

スクロール圧縮機における巡回スクロールの力学的挙動解析*
(自転運動の解析)森 達志*¹, 柳 沢 正*²
清 水 孝*², 田 上 浩 樹*³An Analytical Study on the Kinematics
of Orbiting Scroll in Scroll Compressors
(Analysis of Self-rotational Motion)Tatsushi MORI, Tadashi YANAGISAWA,
Takashi SHIMIZU and Hiroki TAGAMI

Occurrence of periodic self-rotation of an orbiting scroll in scroll compressors having orbital mechanisms composed of a ball coupling and an eccentric bushing was indicated in our previous paper. This paper investigated successively the self-rotational motion of the orbiting scroll in detail. Complex motion of the orbiting scroll and the eccentric bushing was analyzed theoretically based on equations of motion about them. The motion was also measured experimentally with an optical method by changing operating pressure and magnitude of clearance at the ball coupling of the compressor. As a result, positive and negative self-rotation of the orbiting scroll during one revolution of the compressor was clearly demonstrated and the tendency was supported by the theoretical analysis.

Key Words: Compressor, Rotary Machinery, Air Conditioning, Scroll Compressor, Orbiting Scroll, Ball Coupling, Eccentric Bushing, Equation of Motion

1. 緒 言

車両空調用のスクロール圧縮機では、機械の小形化と高性能化のために、ボール継手機構と従動クランク機構が用いられており、圧縮機性能の解析にあたり、運転中に生じる巡回スクロール歯形の自転(固定歯形との位相角が π からずれる)現象を考慮することが必要である。既報⁽¹⁾において、巡回歯形に作用する固定歯形との接触荷重を解析することにより、巡回歯形に自転の生じる可能性があることを明らかにし、その範囲を示した。さらに、大気中で圧縮機を運転して巡回歯形の自転挙動の測定を行い、実際の運転中に巡回歯形に自転が生じていることを確認し、力学的解析の妥当性を示した。しかし、巡回歯形の自転が圧縮機内部の漏れなどの性能に及ぼす影響を検討するためには、巡回歯形の詳細な自転挙動を解明する必要がある。そこで本報では、巡回歯形および偏心プシュの過渡的自転状態における運動方程式を導き、それを解くことにより、巡回歯形の自転角度の変動を見積もった。また、

実際に圧縮機を運転し、光学的手法により巡回歯形のより詳細な自転角度の測定を行った。さらに、実験結果と解析結果との比較を行い、巡回歯形の運動解析の妥当性を検討した。

2. 巡回歯形の運動解析

既報⁽¹⁾では、巡回歯形と固定歯形の間に作用する接触力の解析を行い、その接触力の正負によって巡回歯形の自転の可能性を判断して自転の範囲を明示した。本報ではそれに引き続いて、巡回歯形の慣性を考慮して、過渡的な自転挙動を詳細に解析する。具体的には、巡回歯形重心に関する運動方程式を導き、プシュ系重心の運動方程式と連立させて解き、巡回歯形の自転角度を求める。

2・1 巡回歯形の運動方程式 図1(a)は、巡回歯形が自転している状態を誇張して示したものであり、巡回歯形壁と固定歯形壁は一方では接触しているが、他方では接触していない。ここで、Oは駆動軸中心、O'は巡回歯形の駆動中心、cは巡回歯形の重心を示す。また、巡回歯形に働く力として、 F_p はガス圧縮力(二つの歯形の基礎円中心の midpoint 位置において巡回歯形に作用)、 F_o は巡回歯形の駆動中心O'に作用するプシュからの駆動力、 F_c は巡回歯形の重心に作用する遠心

* 原稿受付 平成6年4月25日。

*¹ 正員, 静岡大学大学院 (〒432 浜松市城北3-5-1) [(株)豊田自動織機製作所 (〒448 刈谷市豊田町2-1)]。*² 正員, 静岡大学工学部。*³ 静岡大学大学院。

