧力センサーによって測定し、 $p-h$ 線図或いは物性計算ソフトを用いて、ヒートポンプサイクルの各位置における比エンタルピを算出する。ただし、膨張弁出口は液と蒸気が混じった湿り蒸気であるので、乾き度が分からなければ比エンタルピを算出することはできない。一方、凝縮器出口において冷媒が液になるように凝縮器において冷却する(過冷却度をとる)と、凝縮器出口での比エンタルピを算出することができる。更に、膨張弁での膨張過程は高圧から低圧への拡散による不可逆変化であり、且つ外部からの熱や仕事の入りが無い。即ち、冷媒自身が持つエネルギーは変化することはないので、膨張弁出口での比エンタルピは凝縮器出口と同じになる(APPENDIX A 図 A.2 及び図 A.3 参照)。よって、凝縮器出口での比エンタルピ h_3 、蒸発器出口の比エンタルピ h_1 、ヒータの加熱量を Q とすると、冷媒循環量 G_{measured} は次式で表される。

$$G_{\text{measured}} = \frac{Q}{h_1 - h_3} \quad (\text{B.1})$$

一方、膨張機の性能を測定するためには、冷媒循環量や膨張機の回収動力を正確に測定することが必要となる。図 B.2 に示す膨張機特性評価装置の模式図を用いて、圧縮機特性評価装置との相違点について説明する。表 B.1 に圧縮機及び膨張機向け特性評価装置の搭載機器及び計測機器一覧を示す。ここで、図 B.1 中の(3)膨張弁は、(14)膨張機に置き換えている。膨張機の仕様が異なる場合でも測定できるように、ヒートポンプサイクルに着脱可能な構成になっており、膨張機によって回収された電力は、(10)パワーメータにて電力を測定後に、(15)整流子によって交流から直流に変換され、(16)電子負荷装置によって抵抗を調節して回収した電力を消費している。また、膨張機の周囲はボックスによって囲まれており、(9)温度コントローラによって周囲の温度を常に一定に保つことによって、膨張機密閉容器表面での熱の出入りを一定としている。

また、膨張機と冷媒の間に熱の出入りのない断熱膨張を仮定した場合は、等エントロピー線に沿って圧力が低下するため、凝縮器出口と膨張機出口の比エンタルピは異なる。また、実際の膨張機では摩擦や熱の出入りによって冷媒は加熱されるので、等エントロピー線よりも傾きが急な線となるが、膨張機効率によってその値は変化する。よって、凝縮器出口の比エンタルピから一意的に膨張機出口の比エンタルピを算出することが出来ず、蒸発器の熱の出入りから冷媒循環量を算出することが困難である。そこで、凝縮器の熱の出入りを計測することによって冷媒循環量を算出する。恒温槽出口の水量を計測する(13)流量計と、凝縮器で熱交換する前後の水の温度を測定する(12)温度センサーを取り付けた。圧縮機出口での比エンタルピ h_2 、凝縮器出口での比エンタルピ h_3 、水の流量 G_{water} 、凝縮器で熱交換する前後の水の温度差 δT とすると、冷媒循環量 G_{measured} は次式で表される。

$$G_{\text{measured}} = \frac{4.184 \cdot G_{\text{water}} \cdot \delta T}{h_2 - h_3} \quad (\text{B.2})$$

なお、本論文中での比エンタルピの算出には、NIST Thermodynamics and Transport Properties of Refrigerants and Refrigeration Mixtures – REFPROP Ver.6.01, National Institute of Standards and Technology を用いている。

