

揺動式掘削機構による 矩形シールド掘削機の提案と実証

吉川 正¹・三井 隆²・真鍋 智³・福田 昌弘⁴・三谷典夫⁵・中川 浩⁶

¹正会員 工修 鹿島建設(株)東京支店土木部 (〒107-8477 東京都港区元赤坂1-3-8)

²正会員 博(工) 鹿島建設(株)海外事業本部 (〒163-1028 東京都新宿区西新宿3-7-1)

³正会員 鹿島建設(株)技術研究所土木技術研究部 (〒182-0036 東京都調布市飛田給2-19-1)

⁴鹿島建設(株)関西支店機材部 (〒550-0011 大阪市西区阿波座1-3-15)

⁵(株)小松製作所 地下建機事業室 (〒107-8411 東京都港区赤坂2-3-6)

⁶フェロ会員 工博 山口大学教授 臨床トンネル工学研究所 (〒755-8611 山口県宇部市常盤台2-16-1)

油圧ジャッキによる揺動式掘削機構と伸縮式ロッドによる隅角部掘削機構を組合せた新しい矩形シールド掘削機を考案し、その掘削機構、隅角部の掘削性能、必要カットトルク、土砂攪拌機構、切羽土圧制御について検討を行うとともに、室内実験、土砂流動数値解析により、その適用性を検証した。次に揺動式掘削機構および隅角部掘削機構を組合せた矩形シールド掘削機を用いて世界で初めて約40m²の矩形断面のトンネルを構築し、得られた計測データを先の検討結果と比較・考察した。

Key Words : *rectangular shield tunnel, tunnel-boring machine, wagging cutter method, earth pressurized balance shield, extendable cutter spoke*

1. はじめに

今日、都市部における地下構造物の構築に際して非開削施工の要望を受け、シールド工法の需要が増大している。一方、シールドトンネルの断面についても円形に加えて種々の形状が使われてきている。そのうち、矩形シールド掘削機としては、ドラム式カッタによるボックスシールド掘削機^{1), 2), 3)}、円形カッタを多数取り付けたマルチフェース掘削機^{3), 4), 5)}、任意断面多軸シールド掘削機^{6), 7)}などが知られている。

しかし、これらの掘削機の掘削機構は、複数の回転式カッタあるいは回転軸の組合せなどによって複雑化しており、コスト削減、都市部における狭隘場所での掘削機の搬入・組立て性能の向上などの要望に対して、よりシンプルな掘削機構が求められている。

筆者らは、経済性、機能性の両面に優れた矩形シールド機の開発を目指し、以下に示す機構の併用を検討した。

- ①モータの代わりに油圧ジャッキを動力源とし、カッタの動きを従来の旋回円運動から揺動式往復運動に変える。
- ②隅角部の地山に対して、任意の方向の切削が可能なビット付の長ストロークロッド形状のカッタ(以下隅角部カッタと略す)を伸縮して掘削する方法で、隅角部を任意形状に掘削できる。

二つの機構の併用により、掘削機構のシンプル化とともに動力源の数が半減した。また、カッタ駆動源を横配

置のモータから縦配置の油圧ジャッキにすることで機長を短くでき、結果的に掘削機械の重量も軽くなって、コスト面でも有利な新しいタイプの揺動式矩形シールド掘削機を実現化することができた。

本論文では、揺動式矩形シールド掘削機の揺動式掘削機構、隅角部カッタ機構、必要カットトルク、土砂攪拌機構、切羽土圧制御についての検討結果、各検討結果に対する土砂流動数値解析(以下流動解析と略す)などによる効果の確認、さらにその成果を実工事に適用し、実用性を検証した結果について述べる。

