The University of Osaka
Institutional Knowledge Archive

Title	シールド掘進機の運動特性に関する研究
Author(s)	清水, 賀之
Citation	大阪大学, 1994, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://doi.org/10.11501/3097841
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

https://ir.library.osaka-u.ac.jp/

The University of Osaka

シールド掘進機の運動特性に関する研究

1994年 3 月

清 水 賀 之

目　次

第１章　緒論

1·1　本研究の目的

1·2　従来の研究

1·3　本研究の概要

第２章　シールド掘進機の位置・姿勢制御手法と土中での運動状態

2·1　序言

2·2　シールド掘進機の位置と角度の自動制御手法

2·3　機械に作用する外力

2·4　機械の土中での位置と角度変化運動メカニズムの考察

2·5　結言

第３章　単円形シールド掘進機の運動モデル作成のための模型実験

3·1　序言

3·2　実験装置

3·3　実験方法および実験条件

3·4　実験結果およびその考察

3·5　運動モデル

3·6　結言

第４章　マルチフェイスシールド掘進機の運動モデル作成のための模型実験

4·1　序言

4·2　実験装置

4·3　実験方法および実験条件

4·4　掘削反力に関する実験結果およびその考察

4·5　位置・姿勢変化特性に関する実験結果およびその考察

4·6　運動モデル

4·7　結言

第５章　中折式シールド掘進機の運動モデル作成のための模型実験

5･1　序言

5･2　実験装置

5･3　実験方法および実験条件

5･4　実験結果およびその考察

5･5　運動モデル

5･6　結言

第６章　実機データの解析による運動モデルの検証

6･1　序言

6･2　単円形シールド掘進機の場合

6･3　マルチフェイスシールド掘進機の場合

6･4　中折式シールド掘進機の場合

6･5　結言

第７章　制御系の設計

7･1　序言

7･2　制御系の概要

7･3　１入力２出力系（単円形シールド掘進機）の場合

7･4　２入力３出力系（中折式シールド掘進機）の場合

7･5　１入力３出力系（中折式シールド掘進機）の場合

7･6　結言

第８章　制御システムの実証実験

8･1　序言

8･2　制御システムの概要

8･3　工事現場の概要

8･4　実証結果およびその考察

8･5　結言

第９章　結論

参考文献

謝辞

第１章　緒　論

１・１　本研究の目的

シールド掘進機（写真1･1）は、都市部地下の地下鉄、下水道、電力・通信用共同溝などのトンネルを建設する機械である。近年都市部での土地利用の高度化にともない、地下空間の開発がますます進んでいる。特に、地下鉄工事や下水道工事などの最近のトンネル施工は、長距離化、大深度化、大断面化の傾向にあり、その施工精度の向上と施工期間の短縮が望まれている。一方、土木工事、特にトンネル工事は３Ｋ作業と言われ、労働力の確保が困難であり、なかでも熟練労働者の不足は深刻な問題となっている。これらの課題を解決するため、シールド工法の自動化技術や、効率的にトンネル断面を掘削するマルチフェイスシールド掘進機に代表される掘削断面が円形以外の形状をした新しいシールド掘進機の開発がさかんに行われている[1]。

シールド掘進機を施工計画線どおりに自動運転する試みは自動化技術のうちの一つである。そのためにはレーザ、ジャイロ、傾斜計などの計測機器を用いてシールド掘進機の位置および角度をリアルタイムで検出し、その値をもとに機械後部の外周部に取り付けられた数十本の推進用油圧シリンダを適切に作動させ旋回モーメントを発生させることにより、その位置および角度を制御する必要がある。

写真1･1　シールド掘進機

従来、シールド掘進機の位置・姿勢制御技術については、手動運転時のオペレータの運転技術として経験的に扱ったものや、ファジイ制御のようにはじめから制御対象は数式モデルであらわすことができないものとして考えているものが多く[2][3]、制御対象であるシールド掘進機の土中での運動を動特性としてあらわし、それを同定し制御系の設計を行っているものは数少ない。

また一方では、トンネル施工を効率的に行いかつトンネル断面を有効利用するために、多円形シールド掘進機や矩形断面シールド掘進機に代表される掘削断面が円形以外の異形断面シールド掘進機が開発されたり[4][5]、急曲線トンネルを建設するための中折式シールド掘進機が使用されている。

マルチフェイスシールド掘進機は多円形シールド掘進機の中の一つで、初めて実施工で使用された機械である[4]。その特徴は、左右あるいは上下に複数の掘削面板を持ち、実際に利用する断面を効率的かつ経済的に掘削できることである。たとえばマルチフェイスシールド掘進機では、複線の地下鉄トンネルを建設する場合、単円形シールド掘進機と比べて掘削断面積が約85％で済む。また２本の単円トンネルを建設する場合と比べると、掘削占有幅を小さく抑えることができる。このシールド掘進機の用途としてその他に、掘削面板を３枚連ねて地下鉄駅部のトンネルの建設[6]や、２枚の掘削面板を上下に設けて、幅の狭い道路の地下に往復の地下道路を建設する場合などが検討されている。

また中折式シールド掘進機は、曲率の大きなトンネルの建設に使用される。この機械は、前胴部、後胴部およびこれらを連結し前胴部と後胴部に任意の角度（以下中折角という）をつけるための中折用油圧シリンダを装備している。この機械で曲線のトンネルを掘る場合、旋回する曲率の内側を余分に掘り（余掘りして）、中折角をつけることによって機械の形状をそり状にし、さらに、機械後部外周に取り付けられた推進用油圧シリンダにより旋回モーメントを与えながら旋回していく。近年、建設省の総合技術開発プロジェクト「地下空間の利用技術の開発」のなかの「急曲線、急勾配シールドの設計・施工技術に関する研究」では、地上と地下の道路トンネルを連絡するスパイラル型ランプトンネルなどを中折式シールド掘進機で建設するとして、その施工法や機械の設計法の検討が行われた[7][8]。

しかしこれらの機械は、機械の幾何学的非対称性から発生する外力についての

十分な検討がなされておらず、掘進中の機械の運動のメカニズムがはっきりと解明されていないのが現状である。

例えばマルチフェイスシールド掘進機は、複数の掘削面板を自由に回転させるために、前後にその複数の掘削面板を持ち、その結果、機械に作用する外力に不釣合が生じ掘進中にその位置および角度が変化するおそれがある。また、２枚の掘削面板を上下に配置した縦型マルチフェイスシールド掘進機の場合には、重力の影響などでさらにその不釣合力が大きくなるという問題点がある。

また中折式シールド掘進機の場合には、中折角と余掘りによるそり効果や推進用油圧シリンダによる旋回モーメントなどの操作がどのように機械の旋回性能に影響を及ぼしているのか、いまだその運動のメカニズムがはっきりと解明されていない。さらにまた、中折式シールド掘進機の施工計画線からの位置と角度あるいは旋回性能を制御する自動制御手法も十分に確立されていない。

本研究は、これらシールド掘進機の位置・姿勢制御技術の高度化をはかり、機械の土中における運動特性にもとづく制御アルゴリズムを検討することを目的とする。そのため以下に示す研究を実施した。まずシールド掘進機の中で最も基本となる単円形シールド掘進機について模型実験を行い、制御対象となるシールド掘進機の運動モデルの作成すなわちシールド掘進機の土中における位置・姿勢変化特性の検討を行った(9)～(12)。次にこの単円形シールド掘進機についての検討結果をもとにして、マルチフェイスシールド掘進機と中折式シールド掘進機それぞれについて模型実験を行った(13)～(21)。その中で機械の幾何学的非対称性から発生する外力についてその特性を明らかにするとともに、それぞれの機械の土中における位置・姿勢変化特性を検討し、単円形シールド掘進機の運動モデルを拡張する形でその運動をあらわした。その次に実際の工事現場データを解析することにより、運動モデルの妥当性の確認を行った(14)(18)(22)。さらにこの運動モデルをもとに機械の位置と角度を制御するための制御系を設計し(9)(10)(23)、実際の機械（単円形シールド掘進機）でその制御アルゴリズムの妥当性を検証する実証実験を行った(12)(22)(24)。

１・２　従来の研究

本研究に関係するシールド掘進機の位置・姿勢制御システム、機械に作用する

外力、さらに中折式シールド掘進機、マルチフェイスシールド掘進機について、従来の研究を概説する。

1・2・1　シールド掘進機の位置・姿勢制御に関する研究

シールド掘進機の位置・姿勢制御システム（自動運転システム）の開発はさかんに行われている[1]。しかしながら上述したように、その制御アルゴリズムがオペレータの経験による手法をもとに決められており、機械の運動特性にもとずいて制御系を作成したものは数少ない。さらに制御系を設計するにあたり、その仕様が不明確なものが多い。

たとえば桑原ら[2]は、シールド掘進機の土中での応答を数式モデルであらわすのは難しいとして、ファジィ制御により制御系を設計・作成している。この制御系では、制御量は機械の施工計画線からの位置、位置の変化、角度および角度の変化としている。さらに制御系の設計仕様を熟練オペレータのヒアリングから定め、メンバーシップ関数を求めている。

1・2・2　シールド掘進機に作用する外力に関する研究

吉田ら[25]は、地山の変状をなるべく小さくして施工するための最適な推力を算定する目的で、機械に作用する外力のうちカッタ面板に作用する切羽土圧と周辺摩擦力の検討を行い、砂質土、粘性土それぞれについてそれらの推定式を導出している。

また玉村ら[26]は、実機データを解析することにより機械に作用する周面摩擦力などを求めている。同様に西村ら[27]は、実機データから機械の周面摩擦力を求めており、周面摩擦力が実機の総推力の 70 ないし 90% を占めると述べている。

1・2・3　中折式シールド掘進機に関する研究

急曲線施工に中折式シールド掘進機を使用した工事報告は、種々報告されている。しかしながら、中折式シールド掘進機が曲線を掘進する場合の運動のメカニズムを詳細に検討したものは数少ない。

堀口ら[28]は、中折式シールド掘進機の曲線性能に関して中折角によって発生するそり効果について述べており、その中で機械を曲線内側に向ける旋回モーメ

ント M_f は機械前胴部に作用する地盤反力 q により発生するとして、M_f を式(1・1)で与えている。

$$M_f = D \sin\delta_y \int_0^{l_f} q\ x\ dx \qquad (1\cdot1)$$

ここに、Dは機械の外径、δ_yは中折角、lfは前胴部の長さをあらわす。

1・2・4　マルチフェイスシールド掘進機に関する研究

著者ら[14]は、昭和63年に京葉線、京橋工区で稼働した横型マルチフェイスシールド掘進機の設計・製作に先立ち模型実験を行い、先行、後行両面板に作用する掘削反力の不釣合力を測定し、姿勢変化の検討を行った。この結果は、実機の姿勢変化の傾向と一致した。

また松本ら[29][30]は、マルチフェイスシールド掘進機について、横型、縦型の模型実験を行い、負荷特性、姿勢変化特性について検討している。さらに、横型マルチフェイスシールド掘進機の実機の施工状況について報告しており、その中で機械の姿勢変化特性について述べている。

以上、従来の研究についてまとめると、

・機械の土中での運動特性にもとずいた位置・姿勢制御アルゴリズムを作成したものは少ない。

・機械に作用する外力については、実機データを解析することにより外周部摩擦力や切羽土圧などを推定しているが、角度変化（旋回性能）に関係してくる機械に作用する旋回モーメントについて検討したものは数少ない。

・中折式シールド掘進機の曲線施工時のそり効果によって発生する旋回モーメントは、中折角に比例して大きくなる。また、機械の曲線施工時の運動メカニズムを解明し、さらにその運動特性をもとに位置・姿勢制御アルゴリズムを検討したものは見あたらない。

・マルチフェイスシールド掘進機については、実機の施工前に著者らによって機械の姿勢変化の傾向が把握されている。

1・3　本研究の概要

第２章において、シールド掘進機の位置・姿勢制御手法の概念を示し、機械の土中での運動について、その位置・姿勢変化特性および制御特性をあらわす量の定義と、掘進中に機械に作用する外力を、単円形、マルチフェイスおよび中折式シールド掘進機それぞれについてその違いを示しながらあらわし、次章以降で検討すべき問題点を明らかにした。また、シールド掘進機の土中での運動について定性的に考察した[10][13][18]。

第３章では、単円形シールド掘進機の運動モデル作成のための模型実験の内容について述べる。その結果、単円形シールド掘進機の運動を角度変化運動と位置変化運動に分け、それぞれを線形な数式モデルであらわせることを明らかにした[9]~[12]。

第４章では、マルチフェイスシールド掘進機の運動モデル作成のための模型実験の内容について述べる。この中で、マルチフェイスシールド掘進機の幾何学的な非対称性から発生する不釣合力を明らかにし、この不釣合力が機械の位置や角度を変化させる力となりうることを示した。またこの不釣合力は、機械の運転条件を変えることによりその大きさや方向が変わることを示した。さらにまた、この機械の土中での運動を単円形シールド掘進機の運動モデルを拡張した形であらわせることを確かめた[13]~[17]。

第５章では、中折式シールド掘進機の運動モデル作成のための模型実験の内容について述べる。この中で、中折式シールド掘進機の土中での運動に影響を及ぼすと考えられる種々の因子の効果を明らかにした。さらに、その運動を位置、角度および中折角変化運動のそれぞれに分け、単円形シールド掘進機の運動モデルを拡張した形であらわせることを確かめた[18]~[21]。

第６章は、実機データの解析である。実際の工事現場のデータを解析することにより、第３ないし５章の模型実験で作成した運動モデルの妥当性の確認を行った[14][18][22]。

第７章では、シールド掘進機の位置と角度を制御するための制御系の設計を行った。単円形シールド掘進機と中折式シールド掘進機について、その運動モデルをもとに制御系の設計を行い、シミュレーションによりその最適条件を求めた[9][10][23]。

第８章は、制御システムの実証実験についてである。第７章にて設計した位置

・姿勢制御システムの有効性の確認を行った。作成したシステムの概要を述べるとともに、実証実験の結果を示す。この制御システムは単円形シールド掘進機について、ほぼ望ましい形で機械の土中での運動を制御できることを確認した[12][22][24]。

第９章は結論である。

第２章　シールド掘進機の位置・姿勢制御手法と土中での運動状態[10][13][18]

２・１　序　言

シールド掘進機の位置・姿勢制御技術は、シールド工法の自動化技術のうちの一つである。従来、機械の運転方法については、熟練労働者の経験的なノウハウとして扱われており、機械の位置・姿勢制御システムを作成する上で、シールド掘進機の土中での運動特性を解析し、その運動を動特性として扱い、制御系を設計したものは数少ない。また、近年施工件数が増えてきている多円形シールド掘進機や、中折式シールド掘進機については、制御対象となる機械の位置・姿勢変化特性、すなわち土中での運動メカニズムを検討したものは少ない。

本章では、はじめにシールド掘進機の位置・姿勢制御手法の概念と制御システムの概略を示した。次に制御対象となる機械の位置・姿勢変化特性に関係する掘進中に機械に作用する外力について検討した。最後に、掘進中の機械の土中での運動状態を定性的に考察した。

２・２　シールド掘進機の位置と角度の自動制御手法

図2·1は、シールド掘進機の構造を示したものである[31]。

機械は外部から作用する土圧、水圧などの荷重に対し内部を保護する鋼殻部分

図2·1　シールド掘進機の構造

（機械外周部）と、その保護下にあって前面の切羽部分で掘削を行い、後部で覆工しながら掘進できる機能を有する装置群で構成される。鋼殻部分はスキンプレート（外板）とその補強材からなり、切羽側からフード部、ガーター部、テール部の３つの部分に分けられる。フード部とガーター部は隔壁で仕切られ、フード部内はカッタビットのついたカッタヘッド（掘削面板）で掘削された土砂排出の移動路（チャンバ室）となる。ガーター部内は面板駆動装置、排土装置、推進用油圧シリンダ等の装置を格納する部分である。また、テール部ではテールシールを後端に取り付けて、止水機能をもたせる。またエレクタを備え、主として覆工作業を行う。

シールド工法は、次に示す一連の作業を繰り返しながらトンネルを建設していく。まず、推進用油圧シリンダとセグメント（一次覆工用型枠）との間に掘削推進力を発生させ、機械前部にあるカッタビットの付いた掘削面板を回転させながら地山を掘削し機械を前進させる。推進用油圧シリンダを伸ばし切り掘削を停止した後シリンダを縮め、エレクタによりテール部で新しいセグメントを組み掘進を再開する。

まずはじめに、機械の位置と角度ならびに旋回モーメントを定義する。

図2･2は、単円形シールド掘進機の位置と角度を変化させる状態を示したものである。図に示すように機械の位置と角度を定義する。すなわち、ξ_i、θ_iは、施

図2･2　単円形シールド掘進機の位置・姿勢の変化

工計画線からの機械の位置および角度、M_{ji}は、推進用油圧シリンダにより機械に与える旋回モーメントを示す。なお添字 i は y または p をとり、 y は水平面内を、 p は鉛直面内をあらわす。また z は掘進距離を示す。

また図2·3に、単円形シールド掘進機と同様に、マルチフェイスシールド掘進機の場合を示す。ただし第４章で示すが、マルチフェイスシールド掘進機の場合、機械の面板の回転軸と垂直な面内についての角度の変化特性が、水平面内と鉛直面内で起こる位置・姿勢変化特性と同じメカニズムであると考えられるので、θ_rをさらに定義した。ここに添字 r は面板の回転軸に垂直な面内をあらわす。さらにまたマルチフェイスシールド掘進機の場合には、面板に作用する掘削反力が不釣合力となり機械の角度を変化させる旋回モーメントとなりうるので、さらに面板に作用する掘削反力による旋回モーメントとして M_i(i=y、p、r)を定義した。すなわちξ_i(i=y、p)、θ_i(i=y、p、r)は、施工計画線からの機械の位置および角度を、M_{ji}(i=y、p)は推進用油圧シリンダによる旋回モーメントを、M_i(i=y、p、r)は面板に作用する掘削反力による旋回モーメントを示す。また z は掘進距離を示す。

図2·3　マルチフェイスシールド掘進機の位置・姿勢の変化

図2·4は、中折式シールド掘進機の土中での運動の状態を模式的に示したものである。中折式シールド掘進機の土中での運動の状態は、位置ξ_{im}（i=y、p：また添字 mは bまたは fをとり、bは後胴部を、また fは前胴部を示す。）、角度θ_{im}(i=y、p：m=f、b)および中折角δ_i(i=y、p)によりあらわすことができる。また操作量は、推進用油圧シリンダによる旋回モーメントM_{jib}(i=y、p)および中折用油圧シリンダによるモーメントM_{jif}(i=y、p)である。

図2·4　中折式シールド掘進機の位置・姿勢の変化

図2·5にシールド掘進機を施工計画線どおりに位置・姿勢制御する方法の概念を、単円形シールド掘進機の水平面内の運動を例として示す。シールド掘進機を自動運転するためには、測量システムによりその位置ξ_yおよび角度θ_yをリアルタイムで検出し、その値をもとに機械の後部の外周部に取り付けられた数十本の推進用油圧シリンダを適切にON-OFF操作し、旋回モーメント M_{jy}を発生させることにより、その位置ξ_yおよび角度θ_yを制御する。シールド掘進機の位置ξ_yと角度θ_yが施工計画線からずれている場合、この旋回モーメント M_{jy}の方向や大きさを適切に作用させないと施工計画線から行きすぎてしまったり（図中B）、また逆になかなか施工計画線に戻らないことになる（図中C）。したがって、図に示すように水平面内においてシールド掘進機の位置ξ_yと角度θ_yが施工計画線からず

ξ_y : Position of the machine from the design line
θ_y : Angle of the machine from the design line
M_{jy}: Moment by hydraulic cylinders

図2·5　シールド掘進機の位置と角度の制御手法の概念

れている場合、それを修正するのに、はじめは、右回りの旋回モーメント M_{jy}を発生させその大きさを少しずつ変化させながら、ある地点から今度は左回りに適切な大きさの旋回モーメント M_{jy}を発生させシールド掘進機をなめらかに施工計画線に戻していく必要がある。この軌道修正をあまり極端に行うと、機械後部とセグメント（一次覆工用型枠）との間隔（テールクリアランス）が保てなくなり、セグメントを傷つけたりまたトンネルの仕上がりが悪くなるのであまり望ましくない。したがって、シールド掘進機の位置と角度を制御するための位置・姿勢制御システムを作成するにあたり、機械の軌道が振動的でないことと、定常偏差がないことが制御系の主な設計仕様となる。

図2·6に、位置・姿勢制御システムの概念的なブロック線図を示す。

制御対象となるシールド掘進機の土中での運動すなわち位置・姿勢変化特性に対してコントローラを縦続接続する。制御量としては、施工計画線に対する位置 $\xi_{i(b)}$と角度 $\theta_{i(b)}$（中折式シールド掘進機の場合はこれに中折角 δ_iが加わる）である。また操作量は、推進用油圧シリンダによって発生する旋回モーメント $M_{ji(b)}$（中折式シールド掘進機の場合には、これに中折用油圧シリンダによって発生するモーメント M_{jif}が加わる）である。したがって、単円形シールド掘進機の場合は、１入力２出力、また中折式シールド掘進機の場合には、２入力３出力あるいは１入力３出力の制御系となる。設定要素は、施工計画線に対する位置と角度（中折式シールド掘進機の場合はこれに中折角が加わる）の設定値 $\xi_{i(b)r}$、

図2·6　位置・姿勢制御システムのブロック線図

$\theta_{i(b)r}$、δ_{ir}である。通常、施工計画線に対する位置および角度の設定値$\xi_{i(b)r}$、$\theta_{i(b)r}$は零である。また中折角の設定値δ_{ir}は、直線部を掘進する場合には零である。このシステムの外乱要素として考えられるのは、例えば面板の掘削により発生する旋回モーメントや後方台車の牽引力などの機械後方から発生する旋回モーメントなどがあげられる。またシステムの変動すなわち摂動と考えられる要素に、掘進中の機械外周部の地山の特性の変化がある。

図2·7は、従来機械の設計に用いられているシールド掘進機の旋回性能の考え方を示したものである[32]。

いま単円形シールド掘進機で、推進用油圧シリンダにより旋回モーメントを発生させ、機械を旋回させようとする場合を考える。このとき機械の旋回中心は、推進用油圧シリンダによる旋回モーメントの他に面板あるいは機械外周部からの力のかかり方に依存するので一義的には決まらない。ここでは機械の図心を中心として回転すると考える。

図2·7　シールド掘進機の曲線性能の考え方

シールド掘進機が1機長(L)進んだ場合の機械の相対的な方向変位量κは、式(2·1)で与えられる。

$$\kappa = L \tan \frac{\chi}{2} = \frac{L^2}{2 R_i} \tag{2·1}$$

ここに L は機械の長さを、 R_i は曲率半径をあらわす。

このとき、回転によって地山から受ける地盤反力 q は式(2·2)で与えられる。

$$q = \frac{1}{2} \kappa K = \frac{K L^2}{4 R_i} \tag{2·2}$$

ここに K は地盤反力係数をあらわす。したがって、地盤反力 q すなわち土の変形で生ずる応力によって発生する機械外周部の抵抗モーメント MR は、式(2·3)で与えられる。

$$MR = \frac{qLD}{4} \frac{2L}{3} = \frac{qL^2D}{6} = \frac{K L^4 D}{24 R_i} \tag{2·3}$$

この抵抗モーメント MR が、推進用油圧シリンダによって発生する旋回モーメント M_{ji} に等しいとすれば、機械の旋回する曲率半径 R_i は、式(2·4)で与えられる。

$$R_i = \frac{K L^4 D}{24 M_{ji}} \tag{2·4}$$

したがって機械の旋回性能は、機械が小さい（機械の長さ L、機械の直径 Dが小さい）ほど、また地山が軟らかいほど（地盤反力係数 K）が小さいほど、さらにまた推進用油圧シリンダによる旋回モーメント M_{ji} が大きいほど良くなる。ただし、この旋回性能の考え方は、機械外周部の抵抗モーメント MR と推進用油圧