力, F は固定歯形壁との接触力である。なお, 旋回歯形重心にはコリオリの力も働くが, 他の力と比べて非常に小さいため無視する。このとき, 旋回歯形重心 c の並進運動方程式および重心まわりの回転運動方程式は, 旋回歯形の質量を m_o , 重心まわりの慣性モーメントを I_o , また力 F_p, F_o, F の作用点の旋回歯形重心に対する位置ベクトルを r_{op}, r_{oo}, r_o として以下のように表される。

$$m_o \ddot{\delta}_{oc} = F_p + F_o + F_c + F \dots\dots\dots (1)$$

$$I_o \ddot{\epsilon} = r_{op} \times F_p + r_{oo} \times F_o + r_o \times F \dots\dots\dots (2)$$

上式において, ϵ は旋回歯形の自転角度ベクトルであり, 自動方向に右ねじをまわしたときにねじが進む方向ならびに向きを持っている。また, δ_{oc} は, 旋回歯形の自転に伴う重心 c の変位ベクトルであり, 両者の関係は図 1(b) の模式的な関係より次式で表される。

$$\delta_{oc} = \delta_o + \epsilon \times R_g \dots\dots\dots (3)$$

ここに R_g は旋回歯形の駆動中心 O' から見た重心 c の位置を表すベクトル ($\overline{O'c}$), δ_o は自転に伴う駆動中心 O' の変位である。

2.2 プシュ部の運動方程式 図 2(a) に, 旋回歯形を駆動するプシュが受ける力を示す。ここで, O は

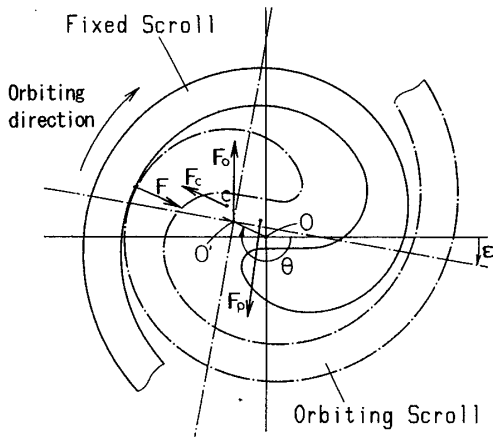
プシュを駆動する軸の中心, O' はプシュ中心(旋回歯形の駆動中心), e は軸の偏心ピン中心, g は釣合いおもりを含むプシュ系全体の重心を示し, $-F_o$ はプシュが旋回歯形を駆動する力の反力, F_e は偏心ピンより受ける軸からの駆動力, F_{bc} はプシュ系の遠心力とする。このとき, プシュ系重心 g の並進運動方程式および重心まわりの回転運動方程式は, プシュ系の質量を m_{bc} , プシュ系の重心まわりの慣性モーメントを I_{bc} , また力 $-F_o, F_e$ の作用点のプシュ重心に対する位置ベクトルを r_{go}, r_{ge} として以下のように表される。

$$m_{bc} \ddot{\delta}_b = -F_o + F_e + F_{bc} \dots\dots\dots (4)$$

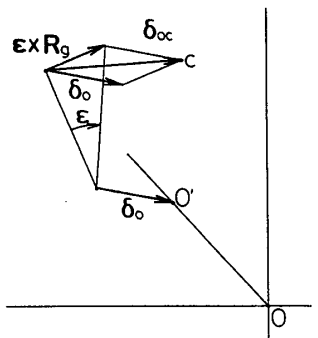
$$I_{bc} \ddot{\epsilon}_b = -r_{go} \times F_o + r_{ge} \times F_e \dots\dots\dots (5)$$

ここに, ϵ_b は旋回歯形が角度 ϵ だけ自転したことに伴う偏心ピン中心 e まわりのプシュの回転変位ベクトルであり, 回転方向に右ねじをまわしたときにねじが進む方向ならびに向きを持っている, また δ_b はそのときのプシュ系重心 g の変位ベクトルであり, 両者の関係は模式的に図 2(b) で示される。このとき, δ_b と ϵ_b の関係は式(6)で表され, また, プシュ中心すなわち旋回歯形の駆動中心 O' の変位 δ_o と ϵ_b の関係は式(7)で表される。