表 B.1 図中の圧縮機及び膨張機向け特性評価装置の搭載機器及び計測機器一覧

| No. | Name | For Compressor | For Expander |
|------|---------------------------------|----------------|--------------|
| (1) | Compressor | ✓ | ✓ |
| (2) | Gas cooler | ✓ | ✓ |
| (3) | Expansion valve | ✓ | — |
| (4) | Evaporator | ✓ | ✓ |
| (5) | Inverter | ✓ | ✓ |
| (6) | Water tank | ✓ | ✓ |
| (7) | Heater | ✓ | ✓ |
| (8) | Power source | ✓ | ✓ |
| (9) | Temperature controller | ✓ | ✓ |
| (10) | Power meter | ✓ | ✓ |
| (11) | Pressure and temperature sensor | ✓ | ✓ |
| (12) | Temperature sensor | ✓ | ✓ |
| (13) | Flow meter | — | ✓ |
| (14) | Expander | — | ✓ |
| (15) | AC/DC convertor | — | ✓ |
| (16) | Variable electrical resistance | — | ✓ |

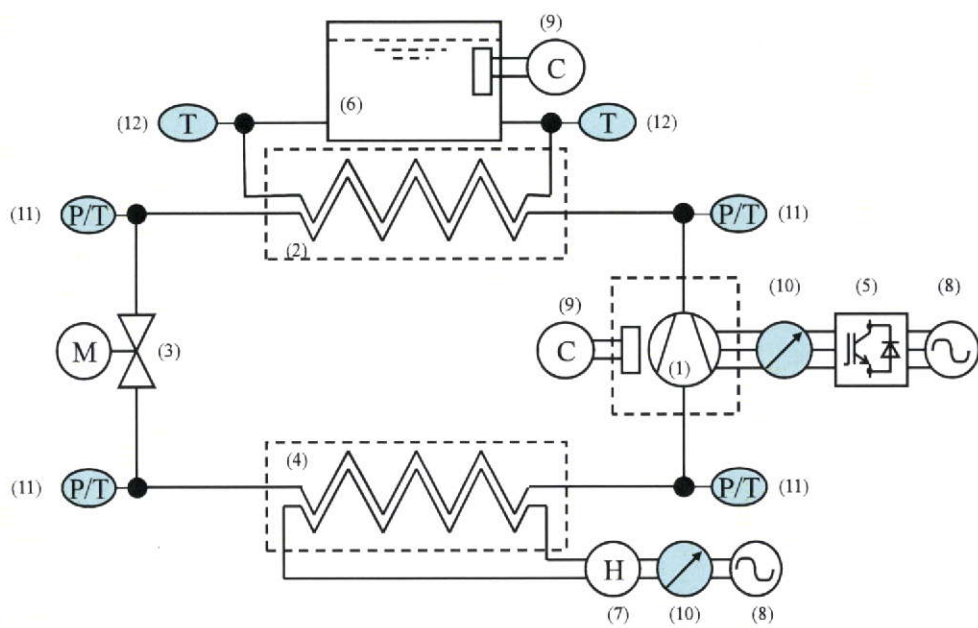


図 B.1 圧縮機特性評価装置

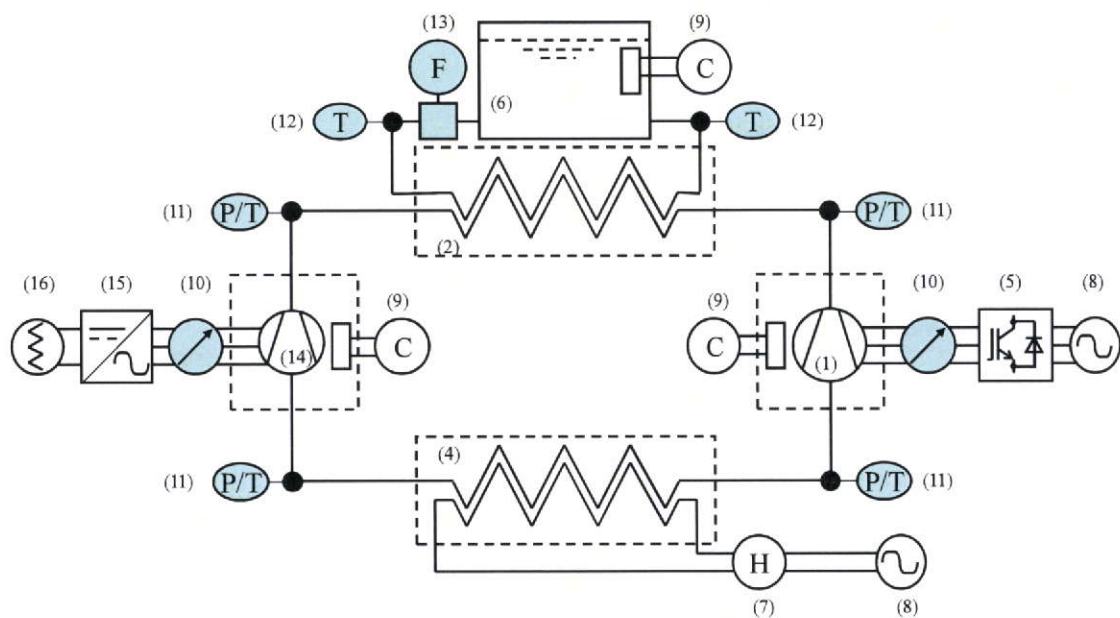


図 B.2 膨張機特性評価装置

APPENDIX C: 本研究で使用した FEM 構造解析ソフトウェアの特徴

現在、計算機の進歩及び汎用 FEM 構造解析ソフトウェアの高機能化に伴い、研究・開発・設計の様々な段階で盛んに用いられている。FEM 構造解析ソフトウェアには、h 法及び p 法と呼ばれる手法がある。