シリンダによって発生する旋回モーメント M_{ji} が等しいとしている。実際には、主に以下に示すような外力から旋回モーメントが発生し、機械外周部の抵抗モーメントと釣り合う形で、機械の角度が変化していく。

[1] 推進用油圧シリンダによる推進力

[2] 中折用油圧シリンダによる推進力（中折式シールド掘進機の場合）

[3] 面板に作用する掘削反力

[4] そり効果（中折式シールド掘進機の場合）

[5] 自重

[6] その他（例えば、後方台車の牽引力、機械外周部の摩擦力など）

2・3 機械に作用する外力

2・3・1 面板に作用する掘削反力

以下に単円形シールド掘進機と縦型マルチフェイスシールド掘進機の場合を例にとり、面板に作用する掘削反力について検討する。

図2·8は、単円形シールド掘進機が直進している場合の機械に作用する外力を示したものである。

土中でのシールド掘進機には、機械前部および外周部に土被りおよび地下水位に対応した土圧および水圧が作用する。この状態で、推進用油圧シリンダとセグ

図2·8 単円形シールド掘進機に作用する外力

メント（一次覆工用型枠）との間に掘削推進力を発生させ、機械前部にあるカッタビットの付いた掘削面板を回転させながら地山を掘削し、機械を前進させる。このとき掘削部分の面板に作用する土圧、水圧に対抗するため、機械フード部のチャンバ室内に圧力を発生させる。すなわち、泥水式シールド掘進機の場合には泥水圧を、土圧式シールド掘進機の場合には土圧を、地山の土圧、水圧と対抗させながら掘進する。また、機械の位置と角度を変化させる場合には、機械後部の外周部に取り付けられた多数の推進用油圧シリンダを個別にON、OFFすることにより、旋回モーメントM_{ji}(i=y、p)を発生させる。このとき面板には、土の切削により掘削反力 F_i(i=y、p、r)が作用する。さらに面板の回転軸には、掘削トルク T が作用する。

図2･9は、掘削面板が２枚の縦型マルチフェイスシールド掘進機が直進している場合の機械に作用する外力を示したものである。

シールド掘進機の面板には、土の切削により掘削反力 F_{ki}(i=y、p、r．添字kはf、bをとり、fは先行面板を、bは後行面板をあらわす。)が作用する。さらに面板の回転軸には、掘削トルク T_k(k=f、b)が作用する。これらの力は、

図2･9　マルチフェイスシールド掘進機に作用する外力

$$F_{ki} = \sum_{h=1}^{n} f_{kih} \tag{2·5}$$

$$T_k = \sum_{h=1}^{n} (l_{kph} \cdot f_{kyh} - l_{kyh} \cdot f_{kph}) \tag{2·6}$$

で与えられる。ここにf_{kih}(k=f、b: i=y、p、r. また添字hは 1から nをとり、nはビットの数をあらわす。) は、カッタビットに作用する切削反力をあらわす。また、l_{kih}(k=f、b: i=y、p: h=1～n)は、面板の回転軸を原点としたときのビットの位置を示す座標をあらわす。

面板に作用する掘削反力 F_{ki}(k=f、b: i=y、p、r)は、地山の硬さ分布によりその大きさが異なる。また面板内では切削反力が分布をもつことになる。この傾向は、単円形およびマルチフェイスシールド掘進機とも同じである。ただしマルチフェイスシールド掘進機の場合には、複数の面板が前後に重なりあっているという機械の構造から掘削反力がさらに不釣り合いとなり、機械の角度を変化させる力となると考えられる。その主な因子を以下に示す。

[1]　後行面板掘削部の地山のゆるみ

先行面板の掘削により後行面板の掘削部分の地山がゆるめられる。そのため、両面板が掘削する地山の硬さ分布が同じであっても、先行面板に作用する掘削反力F_{fr}や掘削トルクT_fに対し、後行面板に作用する掘削反力F_{br}や掘削トルクT_bが面板面積比あるいは断面１次モーメント比以上に小さくなる。

[2]　後行面板の切削不要部分の存在

前後に面板が重なりあっている部分で、後行面板のカッタビットに切削反力 f_{bih} (i=y、p、r)が発生しない。このため、後行面板に作用する面板全体での掘削反力 F_{by}あるいはF_{bp}について考えてみると、重なりあっている部分に切削反力 f_{bih} (i=y、p、r)が発生しない分だけ不釣り合いとなり、結果としてこれら掘削反力が大きくなる。

上記[1]および[2]に示す掘削反力の不釣り合いを考慮することにより、以下に

示すような機械の角度を変化させる旋回モーメントが発生すると考えられる。次に示す式(2·7)ないし(2·9)は、上部に先行面板、下部に後行面板を配置した上部先行型の縦型マルチフェイスシールド掘進機について、面板の掘削反力によって発生するモーメントM_i(i=y、p、r)を示したものである。

$$M_y=L_{fr}\cdot F_{fy}+L_{br}\cdot F_{by} \tag{2·7}$$

$$M_p=L_{fr}\cdot F_{fp}+L_{br}\cdot F_{bp}-L_{fp}\cdot F_{fr}-L_{bp}\cdot F_{br} \tag{2·8}$$

$$M_r=T_f+T_b+L_{fp}\cdot F_{fy}+L_{bp}\cdot F_{by} \tag{2·9}$$

ここにL_{ki}(k=f、b: i=y、p、r)は、機械の角度運動の旋回中心から掘削反力 F_{ki}(k=f、b: i=y、p、r)の作用する位置を示す座標をあらわす。

水平面内で機械に角度変化を起こすモーメントM_yは、掘削反力 F_{ky}(k=f、b)により発生する。ただし、地山の硬さ分布が同じでカッタビットの切削反力が面板全域にわたって同じであれば、1回転あたりの掘削反力 F_{fy}は零となる。その場合には、後行面板で切削不要部分の存在で生ずる掘削反力 F_{by}によりM_yが発生する。

鉛直面内で機械に角度変化を起こすモーメントM_pは、掘削反力 F_{ki}(k=f、b: i=p、r)により発生する。ただし水平面内と同様に、地山の硬さ分布が同じで切削反力が同じであれば、1回転あたりの掘削反力 F_{kp}(k=f、b)は零となる。この場合には後行面板掘削部の地山のゆるみによって掘削反力F_{kr}(k=f、b)が不釣り合いになることによってM_pが発生する。

面板の回転軸に垂直な面内で機械に角度変化を起こすモーメントM_rは、掘削トルクT_k(k=f、b)および掘削反力 F_{ky}(k=f、b)により発生する。マルチフェイスシールド掘進機の場合には、単円形シールド掘進機と異なり、機械の回転運動の中心が面板の回転軸上にないため、回転軸に垂直な面内に作用する掘削反力がモーメントとして作用することになる。縦型マルチフェイスシールド掘進機の場合には、F_{ky}(k=f、b)がその力となる。ただし、地山の硬さ分布が同じで切削反力が同じであれば、1回転あたりの F_{fy}は零となる。その場合、掘削トルクT_k(k=f、b)および掘削反力 F_{by}によりM_rが発生する。

単円形シールド掘進機では、地山の硬さ分布が同じであれば、水平面内および鉛直面内のモーメントM_y、M_pは発生しない。また面板の回転軸に垂直な面内では、掘削トルクだけが角度変化を起こすモーメントM_rを発生させる因子となる。

このようにマルチフェイスシールド掘進機の場合には、機械の幾何学的形状の非対称性により、地山のゆるみが起こったり切削不要部分が存在するため、たとえ硬さ分布が同じ地山であっても不釣合力が発生し、機械の角度を変化させようとするモーメントM_i(i=y、p、r)が発生することになる。これらの推進用油圧シリンダおよび面板より発生するモーメントM_{ji}、M_iと、周辺地山の土の変形から発生する応力による力とモーメントとの釣り合いから機械の角度θ_iが変化していくものと考えられる。

図2·10 地山硬さが鉛直方向に分布をもつ場合の掘削反力 F_rにより発生する旋回モーメントM_p

図2·10は、地山の硬さ分布により、カッタビットの切削反力が鉛直方向に分布をもった場合に面板に発生する旋回モーメントを概念的に示したものである。

実機では、掘進中に面板に土圧や水圧が作用する。この土圧や水圧に対抗させる圧力として泥水式シールド掘進機では泥水圧を、また土圧式シールド掘進機では土圧を発生させる。したがって、面板各部について発生させる泥水圧あるいは土圧が地山からの土圧や水圧に等しければ、面板には旋回モーメントは発生しない。ただしカッタビットの切削によって面板に作用する掘削反力が地山の硬さ分布によって異なると考えられるので、この掘削反力により旋回モーメントが発生する。掘削反力 F_r が鉛直方向に分布をもった場合に面板に作用する旋回モーメント M_p を例にとり説明する。

いま、面板に作用する掘削反力 F_r が土被り L に比例して大きくなると仮定する。この場合、面板の中央部に作用する掘削反力 F_r を F_{r0} とおくと、面板の中央部から鉛直方向に r の位置に作用する掘削反力 F_r は

$$F_r = F_{ro}\left(1 + \frac{r}{L}\right) \tag{2·10}$$

いま掘削反力を単位面積あたりの力として、

$$\sigma_r = F_{ro}\left(1 + \frac{r}{L}\right) \Big/ \left(\frac{\pi}{4} D^2\right) \tag{2·11}$$

とおく。旋回モーメントM_Pは、

$$M_P = \int_{-\frac{D}{2}}^{\frac{D}{2}} 2r\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - r^2}\ \sigma_r\ dr = \frac{F_{ro}\ D^2}{16\ L} \tag{2·12}$$

で与えられる。

また、面板に作用する全掘削反力は F_{ro} である。いまこの全掘削反力に対抗する力として、１本の推進用油圧シリンダで全掘削反力を受けた場合、機械に作用させることができる旋回モーメント M_{jp} は、

$$M_{jp} = F_{ro}\frac{D}{2} \tag{2·13}$$

で与えられる。したがって、

$$\frac{M_P}{M_{jp}} = \frac{D}{8\ L} \tag{2·14}$$

となる。例えば、土被り L が 3D のとき、地山の硬さ分布により面板に発生する旋回モーメント M_P は、１本の推進用油圧シリンダでこの全掘削反力を受けたとき発生できる最大旋回モーメント M_{jp} の 1/24 となり、かなり小さい値となる。また、機械が掘進中の推進用油圧シリンダが受ける全推力は、主に掘削面板から

の土圧、水圧と機械外周部の摩擦力であり、面板の掘削反力自体が相対的に小さいため、発生する旋回モーメント M_P は小さくなる。しかしながら、小土被りあるいは縦型マルチフェイスシールド掘進機のように鉛直方向に長い機械など L/D が小さくなる場合、地山の硬さ分布による掘削反力の不均一によって発生する旋回モーメント M_P は大きくなる。また掘削断面において、硬さ分布が大きく異なるような地山でも、当然旋回モーメント M_P は大きくなってくる。

2・3・2　機械外周部のそり効果

図2·11は、中折式シールド掘進機の運動状態のひとつとして、前胴部および後胴部がそれぞれ地山に内接する運動状態で、中折角 δ_i(i=y、p)と余掘量 ε_i(i=y、p)、中折位置から内接位置までの距離 L_{iINS}(i=y、p)の関係を模式的に示したものである。

余掘量 ε_i は、式(2·15)で与えられる。

$$\varepsilon_i = R_{if} - R_{iINS} \tag{2·15}$$

ここに R_{if}(i=y、p)および R_{iINS}(i=y、p)は、それぞれ機械の旋回中心から機械の前端までの距離、旋回中心から内接点までの距離をあらわし、式(2·16)および(2·17)で与えられる。

図2·11　中折式シールド掘進機の土中での軌跡

$$R_{if} = \sqrt{(L_f - L_{iINS})^2 + R^2_{iINS}} \tag{2·16}$$

$$R_{iINS} = R_i - \frac{D}{2} \tag{2·17}$$

ここにL_fは、機械前胴部の長さをあらわす。またR_i(i=y、p)は、機械の幾何学的形状によって決まる旋回曲率半径をあらわす。Dは、機械の外径をあらわす。また、中折角δ_iは、式(2·18)で与えられる。

$$\delta_i = 2\tan^{-1}\frac{L_{iINS}}{R_i} \tag{2·18}$$

式(2·15)ないし(2·18)から、L_{iINS}は、中折角δ_iと余掘量ε_iから式(2·19)によって求めることができる。

$$L_{iINS} = L_f + \frac{\varepsilon_i}{\tan(\delta_i/2)} - \sqrt{\left(L_f + \frac{\varepsilon_i}{\tan(\delta_i/2)}\right)^2 - L_f^2 + \varepsilon_i^2 - \varepsilon_i D} \tag{2·19}$$

中折角は通常小さい値であるから、中折式シールド掘進機の機械の幾何学的形状によって決まる旋回曲率$1/R_i$(i=y、p)は、式(2·20)で与えられる。

$$\frac{1}{R_i} = \frac{\delta_i}{2L_{iINS}} \tag{2·20}$$

このように、中折角δ_iと余掘量ε_iから、機械の幾何学的形状によって決まる旋回曲率 $1/R_i$ は求められる。すなわち、中折式シールド掘進機の場合には、推進用油圧シリンダと中折用油圧シリンダによる旋回モーメントが発生しなくても、

図2·12　機械の旋回曲率、内接位置と余掘量の関係

中折角によって作られる機械の幾何学的な非対称性により機械外周部に地山からの反力が発生し、それが機械の角度を変化させる旋回モーメントとなりうる。従来からこの効果をそり効果と言っている。実際の機械が旋回する場合の角度変化運動は、さらに推進用油圧シリンダおよび中折用油圧シリンダで発生する旋回モーメントによっても変化することになる。なお図2·12に、第５章で述べる模型実験での模型の中折角（水平面内）である1.5×10^{-1}、1.3×10^{-1}、5.2×10^{-2}radの場合の、内接位置 L_{yINS}と機械の幾何学的形状によって決まる旋回曲率 $1/R_y$を余掘量 ε_yをパラメータとして示す。

２・４　機械の土中での位置と角度変化運動メカニズムの考察

シールド掘進機の土中での運動は、掘進しながら推進用油圧シリンダにより機械に旋回モーメントを与えた場合に、２・３で検討した面板の掘削反力などの外力とそれにより発生する旋回モーメントと、機械外周部の土の変形によって生ずる応力による力とモーメントの釣合関係によって生ずるものと考えられる。

図2·13は、シールド掘進機の角度変化運動のメカニズムを単円形シールド掘進機を例にとり概念的に示したものである。なお図中の破線は変化前の状態をあらわしている。

角度変化運動は、以下に示す４つの過程によってあらわすことができる。

①機械が施工計画線に対し θ_{i1}の角度である状態

②機械外周部に発生する土の応力が、推進用油圧シリンダと掘削面板で発生する旋回モーメント M_{j1}、M_1 と釣り合うまで角度変化する過程

③この角度で距離 dz 分掘進する過程

④機械外周前面に応力の発生していない部分があらわれるため、旋回モーメントに釣り合わなくなり、更なる角度が変化し θ_{i2}となる過程

図2·13　シールド掘進機の角度変化運動メカニズム

マルチフェイスシールド掘進機の場合には、機械の幾何学的形状の非対称性により面板に作用する不釣合力が、また中折式シールド掘進機の場合には、中折角で形成される機械のそり形状によって発生する力が、さらに機械の角度を変化させようとするモーメントを発生させることになる。

実際の機械が掘進している場合、周囲を土に囲まれ外力を受けながら推進用油圧シリンダによる推進力で運転されている。したがって、機械の面板や機械外周部から作用する外力のかかり具合によって、機械の旋回運動の中心は異なってくる。すなわち、機械の位置と角度を自動制御する場合、操作量である機械後部からの推進用油圧シリンダにより旋回モーメントを発生させても、機械の面板や機械外周部から作用する外力のかかり具合により機械の位置と角度は一義的には定まらない。また、実機の運転状態を考えたとき、とくにこの機械の位置・姿勢変化特性は地山の土質や硬さなどの土の特性に支配されるためかなり不確定である。しかしながら、掘進中にこの特性は急激には変化しないので、システムの特性を適宜変更する適応制御を行えば、掘進中の機械の位置と角度の自動制御が可能であると考える。

2．5　結　言

本章では、まず単円形、マルチフェイス、中折式シールド掘進機それぞれについて、土中での機械の位置と角度、旋回モーメントなどを定義し、シールド掘進機の位置・姿勢制御手法の概念をあらわした。

次に機械の角度を変化させる主な外力を、それぞれの機械の特徴から説明した。その中でとくにマルチフェイスシールド掘進機では、[1]　後行面板掘削部の地山のゆるみ、[2]　後行面板の切削不要部分の存在により面板に不釣合力が発生し、機械の角度を変化させる力になりうることを示した。また中折式シールド掘進機の場合の不釣合力として機械外周部のそり効果について考察し、機械の幾何学的形状によって決まる旋回曲率$1/R_1$は、式(2·19)および(2·20)から、中折角δ_1と余掘量ε_1によって求まることをあらわした。

最後に、シールド掘進機の土中での運動について、機械の位置と角度を変化させる要因となる外力とモーメントと、機械外周部の土の変形によって生ずる応力による力とモーメントの釣合関係という観点から、その運動メカニズムを概念的に説明した。

第３章　単円形シールド掘進機の運動モデル作成のための模型実験[9)～12)]

３・１　序　言

シールド掘進機の位置・姿勢制御技術を高度化するためには、土中における機械の運動、すなわち機械の位置・姿勢変化特性を検討する必要がある。そのために、まずシールド掘進機の中で最も基本となる単円形シールド掘進機の模型実験を行った。その模型実験結果をもとに、制御対象となるシールド掘進機の運動モデルの作成すなわち単円形シールド掘進機の土中における位置・姿勢変化特性の検討を行った。本章では、この単円形シールド掘進機模型実験の内容について述べる。

３・２　実験装置

実験装置の概略を図3･1に示す。実験装置は外径 D 約400mm、長さ350mmの単円形シールド掘進機模型とセグメント（一次覆工用型枠）に相当する支持管部および移動架台、土砂タンクとこれらを載せた固定架台とからなり、他に排土タンク、油圧ポンプユニット、実験装置制御盤などで構成されている。移動架台と土砂タンクは二本の油圧シリンダで連結されており、模型は油圧回路でその速度 V （掘進速度）を調整されながら、土中を約900mm掘進することができる。また掘削された土砂は、真空ポンプによって排土タンクまで吸引される。

図3･1　実験装置の概略

模型は、支持管部と４本のミニチュアシリンダ（スラストシリンダ）で連結され、掘進中にこのシリンダにより旋回モーメントを与えることによってその角度すなわち姿勢が変化する。なお、模型と支持管部との間には、上下、左右に10mmのクリアランスがとられている。また模型の位置と角度が変化しても面板が回転できるように、回転軸をユニバーサルジョイントとスプラインで連結している。

実際のシールド掘進機の位置と角度を変化させる方法を説明するために、第２章の図2･2を再び示す。図中のξ_i(i=y,p)、θ_i(i=y,p)は、施工計画線からの機械の位置および角度を示し、また M_{ji}(i=y,p) は、推進用油圧シリンダにより機械に与える旋回モーメントを示す。 z は掘進距離を示す。実機の場合には、外周部に取り付けられた多数の推進用油圧シリンダを個別にON,OFFすることにより旋回モーメントM_{ji}(i=y,p)を発生させるが、本実験装置では、各々のスラストシリンダの油圧を変えることにより、実機と同様の運動をさせる方式とした。

図2･2　単円形シールド掘進機の位置・姿勢の変化

図3･2に、模型の基本寸法および機器取付位置を示す。シールド掘進機の土中での運動は、掘進しながら推進用油圧シリンダにより機械に旋回モーメントを与えた場合に、面板の掘削反力と機械外周部の土の変形によって生ずる応力による力とモーメントの釣合関係によって生ずるものと考えられる。この位置・姿勢変化特性は、旋回モーメント、機械の寸法、幾何学的形状および土の応力・変形特性

Ⓐ Thrust cylinder
Ⓑ Set cylinder
Ⓒ Universal joint
Ⓓ Ball spline

① Potentiometer (to measure before and behind position changes and yawing angle)
② Potentiometer (to measure vertical position changes)
③ Potentiometer (to measure horizontal position changes)
④ Rolling sensor
⑤ Pitching sensor
⑥ Load cell
⑦ Earth pressure meter

図3·2　模型の基本寸法及び機器取付位置

に影響される。そこで模型は、実機と幾何学的な相似条件をほぼ満足するようにした。ただし使用砂の粒度は、実機の場合とほぼ同じであるので、ビットのみその大きさを若干大きくした。また砂層は、土の硬さの指標であるN値を第８章で述べる実際の工事現場と同程度とした。さらにまた力学的条件である旋回モーメントについて、その大きさは、幾何学的形状、掘削時の面板あるいは外周部から受ける土からの反力によって決定される。そのため、幾何学的形状と土の硬さを規定しておくことにより、模型と実機の力学的条件も満足できると考えられる。したがって模型実験から得られる位置・姿勢変化特性すなわち数式モデルにより実機の運動を推定するにあたり、その数式モデルの係数を変更することにより、実機の運動を模型実験結果と対応づけることができる。

図3·3は、実験中の模型の３つの状態を示したものである。①は、位置決めシリンダに取り付けられたセットピンを、模型の溝部にはめこむことにより、模型を支持管部と固定させた状態であり、模型が砂層に入る前あるいは、面板で発生する掘削反力だけを測定する場合に利用する。②は、セットピンを模型の溝部から

図3·3　模型の３状態

図3·4　各状態での油圧回路

抜くことにより、模型が支持管部に対してその位置と角度が変化できるようにしてある。４本のスラストシリンダに与える圧力の合計が全体の推力とほぼ等しい状態にしないと模型が支持管部に対して相対的に前後してしまう。そのため、強制姿勢変化実験を行う前に、②の状態にして、模型が受ける全推力を測定している。なお③が、実験砂層の中で模型を強制的に位置・姿勢変化させる場合の状態である。この場合、位置決めシリンダを引き、セットピンを模型の溝部から引き抜いた状態で４本のスラストシリンダにそれぞれ圧力差を与える。図3·4に、各状態での油圧回路図を示す。

３・３　実験方法および実験条件

実験では、模型が砂層内を掘進していく状態で、４本のスラストシリンダの圧力に差を与えて位置と角度を強制的に変化させた。この間、模型の位置ξ_i(i=y、p)と角度θ_i(i=y、p)の変化と、模型に作用する外力の計測を行った。

模型に作用する外力として、面板に作用する掘削反力 F_r と掘削トルク T 、模型外周部に作用する土圧 P_L、P_R ならびに全推力を測定した。面板に作用する掘削反力 F_r は、ユニバーサルジョイントの手前の回転軸に軸方向力を受けるブラケットを取り付け、このブラケットにロードセル（図3･2⑥）を設置して測定した。掘削トルク T は、駆動軸にトルク計を取り付けて測定した。また図3･3の②および③の状態では、４本のスラストシリンダが受ける力から全推力を測定することができる。