$$\delta_b = -\epsilon_b \times r_{eg} \dots\dots\dots (6)$$

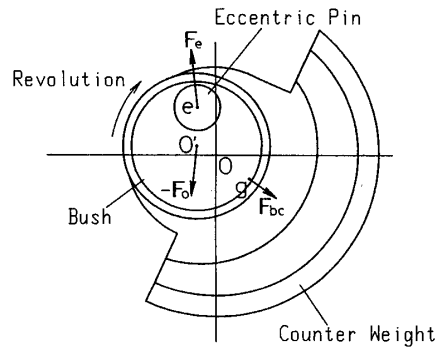


(a) 作用する力

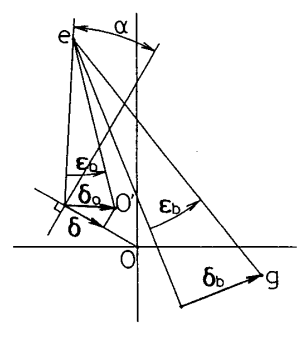


(b) 重心の変位

図 1 旋回歯形に作用する力と重心の変位



(a) 作用する力



(b) 重心の変位

図 2 プシュ系に作用する力と重心の変位

$$\delta_o = -\epsilon_b \times L_e \dots\dots\dots (7)$$

ここに、 L_e は偏心ピン中心 e から見た O' の位置を表すベクトル、 r_{eg} は e から見た g の位置を表すベクトルである。なお、プッシュ中心の変位 δ_o と巡回半径の変化量 δ の関係は、偏心ピンの押しつけ角 α を用いて次式で近似できる。

$$\delta = \delta_o \cos \alpha \dots\dots\dots (8)$$

2.3 反転時の挙動 巡回歯形が自轉變位状態から、もとの正常な接触状態(位相角 π の状態)に戻ろうとした場合、戻るときの慣性により、そのまま反対側まで自転することが予想される。そのとき、図3に示すように巡回歯形壁の新たな接触部およびプッシュ駆動部において撃力 \bar{F} および \bar{F}_o が発生し、巡回歯形の自転速度が変化する。したがって、衝突直前の重心速度 δ'_{oc} および回転角速度 ϵ' に対して、衝突直後のそれぞれの値を δ_{oc} および ϵ とすると、以下の関係式が成り立つ。

$$m_o(\delta'_{oc} - \delta_{oc}) = \bar{F}_o + \bar{F} \dots\dots\dots (9)$$

$$I_o(\epsilon' - \epsilon) = r_{oo} \times \bar{F}_o + r_o \times \bar{F} \dots\dots\dots (10)$$

一方、プッシュ部においては、図4に示すように巡回歯形から $-\bar{F}_o$ 、偏心ピンから \bar{F}_e の撃力を受ける。したがって、衝突の直前直後の速度 δ_b 、 δ'_b および角速

度 ϵ_b 、 ϵ'_b の関係は以下の式で与えられる。

$$m_{oc}(\delta'_b - \delta_b) = -\bar{F}_o + \bar{F}_e \dots\dots\dots (11)$$

$$I_{bc}(\epsilon'_b - \epsilon_b) = -r_{go} \times \bar{F}_o + r_{ge} \times \bar{F}_e \dots\dots\dots (12)$$

2.4 巡回歯形の自転と巡回半径の関係 巡回歯形が自転することなく、理想的な位相角 π を保って固定歯形と組み合わされている場合には、巡回歯形は、基礎円の半径と歯形の厚さによって決定されている理想的な巡回半径で巡回運動を行うことができる。しかし、巡回歯形がいくらかでも自轉變位した場合には、歯形の干渉が起こり、巡回歯形はもはや理想的な巡回半径で運動することはできず、必ずそれよりも小さな半径で巡回運動を行わなければならない⁽²⁾。今、歯形の基本形状が円のインボリュート曲線から成り、中心部のみ二つの円弧とその接線で構成される歯形を対象とすると、固定歯形と巡回歯形の組合せ時における巡回歯形の自転角度 ϵ と巡回半径の縮小量 δ との関係は、文献(3)、(4)により以下のように近似して与えられる(図5)。

- 両歯形の接触点がインボリュート部にある場合
巡回方向に自転する場合

$$\delta = \epsilon\{A - R_d \sin(\theta_d - \theta)\} \dots\dots\dots (13\cdot a)$$

- 反巡回方向に自転する場合

$$\delta = -\epsilon\{A + R_d \sin(\theta_d - \theta)\} \dots\dots\dots (13\cdot b)$$