無限の自由度をもつ物体を有限の自由度をもつ要素（有限要素）の集合体として近似したとき、h 法は要素内の変位を 1 次関数として近似する手法で、応力集中や変位の大きい箇所の要素数を増やすことによって近似精度を向上させているので、要素形状に解が大きく影響を受ける反面、汎用 FEM 構造解析の手法としては古く、材料非線形や接触問題等を考慮できる高機能なソフトウェアを活用できる。一方、p 法は要素内の変位を 1 次関数だけではなく 2 次関数以上の高次関数の和として近似する手法で、応力集中や変位の大きい箇所の要素数を増やすことなく近似精度を向上させることができる反面、汎用 FEM 構造解析の手法としては新しく、材料非線形や接触部分の摩擦等が考慮できる高機能なソフトウェアがリリースされていない。表 C.1 に本研究で使用した FEM 構造解析ソフトウェアとその特徴についてまとめる。本研究では、h 法及び p 法の 2 つの汎用 FEM 構造解析ソフトウェアの採用し、それぞれの特長を生かして適応した。Pro/ENGINEER Mechanical は、p 法をさらに発展させたアダプティブ p 法と呼ばれる手法を採用している。計算の初めから高次多項式を適応するのではなく、要素毎に低い次数から徐々に次数を上げて、次数に対する応答量の変化が小さくなるまで反復計算を行う。この方法では、形状が複雑な場合でも解の精度を向上させながら、計算時間の短縮を行うことができる。MSC.Marc は、h 法を採用しているために要素作成に注意が必要であるが、定常・非定常の熱伝導解析、摩擦を含む接触解析、非線形材料を同時に考慮できる高い機能を有する。

表 C.1 本研究で使用した FEM 構造解析ソフトウェアとその特徴

| | Pro/ENGINEER Mechanical | MSC.Marc |
|--------|-------------------------|--------------------------|
| ベンダー | PTC Corporation | MSC Software Corporation |
| アルゴリズム | アダプティブ p 法 | h 法 |
| メリット | 複雑な形状でも解の精度が高い | 様々な非線形問題が考慮できる |
| デメリット | 材料非線形が考慮できない | 要素作成のノウハウが必要 |
| 変位・応力 | ✓ | ✓ |
| 定常熱伝導 | ✓ | ✓ |
| 接触 | ✓ (摩擦を含まない) | ✓ (摩擦を含む) |
| 非定常熱伝導 | ✓ | ✓ |
| 材料非線形 | — | ✓ |