模型の位置と角度については、左右、上下方向の変位ξ_i(i=y、p)、前後方向変位およびヨーイング角（水平面内の角度）θ_y、ピッチング角（鉛直面内の角度）θ_p、ローリング角（面板の回転軸と垂直な面内の角度）θ_rを測定した。前後方向変位については、模型断面の４カ所にポテンショメータ（図3･2①）を取り付けた。また上下、左右方向ξ_i(i=y、p)については、それぞれの方向にポテンショメータ（図3･2②③）を取り付け、支持管部との相対変位を測定した。模型のピッチング角θ_pおよびローリング角θ_rは、サーボ式傾斜計（図3･2④⑤）を取り付けた。またヨーイング角θ_yについては、前後方向のポテンショメータの変位差から演算して求めた。

さらに実験中の砂層の状態を計測するために、土砂タンク前方、底面および測方に土圧計を取り付け、掘進中の土圧の変化を測定した。また砂層の重量を測定するために、ロードセルを３台取り付けた。

以上これらセンサからの信号は、２秒に１回ずつ測定され記録された。また現象の速いデータについては、データレコーダに取り込み、実験後解析を行った。さらにまた実験中の現象をリアルタイムで監視するため、ペンレコーダで主なデータを記録した。

さらに、掘削中の切羽の切削状態を観察するために、チャンバ内部に超小型のCCDカメラを取り付け、チャンバ内部から土の切削および取り込み状態をモニタした。

実験条件を表3·1に示す。

表3·1　実験条件

Operating conditions		Soil conditions	
Excavating velocity·V	$3.3 \sim 6.7 \times 10^{-4}$ m/s (mainly 6.7×10^{-4} m/s, when the model is free and controlled)	Used sand	Silica sand $D_{50} = 1.3 \times 10^{-4}$ m
Revolution of the cutter disk N_R	2～10 rpm (mainly 2 rpm, when the model is free and controlled)	N value	10～33 (using a Swedish type penetration tester)
Moment by thrust cylinders (horizontal plane)	$-2.086 \times 10^2 \sim 1.544 \times 10^2$ N·m	Water content (averaged from the all soil in sand tank)	0.122～0.256
Moment by thrust cylinders (vertical plane)	$-3.187 \times 10^2 \sim 1.806 \times 10^2$ N·m	Depth of the sand layer from the top of the model	1.11D～1.65D (D = 0.402m)

掘進速度は、実機と同程度とした。また面板の回転数は主に、式(3·1)で定義される切り込み速度比βがほぼ１となる２rpmとした。この値は、実機とくらべ掘削負荷が大きくなる条件であるが、本研究の主目的が土中におけるシールド掘進機の運動を検討することであるため、旋回モーメントをなるべく大きくとり、位置と角度の変化を大きくさせるため採用した。

$$\text{切り込み速度比}\ \beta = \frac{N_R\ B\ C}{V} \qquad (3\cdot1)$$

ここに V は掘進速度[cm/min]、N_Rは回転数[rpm]、Bはビット段数[(-)] (本実験の場合1.656)および C はビット高さ[cm] (本実験の場合1.3cm)をあらわす。

本実験で使用した使用砂の粒度分布を図3·5に示す。使用した砂はけい砂で、ふるい下50%粒径 D_{50} は約130μmで比較的粒度分布が均一である。また、比重量は2630kgf/m³である。

土中でのシールド掘進機の運動に影響を及ぼす因子は、１つは前記した機械の幾何学的形状であり、もう１つは土の硬さであると考えられる。したがって実験では、砂層の硬さは表3·1で示されるように、第８章で述べる制御システムの実証実験を行った工事現場と同程度で、かつ全実験条件においてなるべく同じになる

図3·5　使用砂の粒度分布

ように、いつも決まった方法で地山を作成した。したがって実験データから砂層の硬さの影響は、ほとんど認められなかった。

実験砂層は、以下に示す手順で作成した。

まずあらかじめから重量を計量した砂層タンクに、サンドポンプを用いてけい砂をスラリー化して投入する。ほぼ一杯にけい砂を投入した後、タンク側面についた加振機で数分間スラリーを圧密する。その後もう一度砂つめし、タンク一杯にまでスラリーを投入する。そして加振機および加圧用油圧シリンダのついた上載板をのせ、まず上載板と側面の加振機だけで数分間圧密する。その後上載板で加圧しながら、上載板と側面の加振機で数分間圧密する。その後数分間脱水を行い、翌朝まで重力脱水状態で放置し、実験前約数十分間真空脱水する。これらの時間を適当に調節することにより、適切な硬さの砂層を作りだすことができる。

また含水比、飽和度などの砂層の工学的性質については、砂層造成時の測定データから式(3·2)ないし式(3·5)を用いて求めた。

$$\text{含水比}\ (\%) = \frac{W_w}{W_s} \times 100 \qquad (3\cdot2)$$

$$\text{間隙率}\ (-) = \frac{(V_t - W_s/\gamma_s)}{V_t} \qquad (3\cdot3)$$

$$\text{間隙比}\ (-) = \frac{(\gamma_s V_t - W_s)}{W_s} \qquad (3\cdot4)$$

$$飽和度（\%）= \frac{\gamma_s W_w}{\gamma_w(\gamma_s V_t - W_s)} \times 100 \qquad (3\cdot5)$$

ここにW_sは砂の重量、W_wは水の重量、γ_sは砂の比重量、γ_wは水の比重量、V_tは脱水後の砂層の体積をあらわす。

図3·6　N値の分布

掘削前にスウェーデン式貫入試験機を用いて貫入テストを行った。表中のN値は、式(3·6)で示される砂質土によく適用される換算式で[33]、模型が通過する深さでのN値を算出したものである。図3·6は、貫入テストによって得られたN値の分布の例である。なお測定箇所は、模型の掘削部分に影響を及ぼさない様、模型通過位置と壁面のほぼ中間の位置でテストを行っている。

$$N = \frac{1}{12} N_{sw} \qquad (3\cdot6)$$

ここに　N_{sw}：1m貫入するときの半回転数

実験は、主に二つの条件で行った。一つは、位置決めシリンダで模型を固定部分の支持管部と固定し、模型に作用する外力を測定する実験で、もう一つは、位置決めシリンダを抜き模型を支持管部と4本のスラストシリンダだけで受ける状態にして、さらにこの4本のスラストシリンダに圧力差を与えて、模型を強制的に姿勢変化あるいは制御する実験である。模型の位置と角度を変化させる場合には、あらかじめ模型を支持管部と固定した状態で砂層をほぼ一機長分掘進した後、模型を支持管部から切り離し、さらに切り離した直後の模型の位置と角度の変化をなるべく少なくし力のかかりかたの不具合による変化を防ぐ目的で、固定した状態で約10mm掘進し、掘進速度を一旦小さくしてからこの切り離し操作を行い、再び掘進速度を戻した。模型の位置と角度を強制的に変化させる実験の前に、模型にかかる全推力を測定する目的で、図3·3の②の状態、すなわち模型を支える4

本のスラストシリンダを連通にした状態で数cm掘削している。

3・4　実験結果およびその考察

図3·7は、図3·3における①の状態で行った実験結果の一例として、面板に作用する掘削反力 F_r、掘削トルク T の時間変化を、掘進速度 V と面板の回転数 N_R とともに示したものである。

運転条件が一定の場合、掘削反力 F_rおよび掘削トルク T は、ほぼ一定の値を示す。また面板の回転数 N_R を変化させると、掘削反力 F_r、掘削トルク T ともその大きさが変化する。すなわち、面板の回転数 N_R を小さくすると、 F_r と T は大きくなり、また逆に回転数 N_R を大きくすると、 F_r と T は小さくなる。

図3·8は、図3·3における①の状態で行った実験結果を、定常掘削時の面板に作用する掘削反力 F_r と切り込み速度比 β の関係を示したものである。なお図中の実線は、実験データを放物線で最小二乗近似したものである。

切り込み速度比 β が大きくなるにしたがって、掘削反力 F_r の値が徐々に小さくなっていくのがわかる。また切り込み速度比 β が1付近になると掘削反力 F_r は急に大きくなる。これは、この領域では、式(3·1)で示した切り込み速度比 β の定義のとおり、掘削能力より土の掘削量が大きくなるためである。

図3·7　掘削反力の時間変化

図3·8　掘削反力F_rと切り込み速度比βの関係

図3·9　掘削トルクTと切り込み速度比βの関係

図3·9は、同様に掘削トルク T と切り込み速度比βの関係を示したものである。掘削反力 F_r の実験結果と同じように、切り込み速度比βが大きくなるにつれてトルク T は徐々に小さくなり、また切り込み速度比βが1付近となると、掘削トルク T は大きくなる。

図3·10は、図3·3における③の状態で行った実験結果の一例として、水平面内についての旋回モーメントM_{jy}と角度θ_y（ヨーイング角）の変化および模型外周部に作用する左側の土圧 P_L および右側の土圧 P_R の変化を示したものである。

図3·10　強制姿勢変化実験結果

一定の旋回モーメントをかけた場合には、ヨーイング角は掘進とともにモーメントの方向にほぼ一定の割合で変化している。また、その変化の割合は旋回モーメントが大きい場合には大きく、旋回モーメントが小さくなると小さくなることがわかる。また、旋回モーメント方向に位置と角度が変化すると、模型外周部の土圧が変化する。これは模型に旋回モーメントを作用させると、模型外周部の地山にモーメントに対抗する地盤反力が発生し、この内力に相当する変形が起こることによって模型の位置と角度が変化するものと考えられる。

図3·11は、全実験条件について水平面内および鉛直面内の旋回モーメント M_{jy}、M_{jp}と単位掘進距離あたりの角度の変化 $d\theta_y/dz$、$d\theta_p/dz$ の関係を図示したものである。なお図中の実線は、全データを直線で最小二乗近似したものである。

直線の傾きは、模型の曲がりやすさをあらわしている。またY軸切片は、旋回モーメントを与えなくても模型が曲がる傾向を示している。

鉛直面内についての実験結果では、Y軸切片がかなり大きな負の値を示している。これは、模型が自重によって自然に下方向に向く傾向を有しているためと考えられる。

水平面内についての実験結果では、Y軸切片はわずかではあるが負の値を示している。これは、図3·8に示したような掘削面板に作用する掘削反力によって生ずる旋回モーメントなどによって起こるものと考えられる。単円形シールド掘進機の場合には、この掘削反力によって生ずる旋回モーメントは小さい。

図3·11　スラストシリンダによる旋回モーメントと
単位掘進距離あたりの角度の変化の関係

また図3·12は、水平面内および鉛直面内について、模型の角度θ_y、θ_pと単位掘進距離あたりの位置の変化$d\xi_y/dz$、$d\xi_p/dz$との関係を示したものである。図中の実験は、実験データを直線で最小二乗近似したものである。

模型の角度と位置の変化率との関係は、ほぼ直線で近似できることがわかる。この直線のY軸切片は、角度が零でも模型の位置が変化していく傾向があることを示している。

図3·12　模型の角度と単位掘進距離あたりの位置の変化の関係

3・5　運動モデル

単円形シールド掘進機の土中における運動を角度変化運動と位置変化運動それぞれについて考察した。

角度変化運動のメカニズムの考察を2・4（図2·13）で示したが再び示す。なお図中の破線は変化前の状態を表している。

角度変化運動は、以下に示す4つの過程によってあらわすことができる。

①機械が施工計画線に対しθ_{i1}の角度である状態

②機械外周部に発生する土の応力が、推進用油圧シリンダと掘削面板で発生する旋回モーメントと釣り合うまで角度変化する過程

③この角度で dz 分掘進（→図3·13）する過程

④機械外周前面に、応力の発生していない部分があらわれるため、旋回モーメントに釣り合わなくなり、更なる角度変化する過程

図2·13　シールド掘進機の角度変化運動メカニズム

図3·13は、位置変化運動のメカニズムを概念的に示したものである。

位置変化運動は、ⓐに示すように、機械がその角度の方向に進む場合、あるいは、ⓑに示すように、横すべりしながら進む場合について、位置変化はそれぞれ図中の式に示すようになる。

図3·13　シールド掘進機の位置変化運動メカニズム

そこで、シールド掘進機の土中における運動モデルを、式(3·7)および(3·8)であらわした。

$$\frac{d\theta_i}{dz} = K_{i11}M_{ji}+K_{i12} \tag{3·7}$$

$$\frac{d\xi_i}{dz} = K_{i21}\theta_i+K_{i22} \tag{3·8}$$

ここに、K_{i11}、K_{i12}、K_{i21}およびK_{i22}は、運動モデルの係数である。なお添字iはyまたはpで、yは水平面内を、pは鉛直面内をあらわす。式(3·7)中のK_{i11}は、旋回モーメントによる機械の曲がりやすさをあらわしている。またK_{i12}は、例えば自重や、面板で発生するカッタビットの掘削反力による旋回モーメント等が考えられる。図3·11の水平面内の実験結果からわかるように、単円形シールド掘進機の場合には面板で発生するカッタビットの掘削反力によって生ずる旋回モーメントは小さい。式(3·8)中のK_{i22}は、図3·12に示したように、機械の横すべりをあらわしている。

3・6　結言

シールド掘進機の中で最も基本となる単円形シールド掘進機の位置・姿勢変化特性を検討するために模型実験を行った。その結果以下のことが明らかにされた。

(1) 実験結果から、第２章で概念的に説明したシールド掘進機の土中での運動メカニズムを、角度変化運動と位置変化運動に分けて説明できることを明らかにした。

(2) 単円形シールド掘進機の土中における運動をあらわす数式モデルは、ほぼ式(3·7)および(3·8)の線形モデルで近似できる。

(3) 数式モデル中の係数の意味を明らかにした。すなわち式(3·7)中の K_{i11} は、推進用油圧シリンダによる旋回モーメントでの機械の曲がりやすさをあらわす。またK_{i12}は、推進用油圧シリンダによる旋回モーメント以外のモーメントをあらわし、例えば自重や、面板で発生するカッタビットの掘削反力による旋回モーメ

ント等が考えられる。さらにまた、式(3·8)中の K_{122} は、機械の横すべりをあらわしている。

(4) シールド掘進機の面板に作用する掘削反力は、掘進速度や面板の回転数などの運転条件によってその大きさが変化し、切り込み速度比 β という無次元数で整理することにより、その負荷特性をあらわすことができる。特に切り込み速度比 β が1付近になると、負荷が急に大きくなる。しかしながら、単円形シールド掘進機の場合にはこの掘削反力によって発生する旋回モーメントは小さい。

第４章　マルチフェイスシールド掘進機の運動モデル作成のための模型実験[4][6][14][15][16][17]

４・１　序　言

マルチフェイスシールド掘進機は、左右、上下に複数の掘削面板を持ち実際に利用する断面を効率的かつ経済的に掘削できる機械である。この機械は、複数の掘削面板を自由に回転させるため、前後にそれらの掘削面板（先行面板、後行面板）を持つ。そのため第２章で考察したように、機械に作用する外力に不釣合が生じ掘進中にその位置および角度が変化するおそれがある。

著者らは、昭和63年に京葉線、京橋工区で稼働した横型マルチフェイスシールド掘進機（写真4･1）の設計・製作に先立ち実機の1/25の模型実験を行い、先行、後行両面板に作用する掘削反力の不釣合力を測定し、姿勢変化の検討を行った。この結果は、実機の姿勢変化の傾向と一致した。２枚の掘削面板を上下に配置した縦型マルチフェイスシールド掘進機の場合には、重力の影響などでさらにその不釣合力が大きくなるという問題点がある。そこで著者らは、縦型マルチフェイスシールド掘進機について、不釣合力およびその結果として起こる位置・姿勢変化に関する模型実験を行った。

写真4･1　横型マルチフェイスシールド掘進機

本章は、このマルチフェイスシールド掘進機模型実験の内容について述べたものである。すなわち模型実験により掘削面板に作用する不釣合力と、不釣合力による機械の位置・姿勢変化特性について検討した。さらに、この検討結果をもとにしてマルチフェイスシールド掘進機の運動モデルを作成した。

4・2　実験装置

実験装置の概略を図4·1に示す。実験装置は、マルチフェイスシールド掘進機の模型が地山を掘削するときの模型に作用する外力および位置と角度の変化を測定できるものであり、単円形シールド掘進機の模型実験装置[10]とほぼ同じ構成である。すなわち縦型マルチフェイスシールド掘進機の模型と模型の後方のセグメントに相当する支持管部および移動架台、土砂タンクとこれらを載せた固定架台とからなり、他に排土タンク、油圧ポンプユニット、実験装置制御盤などで構成されている。移動架台と土砂タンクは二本の油圧シリンダで連結されており、模型は油圧回路でその速度（掘進速度）を調整されながら、土中を約900mm掘進することができる。また掘削された土砂は、真空ポンプによって排土タンクまで吸引される。

図4·2に模型の基本寸法および機器取付位置を示す。模型は、外径316mmの２枚の面板を縦に重ねた縦型マルチフェイスシールドで、長さは350mmである。また模型は、支持管部と４本のミニチュアシリンダ（スラストシリンダ）Ⓐで連結されて

図4·1　実験装置の概略

図4·2　模型の基本寸法および機器取付位置

いる。さらに、模型と支持管部との間には上下、左右に5mmのクリアランスがあり、模型は支持管部に対して位置と角度を変化させることができる。模型内部には、模型の前後方向の位置および水平面内の位置ξ_yを測定するためのセンサ①②が取り付けられている。また模型の鉛直面内の角度θ_pおよび回転軸と垂直な面内の角度θ_rを測定するために傾斜計③④が取り付けられている。なお水平面内の角度θ_yは、４個の変位計①の変位差から求めた。面板に作用する掘削反力の軸方向力F_{kr}(k=f、b)は、先行、後行両面板の回転軸に歪ゲージ⑤をはったブラケットを取り付けて測定した。また、掘削反力 F_{ki}、(k=f、b: i=y、p)は、回転軸に歪ゲージ⑦をはり、回転軸の曲げ応力から求めた。さらに掘削トルク T_k(k=f、b)は、チェーンとスプロケットで回転軸と連結された駆動軸にトルク計を取り付けて測定した。

４・３　実験方法および実験条件

図4·3は位置・姿勢変化特性実験での模型の状態を示したものである。まず位置決めシリンダⒷを縮めセットピンを模型の溝部から抜くことにより、模型が支持管

図4·3　実験中の模型の状態

部に対してその位置と角度が変化できるような状態にする。さらに4本のスラストシリンダの回路を連通にして各スラストシリンダに作用する圧力を等しくする。このようにすれば、スラストシリンダからのモーメントM_{ji}(i=y、p)を発生させることなく、面板に作用する掘削反力によって発生するモーメントM_i(i=y、p、r)により、模型の位置および角度が変化することになる。この状態で模型を所定の掘進速度および面板の回転数で掘進させ、このとき面板に作用する外力と模型の位置と角度の変化を計測した。測定された外力から式(2·7)ないし(2·9)より、水平、鉛直および回転軸に垂直な面内についてのモーメントM_i(i=y、p、r)を計算した。ただし実際の機械の掘進中には、周囲の地山から地盤反力を受け、また機械後部の推進用油圧シリンダから推進力を受けている。したがって、これらすべての外力を明らかにしないと機械の角度運動の旋回中心は定まらない。実験では、便宜上スラストシリンダと模型の接続ピンの位置の軸方向断面中心を角度運動の中心として定義した。なお、模型がその体積中心のまわりに回転するとした場合には、モーメントの値は異なるがその差は小さく、機械の角度変化特性に及ぼす影響は小さい。

$$M_y=L_{fr}\cdot F_{fy}+L_{br}\cdot F_{by} \tag{2·7}$$

$$M_p=L_{fr}\cdot F_{fp}+L_{br}\cdot F_{bp}-L_{fp}\cdot F_{fr}-L_{bp}\cdot F_{br} \tag{2·8}$$

$$M_r=T_f+T_b+L_{fp}\cdot F_{fy}+L_{bp}\cdot F_{by} \qquad (2\cdot 9)$$

ここにL_{ki}(k=f、b: i=y、p、r)は、機械の角度運動の旋回中心から掘削反力 F_{ki}(k=f、b: i=y、p、r)の作用する位置を示す座標をあらわす。

図4·4および表4·1に実験条件を示す。実験は、先行面板が上で後行面板が下の型（上部先行型　図4·4 ①）と、先行面板が下で後行面板が上の型（下部先行型　図4·4 ②）の２とおりについて行った。また両面板の回転方向は、図4·4Ⓐないし Ⓓに示す４とおりの条件で実験を行ったが、模型を後方からみて上部にある面板が左回転、下部にある面板が右回転の方向（図4·4Ⓐ）で主に実験した。なお実

図4·4　模型の型および面板の回転方向

表4·1　実験条件

Operating conditions		Soil conditions	
Excavating velocity V	3.3~6.7x10^{-4} m/s	Used sand	Silica sand D_{50}=1.3x10^{-4} m
Revolution of cutter disk N_R	2~10 rpm	N value	8~27 (measured by a Swedish type penetration tester)
		Water content (average in sand tank)	0.149~0.243
		Sand depth measured from the top of the model	1.33D~1.89D (D=0.316m)

験の運転条件では、次式で定義される切り込み速度比βは、約1ないし5の範囲となる。

$$\beta = \frac{N_R \ B \ C}{V} \tag{3·1}$$

ここにVは掘進速度[cm/min]、N_Rは面板の回転数[rpm]、Bはビット段数[(-)]（本実験の場合1.51)およびCはビット高さ[cm]（本実験の場合1.3cm)をあらわす。この切り込み速度比βは、切り込み速度と掘進速度との比をあらわし、この値が1以下になると切削されない地山が直接面板にあたることになる。

使用した砂はけい砂で、ふるい下50%粒径は130μmである。地山のN値は、掘削前にスウェーデン式貫入試験機を用いて貫入テストを行い、砂質土によく適用される換算式[33]で算出した。

4・4　掘削反力に関する実験結果およびその考察

図4·5は、上部先行型および下部先行型について、横軸に切り込み速度比βを縦軸に先行、後行面板に作用する水平面内の掘削反力 F_{ky}(k=f、b)の大きさをとって示したものである。なお縦軸の掘削反力は、各面板の掘削部分のN値、N_k(k=f、b)で除した値 F_{ky}/N_k(k=f、b)で示している。図中の実線および破線は、先行、後行

図4·5　切り込み速度比βと掘削反力F_{ky}/N_k(k=f、b)の関係

面板それぞれについて実験データを放物線で最小二乗近似したものである。上部先行型、下部先行型それぞれに作用する水平面内の掘削反力 F_{ky}/N_k(k=f、b)は、切り込み速度比βが小さくなるにつれ（掘進速度が大きく、あるいは面板の回転数が小さくなると）その値は大きくなる。先行、後行各面板に作用する掘削反力を比較すると、上部先行型は後行面板が、下部先行型は先行面板に作用する力が大きくなっている。上部先行型の場合には、後行面板の掘削反力 F_{by}が大きくなっているのは、後行面板に切削不要部分が存在しているためと考えられる。また下部先行型の場合には、先行面板が後行面板の掘削すべき部分の上部を先行して掘削するために地山のゆるみが発生し、後行面板に発生すべき掘削反力 F_{by}が小さくなっているものと考えられる。

図4･6は、横型マルチフェイスシールド掘進機模型実験結果のひとつで、先行、後行両面板に作用する掘削反力F_{ki}(k=f、b: i=y、p)の面板の１回転あたりの変化を示したものである。後行面板の掘削反力F_{bp}が、１回転にわたって不釣合力として発生している。これは、面板が前後に重なり合っている部分で、後行面板に切削反力が発生しない部分が存在するために起こるものと考えられる。

図4･6　掘削反力 F_{ki}(k=f、b、i=y、p)の面板の一回転あたりの変化

図4･7は、図4･5と同様に横軸に切り込み速度比βを、縦軸に掘削トルク T_k(k=f、b)の大きさをとって示したものである。なお縦軸の掘削トルクは、各面板の掘削部分のN値 N_k(k=f、b)で除した値 T_k/N_k(k=f、b)で示している。水平面内の掘削反力と同様、切り込み速度比βが小さくなるにつれ、掘削トルク T_k/N_k(k=f、b)は