- 両歯形の接触点が先端円弧部にある場合
巡回方向に自転する場合

$$\delta = \epsilon L_{ei} |\sin(\theta_{ei} - \theta)| \dots\dots\dots (13\cdot c)$$

- 反巡回方向に自転する場合

$$\delta = -\epsilon L_{eo} |\sin(\theta_{eo} - \theta)| \dots\dots\dots (13\cdot d)$$

ここで、 A はインボリュートの基礎円半径である。また、図5に示すように、 R_d と θ_d 、 L_{eo} と θ_{eo} 、および L_{ei} と θ_{ei} はそれぞれ、駆動中心 O に対する基礎円中心 O_s 、固定歯形の外壁側円弧中心 C_o 、および内壁

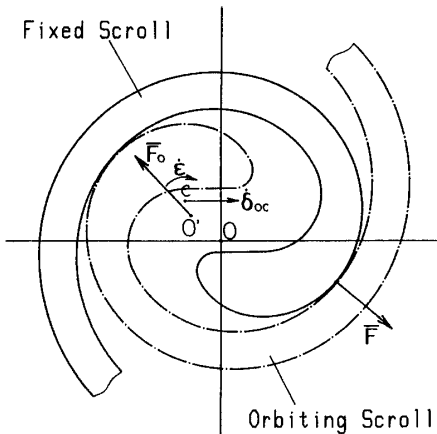


図3 巡回歯形の反転時に作用する撃力

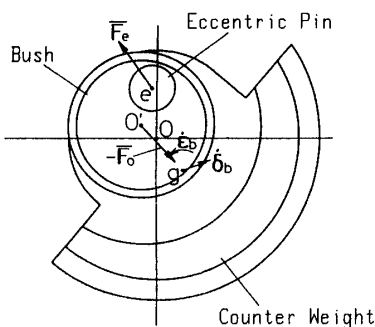


図4 巡回歯形の反転時にプッシュに作用する撃力

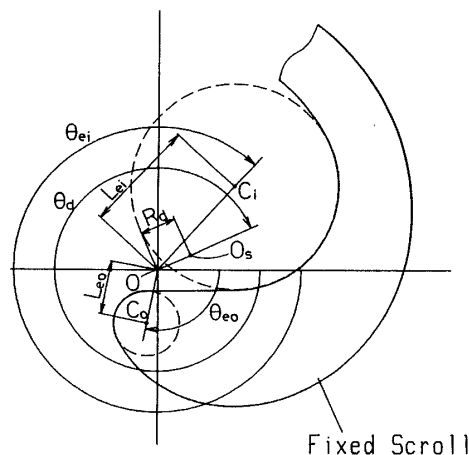


図5 歯形の形状

側円弧中心 C_i の位置(距離と角度)を表す。

2.5 自転挙動の計算方法 旋回歯形の自転挙動は以下のようにして求める。まず、既報⁽¹⁾に示した歯形接触力の解析において旋回歯形と固定歯形との接触力 F_1 , F_2 を求め、そのどちらかが負になった場合に、本報の運動解析の式を適用する。具体的には、運動方程式とそれらに関連する式、すなわち式(1)~(8)および式(13)を連立して自転角度の変化を求める。このとき、最大の自転角度はボール継手部でのクリアランスに相当する角度まで許容されるものとする。さらに、自転状態からもとの状態に戻り、慣性によりそのまま反対側へ自転する場合には、本報での撃力を考慮した解析を適用する。すなわち、式(3), (6)~(13)を連立して反転時の速度変化を求める。その後再び運動解析の式を適用して自転角度を求める。なお、本解析において、漏れによるガス圧縮力の変化や各しゅう動部での摩擦力は考慮していない。

3. 実験

図6に、旋回歯形の自転挙動を測定するための実験装置を示す。既報⁽¹⁾での実験においては、旋回歯形底板から半径方向に突出させた角度識別棒の傾きを読み取ることにより旋回歯形の自転状態を計測確認したが、その測定結果から自転角度を正確に読み取ることは非常に困難であった。そこで、本報では光学的手法により自転角度をより詳細に読み取ることを試みた。具体的には、旋回歯形側壁に取付けた鏡に光を当て、その反射光の変位により旋回歯形の自転を求めようとするものである。図6において、光源より照射されたビーム光はスリット板および圧縮機ケーシングの開口部を通り、旋回歯形壁面に取付けられた鏡に当たる。鏡で反射した光はスリット板上に写るので、その像を高速ビデオカメラで撮影し、反射光の位置を解析することにより、旋回歯形の自転角度が判別される。こ