ここで有限要素法の理論について簡単に説明し、h法及びp法の違いについて具体的に述べる。有限要素法とは、偏微分方程式で表わされる現象の数理モデルを空間的に離散化することによって代数方程式に置き換えて数値手法で解を求める手法である。ここで、図C.1に示すような2次元の微小弾性変形問題における数理モデルを例にとって考えると、以下に示す8つの関係式と4つの境界条件で表わすことができる。まず、つりあい条件を表わす平衡方程式については次式で表わす。

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} - \bar{X} = 0, \quad \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} - \bar{Y} = 0 \quad (C.1)$$

ここで、 \bar{X}, \bar{Y} はそれぞれx, y軸方向の物体力である。また、ひずみと変位の関係を表わすひずみ適合条件式については次式で表わす。

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}, \quad \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \quad (C.2)$$

また、応力とひずみの関係を表わす材料構成式は次式で表わす。

$$\sigma_x = \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_x + \nu\varepsilon_y), \sigma_y = \frac{E}{1-\nu^2}(\nu\varepsilon_x + \varepsilon_y), \tau_{xy} = \tau_{yx} = G\gamma_{xy} \quad (C.3)$$

ここで、E, G, ν はそれぞれヤング率、せん断弾性定数、ポアソン比である。

また、力学的境界条件は、弾性体の境界 S_σ 上で単位面積当たりの表面力 (\bar{T}_x, \bar{T}_y) が与られているとき、境界上で次式が成立する。

$$\sigma_x l + \tau_{yx} m = \bar{T}_x, \quad \tau_{xy} l + \sigma_y m = \bar{T}_y \quad (C.4)$$

ここで、 l, m は境界における法線ベクトルの方向余弦である。また、幾何学的境界条件は、境界 S_u 上で変位が拘束されているとき、その変位は次式のように一定値となる。

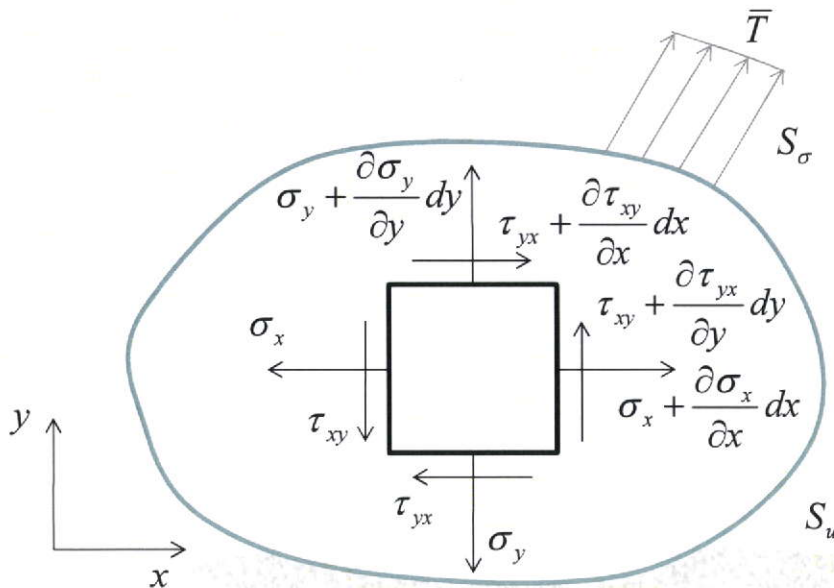


図 C.1 2次元微小弾性変形問題：解析領域とつりあいの関係

$$u = \bar{u}, \quad v = \bar{v} \quad (\text{C.5})$$

以上の関係式から、変位(u, v)、ひずみ($\varepsilon_x, \varepsilon_y, \gamma_{xy}$) および応力($\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$) の 8 個の成分を求める。

一方、偏微分方程式の未知数である変位(u, v)は境界条件や材料定数、解析領域から定まる関数である。有限要素法では、解析領域を空間的に離散化して各要素内の変位分布を近似する関数(\hat{u}, \hat{v})を仮定する。h 法では、1次あるいは2次の関数で要素内の変位関数を近似する。ここで、最も簡単な1次関数を考えると、要素内の変位分布は次式で表わされる。

$$\hat{u} = a_0 + a_1x + a_2y, \quad \hat{v} = b_0 + b_1x + b_2y \quad (\text{C.6})$$