図4·7　切り込み速度比 β と掘削トルク T_k/N_k (k=f、b)の関係

大きな値を示す。上部先行型、下部先行型とも、先行面板に作用する掘削トルクの方が、後行面板に作用するそれより大きな値を示しているが、特に下部先行型の方がその傾向が大きくなっている。これは、下部先行型の場合には、下部の先行面板の掘削により上部の後行面板の掘削部分の地山がより一層ゆるめられるために、後行面板に作用する掘削トルクが小さくなったものと考えられる。

図4·8は、先行、後行両面板に作用する軸方向の掘削反力 F_{kr} (k=f、b)を比較したものである。図中の実線は実験結果を原点を通る直線で最小二乗近似したものである。また破線は、先行面板と後行面板の面板面積比を示している。面板面積比

図4·8　先行、後行面板に作用する掘削反力 F_{kr}/N_k (k=f、b)の比較

以上に、先行面板と後行面板に作用する掘削反力が不釣り合いになっているのがわかる。

4・5　位置・姿勢変化特性に関する実験結果およびその考察

図4·9は、水平面内で面板に作用する掘削反力によって発生するモーメントM_yと単位掘進距離あたりの角度の変化$d\theta_y/dz$の関係を示したものである。なお図中の実線は、実験データを直線で最小二乗近似したものである。上部先行型、下部先行型とも、面板に作用するモーメントM_yの増加とともに、単位掘進距離あたりの角度の変化$d\theta_y/dz$は直線的に増加している。これは、単円形シールド掘進機模型実験の場合に、推進用油圧シリンダにより発生するモーメントM_{jy}と単位掘進距離あたりの角度の変化 $d\theta_y/dz$が直線的な関係であったのと[10]同様な傾向である。

図4·9　旋回モーメントM_yと単位掘進距離あたりの角度の変化$d\theta_y/dz$の関係（水平面内）

図4·10は、鉛直面内で面板に作用する掘削反力により発生するモーメントM_pと単位掘進距離あたりの角度の変化$d\theta_p/dz$の関係を示したものである。上部先行型、下部先行型のどちらについても、面板に作用するモーメントM_pの増加とともに単位掘進距離あたりの角度の変化$d\theta_p/dz$は直線的に増加している。この関係についても、単円形シールド掘進機の場合と[10]同様な傾向である。下部先行型の実験結果は、直線の傾きが大きい。これは下部先行型の場合、先行面板の掘削により上部の後行面板掘削部の地山がゆるめられ土の変形係数が小さくなったた

図4·10　旋回モーメントM_pと単位掘進距離あたりの角度の変化$d\theta_p/dz$の関係（鉛直面内）

め、鉛直方向に角度変化しやすい傾向になったものと考えられる。また下部先行型の場合の実験結果は、Y軸切片が上部先行型にくらべ負の大きな値を示している。これは、下部の先行面板後部の模型外周部と土との摩擦力によって生ずるモーメントが、上部の後行面板後部の模型外周部の摩擦力から生ずるモーメントよりかなり大きくなっているためと考えられる。なお、鉛直方向のモーメントを発生させる他の因子として、模型の自重によるモーメントがあり、その大きさは約-20N·mである。

図4·11は、面板の回転軸と垂直な面内について、面板に作用する掘削反力により発生するモーメントM_rと単位掘進距離あたりの角度の変化$d\theta_r/dz$の関係を示

図4·11　旋回モーメントM_rと単位掘進距離あたりの角度の変化$d\theta_r/dz$の関係（回転軸に垂直な面内）

したものである。ただし、回転軸を模型内部の軸受によって支持しているという実験装置の構造上、掘削トルク $T_k(k=f,b)$は模型には作用しない。したがって、M_rの算出にあたっては、式(2·9)中の掘削反力$F_{ky}(k=f,b)$のみから求めたため、その値は小さくなっている。模型に作用するモーメントM_rと単位掘進距離あたりの角度の変化$d\theta_r/dz$は正の相関がある。

図4·12は、模型の位置変化運動の実験結果として、水平面内で上部先行型について、模型の角度θ_yと単位掘進距離あたりの位置の変化$d\xi_y/dz$の関係を示したものである。模型の角度θ_yと単位掘進距離あたりの位置の変化$d\xi_y/dz$の関係は、単円形シールド掘進機模型実験結果[10]と同様にほぼ直線で近似できる。

図4·12　模型の角度θ_yと単位掘進距離あたりの位置の変化$d\xi_y/dz$の関係

4・6　運動モデル

第3章において、単円形シールド掘進機の運動モデルを角度変化運動と位置変化運動にそれぞれわけて、運動モデルを作成した[10]。すなわち、単円形シールド掘進機の土中における運動モデルを、

$$\frac{d\theta_i}{dz} = K_{i11}M_{ji}+K_{i12} \qquad (3\cdot7)$$

$$\frac{d\xi_i}{dz} = K_{i21}\theta_i + K_{i22} \tag{3·8}$$

であらわした。マルチフェイスシールド掘進機の土中での運動は、上記の単円形シールド掘進機の運動モデルを拡張して以下のようになる。すなわちマルチフェイスシールド掘進機の場合には、機械の幾何学的な非対称性から旋回モーメントM_i(i=y、p、r)が発生する。この旋回モーメントM_i(i=y、p、r)は、式(2·7)ないし(2·9)より、掘削反力 F_{ki}(k=f、b: i=y、p、r)と掘削トルク T_k(k=f、b)を変数としており、さらに図4·5および4·7よりこれらの掘削反力 F_{ki}と掘削トルク T_kは切り込み速度比βにより変化する。すなわちこの旋回モーメントM_iを機械の運転条件（掘進速度の大きさあるいは先行、後行面板の回転数、回転方向）により変化させることができる。したがって、掘削反力によって発生するモーメントM_iを操作量として加えることにより、角度変化運動についての運動モデルは、

$$\frac{d\theta_i}{dz} = K_{i11}(M_{ji}+M_i)+K_{i12} \tag{4·1}$$

で与えられる。ここにK_{i11}およびK_{i12}(i=y、p、r)は、運動モデルの係数である。式(4·1)中のK_{i11}は、式(3·7)と同様に旋回モーメントによる機械の曲がりやすさをあらわしている。またK_{i12}は、推進用油圧シリンダにより発生する旋回モーメントM_{ji}および掘削反力によって発生するモーメントM_i以外で機械の角度が変化する項を示しており、例えば、機械の自重あるいは外周部の摩擦力によって発生するモーメントなどが考えられる。位置変化運動については、単円形シールド掘進機の場合と同じで式(3·8)で与えられる。式(3·8)中のK_{i21}およびK_{i22}(i=y、p)は運動モデルの係数である。式中のK_{i22}は、機械が左右あるいは上下にすべる傾向をあらわす。

図4·13は、上部先行型の模型の運動を制御した実験結果の一例で、面板の回転数を変えたときの水平面内の旋回モーメントM_yおよび角度θ_yの変化を示したものである。一定の旋回モーメントM_yが面板に発生すると、その方向に模型の角度

図4·13　姿勢制御実験結果の一例

θ_yが変化していくことがわかる。また面板の回転数を変えることにより旋回モーメントの大きさが変化し、その結果、模型の角度変化の大きさが変わっていくのがわかる。

また表4·2は、縦型マルチフェイスシールド掘進機で、先行、後行両面板の回転方向と旋回モーメントM_i(i=y、p、r)の関係を示したものである。なお掘削反力により発生する旋回モーメントは、地山のゆるみによって不釣合力となる先行、後行両面板の掘削反力 F_{kr}(k=f、b)および掘削トルク T_k(k=f、b)と、後行面板に切削不要部分が存在するために生ずる後行面板の掘削反力 F_{by}より求めた。

このように掘進速度や先行、後行面板の回転数、回転方向などの運転条件を変えることにより、式(4·1)中の掘削反力により発生するモーメントM_iを機械に作用させる操作量とすることができる。したがってこの手法を、マルチフェイスシールド掘進機の運動を制御するための一手法として用いることができると考える。

表4·2　不釣合力が作用した場合の面板の回転方向とM_i(i=y、p、r)の関係

Upper forward type

Case* / Moment	Ⓐ	Ⓑ	Ⓒ	Ⓓ
My	+	−	−	+
Mp	+	+	+	+
Mr	−	+	+	−

Lower forward type

Case* / Moment	Ⓐ	Ⓑ	Ⓒ	Ⓓ
My	+	−	+	−
Mp	−	−	−	−
Mr	+	−	+	−

* Reference to Fig. 4.4　+ : Positive　− : Negative

4・7 結 言

マルチフェイスシールド掘進機模型実験結果をもとに、機械の土中での運動特性の検討を行った。その結果をまとめると以下のようになる。

(1) 後行面板掘削部の地山が先行面板による掘削時にゆるめられるため、先行面板に作用する掘削反力F_{fr}や掘削トルクT_fに対し、後行面板に作用する掘削反力F_{br}や掘削トルクT_bは面板面積比あるいは断面1次モーメント比以上に小さくなる。

(2) 後行面板に作用する面板全体での掘削反力 F_{by}あるいはF_{bp}について考えてみると、重なりあっている部分に切削反力 f_{bih} (i=y、p、r)が発生しない分だけ不釣り合いとなり、結果としてこれらの掘削反力が大きくなる。

(3) 上記の機械の幾何学的な非対称性から掘削面板に発生する不釣合力は、機械の位置および角度を変化させる力となりうる。横型マルチフェイスシールド掘進機の場合には、とくに(1)により先行面板側に姿勢変化しやすい。

(4) 縦型マルチフェイスシールド掘進機の場合には、上部先行型にくらべ、下部先行型の方が後行面板側の地山がゆるめられやすいので、姿勢変化しやすい。

(5) マルチフェイスシールド掘進機の土中における運動をあらわす数式モデルは、単円形シールド掘進機の運動モデルを拡張した式(3·8)および(4·1)の線形モデルでほぼ近似できる。

(6) 運動モデルの角度変化運動をあらわす式(4·1)は、単円形シールド掘進機の場合と異なり、操作量としてのM_iは、運転条件を変えることによりその値を変化させることができ、機械の土中での運動を制御する場合の一手法として用いることができる。

第５章　中折式シールド掘進機の運動モデル作成のための模型実験[18]~[21][23]

５・１　序　言

中折式シールド掘進機は、曲率の大きなトンネルの建設に使用される。建設省の総合技術開発プロジェクト「地下空間の利用技術の開発」（「急曲線、急勾配シールドの設計・施工技術に関する研究」）では、地上と地下の道路トンネルを連絡するスパイラル型ランプトンネルなどを中折式シールド掘進機で建設する施工法や機械の設計法の検討が行われた[7][8]。

この中折式シールド掘進機は、前胴部、後胴部およびこれらを連結し前胴部と後胴部に任意の角度（中折角）をつけるための中折用油圧シリンダを装備している点が単胴形のシールド掘進機と大きく異なる。この機械で曲線のトンネルを掘る場合、旋回する曲率の内側を余掘りして、中折角をつけることによって機械の形状をそり状にし、さらに、機械後部外周に取り付けられた推進用油圧シリンダにより旋回モーメントを与えながら旋回していく。しかし、これらの操作がどのように機械の旋回性能に影響を及ぼしているのか、いまだその運動のメカニズムがはっきりと解明されていない。

そこで、中折式シールド掘進機について模型実験を行い、機械の土中での位置・姿勢変化特性の検討を行った。すなわち、機械の旋回性能に影響を及ぼすと考えられる中折角、余掘量、地山の硬さおよび推進用油圧シリンダによる旋回モーメントの効果について検討した。さらに模型実験結果から、単円形シールド掘進機の運動モデルを拡張した形で中折式シールド掘進機の運動モデルを作成した。本章では、この中折式シールド掘進機模型実験の内容について述べる。

５・２　実験装置

図5･1および5･2は、実験装置の概略を示したものである。実験装置は、中折式シールドの模型と、セグメント（一次覆工用型枠）に相当する曲率半径1.6mの曲管の支持管部および移動架台、土砂タンク、これらを載せた固定架台、排土タンク、油圧ポンプユニット、実験装置制御盤などで構成されている。模型は移動架台ごと油圧回路でその速度を調整されながら砂層側面から貫入し、約1.4m掘進することができる。また掘進中にチャンバ内に取り込まれた土砂は、排土パイプを通して排土タンクまで空気輸送される。

図5·1　実験装置の概略（正面図）

図5·2　実験装置の概略（平面図）

図5·3は、模型の基本寸法および機器取付位置を示したものである。模型は外径452mm、長さ360mmである。模型は、その幾何学的形状や掘進中の不釣合力および推力の不均等によってその位置ξ_{im}(i=y、p: m=f、b)と角度θ_{im}(i=y、p: m=f、b)が変化するように、曲管の支持管部と模型の間には15mmのクリアランスをとってある。また、回転軸をユニバーサルジョイントでつなぐことによって、角度θ_{im}(i=y、p: m=f、b)が変化しても面板が回転できるようにした。さらに、模型と支持管部との間を４本のミニチュアシリンダ（スラストシリンダ）で連結し、かつ４本

図5·3　模型の基本寸法および機器取付位置

のスラストシリンダに圧力差を与え旋回モーメントM_{jib}(i=y、p)を発生できるような油圧回路とした。また水平面内の中折角δ_yをつけるために、前胴部と後胴部の間にスペーサを設けた。実機ではこの部分には中折用油圧シリンダがあり、中折角δ_yは掘進中に変化するものであるが、模型では装置の構造が複雑になることから一定の中折角δ_yを保持したまま掘進させるようにした。また、面板の回転軸と前胴部の軸心をずらすことによって、旋回運動の内側を余掘りできるようにした。

実験では主に、掘進中の模型の位置および角度と、模型に作用する外力を測定した。前記したように、中折角δ_yを一定にして実験を行っているため、前胴部、後胴部のどちらかの位置と角度がわかれば他の位置と角度は一義的に求められる。そこで、実験では後胴部の位置ξ_{ib}(i=y、p)と角度θ_{ib}(i=y、p)を測定した。

模型の左右、上下方向変位ξ_{ib}(i=y、p)は、模型と曲管部にポテンショメータを取り付け測定した。水平面内の角度θ_{yb}（ヨーイング角）は、前後方向に取り付けた4個のポテンショメータの左右の測定値の差から演算して求めた。また、鉛直面内の角度θ_{pb}（ピッチング角）および回転軸と垂直な面内の角度θ_{rb}（ローリング角）は、サーボ式傾斜計を用いて測定した。

模型に作用する推力および旋回モーメントM_{jib}(i=y、p)は、スラストシリンダの油圧を測定することにより求めた。また模型の位置と角度が変化したときの水平面内での模型外周部に作用する土圧 EP_h(h=1～8)を測定した。

5・3　実験方法および実験条件

② Free and controlled

図5·4　実験中の模型の状態

図5·4は、模型を強制的に位置・姿勢変化させる実験での模型の状態を示したものである。位置決めシリンダを引きセットピンを模型の溝部から引き抜くことにより、模型を支持管部に対してスラストシリンダだけで連結し土中で自由に動く状態とし、さらに4本のスラストシリンダにそれぞれ任意の圧力を発生させる。この状態で必要であればスラストシリンダに圧力差を与え旋回モーメントを発生させながら、所定の掘進速度および面板の回転数で掘進させる。このとき、模型に作用する外力と模型の位置と角度の変化を計測した。

表5·1に、実験条件を示す。掘進速度 V は5.0～6.7 ×10^{-4}m/s(3～4cm/min)とした。また面板の回転数 N_Rは2～12rpmである。ただし、模型を強制的に位置・姿

表5·1　実験条件

Operating conditions		Soil conditions	
Excavating velocity V	5.0～6.7 x 10^{-4} m/s	Used sand	Silica sand D_{50}=1.3x10^{-4} m
Revolution of cutter disk N_R	2 ～ 12 rpm	N value	0 ～ 30 (measured by a Swedish type penetration tester)
Articulation angle	5.2x10^{-2}, 1.3x10^{-1}, 1.5x10^{-1} rad	Water content (average in sand tank)	0.118～0.380
Overcutting range	0 , 10 mm		
Moment by thrust cylinders (horizontal plane)	-3.513x10^2 ～ 1.306x10^2 N·m	Sand depth measured from top of the model	1.51D～1.92D (D=0.452m)

勢変化させる実験では、6rpmを基本条件とした。面板の回転方向は主に模型を後方から見て右周りとした。なおこの基本条件で、式(3·1)で定義される切り込み速度比βは、4.9ないし6.5である。

$$\text{切込速度比}\quad \beta = \frac{N_R\ B\ C}{V} \tag{3·1}$$

ここに V は掘進速度[cm/min]、N_Rは面板の回転数[rpm]、B はビット段数[(-)](本実験の場合2.5)および C はビット高さ[cm](本実験の場合1.3cm)をあらわす。使用した砂はけい砂で、ふるい下50%粒径 D_{50} は130μmである。また比重量は2.58×10^4N/m^3(2630kgf/m^3)である。

土中でのシールド掘進機の運動に影響を及ぼす因子の一つに土の硬さが考えられる。すなわち、中折式シールド掘進機で、ある中折角をもっている場合に、この機械の幾何学的形状によって発生する力は中折角だけでなく機械外周部の地山の硬さなどの特性によっても異なってくる。したがって地山は主に２つの条件で作成した。すなわち、土砂タンク側部と上部に設置した加振機と加圧装置を用いて土砂を圧密させた条件と、加振機と加圧装置を用いず圧密させない条件である。前者の N値は約10であり、後者はほぼ零である。地山は、各条件についてはなるべく同じ条件になるようにいつも決まった方法で作成した。地山の硬さ状態を調べるために、掘削前にスウェーデン式貫入試験機を用いて貫入テストを行った。表中の N値は式(3·6)で示される砂質土によく適用される換算式[33]で、模型が通過する深さでの N値を算出したものである。なお測定箇所は、模型の掘削部分に影響を及ぼさないよう、模型通過位置と土砂タンク壁面のほぼ中間の位置でテストを行っている。

図2·12　機械の旋回曲率、内接位置と余掘量の関係

$$N = \frac{1}{12} N_{SW} \tag{3·6}$$

ここに　N_{SW}：貫入試験機を１m貫入する時の半回転数

第２章で示したが（図2·12）、内接位置と機械の幾何学的形状によって決まる旋回曲率 $1/R_y$を余掘量ε_yをパラメータとして、模型の中折角である 1.5×10^{-1}、1.3×10^{-1}、5.2×10^{-2}radの場合について再び示す。

５・４　実験結果およびその考察

図5·5は、実験結果の例として、水平面内に与えた旋回モーメント M_{jyb}とそのときの模型の角度θ_{yb}および模型外周部に作用する土圧 EP_h(h=1～8)の時間変化を示したものである。なお、実験条件は、地山のN値が約10で、中折角δ_yが1.3×10^{-1}rad、余掘量ε_yが零である。実験時間は約６分である。

一定の旋回モーメントM_{jyb}を与えると、模型の角度θ_{yb}は一定の割合で変化していくことがわかる。またこのとき、模型に作用する土圧は、旋回運動の外側に

図5·5　実験結果（δ_y=0.13rad、ε_y=0mm、N値 約10）

ついては、EP_2すなわち前胴部の後方付近で大きな値を示している。一方内側については、EP_5および EP_8、すなわち前胴部と後胴部の先端付近で大きな土圧が発生している。図2·12によれば、余掘量ε_yが零の場合の中折位置から内接位置までの長さ L_{yINS} は、模型の前胴部の長さ L_fとなる。しかし、実験中にカッタの回転により模型が数mm大きく地山を掘削していると考えれば、内接位置は土圧が大きく発生している前胴部と後胴部の先端付近であると推察される。なお、旋回運動外側の前胴部と後胴部の先端付近で発生する土圧 EP_1、EP_4は小さい。

図5·6　実験結果（δ_y=0.13rad、ε_y=10mm、N値 約10）

図5·6は、水平面内に与えた旋回モーメント M_{jyb}とそのときの模型の角度θ_{yb}および模型外周部に作用する土圧 EP_h(h=1～8)の時間変化を示したものである。実験条件は、N値が約10、中折角δ_yが1.3×10^{-1} rad、余掘量ε_yが10mmである。実験時間は約４分である。

余掘りをした場合にも模型の角度θ_{yb}は一定の割合で変化していくが、その変化の大きさは余掘りをしない場合とくらべ大きくなる。また旋回運動の内側には、前胴部、後胴部の先端部から模型の中心にかけて土圧が発生している。これは図2·12から推察すると、余掘りをすることに内接位置が内側になり、機械の幾何学的形状によって決まる旋回曲率が大きくなったものと考えられる。なお旋回運動外側では、EP_2以外の土圧は小さい。

図5·7は、水平面内について N値が約10の地山でスラストシリンダによる旋回モーメント M_{jyb}と単位掘進距離あたりの角度の変化 $d\theta_{yb}/dz$の関係を中折角δ_yをパラメータとして示したものである。なお図中の実線は、実験データを直線で最小二乗近似したものである。

スラストシリンダによる旋回モーメント M_{jyb}の増加とともに、単位掘進距離あ

たりの角度の変化$d\theta_{yb}/dz$は直線的に増加している。これは、単円形シールド掘進機模型実験結果[10]と同様な傾向である。またスラストシリンダによる旋回モーメント M_{jyb}が零の場合には、単位掘進距離あたりの角度の変化 $d\theta_{yb}/dz$は大きな値となり、中折角δ_yが大きくなるとともにその値は大きくなっている。この値は、図2･12で余掘量ε_yが数mmの場合の模型の幾何学的形状により決まる旋回曲率 $1/R_y$ に対応している。これは、旋回モーメントM_{jyb}を与えなくても模型の角度θ_{yb}が変化していく傾向を示している。この中折角δ_yによる影響が、スラストシリンダによる旋回モーメント M_{jyb}の影響よりかなり大きく、相対的にスラストシリンダによる旋回モーメントM_{jyb}の影響は小さくなっている。

図5･8は、水平面内について N値が零の地山でスラストシリンダによる旋回モーメント M_{jyb}と単位掘進距離あたりの角度の変化 $d\theta_{yb}/dz$の関係を、中折角δ_yをパラメータとして示したものである。なお図中の実線は、実験データを直線で最小二乗近似したものである。

スラストシリンダによる旋回モーメント M_{jyb}が零の場合には、単位掘進距離あたりの角度の変化$d\theta_{yb}/dz$は、N値が約10の地山での実験結果(図5･7)より小さい。これは軟弱な地山の場合には、模型外周部の地山が十分な強度をもたないために、機械の幾何学的な形状によって決まる旋回曲率 $1/R_y$で運動するときに必要な反力を発生するまでに土が大きく変形してしまうためと考えられる。

Sym.	■	●	▲
δ_y(rad)	1.5×10^{-1}	1.3×10^{-1}	5.2×10^{-2}
K_{ybi1} (rad/(N·m²))	2.17×10^{-4}	2.11×10^{-4}	1.68×10^{-4}
K_{ybi2} (rad/m)	-6.60×10^{-1}	-5.97×10^{-1}	-2.24×10^{-1}
Corr. coef.	0.99	0.66	0.27
N. of data	6	11	6

図5･7 スラストシリンダによる旋回モーメントM_{jyb}と単位掘進距離あたりの角度の変化$d\theta_{yb}/dz$の関係（ε_y=0mm、N値 約10）

Sym.	■	●	▲
δ_y(rad)	1.5×10^{-1}	1.3×10^{-1}	5.2×10^{-2}
K_{ybi1} (rad/(N·m²))	5.13×10^{-4}	5.91×10^{-4}	8.62×10^{-4}
K_{ybi2} (rad/m)	-6.28×10^{-1}	-5.59×10^{-1}	-2.61×10^{-1}
Corr. coef.	0.93	0.88	0.70
N. of data	8	10	10