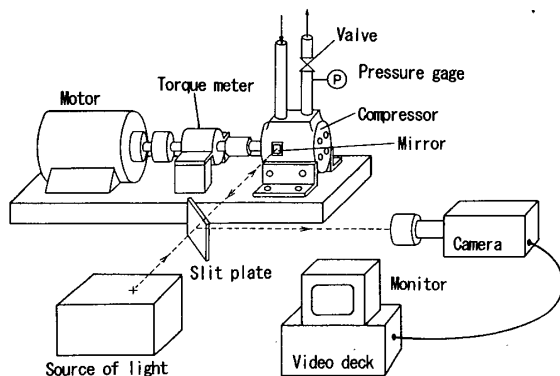


図6 実験装置

で、自転角度は以下のようにして求められる。図7は、旋回歯形に取付けられた鏡により反射した光が、スリット板に返るようすを示したものである。旋回歯形の自転がない場合(自転角度 $\epsilon=0$)、鏡は入射光と絶えず垂直を保ちながら旋回半径 R_s で回転運動するので、反射光は入射光に重って戻ってくる。しかし、旋回歯形すなわち鏡が ϵ だけ自転した状態で旋回している場合は、反射光は旋回歯形の自転角度 ϵ の2倍の角度をもって返る。したがって、スリット板上の光の変位 H と自転角度 ϵ の関係は幾何学的な関係より、次式で与えられる。

$$\frac{H}{L_s + R_s(1 - \cos \theta - \sin \theta \cdot \tan \epsilon)} = \tan(2\epsilon) \quad \dots\dots\dots (14)$$

ここで、 θ は旋回歯形の旋回角度、 L_s は旋回角度が零のときの、鏡とスリット板との距離である。高速ビデオ画像の解析により H を読み取れば、そのときの自転角度 ϵ が式(14)より求められる。

なお、本報で使用したスクロール圧縮機は、既報⁽¹⁾と同じ仕様のものであり、シェル胴径118 mm、閉込み容積68.8 ccである。また、本報の実験においても、既報の場合と同様に供試圧縮機を大気中にて空気圧縮機として運転し、ボール部のクリアランス、吐出し圧力を変えて旋回歯形の自転挙動を測定した。

4. 結果とその考察

4.1 旋回歯形の自転の測定結果 図8に、実験により測定された旋回歯形の自転角度と旋回角度の関係を示す。図8(a)は既報⁽¹⁾での実験結果(旋回歯形に取付けた識別棒の傾きを読むことにより自転角度を測定)との比較、図8(b)は既報⁽¹⁾での解析結果(歯形接触力の正負により自転の有無の決定)との比較を表している。実験条件は、吐出しゲージ圧力 $P_a=392$ kPa {4 kgf/cm²}、圧縮機回転数1000 rpm、ボール部のクリアランス $\delta_c=0.2$ mmである。図8(a)において、本

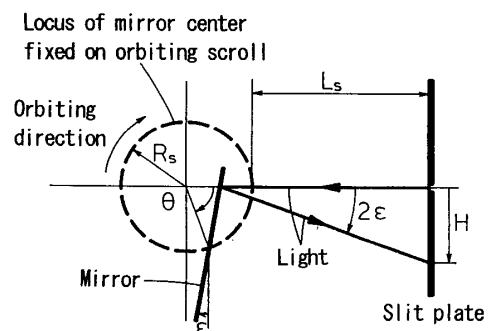
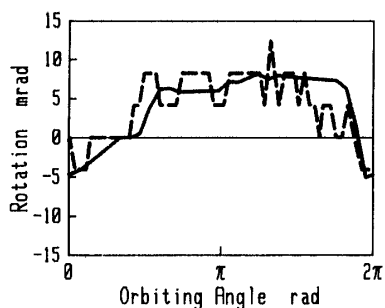