2. 新しい揺動式矩形シールド掘削機の提案と課題

(1) 揺動式矩形シールド掘削機構の提案

在来の矩形シールド掘削機では、後述する対象工事の与条件(①開削工法で計画された予定事業費内で非開削工法の適用: 施工延長が比較的短かく、工事に占めるシールド掘削機械費の比率が高い、②狭隘な場所での機械搬入組立が必要である)を満足することが難しく、シンプルな掘削機構の提案・実現が必要不可欠となったので、新しいタイプの矩形断面掘削機構を考案することとした。

a) 掘削機構の開発コンセプト

本掘削機の特徴は、以下に示す揺動式のカッタヘッドの掘削機構と矩形断面の隅角部掘削機構の今までに無い二つの新しい掘削機構を取り入れることである。

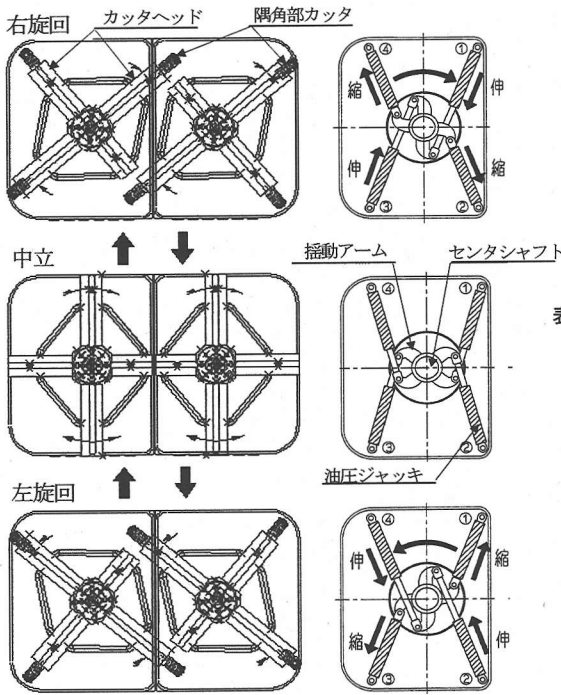


図-1 揺動式掘削機構模式図 図-2 油圧ジャッキ伸縮状況 (正面透視)

①揺動式掘削機構

図-1, 2 に示すように油圧ジャッキと油圧アームを組合わせた構造でカッターヘッドを揺動させる機構とする。

②隅角部掘削機構

図-1, 3 に示すようにカッターの揺動に合わせてビット付伸縮ロッド式の隅角部掘削用カッター (以下隅角部カッターと称す) を用いてコーナー部を掘削する機構とする。

b) 掘削機構の検討方針

- ①泥土圧シールド工法で実績を多く有する十文字型スポーク形状を有するカッターヘッドを左右に2基配置し、相互のカッターが干渉する直前で停止、反転する揺動式の掘削機構とする。また、各スポークの長さを任意に設定することにより、左右のカッター位置をある程度自由に設定することができ、最も掘残し部分が小さくなるように設計する (図-1 参照)。
 - ②揺動駆動については、油圧ジャッキの伸縮駆動をセンタシャフトを中心に揺動アームで回転運動に換え、カッターヘッドを揺動させる機構とする (図-2 参照)。
 - ③2基のカッターヘッドで掘削できない隅角部 (コーナー部) にはカッターヘッドスポーク内にビット付伸縮ロッドを格納し、このロッドをシールド機外形形状に沿って伸縮させることができる隅角部カッター方式を採用する (図-1 参照)。
 - ④上記ロッドの伸縮駆動も揺動駆動同様、油圧ジャッキにより行う。
- 以上のようにカッターを揺動式にすることで、従来カッ