この場合、ひずみ適合条件式(C.2) から要素内のひずみは一定であり、その結果、要素内の応力も一定となる。したがって、応力集中部など応力変化の激しい場所を精度よく解析するためには細かい要素分割が必要となる。

一方、p 法では要素内の変位を高次の多項式 (9 次まで) で近似する。p は polynomial (多項式) を意味する。そのため、応力が大きく変化する場所でもひとつの要素で内部の応力状態を高精度で求めることができる。

謝辞

本研究は、著者がパナソニック株式会社にて行った研究成果と、社会人として静岡大学大学院自然科学系教育部環境・エネルギーシステム専攻博士課程に在学中に行った研究成果をまとめたものである。本論文の作成にあたり、終始適切丁寧なご指導、ご鞭撻を賜りました静岡大学工学部長 同専攻教授・柳沢正先生、同専攻教授・福田充宏先生に深く感謝の意を表します。

本論文の審査にあたり、同専攻教授・中山顕先生、同専攻教授・東郷敬一郎先生、情報科学専攻教授・三浦憲二郎先生から有益なご教授並びにご助言をいただき、深く感謝の意を表します。

本論文の遂行にあたり、社会人として大学に在学することを認めていただいたパナソニック株式会社ホームアプライアンス社 技術本部 基幹技術開発センター 機構開発グループ グループマネージャ・澤井清氏、同社 副社長・石王治之氏、同社 エアコンデバイスビジネスユニット長・山本修一氏、同社 技術本部 アプライアンス開発センター所長・新正廣氏に深く感謝の意を表します。また、終始暖かいご支援、ご指導を賜りました同社 技術本部 アプライアンス開発センター デバイス開発グループ グループマネージャ・森本敬氏、同社 技術本部 アプライアンス開発センター デバイス開発グループ デバイス第1チーム チームリーダー・作田淳氏に深く感謝の意を表します。

本研究の遂行に係る実験、数値計算、論文作成に当たり、下記の方々に多大な協力と有益なご助言を戴きました。この場を借りて深く感謝の意を表します。

二上義幸氏、河野博之氏、池田明氏、吉田裕文氏、中井啓晶氏、大野竜一氏、
福原弘之氏、村上秀樹氏、松井大氏、和田賢宣氏、塩谷優氏、小須田修氏、
十佐近貴典氏、

エアコンデバイスビジネスユニット エンジニアリンググループの皆様、
エアコンデバイスビジネスユニット マニファクチャリングサポートグループ
量産開発チーム コンプレッサー量産実証セクションの皆様

終わりに臨み、妻や子ども、両親など、私を励まし応援してくださった全ての皆様に深く感謝いたします。

論文目録

A 学術雑誌論文及び国際会議録論文

(学術雑誌論文)

1. 鷗田晃, 澤井清, 森本敬, 村上秀樹: CO₂ 冷媒対応スクロール圧縮機における変形コントロール, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.27, No.1 (2010年3月掲載決定).
2. Hiwata, A., Ikeda, A., Morimoto, T., Kosuda, O., Matsui, M.: Axial and Radial Force Control for a CO₂ Scroll Expander, International Journal of HVAC&R RESEARCH, Vol.15, No.4, pp.759-770(2009).

(国際会議録論文)

3. Hiwata, A., Ikeda, A., Morimoto, T., Kosuda, O., Matsui, M.: Axial and Radial Force Control for CO₂ Scroll Expander, Proceedings of 19th International Compressor Engineering Conference at Purdue, 1104, pp.1-7 (2008).
4. Hiwata, A., Futagami, Y., Morimoto, T., Murakami, H., Ishii, N.: Deformation Control of Scroll Compressor for CO₂ Refrigerant, Proceedings of 18th International Compressor Engineering Conference at Purdue, C140, pp.1-7 (2006).
5. Hiwata, A., Futagami, Y., Morimoto, T., Ishii, N.: New Thrust Bearing Groove to Control the Overturning for CO₂ Scroll Compressor without Accumulators, Proceedings of 17th International Compressor Engineering Conference at Purdue, C078, pp.1-8 (2004).
6. Hiwata, A., Iida, N., Futagami, Y., Sawai, K.: Performance Investigation with Oil-injection to Compression Chambers on CO₂-scroll Compressor, Proceedings of 16th International Compressor Engineering Conference at Purdue, C18-4, pp.1-8 (2002).