図5･8 スラストシリンダによる旋回モーメントM_{jyb}と単位掘進距離あたりの角度の変化$d\theta_{yb}/dz$の関係（ε_y=0mm、N値 0）

図5·9は、水平面内について、N値が約10の地山で余掘量 ε_yが10mmの場合の、スラストシリンダによる旋回モーメント M_{jyb}と単位掘進距離あたりの角度の変化 $d\theta_{yb}/dz$の関係を中折角 δ_yをパラメータとして示したものである。

旋回運動の内側を余掘りした場合には、余掘りをしない場合(図5·7)と比べて、余掘り側に曲げる旋回モーメント M_{jyb}を与えれば、単位掘進距離あたりの角度の変化 $d\theta_{yb}/dz$が大きく変化することがわかる。またY軸切片は、余掘りをしない場合とあまり変わっていない。すなわち本実験の場合には、余掘りをした土が完全にはチャンバ内部に取り込まれず、余掘り領域にゆるんだ土として残るため、見かけ上余掘量 ε_yが零で、旋回運動の内側がゆるんだ地山を掘進した状態に相当していると考えられる。

Sym.	■	●	▲
δ_y(rad)	1.5×10^{-1}	1.3×10^{-1}	5.2×10^{-2}
K_{ybi1}(rad/(N·m²))	1.27×10^{-3}	2.41×10^{-3}	1.95×10^{-3}
K_{ybi2}(rad/m)	-6.21×10^{-1}	-5.62×10^{-1}	-3.13×10^{-1}
Corr. coef.	0.94	0.91	0.96
N. of data	5	7	4

図5·9 スラストシリンダによる旋回モーメントM_{jyb}と単位掘進距離あたりの角度の変化$d\theta_{yb}/dz$の関係（ε_y=10mm、N値 約10）

5・5 運動モデル

模型実験結果をもとに、単円形シールド掘進機の運動モデル[10]を拡張し、中折式シールド掘進機の土中での運動を、以下のように角度変化運動、位置変化運動さらに中折角変化運動にわけて考える。

5・5・1 角度変化運動

図5·10に、角度変化運動のメカニズムを概念的に示す。角度変化運動は、以下に示す過程であらわすことができる。

①機械外周部に発生する土の応力が、推進用油圧シリンダ、中折用油圧シリンダおよび機械の幾何学的形状（そり効果）から発生するモーメントと釣り合うまで角度が変化して、θ_{ib1}である状態

図5·10　角度変化運動のメカニズム

②角度 θ_{ib1}を維持し dz 掘進する過程

③機械外周部前面の旋回運動の外側にそり効果に相当する土からの反力が発生し、また内側に応力の発生していない部分があらわれるため更に角度が変化し、θ_{ib2}になる過程

すなわち角度変化運動は、後胴部、前胴部それぞれに作用する推進用油圧シリンダと中折用油圧シリンダにより発生するモーメントによって角度が変化する項と、機械の幾何学的形状による項（そり効果に相当する。）およびその他の項（外乱項）により、式(5·1)および(5·2)であらわされる。

$$\frac{d\theta_{ib}}{dz} = K_{ib11}(M_{jib}-M_{jif}) + \frac{\delta_i}{2L_{iINS}} + K_{ib12} \qquad (5\cdot1)$$

$$\frac{d\theta_{if}}{dz} = K_{if11}M_{jif} + \frac{\delta_i}{2L_{iINS}} + K_{if12} \qquad (5\cdot2)$$

ここに式中のK_{im11}、K_{im12}(i=y、p: m=f、b)は、運動モデルの係数である。K_{im12}(i=y、p: m=f、b)は、推進用油圧シリンダと中折用油圧シリンダで発生するモーメントで角度が変化する項と、機械の幾何学的形状による項（そり効果に相当）以外の項をあらわす。この項として例えば、機械が中折角によって決まるその幾何学的形状で旋回しようとしても、そり効果が発生するまでに土が大きく変形してしまい、旋回曲率が小さくなる場合などが考えられる。これは、機械外周部の地山の硬さが十分でない場合の実験結果（図5·8）で観察された。また、式(5·1)および(5·2)中の右辺第２項 $\delta_i/(2L_{iINS})$ (i=y、p)は、機械の幾何学的形状によってそり効果が発生し角度が変化する項をあらわし、ここでは前胴部と後胴部に同様に作用するものと考えた。L_{iINS}(i=y、p)は、中折位置から内接点までの距離をあらわす。

２・３・２で示したが（図2·11）、中折式シールド掘進機の運動状態のひとつとして、前胴部および後胴部がそれぞれ地山に内接する運動状態で、中折角δ_i(i=y、p)、余掘量ε_i(i=y、p)ならびに中折位置から内接位置までの距離 L_{iINS}(i=y、p)の関係を再び示す。

図2·11　中折式シールド掘進機の土中での軌跡

中折位置から内接位置までの距離 L_{iINS}(i=y、p)は、中折角δ_i(i=y、p)と余掘量ε_i(i=y、p)から式(2·19)で与えられる。

$$L_{iINS} = L_f + \frac{\varepsilon_i}{\tan(\delta_i/2)}$$

$$-\sqrt{\left(L_f+\frac{\varepsilon_i}{\tan(\delta_i/2)}\right)^2-L_f^2+\varepsilon_i^2-\varepsilon_i D} \qquad (2\cdot19)$$

また、中折式シールド掘進機の機械の幾何学的形状によって決まる旋回曲率 $1/R_i(i=y,p)$は、

$$\frac{1}{R_i}=\frac{\delta_i}{2L_{i\,INS}} \qquad (2\cdot20)$$

で与えられる。

このように、中折角$\delta_i(i=y,p)$と余掘量$\varepsilon_i(i=y,p)$から、機械の幾何学的形状によって決まる旋回曲率 $1/R_i(i=y,p)$は求められ、これは、式(5·1)と(5·2)中の右辺第２項 $\delta_i/(2L_{i\,INS})$ $(i=y,p)$に対応する。

５・５・２　中折角変化運動

中折角変化運動は、角度変化運動と同様に、推進用油圧シリンダと中折用油圧シリンダにより発生するモーメントによって角度が変化する項と、機械の幾何学的形状による項（そり効果）およびその他の項（外乱項）によりあらわされる。すなわち以下のようになる。

中折角$\delta_i(i=y,p)$と、前胴部、後胴部の角度 θ_{if}、$\theta_{ib}(i=y,p)$の関係は、式(5·3)で与えられる。

$$\delta_i=\theta_{if}-\theta_{ib} \qquad (5\cdot3)$$

したがって、中折角変化運動は、式(5·1)および(5·2)より式(5·4)となる。

$$\frac{d\delta_i}{dz}=\frac{d\theta_{if}}{dz}-\frac{d\theta_{ib}}{dz}$$

$$= -K_{ib11}M_{j1b} + (K_{ib11}+K_{if11})M_{j1f} + K_{if12}-K_{ib12} \qquad (5\cdot4)$$

5・5・3　位置変化運動

図5·11に、位置変化運動のメカニズムを示す。前胴部と後胴部に中折角がついた状態で、機械は以下に示す位置変化をすると考えられる。推進用油圧シリンダが後胴部に取り付けられている機械の場合には（図5·11①）、後胴部の角度の方向に進行する。そのとき、主に旋回運動外側の前胴部に土の変形による応力が発生し、式(5·1)ないし(5·2)の機械の幾何学的形状によるモーメント（そり効果）が生ずる。また前胴部に推進用油圧シリンダが取り付けられている場合には（図5·11②）、機械は前胴部の方向に進行する。したがって、位置変化運動は単円形シールド掘進機の運動モデル[10]を拡張し、式(5·5)および(5·6)で与えられる。

$$\frac{d\xi_{ib}}{dz} = K_{ib21}(\theta_{ib}+\eta_i\delta_i)+K_{ib22} \qquad (5\cdot5)$$

図5·11　位置変化運動のメカニズム

$$\frac{d\xi_{if}}{dz} = K_{if21}(\theta_{if} - (1-\eta_i)\delta_i) + K_{if22} \qquad (5\cdot6)$$

ここに、K_{im21}およびK_{im22}(i=y、p: m=f、b)は、運動モデルの係数である。K_{im22}(i=y、p: m=f、b)は、機械の横すべりをあらわしている。またη_i(i=y、p)は零から1の値をとる。

式(5·5)および(5·6)において、中折角δ_i(i=y、p)が零の場合には、単円形シールド掘進機の運動モデル[10]と同じである。また機械が中折れしている場合には、係数η_iによって位置変化運動は異なる。η_i=0のときは、後胴部の角度の方向に機械が進み位置が変化する。また、η_i=1のときは、前胴部の方向に機械が進み位置が変化することになる。実際の機械では、η_iが零から1の値をとり位置変化運動をするものと考えられる。

前胴部と後胴部の位置については、どちらかの位置が求められれば、一方の位置は、他方の位置と、前胴部と後胴部の角度および機械の幾何学的な形状の関数として与えられる。すなわち、

$$\xi_{if} = f(\xi_{ib}、\theta_{ib}、\theta_{if}) \qquad (5\cdot7)$$

となる。

5．6 結 言

中折式シールド掘進機の土中での運動特性を検討し、機械の土中での運動モデルを作成するために模型実験を行った。その結果、以下の結論が得られた。

(1) 締まった地山では、推進用油圧シリンダによる旋回モーメントを与えなくても、ほぼ中折角によって作られる機械の幾何学的な形状に相当する旋回曲率で運動していく。したがって機械の旋回性能に及ぼす推進用油圧シリンダによる旋回モーメントの影響は小さい。

(2) 軟弱地山では、機械外周部の地山が変形するため、機械の旋回運動に及ぼ

す中折角の効果が十分でなく、機械の旋回運動はその幾何学的形状に相当する旋回曲率より小さくなる。また、旋回性能に及ぼす推進用油圧シリンダによる旋回モーメントの影響は、締まった地山より大きくなる。

(3) 旋回運動の内側を余掘りし、余掘りした土が完全に機械に取り込まれない場合には、見かけ上余掘量ε_yが零で旋回運動の内側がゆるんだ地山を掘進した状態に相当しており、この場合には機械の旋回性能に及ぼす推進用油圧シリンダの影響が大きくなる。余掘りした土が完全に機械に取り込まれる場合には、中折角と余掘量で決まる機械の幾何学的な形状に相当する旋回曲率で運動していくものと考えられる。

(4) 中折式シールド掘進機の土中での運動をあらわす数式モデルとして、式(5·1)(5·2)、式(5·5)(5·6)および式(5·4)を誘導した。すなわち、中折式シールド掘進機の土中における運動は、単円形シールド掘進機の運動に中折角と余掘量の影響を加えることによりあらわすことができる。

第６章　実機データの解析による運動モデルの検証[4][14][18][22]

６・１　序　言

第３章において、単円形シールド掘進機の運動モデルを作成し、続いて、第４および５章で、この運動モデルを拡張した形で、マルチフェイスシールド掘進機、中折式シールド掘進機のそれぞれの運動モデルを作成した。本章では、実機データを解析することにより、この運動モデルの妥当性の確認を行った。

６・２　単円形シールド掘進機の場合

６・２・１　工事現場の概要

単円形シールド掘進機の土中での運動モデルを検証するために解析を行ったのは、２工事現場（工事現場ＡおよびＢ）である。表6･1および6･2に、工事現場の概要と機械の主な諸元を示す。

工事現場Ａは、直径約3mの下水道トンネル工事現場で、地山はＮ値5ないし10の粘性土である。なお、Ｎ値は現位置における標準貫入試験（JIS A 1219）で、土の硬軟、締まり具合をあらわす値である[34]。また、土中の水の流れやすさを示す定数である透水係数は、10^{-7}m/s以下である。機械はスポーク型の泥土圧シールド掘進機で、外径φ2.89m、機長4.5m、7.85×10^5N（80tf）用油圧シリンダを10本

表6･1　工事現場の概要
（単円形シールド掘進機）

	Tunneling work A	Tunneling work B
Application	Sewer line	Sewer line
Tunnel length	ca. 590m	ca. 960m
Grade	0.22 %	0.09 %
Tunnel diameter (Outer dia. of segment)	2.75 m	5.4 m
Overburden	2.8 ~ 6.3m	17.5 ~ 19.8m
Soil classification	Cohesive soil	Gravelly soil
N value	5 ~ 10	14 ~ 62
Permeability coefficient	$<10^{-7}$ m/s	10^{-5} ~ 10^{-6} m/s

表6･2　機械の主な諸元
（単円形シールド掘進機）

	Tunneling work A	Tunneling work B
Type	Muddy soil pressure balanced type (Spoke type)	Pressure holding type (Disk type)
Length	4.5 m	6.19 m
Outer diameter	2.89m	5.54 m
Thrust	7.85 x 10^6 N	2.94 x 10^7 N
Torque	3.03 x 10^5 N·m	3.08 x 10^6 N·m
Hydraulic cylinders	7.85x10^5N at 3.43x10^7Pa 1.05m(stroke) 10 pieces	1.47x10^6N at 3.43x10^7Pa 1.05m(stroke) - 20 pieces

装備している。

工事現場Ｂは、直径約5．5mの雨水管トンネル工事現場で、地山はＮ値50以上のよく締まった、礫の混じった砂質土である。透水係数は、10^{-5}ないし10^{-6}m/sである。機械は面板型の泥土圧シールド掘進機で、外径φ5.54m、機長6.19m、1.47×10^{6}N（150tf）用油圧シリンダを20本装備している。

６・２・２　解析方法

解析は、以下に示す２項目について行った。一つは、推進用油圧シリンダによって、シールド掘進機に作用させる旋回モーメント　M_{ji}（i はy あるいはp をとり、y は水平面内、p は鉛直面内をあらわす。）と、単位掘進距離あたりの角度の変化$d\theta_i/dz$（i=y,p）の関係についてである。他の一つは、シールド掘進機の角度θ_i（i=y,p）と単位掘進距離あたりの位置の変化$d\xi_i/dz$（i=y,p）の関係についてである。

単円形シールド掘進機での工事現場ＡとＢそれぞれについては、シールド掘進機の施工計画線に対する位置ξ_i（i=y,p）と角度　θ_i（i=y,p）および掘進距離 z を測定した。

測定する検出器には、レーザ発振器とターゲットを用いた機器を使用した。これは、セグメント側（一次覆工用型枠）にレーザ発振器を固定し、レーザーを施工計画線の方向に発射することによって、シールド掘進機に取り付けた2枚のターゲットにあたったレーザ光の位置から、シールド掘進機の施工計画線に対する位置ξ_i（i=y,p）および角度θ_i（i=y,p）を検出するものである。なお、掘進距離 z は、光波距離計により測定した。これらのデータと、推進用油圧シリンダの圧力および各油圧シリンダのON-OFF状態を、約10cmごとに記録した。

なお、解析に使う値の中で、変化率は、センサの精度の点からあまり掘進距離の短い区間で求めると誤差を多く含みやすいと考えられるので、上記の解析は、掘進距離　0.9m（１セグメント長さに相当）ごとに行った。

６・２・３　解析結果およびその考察

図6·1および6·2は、それぞれ工事現場ＡおよびＢのデータについて、水平面内と鉛直面内の推進用油圧シリンダで作用させる旋回モーメントM_{ji}（i=y,p）と単

図6・1　推進用油圧シリンダによる旋回モーメントと
単位掘進距離あたりの角度の変化の関係
（工事現場A）

図6・2　推進用油圧シリンダによる旋回モーメントと
単位掘進距離あたりの角度の変化の関係
（工事現場B）

位掘進距離あたりの角度の変化$d\theta_i/dz$ (i=y,p) の関係を示したものである。各図中の実線は最小二乗法によってデータを直線近似したものである。データにばらつきはあるものの、模型実験[1]と同様の傾向を示している。すなわち旋回モーメントと角度の変化率との間には正の相関があり、ほぼ直線で近似できる。

工事現場Aと工事現場Bの結果を比べると、工事現場Aの方が直線の傾きK_{i11} (i=y,p) は大きい。 K_{i11} (i=y,p) は、シールド掘進機の曲がりやすさを示す

係数であるが、この係数に影響を及ぶ因子として、機械の寸法、幾何学的形状および地山の硬さなどがあげられる。工事現場Aは、工事現場Bと比べて、これらの因子のうち表6·1および6·2に示したように、地山が軟かくまたシールド掘進機の機長が短いため曲がりやすく、したがって、K_{i11} (i=y,p) が大きくなったと考えられる。また工事現場Aでは、鉛直面内についてY軸切片が負すなわち推進用油圧シリンダにより旋回モーメントを与えない場合でも、下向きに角度が変化する傾向にある。逆に工事現場Bは鉛直面内についてY軸切片が正すなわち旋回モーメントを与えない場合、上向きに角度が変化する傾向にある。

このようにシールド掘進機の角度変化運動は、曲がりやすさの係数であるK_{i11} (i=y,p) と、推進用油圧シリンダ以外の旋回モーメントをしめす係数であるK_{i12} (i=y,p) により、図中で示す相関係数でほぼあらわすことができる。

図6·3および6·4は、それぞれ工事現場AおよびBのデータについて、水平面内と鉛直面内のシールド掘進機の角度θ_i (i=y,p) と単位掘進距離あたりの位置の変化$d\xi_i/dz$ (i=y,p) の関係を示したものである。工事現場Aについては若干データのばらつきが大きいものの、両現場とも模型実験[1]と同様、この関係はほぼ直線で近似できると考えられる。模型実験[1]と比べると、横すべりの傾向が大きくあらわれている。すなわち、工事現場Aの鉛直面内についてはY軸切片が正つまり角度が施工計画線に対し零であっても位置が上方にずれていく傾向がある。工事現場Bの水平面内については、角度が施工計画線に対し零であっても位置が

図6·3　掘進機の角度と単位掘進距離あたりの位置の変化の関係（工事現場A）

図6・4　掘進機の角度と単位掘進距離あたりの位置の変化の関係（工事現場B）

右側にずれていく傾向が、また鉛直面内については、位置が下方にずれていく傾向がある。

6・3　マルチフェイスシールド掘進機の場合

6・3・1　工事現場の概要[4]

表6·3および6·4に、昭和63年に京葉線、京橋工区で稼働した横型マルチフェイスシールド掘進機の工事現場の概要と機械の諸元を示す。

京橋工区は、東京駅東端部の立坑から新八丁掘駅までの約619m区間で、R400mの曲線を含む都心部地下を複線シールドトンネルとして建設されたものである。機械は、直径7.42mの掘削面板を前後に２枚重ねた幅12.19m、長さ9.0mの泥水式シールド掘進機である。31本の1.96×10^6N(200tf)と低部に13本の2.94×10^6(300tf)の推進用油圧シリンダを装備している。機械は昭和63年2月に発進し、8月に到達、10月にトンネルが貫通している。

6．3．2　解析結果およびその考察

図6·5は、実機の運転状態のうち、セグメント5リングごとの水平面内の推進用油圧シリンダによる旋回モーメント M_{jy} と変位 ξ_y を、横軸にセグメントのリング数をとって示したものである。なお、図中の破線は、機械を直進させるのに必

表6·3　工事現場の概要
（マルチフェイスシールド掘進機）

Application	Railway line and station section
Tunnel length	ca. 600 m
Grade	7%, Horizontal
Tunnel dimensions (Outer dia. of segment)	7.2m x 11.97m
Overburden	23 ～ 27m
Soil classification	Sandy soil
N value	50 or more
Permeability coefficient	$1.4 \times 10^{-6} \sim 5.2 \times 10^{-4}$ m/s

表6·4　機械の主な諸元
（マルチフェイスシールド掘進機）

Type	Pressurized slurry type
Dimensions	7.42m(H)x12.19m(B) x 9.0m(L)
Outer diameter	7.42 m
Thrust	9.9×10^7 N
Torque	6.9×10^6 N.m
Hydraulic cylinders	1.96×10^6 N at 3.43×10^7 Pa 1.2 m (stroke) 31 pieces
	2.94×10^6 N at 3.43×10^7 Pa 1.2 m (stroke) 13 pieces

図6·5　推進用油圧シリンダによる旋回モーメントと機械の位置の変化

要な旋回モーメント M_{jy} を実験結果[14]から推定したものである。

掘進を始めて5リング付近では左方向すなわち後行面板側にかなり変位している。そのため先行面板側に姿勢変化するような大きな旋回モーメント M_{jy} を作用させ

ているのがわかる。15リング以降の推進用油圧シリンダによる旋回モーメント M_{jy} は、模型実験結果[14]で得られた先行面板と後行面板の力の負担率で全推力を分担することにより発生する旋回モーメントにほぼ等しくなっている。

図6·6は、文献(4)(29)から工事現場データの解析結果を引用したものである[4][29]。

機械は、推進用油圧シリンダによる旋回モーメントが作用しない場合、水平面内について先行面板側に姿勢変化する傾向にある。これは模型実験において、面板に作用する掘削反力の不釣り合いによって旋回モーメントが発生し、先行面板側に曲がりやすい傾向を示したのと同じである。

(a) 正回転　　(b) 逆回転

図6·6　工事現場データの解析結果（文献(4)(29)から引用）

6・4　中折式シールド掘進機の場合

6・4・1　工事現場の概要

また表6·5および6·6に、中折式シールド掘進機について解析を行った工事現場のうちの数例についてその概要および使用した機械の諸元を示す。

工事現場①は、シルト質砂、N値20の地山で曲率半径40mのトンネルを建設したときのデータである。機械は、外径4.93m、長さ5.24mの後胴支持方式の泥土圧シールド掘進機で、その運転条件は中折角 7.7×10^{-2}rad で、余掘量は 20～40mmである。工事現場②は、シルトまじり砂、N値2～13の地山で曲率半径50mのトンネルを建設したときのデータである。機械は、外径3.69m、長さ4.82mの後胴支持方式の泥土圧シールド掘進機で、その運転条件は中折角 4.7×10^{-2}rad で、余掘量

表6·5　工事現場の概要
（中折式シールド掘進機）

Tunneling work	①	②	③
Radius of curvature	40m	50m	200m
Soil classification	Sandy soil	Sandy soil	Cohesive soil
N value	20	2～13	2～3
Soil improvement	×	○	×
Articulation angle	7.7×10^{-2}rad	4.7×10^{-2}rad	0 rad
Overcutting range	20~40mm	0 mm	0 mm

表6·6　機械の主な諸元
（中折式シールド掘進機）

Tunneling work	①	②	③
Outer diameter	4.93 m	3.69 m	1.94 m
Length	5.24 m	4.82 m	4.10 m
Hydraulic cylinders for driving	1.47×10^{6} N at 3.43×10^{7} Pa 1.05m(stroke) 16 pieces	9.81×10^{5} N at 3.43×10^{7} Pa 1.05m(stroke) 12 pieces	5.89×10^{5} N at 3.43×10^{7} Pa 0.9m(stroke) 6 pieces
Hydraulic cylinders for articulating	1.72×10^{6} N at 3.43×10^{7} Pa 0.4m(stroke) 14 pieces	9.81×10^{5} N at 3.43×10^{7} Pa 0.18m(stroke) 8 pieces	5.89×10^{5} N at 3.43×10^{7} Pa 0.1m(stroke) 4 pieces

は 0mmである。また工事現場③は、砂まじり粘土、N値2～3の地山で曲率半径200mのトンネルを建設したときのデータである。機械は、外径1.94m、長さ4.10mの後胴支持方式の泥土圧シールド掘進機で、その運転条件は中折角 0rad で、余掘量は0mmである。