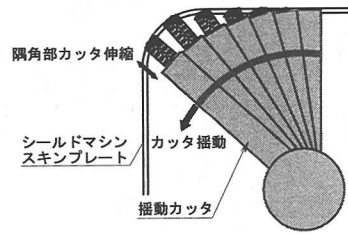


図-3 隅角部カッターの軌跡

表-1 揺動式矩形シールド掘削機の検討課題と対応・効果確認方法

検討項目	検討課題	対応・効果確認方法	
		計画段階	実施工段階
揺動式掘削機構	①カッター揺動方式の発案と機能	(解析と同類機構の実績反映)	実証による検証
隅角部カッター掘削機構	②先端位置制御方法と機能	(同類機構の実績反映とコンピュータシミュレーション)	実測データによる評価・分析
	③全方向切削機構の発案と機能	切削実験	実証による検証
必要カッタートルク	④算定式	回転式カッターの実績および隅角部カッター切削実験反映	実測データの評価と土砂流動数値解析による逆解析
土砂攪拌機構	⑤加泥材注入方式	土砂流動数値解析	実証による検証
	⑥攪拌翼形状と配置	実績の反映と土砂流動数値解析	実証による検証
切羽土圧制御	⑦隅角部カッター伸縮に伴う土圧変動対策	理論解による予測と対応	実測データの評価と土砂流動数値解析による逆解析

※表中の()については、紙面の都合上論文への記載を省略する。

タの動力源として用いてきたモータ類を少数のジャッキ類に置き換えることができ、かつ横配置から縦配置に、また、隅角部カッターの併用により、シールド機械のシンプル化、機長の短縮化、低コスト化を図ることが可能であると考えた。

(2) 揺動式矩形シールド掘削機構の検討課題と対応方法

掘削機構が従来と異なるため、開発・実用化に際しての検討課題として、表-1 に示す①~④の機構的な課題と⑤~⑦の地盤の攪拌流動機構に関する課題があった。

それらの課題に対しては、計画段階で可能な限り、実績の反映、理論解あるいは経験式などを用いて検討して解決するとともに、数値シミュレーション、流動解析、室内実験などでその効果を確認した。その上で本機構を備えたシールド掘削機を実施工へ展開・実証した。そこで得られた種々のデータを分析評価するとともに計画段階での効果の確認が不十分であったものについては、流動解析で再確認した。

各段階で実施した対応・効果確認方法を併せて表-1 に示す。

3. 揺動式矩形断面掘削機構の検討と検証

(1) 設計条件 (検討対象の絞り込み)

検討対象構造物として後述する地下通路の幅 7.8m×高さ 5.0mの断面を想定する。

対象構造物は、比較的浅い深さにあるので、土被りを掘削機高さと同じ程度の 5.0m を想定する。対象地盤としては施工深度から沖積の粘性土、シルト質砂層、砂層で、N値は 5~20 程度を想定する。

また、施工箇所は、発進基地も狭隘であり、投入開口部も小さいので、現地での分解、組立が容易な出来るだけ簡易な構造を目指す。

表-1 に示した検討課題のうち計画段階で実施した検討と検証の結果を以下にまとめる。

(2) 揺動式掘削機構

油圧ジャッキの駆動でカッターヘッドを揺動させて掘削する方法を確立するためには、①油圧ジャッキの伸縮運動をカッターヘッドの回転運動へ変換する機構、②油圧ジャッキの設置位置・組合せ、③揺動角度の選定、④油圧サーージ圧の制御、⑤駆動力伝達方式などの検討課題があった。それらの課題に対して他分野における同類機構の実績の分析評価、試設計を重ね、ジャッキの伸縮、揺動の制御、駆動力伝達方法について以下のように設定した。

①油圧ジャッキの伸縮によるカッター揺動

- 油圧ジャッキの伸縮力をカッターの回転運動に変換する方法としてはギア、リンク、アームなどの方式が考えられる。この中で構造が最も簡単でコスト、耐久性についても有利なアーム方式を採用した。
- 図-2 に示した 4 本の油圧ジャッキの一方をシールド本体に、他方をカッターヘッドの支持センタシャフトより伸びる揺動アームに取り付け、対角状にある 2 本のジャッキを対として、一対を伸ばし他対を縮めることでセンタシャフトを一方に回転させる方式とした。
- ジャッキは、回転角度センサが反転位置を検知した時点で伸縮作動を停止し、瞬時に油圧弁を切り替えて逆方向に伸縮する。これにより揺動カッターを反対方向に回転させる揺動運動を実現する。
- 揺動角度については、反転時に約 10 度の範囲を別のカッタスポークでラップするように±50 度に設定した。この範囲は、揺動カッターの外周部のラップ幅がほぼカッタスポーク幅と等しくなる角度である。