B 学位論文内容に関わる論文 (未発表論文も含む)

1. 鷗田晃, 澤井清, 作田淳, 森本敬, 福田充宏, 柳沢正: CO₂ 冷媒対応スクロール圧縮機におけるラップ間に作用する押接力に関する研究, 日本冷凍空調学会論文集, (2009年9月原稿受付) .
2. 鷗田晃, 二上義幸, 森本敬, 澤井清, 村上秀樹: CO₂ 冷媒対応スクロール圧縮機における歪みコントロール, 日本冷凍空調学会講演論文, C302 (2005).
3. 鷗田晃, 二上義幸, 森本敬, 飯田登, 澤井清: CO₂ スクロール圧縮機における旋回スクロール運動安定性の向上検討, 日本機械学会動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文, No.04-2, pp.443-448 (2004).
4. 鷗田晃, 二上義幸, 森本敬, 飯田登, 澤井清, 饗場靖: アキュムレータレス CO₂ スクロール圧縮機の開発, 環境と新冷媒国際シンポジウム, pp.216-221(2004) .

C その他の論文

1. 澤井清, 鵜田晃, 二上義幸, 飯田登, 森本敬, 石井徳章: CO₂ スクロール圧縮機の圧縮室への給油に関する実験的研究, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.26, No.4(2009年12月掲載決定).
2. 澤井清, 鵜田晃, 作田淳, 飯田登, 森本敬, 石井徳章: 空調用 R410A スクロール圧縮機の高効率化に関する実験的研究—第2報:圧縮室へのオイル供給方式の変更による高効率化の研究—, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.26, No.4(2009年12月掲載決定).
3. 澤井清, 作田淳, 飯田登, 鵜田晃, 森本敬, 石井徳章: 空調用 R410A スクロール圧縮機の高効率化に関する実験的研究—第1報:圧縮室へのオイル供給量が性能に及ぼす影響の検討—, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.24, No.3, pp.265-272 (2007).
4. Hiwata, A., Lida, N., Sawai, K.: A study of cycle performance improvement with expander – compressor in air-conditioning systems, IMechE Conference Transactions of International Conference on Compressors and Their Systems, pp.339-117(2003).
5. Sakuda, A., Sawai, K., Lida, N., Hiwata, A., Morimoto, T., Ishii, N. : Performance improvement of scroll compressor with new sealing-oil supply mechanism, IMechE Conference Transactions of International Conference on Compressors and Their Systems, pp.465-474(2001).

D 口頭発表など

1. 鵜田晃: CO₂ ヒートポンプ向けスクロール圧縮機の研究開発, 日本混相流学会研究分科会講演, 工学院大学(2009).
2. 鵜田晃, 池田明, 森本敬, 小須田修, 松井大: CO₂ スクロール膨張機における軸方向及び径方向の力コントロール, 環境と新冷媒国際シンポジウム, pp.261-270(2008).
3. 鵜田晃: 超臨界二酸化炭素冷媒を用いるヒートポンプシステム, 化学工学会超臨界流体部会第七回サマースクール(2008).
4. 鵜田晃: 超臨界二酸化炭素を冷媒として用いるヒートポンプ給湯システム, 超臨界流体技術の開発と応用, シーエムシー出版, pp.255-263(2008).
5. 鵜田晃: アキュームレータレス CO₂ スクロール圧縮機の開発, カーエアコン新冷媒技術について—地球温暖化防止最新技術動向—, 社団法人自動車技術会, No.02-05, pp.31-35(2005).