6・4・2　解析結果およびその考察

図6·7は、工事現場①の解析結果で、横軸に推進用油圧シリンダによる旋回モーメントM_{jyb}を、縦軸に単位掘進距離あたりの角度の変化$d\theta_{yb}/dz$をとって示したものである。図中の実線は、解析データを最小二乗法で直線近似したものである。また図中の斜線の領域は、図6·8に示す機械の運転条件（$\delta_y=7.7\times10^{-2}$rad、$\varepsilon_y=20\sim40$mm）で、機械の幾何学的形状によって作られる旋回曲率 $1/R_y$を示したものである。

機械は推進用油圧シリンダによる旋回モーメントM_{jyb}を大きく与えなくても、所定の曲率で旋回していくのがわかる。また、推進用油圧シリンダによる旋回モーメントM_{jyb}を与えない場合の実機の運転状態は、機械の幾何学的形状によって決まる旋回曲率 $1/R_y$に対応していることがわかる。

図6·7　推進用油圧シリンダによる旋回モーメントと単位掘進距離あたりの角度の変化の関係（工事現場①）

図6·8　機械の旋回曲率、内接位置と余掘量の関係（工事現場①）

図6·9は、工事現場②の解析結果を示したものである。また図6·10は、この工事現場での直線区間（中折角　0rad ）の解析結果を示したものである。なお図中の実線は、解析データを最小二乗法で直線近似したものである。さらに図6·11は、図6·9の解析区間での機械の運転条件（δ_y=4.7×10⁻²rad、ε_y=0mm）で、機械の幾何学的形状によって作られる旋回曲率 $1/R_y$を示したものである。

図6·11から、機械の幾何学的形状によって決まる旋回曲率 $1/R_y$は約0.01rad/m

図6·9 推進用油圧シリンダによる旋回モーメントと単位掘進距離あたりの角度の変化の関係（工事現場②）

図6·10 推進用油圧シリンダによる旋回モーメントと単位掘進距離あたりの角度の変化の関係（工事現場②　直線区間）

図6·11　機械の旋回曲率、内接位置と余掘量の関係（工事現場②）

図6·12　推進用油圧シリンダによる旋回モーメントと単位掘進距離あたりの角度の変化の関係（工事現場③）

である。一方、図6·9から推進用油圧シリンダによる旋回モーメントM_{jyb}を与えない場合の実際の機械の単位掘進距離あたりの角度の変化$d\theta_{yb}/dz$は約0.02rad/mであり、これは施工計画線の曲率に相当している。また図6·10が示すように、直線区間においてこの機械の中折角が零であっても、推進用油圧シリンダによる旋回モーメントM_{jyb}を与えなくても約0.01rad/m機械の角度が変化している。すなわち、機械はこれら２つの効果で、結果として約0.02rad/mで旋回しているものと考えられる。

また図6·12は、工事現場③の解析結果を示したものである。

機械は曲率半径 200mのトンネルを建設するのに中折角 0 radで、推進用油圧シリンダによる旋回モーメントを与えながら旋回している。中折角を与えれば、推進用油圧シリンダによる旋回モーメントを大きく与えないでも旋回していくものと考えられる。

6・5　結　言

模型実験にて作成したシールド掘進機の運動モデルの有効性を検証するために、実機データの解析を行った。その結果、以下のことが明らかにされた。

(1) 単円形シールド掘進機についての実機解析から、角度変化運動と位置変化

運動をあらわす運動モデル（式(3·7)、(3·8)）で実機の運動をあらわすことができることを確かめた。

(2) マルチフェイスシールド掘進機についての実機解析から、模型実験で検討したように、先行面板と後行面板に作用する掘削反力が不釣り合いとなり、機械の角度を変化させる力となることがわかった。また実機の角度変化の傾向は、模型実験結果と一致した。

(3) 中折式シールド掘進機についての実機解析から、機械の幾何学的形状で決まる旋回曲率が、機械の角度変化運動に大きな影響を及ぼすことを確認した。すなわち、中折式シールド掘進機の角度変化運動をあらわす運動モデル（式(5·1)）で実機の運動をあらわすことができることを確かめた。

第７章　制御系の設計[10][23]

７．１　序言

本章では、制御対象となるシールド掘進機の位置・姿勢変化特性をあらわす運動モデルを用いて機械の位置・姿勢制御システムの設計を行った。まず、単円形シールド掘進機の運動モデルをもとに１入力２出力系の制御系の設計を行った。さらに、同様の手法を用いて中折式シールド掘進機の運動モデルについて、１入力３出力、２入力３出力系の制御系の設計を行った。

７・２　制御系の概要

まず制御系を設計するにあたり以下に示す２点を設計の仕様とした。

(a) 機械の軌道が振動的にならないこと。

(b) 定常偏差が零となること。

(a)は、施工上トンネルの仕上がりの良さやセグメントの組み易さという点から重要である。

図7·1に制御系の基本構成図を示す。

制御対象となるシールド掘進機の土中での運動すなわち位置・姿勢変化特性に対してコントローラを縦続接続する。

単円形シールド掘進機の制御系の構成（図7·1 (a)）は以下のようになる。

制御量としては、施工計画線に対する位置ξ_i(i=y、p)と角度θ_i(i=y、p)である。また操作量は、推進用油圧シリンダによって発生する旋回モーメント M_{ji}(i=y、p)である。したがって、単円形シールド掘進機の場合は、１入力２出力の制御系となる。設定要素は施工計画線に対する位置と角度の設定値ξ_{ir}(i=y、p)、θ_{ir}(i=y、p)である。通常、施工計画線に対する位置および角度の設定値ξ_{ir}、θ_{ir}は零である。

中折式シールド掘進機の制御系の構成（図7·1 (b)）は以下のようになる。

制御量としては、施工計画線に対する前胴部の位置ξ_{if}(i=y、p)、角度θ_{if}(i=y、p)、後胴部の位置ξ_{ib}(i=y、p)、角度θ_{ib}(i=y、p)および中折角δ_i(i=y、p)である。ただしそのうち２つは、式(5·3)および(5·7)から他の３つの動特性が決まれば求められる。そこで、ここでは状態変数を、後胴部の位置ξ_{ib}、角度θ_{ib}および中折角δ_iとした。また、操作量は推進用油圧シリンダおよび中折用油圧シリン

(a)

(b)

図7·1　制御系の基本構成図

ダによって発生するモーメント $M_{jib}(i=y,p)$、$M_{jif}(i=y,p)$である。したがって中折式シールド掘進機の場合には、１入力３出力、２入力３出力の制御系となる。また設定要素は、施工計画線に対する位置$\xi_{ibr}(i=y,p)$および角度$\theta_{ibr}(i=y,p)$と中折角の設定値$\delta_{ir}(i=y,p)$である。通常、施工計画線に対する位置および角度の設定値ξ_{ibr}、θ_{ibr}は零である。また中折角の設定値δ_{ir}は、直線部を掘進する場合には零である。また曲線部を掘進する場合には、機械の幾何学的形状によって決まる旋回曲率 $1/R_i(i=y,p)$を施工計画線の曲率とし、式(2·19)および(2·2

0)より求める。

このシステムの外乱要素として考えられるのは、例えば面板の掘削により発生する旋回モーメント、後方台車の牽引力などの機械後方から発生する旋回モーメントなどがあげられる。またシステムの変動（摂動）と考えられる要素に、掘進中の機械外周部の地山の特性の変化がある。

7．3　1入力2出力系（単円形シールド掘進機）の場合

制御対象の状態方程式を式(7·1)および(7·2)であらわした。式(7·1)は数式モデルの式(3·7)に、また、式(7·2)は数式モデルの式(3·8)に対応している。数式モデル中の係数K_{i12}及びK_{i22}は、外乱に相当する。これらの外乱は定常的な外乱と考えられる。例えば機械が自重により下に向きやすい傾向がある場合などである。これらをあらかじめ推定し、フィードフォワード的に補償すると外乱項をオミットすることができる。なお第３章で述べたように、実験結果では K_{i21}の値は１ではないが、１にかなり近いので問題をわかりやすくするため以下のもとではK_{i21}＝１と考えた。またPID制御では、微分は時間に対するものであるが、前記したようにシールド掘進機の土中での運動メカニズムは掘進することによって発生すると考えられるので、本制御では、微分は掘進距離 z に対するものとした。

$$\frac{d\theta_i}{dz} = K_{i11}M_{ji} \tag{7·1}$$

$$\frac{d\xi_i}{dz} = \theta_i \tag{7·2}$$

式(7·1)および(7·2)で、位置ξ_iと角度θ_iを制御変数として、旋回モーメントM_{ji}を操作変数として状態変数表示すると、式(7·3)および(7·4)となる。

$$\dot{x} = Ax + bu \tag{7·3}$$

$$y = cx \tag{7·4}$$

ここに $x = \begin{bmatrix} \xi_i \\ \theta_i \end{bmatrix}$、 $A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$、 $b = \begin{bmatrix} 0 \\ K_{i11} \end{bmatrix}$、 $u = M_{ji}$

$y = \begin{bmatrix} \xi_i \\ \theta_i \end{bmatrix}$、 $C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$

xは z に関する微分を意味する。

いま状態変数ξ_i、θ_iについて状態フィードバックを考え操作量 u を式(7·5)で与える。

$$u = k^T x = [\alpha_i \quad \gamma_i] \begin{bmatrix} \xi_i \\ \theta_i \end{bmatrix} \tag{7·5}$$

ここにα_i、γ_i(i=y、p)は、状態フィードバックゲインをあらわす。

式(7·5)を式(7·3)に代入し

$$\dot{x} = Ax + bk^T x \tag{7·6}$$

となる。

式(7·6)より、系の特性方程式は式(7·7)で与えられる。

$$\det [sI - A - bk^T] = s^2 - K_{i11}\gamma_i s - K_{i11}\alpha_i = 0 \tag{7·7}$$

いま極配置法により状態フィードバックゲインα_iおよびγ_iを決定する場合、前記の設計仕様から、系の固有値は負の実根でなければならない。さらに、ある程度の速応性を考慮に入れると、固有値は重根であることが望ましい。

いま制御目標距離をL_i(i=y、p)として、固有値λを式(7·8)のように決める。

$$\lambda = -\frac{2\pi}{2L_i} = -\frac{\pi}{L_i} \tag{7·8}$$

したがって式(7・8)でL_iを決めることにより、状態フィードバックゲインα_i、γ_iが式(7·9)および(7·10)で与えられる。

$$\alpha_i = -\frac{\pi^2}{K_{iii}L_i^2} \tag{7·9}$$

$$\gamma_i = -\frac{2\pi}{K_{iii}L_i} \tag{7·10}$$

図7·2は、数式モデル中の外乱項をフィードフォワード的に完全に補償したとした場合のシミュレーション結果の一例で、設定位置を20mmずらした場合のステッ

No.	eigenvalue	α_i	γ_i
1	$-\frac{\pi}{L_i}(2\pm\sqrt{3})$	-6.1×10^7	-7.0×10^8
2	$-\frac{\pi}{L_i}$	〃	-3.5×10^8
3	$-\frac{\pi}{L_i}(0.5\pm\sqrt{0.75}i)$	〃	-1.7×10^8
4	$-\frac{\pi}{L_i}(0.2\pm\sqrt{0.96}i)$	〃	-7.0×10^7

図7·2　極配置法による制御シミュレーション
（1入力2出力）

プ応答を示している。なお、実証実験工事現場を想定して、制御目標距離 L_1を9m として計算を行った。

固有値が複素数である場合には系は振動的になる。また、実数の場合でも重根をもてばほぼ制御目標距離 L_1で制御は完了するが、異なる実根をもつ場合には、式(7·8)で設定した制御目標距離L_1よりも長くなり速応性が悪くなる。

前述したように、式(3·7)および(3·8)の外乱に相当する項をフィードフォワード的に完全に補償できれば、上記のシミュレーションのようになる。しかし外乱を正確に推定することは難しく必ず外乱が残る。そこで旋回モーメントの外乱に対する応答を調べるために、操作量を式(7·11)であらわす。

$$u = k^T x + v \tag{7·11}$$

ここに vは旋回モーメントの外乱をあらわす。

式(7·11)を式(7·3)に代入すると、式(7·12)となる。

$$\dot{x} = Ax + b(k^T x + v) \tag{7·12}$$

したがって、

$$sx = Ax + bk^T x + bv \tag{7·13}$$

$$\therefore x = (sI - A - bk^T)^{-1} bv \tag{7·14}$$

式(7·14)を式(7·4)に代入すると、

$$y = c(sI - A - bk^T)^{-1} bv \tag{7·15}$$

$$\therefore \frac{y}{v} = c(sI-A-bk^T)^{-1}b = \frac{\begin{bmatrix} K_{i11} \\ K_{i11}s \end{bmatrix}}{s^2-K_{i11}\gamma_i s-K_{i11}\alpha_i} \tag{7·16}$$

いま、旋回モーメントについて単位ステップ外乱 $v=\frac{1}{s}$ が発生している場合、最終値定理により、式(7·17)となる。

$$\lim_{s\to 0} s \frac{K_{i11}}{s^2-K_{i11}\gamma_i s-K_{i11}\alpha_i} \frac{1}{s} = -\frac{1}{\alpha_i} \tag{7·17}$$

したがって、推進用油圧シリンダで発生する旋回モーメント以外の定常な旋回モーメントが発生した場合、定常偏差が残ることになる。したがって積分器を縦続接続し、式(7·11)のかわりに式(7·18)を用いる。

$$u = k^T x + \frac{k_I^T}{s} y + v \tag{7·18}$$

ここに k_I は積分項のゲインを示す行列で、式(7·19)で与えられる。

$$k_I = \begin{bmatrix} \beta_i \\ 0 \end{bmatrix} \tag{7·19}$$

式中の β_i (i=y、p)は、フィードバックゲインをあらわす係数である。

したがって

$$\therefore \frac{y}{v} = c(sI-A-bk^T-b\frac{k_I^T}{s}c)^{-1}b$$

$$= \frac{\begin{bmatrix} K_{i11} \\ K_{i11}s \end{bmatrix}}{s^2 - k_{i11}\gamma_i s - K_{i11}\alpha_i - \frac{K_{i11}}{s}\beta_i} \tag{7·20}$$

同様に最終値定理より、式(7·21)となる。

$$\lim_{s \to 0} s \frac{K_{i11}}{s^2 - K_{i11}\gamma_i s - K_{i11}\alpha_i - \frac{K_{i11}}{s}\beta_i} \frac{1}{s} = 0 \tag{7·21}$$

したがって積分器を１つ縦続接続することにより、定常的な旋回モーメントの外乱に対して定常偏差をなくすことができる。

７・４　２入力３出力系（中折式シールド掘進機）の場合

運動モデルに（式(5·1)(5·4)(5·5)）おいて外乱項をはずして、式(7·22)ないし(7·24)とする。なお位置変化運動は、単円形シールド掘進機の運動モデルと同様に、$K_{im21} = 1$ (i=y、p: m=f、b)とした。また、内接位置 L_{iINS}(i=y、p)は、式(2·19)で与えられるように中折角 δ_i と余掘量 ε_i によって異なるが、制御系の設計にあたっては一定とした。

$$\frac{d\theta_{ib}}{dz} = K_{ib11}(M_{jib} - M_{jif}) + \frac{\delta_i}{2L_{iINS}} \tag{7·22}$$

$$\frac{d\delta_i}{dz} = -K_{ib11}M_{jib} + (K_{ib11} + K_{if11})M_{jif} \tag{7·23}$$

$$\frac{d\xi_{ib}}{dz} = \theta_{ib} + \eta_i\delta_i \tag{7·24}$$

この場合、制御系の状態方程式は、式(7·25)および(7·26)であらわされる。

$$\dot{x} = Ax + Bu \tag{7·25}$$

$$y = Cx \tag{7·26}$$

ここに状態ベクトル x およびシステム行列 A は、

$$x = \begin{bmatrix} \xi_{ib} \\ \theta_{ib} \\ \delta_i \end{bmatrix}、\quad A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & \eta_i \\ 0 & 0 & 1/(2L_{iINS}) \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

また制御行列 B および制御ベクトル u は、

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ K_{ib11} & -K_{ib11} \\ -K_{ib11} & K_{ib11}+K_{if11} \end{bmatrix}、\quad u = \begin{bmatrix} M_{jib} \\ \\ M_{jif} \end{bmatrix}$$

出力ベクトル y および出力行列 C は、

$$y = \begin{bmatrix} \xi_{ib} \\ \theta_{ib} \\ \delta_i \end{bmatrix}、\quad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

で与えられる。ここに、$\dot{x}$ は掘進距離 z に関する微分を意味する。

いま状態変数ξ_{ib}、θ_{ib}、δ_iについてフィードバックを考え、操作量 u を

$$u = Fx = \begin{bmatrix} f_{i11} & f_{i12} & f_{i13} \\ f_{i21} & f_{i22} & f_{i23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi_{ib} \\ \theta_{ib} \\ \delta_i \end{bmatrix} \tag{7·27}$$

で与える。ここにf_{i11}ないしf_{i23}(i=y、p)は、状態フィードバックゲインをあらわ

す。

ここで、極配置法により状態フィードバックゲインf_{i11}ないしf_{i23}を決定する。ただしこのシステムが、２入力３出力の３次の制御系であるため、６つの状態フィードバックゲインf_{i11}ないしf_{i23}を決める場合、３つの極を指定してもすべての状態フィードバックゲインは一義的に決まらない。疋田らは、このような極配置法における状態フィードバックゲインの自由度について検討し、この自由度を利用したフィードバックゲインの導出法を提案している[35]。ここではこの疋田らの方法を用いて、状態フィードバックゲインを算出することにした。

前記の制御系の設計仕様から系の固有値は負の実根でなければならない。さらに、ある程度の速応性を考慮に入れると、固有値は重根であることが望ましい。いま制御目標距離を L_i(i=y、p)として、固有値λを

$$\lambda = -\frac{2\pi}{2L_i} = -\frac{\pi}{L_i} \tag{7·28}$$

のように決める。この固有値λから、疋田らの方法により、状態フィードバックゲイン f_{i11}ないし f_{i23}を求めることができる。固有値λを式(7·28)で与えられる３重根に指定すればよいが、ここでは式(7·28)で与えられる固有値λとそれに近い２実根を３つの固有値として与え計算を行った。

図7·3は、シミュレーション計算の例として、２入力３出力系において、曲率半径200mの曲線を旋回するときの機械の位置ξ_{ib}、角度θ_{ib}、中折角δ_iおよび旋回モーメントM_{jib}、M_{jif}の変化を示したものである。初期値すなわち曲線のはじめでは、機械の施工計画線に対する位置ξ_{ib}、角度θ_{ib}ならびに中折角δ_iは零である。また中折角の設定値δ_{ir}は、0.0225radとした。

機械が曲線部に入ると、設定値に対する機械の位置ξ_{ib}、角度θ_{ib}および中折角δ_iは負となる。制御系はまず中折角の設定値に機械を制御しようとするため、旋回モーメントM_{jib}は負を、またM_{jif}は正の値を発生させる。その結果、中折角δ_iは設定値に近づいていくが、後胴部の位置ξ_{ib}および角度θ_{ib}は大きくなっていく。中折角δ_iがその設定値に近くなると、M_{jib}およびM_{jif}は正の値となり、機械は振動することなく施工計画線に近づいていく。このように曲線の入口で中折

No.	f_{i11}	f_{i12}	f_{i13}	f_{i21}	f_{i22}	f_{i23}	Li
1	-5.3×10^{8}	-6.0×10^{8}	6.8×10^{8}	-6.8×10^{7}	-6.3×10^{8}	-7.2×10^{8}	4.5 m
2	-1.5×10^{8}	-3.1×10^{8}	3.4×10^{8}	-3.3×10^{7}	-2.8×10^{8}	-3.4×10^{8}	9 m
3	-5.2×10^{7}	-1.7×10^{8}	2.1×10^{8}	-1.7×10^{7}	-1.8×10^{8}	-2.5×10^{8}	13.5 m

図7·3　極配置法による制御シミュレーション
（２入力３出力）

角が零であると必ず曲線を大まわりしてしまう。入口部で事前に中折角をつけておき機械を旋回しやすいようにしておくことは有効なことであることがわかる。

７・５　１入力３出力系（中折式シールド掘進機）の場合

操作量として、中折用油圧シリンダによる旋回モーメントM_{jif}だけの１入力３出力制御系の場合について検討を行った。

推進用油圧シリンダによる旋回モーメントM_{jib}を零とおいた運動モデルにおいて外乱項をはずして、式(7·29)ないし(7·31)とする。

$$\frac{d\theta_{ib}}{dz} = -K_{ib11}M_{jif} + \frac{\delta_i}{2L_{i\,INS}} \qquad (7\cdot29)$$

$$\frac{d\delta_i}{dz} = (K_{ib11}+K_{if11})M_{jif} \tag{7·30}$$

$$\frac{d\xi_{ib}}{dz} = \theta_{ib} + \eta_i\delta_i \tag{7·31}$$

この場合、制御系の状態方程式は、式(7·32)および(7·33)であらわされる。

$$\dot{x} = Ax + bu \tag{7·32}$$

$$y = Cx \tag{7·33}$$

ここに状態ベクトル x およびシステム行列 A は、

$$x = \begin{bmatrix} \xi_{ib} \\ \theta_{ib} \\ \delta_i \end{bmatrix} \text{、} A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & \eta_i \\ 0 & 0 & 1/(2L_{iINS}) \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

また制御行列 B および制御ベクトル u は、

$$b = \begin{bmatrix} 0 \\ -K_{ib11} \\ K_{ib11}+K_{if11} \end{bmatrix} \text{、} u = M_{jif}$$

出力ベクトル y および出力行列 C は、

$$y = \begin{bmatrix} \xi_{ib} \\ \theta_{ib} \\ \delta_i \end{bmatrix} \text{、} C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

で与えられる。

いま状態変数ξ_{ib}、θ_{ib}、δ_iについてフィードバックを考え操作量 u を

$$u = f^T x = [f_{i21} \quad f_{i22} \quad f_{i23}] \begin{bmatrix} \xi_{ib} \\ \theta_{ib} \\ \delta_i \end{bmatrix} \tag{7·34}$$

で与える。ここにf_{i21}ないしf_{i23}(i=y、p)は、状態フィードバックゲインをあらわす。式(7·34)を式(7·32)に代入すると、

$$\dot{x} = Ax + bf^T x \tag{7.35}$$

が得られる。

式(7·35)より系の特性方程式は

$$\det [sI - A - bf^T]$$

$$= s^3 + (K_{ib11} f_{i22} - (K_{ib11} + K_{if11}) f_{i23}) s^2$$

$$+ [((1 - \eta_i) K_{ib11} - \eta_i K_{if11}) f_{i21} - \frac{1}{2L_{iINS}} (K_{ib11} + K_{if11}) f_{i22}] s$$

$$- \frac{1}{2L_{iINS}} (K_{ib11} + K_{if11}) f_{i21} = 0 \tag{7·36}$$

で与えられる。

いま極配置法により状態フィードバックゲインf_{21}およびf_{23}を決定する場合、制御目標距離を L_i(i=y、p)として、系の固有値λを

$$\lambda = -\frac{2\pi}{2L_i} = -\frac{\pi}{L_i} \tag{7·37}$$

のように決める。前記の制御系の設計仕様により、固有値λが負の実根でかつ重根であるという条件から、状態フィードバックゲインf_{i21}、f_{i22}およびf_{i23}(i=y、p)が式(7·38)ないし(7·40)で与えられる。

$$f_{i21} = \frac{2L_{i\,INS}\lambda^3}{K_{ib11}+K_{if11}} \tag{7·38}$$

$$f_{i22} = \frac{-2L_{i\,INS}(3\lambda^2-((1-\eta_i)K_{ib11}-\eta_i K_{if11})f_{i21})}{K_{ib11}+K_{if11}} \tag{7·39}$$

$$f_{i23} = \frac{3\lambda+K_{ib11}f_{i22}}{K_{ib11}+K_{if11}} \tag{7·40}$$

図7·4に、１入力３出力系の場合のシミュレーション計算の例を示す。なお計算

No.	f_{i11}	f_{i12}	f_{i13}	f_{i21}	f_{i22}	f_{i23}	L_i
1	0	0	0	-7.7×10^{8}	-5.0×10^{9}	-3.6×10^{9}	4.5m
2	0	0	0	-9.6×10^{7}	-1.0×10^{9}	-1.0×10^{9}	9m
3	0	0	0	-2.8×10^{7}	-4.3×10^{8}	-5.6×10^{8}	13.5m