②油圧サーージ圧の緩和

- 制御面において左右揺動の切り替え時に油圧サーージ圧による衝撃が発生し、機器やジャッキに損傷を与えることが懸念された。これについては切り替え前の一定角度から油量を絞って減速し、かつサーージ圧を緩和することにより衝撃の防止を図ることとした。

③駆動力伝達方法

- 従来の回転掘削ではモータ、ピニオンギヤ、ドライブングギヤなど多数の複雑な部品でモータの駆動力をカッターに伝達するが、本機構では揺動アームと油圧ジャッキのみで揺動カッターを駆動する機構とした。

以上の検討内容については、構造・機構の比較設計、詳細設計を実施するとともに FEM 解析で構造の安定性を評価した。油圧の制御機構については、同類の機構の実績から所定の性能が得られると判断した。

(3) 隅角部掘削機構

矩形断面コーナー部の掘削方法については、従来のシールド掘削機で使用されているコピーカッターを参考に、図-3 に示した長い伸縮ストロークを有し、伸縮ストローク管理機能と全方位切削機能をもつ隅角部カッターを考案した。

この方式を実用化するためには、①円周方向に往復運動する揺動カッターと連動して所定の余掘り量となるように隅角部カッターストロークを調整すること、②常に異なる方向に向かって地山を切削することができるビットを有するカッターであることが、主な検討課題であった。

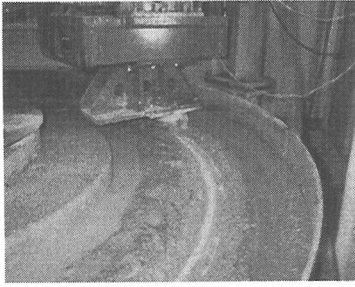
すなわち隅角部カッターに求められる機構として①スキンプレートの形状通りに精度良く切削を行なう先端位置制御機能と②全方向切削機構を検討し、以下の結論を得た。

①先端位置制御機構

- 隅角部カッターの制御については、カッターの揺動角度、隅角部カッターストローク値を基にしたフィードバック制御システムを採用した。
- 制御システムについては、カッターの揺動角度センサの角度信号と隅角部カッターのストローク (伸縮) 信号をシーケンサ (揺動角度に応じた隅角部カッターストローク量を設定するための演算式をインプット) にリアルタイムで入力し、油圧サーボ弁の開度調整で隅角部カッタージャッキに流入する作動油の流量をコントロールする方式とした。それをを用いることで所定のストロークになるよう微細な制御が行える機構とした。
- この機構の制御精度については、セグメントの電動タに用いられている油圧サーボの実績とコンピュータによるシミュレーションの結果から、隅角部カッター先端部の制御誤差は、±10mm 以内であると推定し、実用上問題ないと判断した。

②全方向切削機構

- 隅角部カッター胴部に取付けるビットは、揺動運動 (回転運動) と半径方向伸縮運動の 2 軸の動きをするため、通常のビットと異なった全方向の切削能力を有する五角錐形状のスパイクビットを考案した。
- 隅角部カッターのストロークは、従来のコピーカッターの 4 倍程度の約 600mm となる。また、発進到達防護の高



スパイクビット



隅各部カッタ

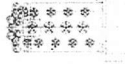


写真-1 隅角部カッタのスパイクビット取付と切削状況

圧噴射工法改良体も切削することとなるため、切削性能、耐磨耗性能について、写真-1に示すように約10Mpaの強度を有するモルタル製仮想地盤の回転切削実験でその性能を検証した。その結果、切削抵抗値は、約3kNと通常の許容値以内であり、ビットの耐磨耗性能も良好であると判断した。