図7 自転角度の測定原理

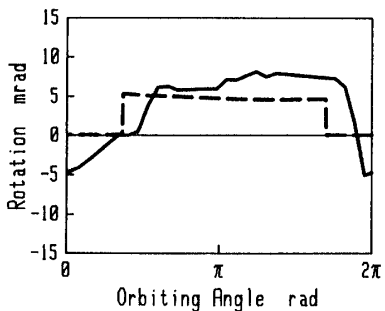
報の実験結果(実線)と既報の実験結果(破線)とは、全体的には同様の变化傾向にあるが、細部においては、本報の結果のほうがばらつきの少ない良好な結果を示している。その理由は、本報では光学的手法により角度変位の拡大を試み、測定精度の向上を図っているからである。また、この結果より巡回歯形の自転は、一回転中の広い範囲にわたって正方向(巡回方向)へ起こっており、負方向(反巡回方向)への自転も起こっていることが認められる。一方、図8(b)においては、本報で測定された巡回歯形の自転は、既報の解析結果に比べて遅れて生じていることがわかる。以上のことより、巡回歯形の自転挙動の解析には、既報に示した歯形の接触力のみに基づいた解析では不十分であり、巡回歯形およびプッシュ系の慣性を考慮した動的挙動解析の必要性が示唆される。

4.2 自転の実験結果と解析結果との比較 図9にボール部のクリアランス δ_c および吐出しゲージ圧力 P_d を変えて行った本報での実験結果(実線)および解析結果(一点鎖線)の比較を示す。ここで図9(a)および図9(b)は $\delta_c=0.2$ mm, $P_d=392$ kPa および 588 kPa での結果であり、図9(c)および図9(d)は $\delta_c=0.4$ mm, $P_d=392$ および 588 kPa での結果である。図

9(a)の場合には、解析結果と実験結果と比較すると、両者の自転が生じていく過程はほぼ一致しており、一回転中の広い範囲において正方向への自転が生じている。さらに、慣性による負方向への自転も生じており、運動解析の有用性が認められる。しかし、図9(b)のように吐出し圧力 $P_d=588$ kPa と図9(a)の場合より

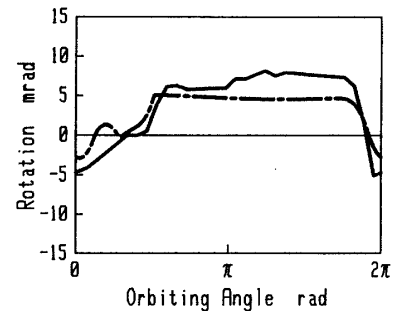


(a) 本報の実験結果(実線)と既報⁽¹⁾の実験結果(破線)との比較

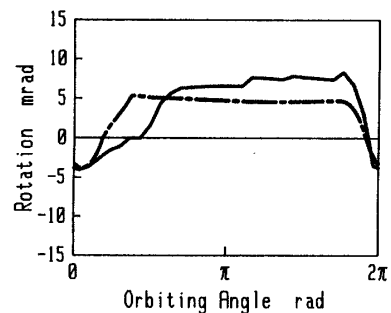


(b) 本報の実験結果(実線)と既報⁽¹⁾の解析結果(破線)との比較

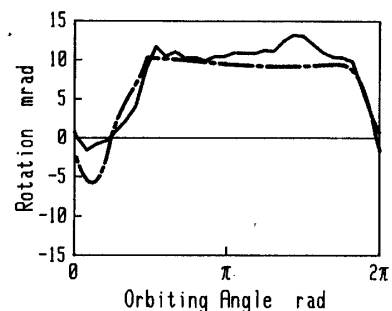
図8 本報の実験結果と既報⁽¹⁾の結果との比較 ($P_d=392$ kPa, $\delta_c=0.2$ mm)