図7·4　極配置法による制御シミュレーション
（１入力３出力）

条件は、図7·3と同じである。なお、推進用油圧シリンダによる旋回モーメントM_{jib}は零であるので、図に示していない。

この場合には、中折用油圧シリンダによる旋回モーメントM_{jif}のみで制御するため、２入力の場合より発生させる旋回モーメントは大きくなる。また位置ξ_{ib}、角度θ_{ib}、中折角δ_iともその変化が２入力の場合と比べ大きくなっており、その結果、施工計画線に対する収束も遅い。

次に旋回モーメントの外乱に対する応答を検討する。

外乱要素としては、主に以下の項目があげられる。

(a)　曲線施工において機械の旋回曲率と、設定中折角での機械の幾何学的形状によって決まる旋回曲率とが一致しない場合

(b)　式(5·1)および(5·4)において、外乱に相当する項 K_{im12}をフィードフォワード的に完全に補償できない場合

式(7·34)で与えられる操作量に外乱を付加し、

$$u = f^T x + v \tag{7·41}$$

とする。ここに v は旋回モーメントの外乱をあらわす。

式(7·41)を式(7·32)に代入し、

$$\dot{x} = Ax + b(f^T x + v) \tag{7·42}$$

が得られる。したがって、

$$sx = Ax + bf^T x + bv \tag{7·43}$$

$$\therefore x = (sI - A - bf^T)^{-1} bv \tag{7·44}$$

式(7·44)を式(7·33)に代入すると、

$$y = C(sI - A - bf^T)^{-1}bv \tag{7·45}$$

$$\therefore \quad \frac{y}{v} = C(sI-A-bf^T)^{-1}b = \frac{C\ \mathrm{adj}(sI-A-bf^T)b}{\det(sI-A-bf^T)} \tag{7·46}$$

が得られる。ここに　$\det(sI-A-bf^T)$

$$= s^3+(K_{ib11}f_{i22}-(K_{ib11}+K_{if11})f_{i23})s^2$$

$$+ [((1-\eta_i)K_{ib11}-\eta_i K_{if11})f_{i21} - \frac{1}{2L_{iINS}}(K_{ib11}+K_{if11})f_{i22}]\ s$$

$$- \frac{1}{2L_{iINS}}(K_{ib11}+K_{if11})f_{i21} \tag{7·47}$$

また　$C\ \mathrm{adj}(sI-A-bf^T)b$

$$= \begin{bmatrix} (-(1-\eta_i)K_{ib11}+\eta_i K_{if11})s+\dfrac{1}{2L_{iINS}}(K_{ib11}+K_{if11}) \\ -K_{ib11}s^2+\dfrac{1}{2L_{iINS}}(K_{ib11}+K_{if11})s \\ (K_{ib11}+K_{if11})s^2 \end{bmatrix} \tag{7·48}$$

となる。いま、旋回モーメントについて単位ステップ外乱 $v=\frac{1}{s}$ が発生している場合、最終値定理より、

$$\lim_{s\to 0} s\ \frac{(-(1-\eta_i)K_{ib11}+\eta_i K_{if11})s+\dfrac{1}{2L_{iINS}}(K_{ib11}+K_{if11})}{\det(sI-A-bf^T)}\ \frac{1}{s} = -\frac{1}{f_{i21}} \tag{7·49}$$

となる。したがって、油圧シリンダで発生する旋回モーメント以外の定常的な旋回モーメントが発生した場合、あるいは曲線施工において施工曲率と設定中折角での機械の幾何学的な旋回曲率とが一致しない場合などの場合には、定常偏差が残ることになる。したがって積分器を縦続接続し、操作量として式(7·41)のかわりに

$$u = f^T x + \frac{k_I^T}{s} y + v \tag{7·50}$$

とする。ここにk_Iは積分項のゲインを示す行列で、

$$k_I = \begin{bmatrix} \beta_i \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{7·51}$$

で与えられる。ここにβ_i(i=y、p)は、フィードバックゲインをあらわす係数である。したがって、

$$\therefore \frac{y}{v} = C(sI-A-bf^T-b\frac{k_I^T}{s}C)^{-1}b$$

$$= \frac{C\ \mathrm{adj}(sI-A-bf^T-b\frac{k_I^T}{s}C)b}{\det(sI-A-bf^T-b\frac{k_I^T}{s}C)} \tag{7·52}$$

が得られる。

ここに　$\det(sI-A-bf^T-b\frac{k_I^T}{s}C)$

$$= s^3 + (K_{ib11}f_{i22} - (K_{ib11} + K_{if11})f_{i23})s^2$$

$$+ [((1 - \eta_i)K_{ib11} - \eta_i K_{if11})(f_{i21} + \frac{\beta_i}{s})$$

$$- \frac{1}{2L_{iINS}}(K_{ib11} + K_{if11})f_{i22}]\, s$$

$$- \frac{1}{2L_{iINS}}(K_{ib11} + K_{if11})(f_{i21} + \frac{\beta_i}{s}) \qquad (7\cdot53)$$

また、 $C\,\mathrm{adj}(sI - A - bf^T - b\frac{k_I^T}{s}C)b$

$$= \begin{bmatrix} (-(1-\eta_i)K_{ib11}+\eta_i K_{if11})s+\frac{1}{2L_{iINS}}(K_{ib11}+K_{if11}) \\ -K_{ib11}s^2+\frac{1}{2L_{iINS}}(K_{ib11}+K_{if11})s \\ (K_{ib11}+K_{if11})s^2 \end{bmatrix} \qquad (7\cdot54)$$

となる。いま、旋回モーメントについて単位ステップ外乱 $v=\frac{1}{s}$ が発生している場合、最終値定理より、

$$\lim_{s\to 0} s\,\frac{(-(1-\eta_i)K_{ib11}+\eta_i K_{if11})s+\frac{1}{2L_{iINS}}(K_{ib11}+K_{if11})}{\det(sI-A-bf^T-b\frac{k_I^T}{s}C)}\,\frac{1}{s} = 0 \qquad (7\cdot55)$$

となる。したがって積分器を１つ縦続接続することにより、定常的な旋回モーメントの外乱に対して定常偏差をなくすことができる。

７・６　結言

シールド掘進機の運動モデルをもとに、機械の位置と角度を制御するための制御系の設計を行った。すなわち、

(1) 単円形シールド掘進機の運動をあらわす数式モデル(3·7)(3·8)をもとに１入力２出力の制御系を構成し、極配置法により制御系の設計を行い、シミュレーションによりその最適条件を求めた。

(2) 中折式シールド掘進機の土中での運動をあらわす数式モデル式(5·1)(5·2)、式(5·5)(5·6)および式(5·4)をもとに２入力３出力および１入力３出力の制御系を構成し、極配置法によりその設計を行った。また、シミュレーションにより最適条件の検討を行った。

第８章　制御システムの実証実験[9][10][11][22][24]

８・１　序　言

本研究において、これまでシールド掘進機の位置・姿勢制御技術の高度化をはかるため以下のような検討を行った。まず、シールド掘進機の土中における運動特性を把握する目的で模型実験を行い、その運動モデルを作成した。次にこの機械の運動をあらわす数式モデルを検証するために工事現場データの解析を行った。さらにこのモデルをもとに制御系を設計し、シミュレーションによりその最適条件を求めた。

本章では、上記の検討結果をもとに作成したシールド掘進機の位置・姿勢制御システムの概要とシステムの有効性を確認するために行った実工事の結果について述べる。

８・２　制御システムの概要

システムの基本構成は、第７章で述べた単円形シールド掘進機用のものであるが（図7·1(a)）、再び示す。

制御量である施工計画線に対する位置と角度を約10秒間隔で検出器により測定し、フィードバック信号としてコントローラに入力する。コントローラでは、所要の旋回モーメントを演算し、シールド掘進機外周部の数十本の推進用油圧シリ

図7·1(a)　制御系の基本構成図（単円形シールド掘進機）

ンダを掘進距離10cmごと個別にON-OFF操作（ジャッキパターンの選定）することによりシールド掘進機に旋回モーメントを作用させる。

制御量である施工計画線からの位置ξ_i（i=y,p）と角度θ_i（i=y,p）を測定する検出器は、前述したように、レーザ発振器とターゲットを用いた機器を使用した。これは、セグメント側（一次覆工用型枠）にレーザ発振器を固定し、レーザーを施工計画線の方向に発射することによって、シールド掘進機に取り付けた2枚のターゲットにあたったレーザ光の位置から、シールド掘進機の施工計画線に対する位置ξ_i（i=y,p）および角度θ_i（i=y,p）を検出するものである。なお、掘進距離 z は、光波距離計により測定した。これらのデータと、推進用油圧シリンダの圧力および各油圧シリンダのON-OFF状態を、約10cmごとに記録する。

制御システムを設計するのに基礎とした数式モデル（式(3·7)および(3·8)）と制御アルゴリズム（式(7·5)、(7·9)および(7·10)）を再び示す[10]。

$$\frac{d\theta_i}{dz} = K_{i11}M_{ji}+K_{i12} \tag{3·7}$$

$$\frac{d\xi_i}{dz} = K_{i21}\theta_i+K_{i22} \tag{3·8}$$

ここに、K_{i11}、K_{i12}、K_{i21}およびK_{i22}は、数式モデルの係数である。なお添字 i は y または p で、 y は水平面内を、 p は鉛直面内をあらわす。

操作量（旋回モーメントM_{ji}、i=y、p）は、

$$u = M_{ji} = k^T x = [\alpha_i \quad \gamma_i] \begin{bmatrix} \xi_i \\ \theta_i \end{bmatrix} \tag{7·5}$$

ここにα_i、γ_i(i=y、p)は、フィードバックゲインをあらわし、式(7·9)および(7·10)で与えられる。

$$\alpha_i = -\frac{\pi^2}{K_{i11}L_i^2} \tag{7·9}$$

$$\gamma_i = -\frac{2\pi}{K_{i11}L_i} \tag{7·10}$$

ここに L_i (i=y、p) は、制御目標距離をあらわす。

式(7·5)、(7·9)および(7·10)に示すフィードバックゲインを導き出す過程において、式(3·7)中のK_{i12}および式(3·8)中のK_{i22}の係数を省いた。式(3·7)中のK_{i12}は、旋回モーメントM_{ji}を与えなくても機械の角度が変化する特性をあらわしており、例えば掘削面板で発生するカッタビットの接線方向力による旋回モーメント等が考えられる。また、式(3·8)中のK_{i22}は、機械の横すべりをあらわしている。なお、模型実験結果では、K_{i21}は1ではないが、1にかなり近いので問題をわかりやすくするために、1として考えた。

K_{i12}およびK_{i22}は、掘削中の定常的な外乱と考えられるので、以下に示すとおり補償した。

このシステムのブロック線図を図8·1に示す。

図8·1　制御システムのブロック線図

数式モデル、式(3·7)中の、旋回モーメントの外乱と考えられるK_{i12}/K_{i11} (i=y、p) についてはフィードフォワード的に補償させることにした（図中①）。また、第7章[10]にて検討したとおり、定常偏差をなくすために、積分器を接続している（図中②）。さらにまた、横滑りの外乱（K_{i22}、i=y、p）がある場合には、$\theta_i + K_{i22}$ (i=y、p) をθ_i (i=y、p) のかわりに制御量として、フィードバック信号と

した（図中③）。すなわち、フィードバックゲインを導き出す過程において、基本モデル、式(3·8)中の横すべりをあらわすK_{i22}を省いている。このため、このK_{i22}が定常的な外乱の場合には、K_{i22}をも含めた角度を制御量とすれば、制御系はより適切となる。なお、制御量である施工計画線に対する位置と角度の設定値ξ_{ri} (i=y、p) とθ_{ri} (i=y、p) は、一般には零である。また、検出器は、約10秒ごとに制御量を検出しており、制御対象となるシールド掘進機の土中での位置と角度の運動に対して十分に速い応答性を示すと考えられるため、検出器の伝達関数は１と考えた。

したがって、式(7·5)で示した制御アルゴリズムに、上記の点を考慮することによって、操作量（旋回モーメントM_{ji}、i=y、p）は、式(8·1)で与えられる。

$$M_{ji}=\alpha_i\xi_i+\beta_i\int\xi_i dz+\gamma_i\left(\theta_i+K_{i22}\right)-\frac{K_{i12}}{K_{i11}} \qquad (8\cdot1)$$

ここにβ_i (i=y、p) は、施工計画線に対する位置の積分量にかかるフィードバックゲインをあらわす。

ただし、図7·1(a)中の破線で示すように、制御アルゴリズム中の数式モデルの係数K_{i11}、K_{i12}およびK_{i22} (i=y、p) は、掘削中の周辺の地山のかたさあるいはシールド掘進機の運転状態により変化すると考えられるので、掘進時点からさかのぼって過去10ないし20mの掘削データにより最小二乗法を用いて、上述の係数を変化させてパラメータの最適化を行った。

また、式(3·7)(3·8)および(8·1)を差分化し、現在の位置と角度を初期値として機械の位置・姿勢変化の軌道予測を行うようにした。これにより、次の掘進のときの機械の軌道を予測することができ、制御パラメータが正しいものかどうか判断することができる。例えば、式(8·1)で積分量が大きくなって、次の掘進時の軌道が大きく変化しそうな場合には、この積分量を零にすることにより、操作量を適切な値とすることができる。

ジャッキパターンの選定アルゴリズムを以下に示す。

このアルゴリズムは、式(8·1)によって演算された水平面内および鉛直面内の旋回モーメント M_{ji} (i=y,p) を発生させる最適なジャッキパターンを選定するものである。

式(8·1)にて求められた M_{ji} (i=y、p) から、合成旋回モーメントの大きさ M_j およびその方向 θ_{Mj} を式(8·2)および(8·3)で求める。

$$M_j = \sqrt{M_{jy}^2 + M_{jp}^2} \tag{8·2}$$

$$\theta_{Mj} = \tan^{-1} \frac{M_{jy}}{M_{jp}} \tag{8·3}$$

また、式(8·4)であらわされる片押し度 α を定義する。

$$\alpha = \frac{M_j}{T_h \ R} \tag{8·4}$$

ここに T_h は現在の推力、Rは推進用油圧シリンダの取り付け半径をあらわす。

片押し度 α は、所要旋回モーメント M_j と、推進用油圧シリンダ1本で押した時に発生することができる最大旋回モーメント T_h Rとの比率であらわされ、0～1の値をとる。

本アルゴリズムは、出力する旋回モーメントの方向をシールド掘進機の全周 nM 等分（M は、推進用油圧シリンダの総本数、また n は、本システムの場合2）し、式(8·3)にて求められた θ_{Mj} をこの等分された方向にもっとも近い方向に近似するものである。

一方、式(8·4)で定義される片押し度 α について、ほぼ同じ値ごとに、推進用油圧シリンダの使用のON-OFF状態（ジャッキパターン）と、使用本数を一つのデータとして、あらかじめ表にまとめておく。なお、この表は、合成旋回モーメントの方向 θ_{Mj} に無関係である。

この表の中から、式(8·4)で計算される片押し度 α に最も近い片押し度のデータ群を選択する。このデータ群の中から、変更が少なく、かつ発生油圧がなるべく低くなるような（同じ片押し度でも使用本数が多い）パターンを優先的に選択する。図8·2にパターン表のデータの例を示す。

この選択された最適なジャッキパターンを、式(8·3)で計算した θ_{Mj} を用いて、旋回モーメントの方向に合わせた絶対ジャッキパターンに変更し、ジャッキの使用のON-OFF信号にて油圧回路の電磁弁を開閉させて、旋回モーメントを発生させ

ることになる。

なお、選択された推進用油圧シリンダだけに推力が発生し、選択されていない油圧シリンダは無負荷で追従する。常にすべての油圧シリンダがセグメントと接しているため、掘進途中であっても瞬時にかつ安全にジャッキパターンを変更できる。

図8･3に、製作した制御システムの構成を示す。

トンネル内には、レーザ発振器と光波距離計が設置されている。またシールド掘進機内にレーザ受光器、光波距離計用反射鏡および傾斜計、パソコンが設置されている。また地上には、トンネル内の測量データを

図8･2 ジャッキパターン表

図8･3 制御システムの構成

収集するためのパソコンと、これらのデータをもとにジャッキパターンを出力する制御用パソコンが置かれている。

制御量である施工計画線からの位置ξ_i (i=y,p) と角度θ_i (i=y,p) を測定する検出器は、レーザ発振器とターゲットと傾斜計を用いた機器を使用した。これは、セグメント側（一次覆工用型枠）にレーザ発振器を固定し、レーザーを施工計画線の方向に発射することによって、シールド掘進機に取り付けた2枚のターゲットにあたったレーザ光の位置から、シールド掘進機の施工計画線に対する位置ξ_i (i=y,p) および角度θ_y（ヨーイング角）を検出するものである。また角度θ_p（ピッチング角）とθ_r（ローリング角）は、機械に設置された傾斜計で計測される。なお、掘進距離 z は、光波距離計により測定した。これらのデータと、推進用油圧シリンダの圧力および各油圧シリンダのON-OFF状態を、約10cmごとに記録する。

写真8·1に、トンネル内に設置されたレーザ発振器と光波距離計を示す。また写真8·2に、機内に設置されたレーザ受光器、光波距離計用反射鏡およびの傾斜計を示す。写真8·3に地上の中央監視室を示す。

計測された位置、角度および掘進距離のデータは、トンネル内の２台のコンピュータ(PC1およびPC2)で一次処理され、地上の中央監視室に設置されたコンピュ

写真8·1　レーザ発振器と光波距離計

写真8·2　レーザ受光器、光波距離計用反射鏡および傾斜計

写真8·3　地上の中央監視室

ータ(PC3)に送られる。自動制御用のコンピュータ（コントローラ、PC4）は、PC3 から測量データを受け取り、自動制御に最適なジャッキパターンを演算出力し、制御盤内の操作回路により、自動的に推進用油圧シリンダを操作する。写真8·4に制御システムのCRT表示画面の例を示す。

写真8·4　制御システムのＣＲＴ画面

シールド掘進機の位置と角度のデータは、約10秒ごとに地上の中央監視室へ伝送され、CRT画面上に表示される。またデータは、１リングごとにハードディスクに書き込まれ保存された。また、無停電電源装置を設けて、瞬時の停電に対応できるものとした。

図8･4　制御システムのプログラムのフロー

図8･4に、自動制御システムのプログラムのフローを示す。

プログラムは、基本モデルの係数の推定部、制御アルゴリズム、ジャッキパターンの選択、データの蓄積部などから構成される。このシステムでは、前記したように1リング分掘進するごとに統計解析を行い、地山や機械のくせの変化に対応した数式モデルの変更を行っている。この変更された値をもとに軌道予測を行い、次の掘削をする場合の制御パラメータが適切なものかどうかを判定する。制御パラメータが設定されると、掘進開始とともに、施工計画線に対する位置と角度や掘進距離が、PC3から入力される。また別にジャッキ圧力、ジャッキパターン、掘進速度などの機械の運転状態関連の信号が入力される。掘進距離が数cm（実証実験の場合10cm）進むごとに、現在の位置と角度に対し適切な旋回モーメントを演算し、ジャッキパターンを選択する。推進用油圧シリンダのON-OFF信号を機側に送り、機械を自動制御する。この操作を1リング中繰り返し、掘進が完了するとリングNo.を更新し、再び基本モデルの係数の推定を繰り返す。

8・3　工事現場の概要

実証実験を行なった路線図および地質縦断図を、図8･5および図8･6に示す。また写真8･5に実証実験で使用したシールド掘進機を示す。

工事現場は、直径約3mの下水道トンネル工事現場（泉佐野市新安松1丁目～松原2丁目：第6章、工事現場A）で、路線の掘進距離590mのうちリングNo.132からNo.350まで（約197m）の区間は機械を自動運転した。地山はN値5ないし10の粘性土である。なお、N値は現位置における標準貫入試験（JIS A 1219）で、土の

図8·5　実証実験工事現場の路線図

図8·6　実証実験工事現場の地質縦断図

硬軟、締まり具合をあらわす値である[28]。また、土中の水の流れやすさを示す定数である透水係数は、10^{-7}m/s以下である。機械はスポーク型の泥土圧シールド掘進機で、外径φ2.89m、機長4.5m、7.85×10^5N（80tf）用油圧シリンダを10本装備している。

写真8·5　実証実験で使用したシールド掘進機

8・4　実証結果およびその考察

図8·7は、20リング（掘進距離18m）区間での手動運転時のシールド掘進機の軌跡を示したものである。また、各リングのほぼ中央付近を掘進時に、推進用油圧シリンダの実際に運転した人間のON-OFF操作のパターン（ジャッキパターン）と、そのとき制御アルゴリズムが計算したジャッキパターンとを比較して示す。

鉛直面内について考えてみると、A点付近で施工計画線に対する位置が上に約10mmで、シールド掘進機が下向きに約-3×10^{-3}radの方向に向いている場合に、オペレータはリングNo.109から112の区間で下向きの旋回モーメントをかけ続けている。その結果、シールド掘進機は施工計画線を越えて逆に施工計画線の下約10mmまでずれてしまっている。

一方コントローラは、下向きの旋回モーメントの指令を出しているのは、リングNo.105からで、No.109からは逆に上向きの旋回モーメントをかけるよう指示をだしている。これは、施工計画線に対する位置が正であっても角度が負であり、式(8·1)中の第3項の効果が大きくあらわれているためである。このように、この制御アルゴリズムでは、施工計画線に対する位置とともに角度も制御量としているため、結果として手動運転操作よりも早めの処理を行っているのがわかる。

(a)

(b)

図8·7　手動運転時の掘進機の軌跡（a）と、
オペレータとコントローラのジャッキ
パターンの比較（b）

図8·8は、自動運転区間での施工計画線に対するシールド掘進機の位置および角度変化と、推進用油圧シリンダによる旋回モーメントを示したものである。

水平、鉛直面内とも、施工計画線に対するシールド掘進機の位置は、±10mm以内に収まっているのがわかる。鉛直面内については、角度が-2～-3×10^{-3}radで平衡状態になっている。これは、このシールド掘進機が図6·3で示したように、角度

図8·8　自動運転時の掘進機の位置・角度と
旋回モーメントの変化

が-2～-3×10^{-3}radで単位掘進距離あたりの位置の変化が零となるような運動をしており、式(8·1)に示す横滑りの外乱の補正を行っているためである。

図8·9は、実証結果とシミュレーション計算結果の比較を行った一例を示したもので、実証工事現場において、意識的に施工計画線から約10mmずらした後の零値応答を示したものである。なお制御目標距離は4.5mで数式モデルの係数および制御パラメータは図に示すとおりである。

実証結果は、施工計画線に対する位置と角度の変化などの検出データにばらつきがあり、旋回モーメントにも変動が生じているが、それらの平均値について考えてみると、実証結果と計算結果はよく一致していることがわかる。したがって、第３章にて作成した数式モデルでシールド掘進機の土中での運動特性をほぼ近似できると考えられる。

図8·9　実証結果とシミュレーション結果の比較
（零値応答）

図8·10は、数式モデルの係数を統計解析により推定した値の変化を示している。各リングNo.での値は、その地点からさかのぼって20リング分のデータをもとに統計解析したものである。