(4) 必要カッタトルク設計方法

揺動式で矩形断面という特徴を持つシールド掘削機のカッタトルクの設計方法について、従来の円形回転式シールド掘削機のトルク設計手法を基に検討を行なった。

a) 必要カッタトルク計算方法

① 揺動式矩形シールド掘削機のカッタトルク補正項目

揺動式矩形シールド掘削機は、揺動式カッタと隅角部カッタを併用して掘削する。

回転式で円形断面を掘削する場合の必要トルク算定式に、これらの掘削機構の変更に伴って追加が必要となる項目を表-2に示す。

①、②の項目は、矩形断面のコーナー部の掘削時に伸縮させる隅角部カッタに起因するもので、隅角部カッタの伸縮量は、揺動カッタ長の約25% (60cm程度)と大きいのでカッタトルクの補正項目として考慮する。

③の項目は、従来トルク計算上無視されていたが、チャンパ内の土砂密度と比例関係にあることから、掘進時の切羽土圧の値は、カッタトルクに大きく影響することになる。

矩形など特殊断面形状では地盤沈下抑制の目的で高めの切羽管理土圧の設定を行う場合が多く、円形回転式の必要カッタトルクでは過小設計になる危険性がある。

② 揺動式矩形シールド掘削機の必要カッタトルク算定式

以上の内容を考慮した揺動式矩形シールド掘削機の必要カッタトルク T_{NK} の算定式を以下に提案した。

$$T_{NK} = T_a + T_b + T_c + T_d + T_e \quad (1)$$

ここに、

- T_a : 土の切削抵抗トルク
- T_b : 土とカッタヘッドスポークの摩擦抵抗トルク
- T_c : カッタヘッドスポークの土砂抵抗トルク

表-2 揺動式矩形シールド掘削機のトルク補正項目と内容

補正項目	内容
①隅角部カッタ伸縮の影響	隅角部カッタ伸縮量増大(約60cm)によるその部分のトルク増
②地山の掘起し	隅角部カッタ伸縮時の地山の掘起し抵抗によるトルク増
③切羽管理土圧の影響	矩形断面掘削による沈下抑制目的で高めに設定する切羽土圧(水平土圧)によるトルク増

表-3 必要カッタトルクの項目ごとの算定式および数値

項目	算定式および数値
T_a	$T_a = T_{a1} + T_{a2} + T_{a3}$ ここに、 T_{a1} : カッタビット切削トルク (kNm) $T_{a1} = n_1 \times H_{a1} \times R_{k1}$ n_1 : ビット個数 (個) H_{a1} : ビット1個の切削抵抗 (N/個) ^{8), 9)} $H_{a1} = 1.8 \times e_s \times B_1 \times t_1^2 \times 10^{-0.56\alpha_1}$ e_s : 切削抵抗指数(地山0.04) B_1 : ビット幅 (cm) t_1 : 切込深さ (cm/揺動角) α_1 : ビットすくい角 (rad) R_{k1} : ビット平均取付半径 (m) T_{a2} : スパイクビット切削トルク $T_{a2} = n_2 \times H_{a2} \times R_{k2}$ (kNm) n_2 : スパイクビット個数 (個) H_{a2} : スパイクビット切削抵抗 (kN/個) R_{k2} : スパイクビット平均取付半径 (m) T_{a3} : 隅角部カッタ先端部の礫掘起し抵抗トルク (隅角部カッタ先端部で地山を掘り起こす場合の抵抗値) $T_{a3} = F_r \times r'$ (kNm) F_r : 地山掘起し抵抗 (想定値5kN) r' : 隅角部カッタ先端部半径 (m)
T_b	$T_b = 2/3\pi \times P_h \times f \times (1 - \xi) \times r'^3$ (kNm) P_h : 水平土圧 (kN/m ²) f : 土と鋼の摩擦係数 (0.3: 礫0.3~0.4 ¹⁰⁾) ξ : カッタヘッド開口率 r' : 伸張状態の隅角部カッタ先端部半径 (m)
T_c	$T_c = n' \times t' \times P_h \times (r'/2)^2$ (kN·m) n' : スポーク本数 t' : スポーク厚さ (m) r' : 伸張状態の隅角部カッタ先端部半径 (m)
T_d	$T_d = n'' \times A \times P_h \times r/2$ (kNm) n'' : 攪拌翼枚数 ²⁰⁾ A : 攪拌翼面積 ²⁰⁾ (m ²) P_h : 切羽土圧 (水平土圧) r : 揺動式カッタヘッド半径 (m)
T_e	過去の経験よりトルク値を設定する。 $T_e = 14.7$ [kNm]程度とする。