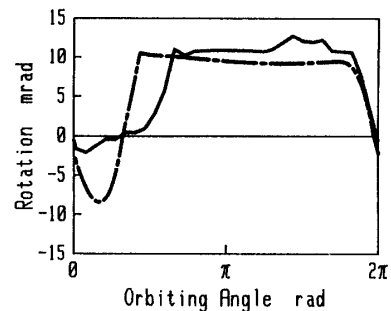
(a) $P_d=392$ kPa, $\delta_c=0.2$ mm



(b) $P_d=588$ kPa, $\delta_c=0.2$ mm



(c) $P_d=392$ kPa, $\delta_c=0.4$ mm



(d) $P_d=588$ kPa, $\delta_c=0.4$ mm

図9 実験結果(実線)と解析結果(一点鎖線)の比較

も増加すると、正方向への自転が生じていく過程は解析結果のほうが実験結果より早くなっている。また、図9(c), (d)のようにボール部のクリアランスが $\delta_c = 0.4 \text{ mm}$ と大きい場合には、解析結果では正方向へ自転している状態からもとに戻ろうとする慣性による負方向への自転が、実験結果より大きく現れている。以上のように、実験結果と解析結果とに差が生じてくる理由は、解析において漏れの影響を無視したためであり、吐出し圧力やボール部のクリアランスの増加とともに、歯形間の漏れ量が増加して圧縮室内圧力が理想的な状態から変化したためと考えられる。また、正方向への自転最大角度に関して、 δ_c の増加とともに実験、解析ともに自転角度が大きくなっていく傾向は一致しているが、実験値のほうがより大きく現れる傾向にあり、ボール部に当たってからの自転解析が必要であると考えられる。しかし、正方向へ自転していた後、もとに戻ろうとする過程はどの条件においても実験結果と解析結果とはよく一致しており、旋回歯形およびプッシュ系の運動方程式に基づいた自転解析は、旋回歯形の挙動を予測するうえで妥当であることがわかる。ところで、正方向の自転状態からもとの状態に戻り始める旋回角度に注目すると、どの条件においても、 $\theta = 1.8 \sim 1.9\pi [\text{rad}]$ 程度となっている。これは、本研究に用いた歯形では、圧縮機胴径の縮小を図るため、図5に示したように駆動中心Oに対して固定歯形の基礎円中心 O_s が、 $\theta_d = 1.87\pi [\text{rad}]$ 方向に $R_d (= R_s/2)$ だけずれており、旋回歯形の旋回角度がその角度に近づくと、正方向への自転の主要因であるガス圧縮力 F_p のモーメントが減少してくるからである。なお、参考として駆動中心Oと基礎円中心 O_s のずれがない場合について解析すると、旋回歯形はつねに正方向へ自転しているという結果が得られ、図9に示したような正負にわたる自転挙動は、Oと O_s が一致していないこ

とが一因であることが確かめられている。また、上述のO、 O_s の一致度と自転挙動との関係は、プッシュ押しつけ角 α によっても変化することが解析により確かめられている。

5. 結 言

ボール継手と従動クランク機構を有するスクロール圧縮機に関して、本報では、旋回歯形およびプッシュ系の運動方程式を立て、それらを連立して解くことにより旋回歯形の自転角度の過渡的な変化を解析した。また、光学的手法により圧縮機運転中の旋回歯形の自転角度の測定を行い、既報⁽¹⁾の実験結果に比べてより詳細な結果を得ることができた。すなわち、旋回歯形の自転は一回転中の広い範囲にわたって正方向へ起こっており、さらに、旋回歯形がもとの正常な状態に戻ろうとする場合に、慣性により反対側への自転が生じることも認められた。また本報の解析結果は、自転が生じていく過程が、歯形の接触力のみによって自転状態を判断した既報⁽¹⁾の解析結果に比べ、実際の運転状態で測定された自転現象により近いことが確認できた。しかし、吐出し圧力が大きい場合やボール継手部のクリアランスが大きい場合には、解析結果と実験結果はあまりよい一致を示さなかった。これは、旋回歯形の自転に伴い発生する歯形間すきまにおいて、漏れが生じるためと考えられ、スクロール圧縮機の性能を考察するには、本報で述べた旋回歯形の自転挙動の解析に加えて、自転に伴う歯形間すきままでの漏れを考慮する必要がある。

文 献

- (1) 森・ほか3名, 機論, 60-572, B(1994), 1290.
- (2) 萩本・ほか2名, 空冷講論, (1986-4), 117.
- (3) 森・ほか3名, 冷講論, (1993-11), 89.
- (4) 森・ほか3名, 静大電子科研報, 15(1993), 89.