図8·10　数式モデルの係数の変化

とくに鉛直面内の数式モデルの係数K_{P22}は、2～3×10^{-3}の値で一定である。これは、これはシールド掘進機が、鉛直面内について下向きに2～3×10^{-3}rad(-2～-3×10^{-3}rad)の角度を持ちながら掘進していることを示している。

また図8·11は、自動運転区間での１リング中の10cmごとの推力用油圧シリンダのON-OFF操作の変化を示したものである。このように、ジャッキパターンの選択アルゴリズムによって、ON-OFF操作はなめらかに変更されているのがわかる。

図8·11　自動運転区間での
ジャッキパターン

図8·12ないし8·15に手動運転時と自動運転時の掘進データをあらわしたもので、水平面および鉛直面内の位置ξ_i(i=y、p)と角度θ_i(i=y、p)を示したものである。リングNo.59からNo.131は、手動運転による掘進データであり、リングNo.132からNo.350までは自動運転区間である。自動運転区間のうちリングNo.303からNo.332までは曲率半径300mの曲線施工区間でその他は直線施工区間である。

手動運転時のデータは、機械の位置の変動が大きい。これは、手動運転時には、オペレータが主に施工計画線からの位置をもとに運転しているためと考えられる。一方、自動運転システムでは、機械の位置の変動が小さい。こ

図8·12　掘進データ（水平面内　位置の変化）

図8·13　掘進データ（鉛直面内　位置の変化）

図8·14　掘進データ（水平面内　角度の変化）

図8·15　掘進データ（鉛直面内　角度の変化）

れは自動制御システムでは、機械の位置と角度の両方を測定しこれらのデータをもとに適切なジャッキパターンを指示しているためと考えられる。また自動運転時でも曲線部の軌跡は、直線部のそれとくらべ機械の位置の変動は若干大きくなっている。しかしながら自動運転全区間において、施工計画線からの位置ξ_i(i=y、p)は管理目標値であった±20mmの範囲に入っていることがわかる。掘進完了後、リングNo.280の地点に地上からチェックボーリングを行い、トンネルの仕上がり精度を確認した。その結果、施工計画線に対する誤差は、1mm以内であった。

なお制御システムの実証を行った工事現場では、直線区間約150mを施工計画線からの位置ξ_i(i=y、p)を約±10mmの範囲で運転することができ、さらに施工速度も手動運転時と比べると約1.2倍速くなり、工事の高精度化と工期の短縮をはかることができた。

稼働中に異常が発生すると、その内容をCRT上に表示した。異常の程度により軽故障と重故障に分け、軽故障の場合には中央監視室にて状況を判断し、必要に応じて機内に連絡して運転を停止した。重故障の場合には、自動的にシールド掘進機を停止し、原因を取り除いた後掘進を再開した。原因を取り除くのに時間を要する場合には、手動運転に切り替えた。実証実験工事現場ではトンネル内径が2.55mと小さかったため、作業者によりレーザ光が遮断されシールド掘進機が自動的に停止する場合があった。その場合、遮光の原因を取り除いた後自動運転を続行した。

8・5　結　言

本研究にて作成したシールド掘進機の位置・姿勢制御システムの有効性を確かめるために工事現場での実証を行った。その結果、機械の運動特性にもとずく数式モデルをもとに設計、製作した制御システムにより、ほぼ望ましい形でシールド掘進機の土中での運動を制御できることがわかった。

さらにまた、作成した制御アルゴリズムについて以下のことが確認された。

(1) 地山の変化などのシステムの変動（摂動）に対応して、基本モデルの係数を統計解析により、変化させることによって、制御パラメータを最適に保つことができた。

(2) ジャッキパターン選択アルゴリズムにより、ジャッキモーメントがなめら

かに変更していくことが確かめられた。

第９章　結　論

シールド工法は、都市部地下のトンネルの建設に使用される。近年、地下空間の利用のニーズが増えるなかで、シールド工法は、長距離化、大深度化、大断面化の傾向にあり、その施工精度の向上と施工期間の短縮が望まれている。一方では、３Ｋ作業と言われるトンネル工事の労働力不足は深刻な問題となっている。これらの課題を解決するため、自動運転などのシールド工法の自動化技術や、効率的にトンネル断面を掘削するマルチフェイスシールド掘進機に代表される掘削断面が円形以外の形状をした新しいシールド掘進機の開発がさかんに行われてきている。

本研究はその機能が多様化しつつあるシールド掘進機の自動運転技術に関するものである。すなわち本研究は、従来、経験的あるいは熟練労働者のカンという曖昧な概念で運転されていたシールド掘進機について、その位置・姿勢制御技術の高度化をはかり、機械の土中における運動特性にもとづく制御アルゴリズムを検討することを目的とした。そのため以下に示す研究を実施した。まずシールド掘進機の中で最も基本となる単円形シールド掘進機について模型実験を行い、制御対象となるシールド掘進機の数式モデルを作成することにより、機械の土中における位置・姿勢変化特性の検討を行った。次にマルチフェイスシールド掘進機と中折式シールド掘進機それぞれについての模型実験を行った。その中で機械の幾何学的非対称性から発生する掘削反力などの外力についてその特性を明らかにするとともに、それぞれの機械の土中における位置・姿勢変化特性を検討し、単円形シールド掘進機の数式モデルを拡張する形でその運動をあらわした。その次に、実際の工事現場データを解析することにより、数式モデルの妥当性を確かめた。さらにこの数式モデルをもとに機械の位置と角度を制御するための制御系を設計し、実際の機械（単円形シールド掘進機）でその制御アルゴリズムの妥当性と作成した制御システムの有効性を検証する実証実験を行った。その結果、この制御システムにより、ほぼ望ましい形でシールド掘進機の土中での運動を制御できることがわかった。

各章ごとに得られた結果を再記し以下に示す。

第２章では、まずシールド掘進機の位置・姿勢制御手法の概念をあらわした。次に単円形、マルチフェイス、中折式シールド掘進機それぞれについて、機械の

角度を変化させる主な外力をそれぞれの機械の特徴から明らかにした。

その中でとくにマルチフェイスシールド掘進機では、[1] 後行面板掘削部の地山のゆるみ、[2] 後行面板の切削不要部分の存在、の原因で面板に不釣合力が発生し、機械の角度を変化させる力になりうることを示した。

また中折式シールド掘進機の場合の不釣合力として機械外周部のそり効果について考察し、機械の幾何学的形状によって決まる旋回曲率$1/R_y$は、式(2·19)および(2·20)から、中折角δ_iと余掘量ε_iによって求まることをあらわした。

最後に、シールド掘進機の土中での運動について、機械の位置と角度を変化させる要因となる力とモーメントと機械外周部に作用する土の変形によって生ずる応力による力とモーメントの釣合関係という観点から、その運動メカニズムを概念的に説明した。

第３章では、シールド掘進機の中で最も基本となる単円形シールド掘進機の位置・姿勢変化特性を検討するために行った模型実験の内容について述べた。その結果以下のことが明らかにされた。

(1) シールド掘進機の土中での運動メカニズムを、角度変化運動と位置変化運動に分けて説明できることを明らかにした。

(2) 単円形シールド掘進機の土中における運動をあらわす数式モデルは、ほぼ式(3·7)および(3·8)の線形モデルで近似できる。

(3) 数式モデル中の係数の意味を明らかにした。すなわち式(3·7)中の K_{i11} は、推進用油圧シリンダによる旋回モーメントでの機械の曲がりやすさをあらわす。またK_{i12}は、推進用油圧シリンダによる旋回モーメント以外のモーメントをあらわし、例えば自重や面板で発生するカッタビットの掘削反力による旋回モーメント等が考えられる。さらにまた、式(3·8)中の K_{i22} は、図3·12に示したように、機械の横すべりをあらわしている。

(4) シールド掘進機の面板に作用する掘削反力は、掘進速度や面板の回転数などの運転条件によってその大きさが変化し、切り込み速度比βという無次元数で整理することにより、その負荷特性をあらわすことができる。特に切り込み速度比βが１付近になると、負荷が急に大きくなる。しかしながら、単円形シールド掘進機の場合にはこの掘削反力によって発生する旋回モーメントは小さい。

第４章では、マルチフェイスシールド掘進機模型実験の内容について述べた。

その結果をまとめると以下のようになる。

(1) 後行面板掘削部の地山が先行面板による掘削時にゆるめられるため、先行面板に作用する掘削反力F_{fr}や掘削トルクT_fに対し、後行面板に作用する掘削反力F_{br}や掘削トルクT_bは面板面積比あるいは断面１次モーメント比以上に小さくなる。

(2) 後行面板に作用する面板全体での掘削反力 F_{by}あるいはF_{bp}について考えてみると、重なりあっている部分に切削反力 f_{bih} (i=y、p、r)が発生しない分だけ不釣り合いとなり、結果としてこれら掘削反力が大きくなる。

(3) 上記の機械の幾何学的な非対称性から掘削面板に発生する不釣合力は、機械の位置および角度を変化させる力となりうる。横型マルチフェイスシールド掘進機の場合には、(1)により先行面板側に姿勢変化しやすい。

(4) 縦型マルチフェイスシールド掘進機の場合には、上部先行型にくらべ、下部先行型の方が後行面板側の地山がゆるめられやすいので、姿勢変化しやすい。

(5) マルチフェイスシールド掘進機の土中における運動をあらわす数式モデルは、単円形シールド掘進機の運動モデルを拡張した、式(3･8)および(4･1)の線形モデルでほぼ近似できる。

(6) 運動モデルの角度変化運動をあらわす式(4･1)は、単円形シールド掘進機の場合と異なり、操作量としてのM_iは、運転条件を変えることによりその値を変化させることができ、機械の土中での運動を制御する場合の一手法として用いることができる。

第５章では、中折式シールド掘進機の土中での運動特性の検討と位置・姿勢制御手法を作成するための模型実験について述べた。その結果、以下の結論が得られた。

(1) 締まった地山では、推進用油圧シリンダによる旋回モーメントを与えなくても、ほぼ中折角によって作られる機械の幾何学的な形状に相当する旋回曲率で運動していく。したがって推進用油圧シリンダによる影響は小さい。

(2) 軟弱地山では、機械外周部の地山が変形するため、機械の旋回運動に及ぼす中折角の効果が十分でなく、機械の旋回運動はその幾何学的形状に相当する旋回曲率より小さくなる。また、推進用油圧シリンダによる旋回モーメントの効果は、締まった地山より大きくなる。

(3) 旋回運動の内側を余掘りし、余掘りした土が完全に機械に取り込まれない

場合には、見かけ上余掘量ε_yが零で旋回運動の内側がゆるんだ地山を掘進した状態に相当しており、この場合には推進用油圧シリンダの効果が大きくなる。余掘りした土が完全に機械に取り込まれる場合には、中折角と余掘量で決まる機械の幾何学的な形状に相当する旋回曲率で運動していくものと考えられる。

(4) 中折式シールド掘進機の土中での運動をあらわす数式モデルとして、式(5·1)(5·2)、式(5·5)(5·6)および式(5·4)を誘導した。すなわち、中折式シールド掘進機の土中における運動は、単円形シールド掘進機の運動に中折角と余掘量の影響を加えることによりあらわすことができる。

第６章では、模型実験にて作成したシールド掘進機の運動モデルの有効性を確認するために行った実機データの解析について述べた。その結果、以下のことが明らかにされた。

(1) 単円形シールド掘進機についての実機解析から、角度変化運動と位置変化運動をあらわす運動モデル（式(3·7)、(3·8)）で実機の運動をあらわすことができることを確かめた。

(2) マルチフェイスシールド掘進機についての実機解析から、模型実験で検討したように、先行面板と後行面板に作用する掘削反力が不釣り合いとなり、機械の角度を変化させる力となることがわかった。また実機の角度変化の傾向は、模型実験結果と一致した。

(3) 中折式シールド掘進機についての実機解析から、機械の幾何学的形状で決まる旋回曲率が、機械の角度変化運動に大きな影響を及ぼすことを確認した。すなわち、中折式シールド掘進機の角度変化運動を示す式(5·1)で実機の運動をあらわすことができることを確かめた。

第７章では、シールド掘進機の土中での運動をあらわす数式モデルをもとにして、機械の位置と角度を制御する制御系の設計を行った。以下にその内容を示す。

(1) 単円形シールド掘進機の運動モデル(3·7)(3·8)をもとに１入力２出力の制御系を構成し、極配置法により制御系の設計を行い、シミュレーションによりその最適条件を求めた。

(2) 中折式シールド掘進機の土中での運動をあらわす数式モデル式(5·1)(5·2)、式(5·5)(5·6)および式(5·4)をもとに２入力３出力および１入力３出力の制御系を構成し、極配置法によりその最適条件を求めた。

第８章では、シールド掘進機の位置・姿勢制御システムの妥当性を確かめるために行った工事現場での実証について述べた。その結果、本研究で作成したシールド掘進機の運動特性にもとずく数式モデルをもとに設計、製作した制御システムにより、ほぼ望ましい形でシールド掘進機の土中での運動を制御できることがわかった。

さらにまた、作成した制御アルゴリズムについて以下のことが確認された。

(1) 地山の変化などのシステムの変動（摂動）に対応して、基本モデルの係数を統計解析により変化させることによって、制御パラメータを最適に保つことができた。

(2) ジャッキパターン選択アルゴリズムにより、推進用油圧シリンダによる旋回モーメントがなめらかに変更していくことが確かめられた。

本研究により、シールド掘進機の土中での運動メカニズムを明らかにし、さらにその運動モデルにもとずく機械の位置・姿勢制御アルゴリズムを作成することができた。

以上、本研究の結論と得られた成果を示したが、今後の課題について簡単に述べる。最近、シールド工事現場は、かなり自動化が進んできている。大きなトンネル工事現場の場合には、工事全体を管理する集中制御室があり、機械の運転状態を管理する掘進管理システム（切羽を安定に制御をするための泥水圧制御や土圧制御システム）や、機械の位置や角度を管理する路線管理システムが設置され、地上から地下の機械の運転状態を監視、制御できるまでになっている。

位置・姿勢制御技術に関しても、単円形シールド掘進機について、すなわち施工計画線が直線あるいは緩曲線施工時にかなり実績を積んでいるが、曲線施工時では、まだオペレータによる手動の運転が行われているようである。その理由のひとつには、曲線施工時に、直線施工時と同様に機械の位置と角度をリアルタイムにかつ正確に測定できる位置・姿勢検出装置（システム）が十分開発されていないことがあげられる。もうひとつは、本研究で行ったような、曲線施工時に使われる中折式シールド掘進機の位置・姿勢制御システムの開発が、まだ実際の工事で使用する段階になっていないことである。本研究においても制御アルゴリズムの作成までにとどまっており、今後このシステムについての実証を行う必要があると考える。

また、本研究で取り上げたマルチフェイスシールド掘進機についてであるが、施工件数は少ないものの、今後地下空間の過密化で効率的なトンネルの建設工法が望まれていくことを考えると、施工件数が増えてくると思われる。マルチフェイスシールド掘進機の自動制御手法は、基本的には単円形シールド掘進機の位置・姿勢制御システムで対応可能と考える。ただし、模型実験や実機データの解析で示したように、機械の幾何学的形状から機械が曲がりやすい傾向にあるので、この特性を考慮にいれて設計するとともに、施工時には逆にこの特性を利用した機械の位置・姿勢制御手法を、上記の位置・姿勢制御システムの補助的な手段として使用することが有効であると考える。

文　献

(1) 日経コンストラクション、7-13、(1990)、46、日経ＢＰ社

(2) 桑原・原田・背野・竹内、「ファジィ理論のシールド掘進制御への適用」、土木学会論文集、391、(1988)、169

(3) 酒井・星谷、「カルマン・フィルターを用いたシールド位置の予測と制御」、土木学会論文集、385、(1987)、69

(4) 西田・小郷・今井・平田、「マルチフェイスシールドの開発・実用化」、日立造船技報、50、1、(1989)、6

(5) 例えば、三戸・大橋・清水・鈴木、「スイングドラム型矩形断面シールドの開発」、土木学会第47回年次学術講演会概要集、第６部、（1992）、180

(6) 河田・西田、「３心円ＭＦシールド工法による地下鉄の建設方法」、建設機械、6、(1992)、19

(7)「急曲線、急勾配シールドの設計・施工技術に関する研究」、平成３年度共同研究報告書、(1992)、建設省土木研究所・(財)先端建設技術センター

(8) 浅岡ほか、建設省総合技術開発プロジェクト「地下空間の利用技術の開発」成果発表会、技術資料、(1992)、5-1、建設省土木研究所・(財)先端建設技術センター

(9) 清水・鈴木、「単円型シールド掘進機の運動特性に関する研究（模型実験および制御系の設計）」、日本機械学会第69期全国大会、Ｃ（1991）、543

(10) 清水・鈴木、「単円形シールド掘進機の運動特性に関する研究（模型実験および制御系の設計）」、機械学会論文集Ｃ１編、58-550、(1992)、155

(11) 田中・清水・今井「シールド掘進機の姿勢制御に関する模型実験」、土木学会第45回年次学術講演会概要集、第３部、（1990）、86

(12) 今井・清水・富木・鈴木・西田・清水・松永・平岡「シールド掘進機の自動方向制御システム」、日立造船技報、53、1、1

(13) 清水・井坂・西田・鈴木・横川、「マルチフェイスシールド掘進機の運動特性に関する研究」、機械学会論文集Ｃ１編、60-569、(1994)、144

(14) 鈴木・根角・井坂・清水・西田・小郷、「マルチフェイスシールド掘進機模型実験」、日立造船技報、49、1、(1988)、9

(15) 鈴木・清水・井坂・橋・西田・小郷、「縦型マルチフェイスシールド掘進

機模型実験」、日立造船技報、50、2、(1989)、12

(16) 清水・鈴木・井坂・橘・西田・小郷、「縦型マルチフェイスシールド掘進機模型実験」、土木学会第44回年次学術講演会概要集、第３部、(1989)、184

(17) Suzuki,M., Shimizu,Y., Isaka,M., Tachibana,T., Nishida,S. and Ogo, T., A Model Test of Vertical Multi-Circular Face Shield Tunneling Machine, Proc. 10th International Conference of the ISTVS,(1990),1079

(18) 清水・大林・浅田・鈴木、「中折式シールド掘進機の挙動ならびに模型実験」、機械学会論文集Ｃ１編、掲載予定

(19) 大林・清水・鈴木、「急曲線、急勾配シールドの設計・施工技術　－中折れ式シールド掘進機模型実験」、土木学会地下空間利用シンポジウム講演会概要集、(1993)、241

(20) 大林・清水・浅田、「中折れ式シールド掘進機模型実験」、土木学会第47回年次学術講演会概要集、第３部、(1992)、126

(21) 鈴木・清水・浅田・西田・奥丁、「急曲線、急勾配シールド」、日立造船技報、54、4、(1993)、48

(22) 清水・古川・今井・鈴木、「単円形シールド掘進機の運動特性に関する研究（第２報　実機データの解析および制御システムの実証）」、機械学会論文集Ｃ１編、58-554、(1992)、121

(23) 清水・鈴木、「中折式シールド掘進機の運動特性とその制御手法」、機械学会論文集Ｃ１編、掲載予定

(24) Shimizu,Y., Suzuki,M., Imai,K. and Furukawa K., Position Control of a Shield Machine Used for Laying Pipelines and Tunneling, Proc. 7th International Symposium on Freight Pipelines, (1992),383

(25) 吉田・山田、「泥土圧シールド掘進時の切羽土圧と周辺摩擦力について」、土木学会論文集、445 Ⅲ-18、(1992)、75

(26) 玉村、杉本ほか、「逆解析によるシールドマシン周辺地盤物性値の検討」、土木学会第48回年次学術講演会概要集、第３部、(1993)、150

(27) 西村、渡辺ほか、「シールド掘削機における周面抵抗の計測」、土木学会第48回年次学術講演会概要集、第３部、(1993)、108

(28) 堀口、川村、宇賀、野沢、「急カーブ掘進型シールド機械の開発と施工」、

土木学会誌、6、(1986)、21

(29) 松本・新井・波多腰、「多円形断面シールドの掘削特性に関する実験的研究」、土木学会論文集、406 Ⅲ-18、(1989)、291

(30) 松本・岡田・内田・大塚、「多円形断面シールドトンネル（ＭＦＳ）工法の研究および開発」、土木学会論文集、397 Ⅵ-9、(1988)、17

(31) トンネル標準示方書（シールド編）・同解説、(1969)、82、（社）土木学会

(32) 社内資料「曲線施工の検討」、日立造船㈱、

(33) 土質工学会編、土質調査法、(1960)、115、（社）土質工学会

(34) （社）土質工学会編、「Ｎ値およびＣ・φ　－考え方と利用法－」、(1992)

(35) 疋田・小山・三浦、「極配置問題におけるフィードバックゲインの自由度と低ゲインの導出」、計測自動制御学会論文集、11-5、(1975)、56

(36) Schultz and Melsa,久村富持訳，状態関数と線形制御系(1970)，20，学献社

(37) 上滝・明石、制御理論の基礎と応用、(1976)、オーム社.

(38) 高田・平岡・清水・井上：光学式変位測定装置によるシールド掘進機の位置・姿勢の自動計測、土木学会第45回年次学術講演会概要集、第３部、（1990）、82

謝　辞

本論文を作成するに当たり、大阪大学教授　辻　裕先生からは、終始懇切なるご指導と有益なるご教示をいただいた。ここに謹しんで感謝いたします。また本論文をまとめるに際し、種々ご教示をいただいた大阪大学教授　赤木新介先生ならびに　城野政弘先生に深く感謝申し上げます。

さらにまた本研究に関して、懇切なるご指導とご鞭撻を賜った東北大学名誉教授　川島俊夫先生に感謝いたします。

本研究のうち、単円形シールド掘進機に関する研究は、㈱鴻池組との共同研究として行われたものである。研究を遂行するにあたり、工事現場を提供していただき、また実機データの収集にご協力いただいた㈱鴻池組の方々に深く感謝申し上げます。

また本研究のうち、マルチフェイスシールド掘進機に関する研究では、工事を担当された㈱熊谷組から有益なデータをいただいた。ここに深く感謝申し上げます。

さらにまた本研究のうち、中折式シールド掘進機に関する研究は、建設省の総合技術開発プロジェクト「地下空間の利用技術の開発」のなかの「急曲線・急勾配シールドの設計・施工技術に関する研究」の一環として、建設省土木研究所、（財）先端建設技術センター、㈱大本組、㈱奥村組、五洋建設㈱、住友建設㈱、㈱錢高組、大豊建設㈱、東亜建設工業㈱、西松建設㈱、日立造船㈱との共同研究として行われたものである。共同研究各社には実機データを提供していただき、また関係各位には数々のアドバイスをいただいた。ここに深く感謝申し上げます。

本研究は、日立造船㈱の研究開発業務の中で行ってきたものである。数々のご配慮をいただいた日立造船㈱技術本部長　永井　将氏ならびに技術研究所所長　松本亙平氏、技術研究所技師長　山本　彰氏、多くのご助言をいただいた日立造船エンジニアリング㈱技術開発センター長　横川　明氏、さらに終始ご指導をいただいた日立造船㈱技術研究所機械システム研究室室長　鈴木基光氏に心からお礼申し上げます。

また、本研究を遂行するにあたり、模型実験装置の設計、製作ならびに制御システムの製作について、日立造船㈱鉄構・建機事業本部技師長　吉川忠男氏、同事業本部統括部長　井上揮一氏、建機設計部長　平田昌三氏、同部課長　西田昭

二氏はじめ、当社の関係各位に多くのご協力をいただいた。ここに深く感謝申し上げます。