※) 攪拌翼の詳細は、次章に示す。

T_d : 土の攪拌抵抗によるトルク

T_e : カッタ軸受部の機械抵抗トルク

式(1)の $T_a \sim T_e$ の算定方法については、表-3に詳細を示す。また、算定例を5章に示す。

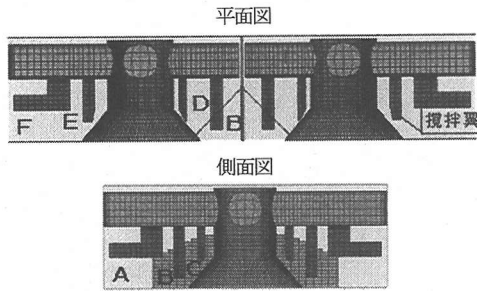


図-4 攪拌翼取付け図

4. 揺動式矩形シールド掘削機における地盤の攪拌流動機構の検討と検証

(1) 土砂攪拌機構

土圧式シールド工法では、切羽部で掘削土砂を加泥材と混練し、塑性流動化することが、切羽の安定や排土効率向上などの面でも重要である。

揺動式のカタと隅角部カタを組合わせた掘削機構で矩形断面を掘削する場合、円形断面より土砂の攪拌流動性の低下が懸念された。そこで、切羽部での掘削土砂攪拌性能強化策として加泥材注入方法と攪拌翼設置方法について検討を行った。注入孔の箇所数による攪拌状況の違いおよび設計攪拌翼による攪拌効率については、後述の流動解析で検証した。

a) 加泥材注入方法の検討

揺動式カタは、反転運動に加え、伸縮式の隅角部カタで矩形断面を掘削するため、カッタスポークおよび隅角部カタが限定された範囲を往復運動することになる。そのため、1つの加泥材注入孔からの加泥材の到達範囲も限定的となり、加泥材が切羽部全体へ拡散しにくくなる可能性がある。そこで、切羽面全域をカバーできるよう各カッタスポークに独立した系統の5箇所に加泥材注入孔を設けることとした。

b) 攪拌翼設置方法の検討

従来の円形泥土圧式シールド掘削機に用いられる攪拌翼は、施工実績よりチャンバ内掘削土砂の攪拌に効果があることが知られている。揺動式矩形シールド工法においても切羽内の土砂攪拌や塑性流動化は重要な課題であり、従来工法と同様、攪拌翼を取り付けることにした。

以下に検討結果を示す。

① 攪拌翼形状

攪拌翼の形状については、できるだけチャンバの外周部まで攪拌でき、かつ、攪拌翼間の土砂の流れがスムーズになるように検討した。カタの外周部には、コーナ一部掘削用の隅角部カタを装備しているため、その部分への攪拌翼の取り付けは困難であると判断された。

そこで、外周部まで届くような受圧面積の大きなL型

表-4 揺動式シールド掘削機の攪拌翼移動体積

攪拌翼 No	攪拌翼面積 (m ²)	取付半径 (m)	数量 (枚)	移動体積 (m ³)
A	0.280	1.75	2	1.710
B	0.122	1.15	2	0.490
		1.25	1	0.266
C	0.073	0.75	2	0.191
D	0.050	0.70	1	0.061
E	0.090	0.85	1	0.133
F	0.300	1.50	1	0.785
合計			10	3.636

の攪拌翼を考案し、カッタスポーク背面に固定して土砂の攪拌促進を図った。

② 攪拌翼数量

攪拌翼の取り付け数量については、複円形シールド工法の検討結果¹¹⁾を参考にした。この例では攪拌翼の移動体積 V_m がチャンバ内有効土砂体積 V_c （スキンプレート先端からバルクヘッド間のチャンバ内空体積からスキンプレート後方のカタヘッドの体積を除いた体積）に占める割合（攪拌領域比率 p と定義）は約23%で、一部に滞留領域が見られるものの全体的に流動状態は良く、実施工でも塑性流動の障害は報告されていない。そこで、攪拌領域比率 p を25%（チャンバ内有効土砂体積の1/4）以上に設定することとする。

回転式カタにおける攪拌翼の移動体積 V_m は次式で表される。

$$V_m = \sum (A_n \times 2 \times R_n \times \pi) \quad (2)$$

ここに、

A_n : 各攪拌翼の面積 (m²)

R_n : 各攪拌翼の取付半径 (m)

攪拌翼の移動体積 V_m のチャンバ内有効土砂体積 V_c に占める割合である攪拌領域比率 p は、次式で表せる。

$$p = V_m / V_c \times 100 (\%) \quad (3)$$

攪拌翼の取付図を図-4に示す。これらの攪拌翼は、100度の範囲で往復運動するため、揺動カタ1基当たりの攪拌翼の移動体積 V_m は、次式で表される。

$$V_m = \sum (A_n \times 2 \times R_n \times \pi \times 100 / 360) \quad (4)$$

ここに、

A_n : 各攪拌翼の面積 (m²)

R_n : 各攪拌翼の取付半径 (m)

攪拌翼は、揺動カタ1基当り10枚で、攪拌翼の移動体積 V_m は、表-4に示すように約3.6m³となり、両方のカタで7.2m³となる。矩形シールド機のチャンバ内有効土砂体積 V_c は、24.1m³であり、攪拌領域比率 p は、以下のように目標値を満足する。

$$p = 7.2 / 24.1 \times 100 = 29.9\% > 25\%$$

表-5 加泥材・地山および混合土砂の物性

材料	密度 (kg/m ³)	粘度 (Pa·s)	流体区分
加泥材	1050	3.0	Newton 流体
地山	1600	—	—
混合土砂	1600	3+500/γ	Bingham 流体

※)ここに、γ：ずり速度

表-6 流動解析における設定条件

項目	設定値	設定根拠
土砂流入量	1.2m ³ /min 単位奥行当たり	掘削断面積×膨れ率 =30.5m ² ×1.3=39.6m ² 掘進速度 30mm/min(33min/m) →39.6/33=1.2 m ³ /min
加泥材注入量	0.36m ³ /min	注入率を30%に設定
スクリーコンベア排土量	1.56m ³ /min	1.2 m ³ /min×1.3=1.56 m ³ /min
カッタ揺動速度	1.5 往復/min	角速度式でモデル化

(2) 土砂流動数値解析手法の検討と攪拌機構の評価結果

土砂を対象とした攪拌性能、流動状況については、チャンバ内の掘削土砂を三次元の流体力学でモデル化した土砂流動数値解析手法¹¹⁾を実現象より実態的に模擬できるように発展開発¹²⁾して検討・評価した。

a) 解析条件および解析方法

①解析条件

土砂と加泥材の物性は、既往の解析に用いられた数値を参考とし¹¹⁾、表-5のように設定した。なお、加泥材および土砂については、実際には連行された若干のエアなどが圧縮される可能性があるが、ここでは、解析の都合上非圧縮性流体として解析した。

解析時の掘削に関する条件は、以下のように設定した。

- ・カッタ揺動速度：揺動角を100度にとり、1.5 往復/min すなわち100度の範囲を20secで揺動させる。
- ・土砂の膨れ率と加泥材注入率：掘削断面積 S=30.5 m² に対して、膨れ率1.3とし、加泥材の注入率を30%とした。また、掘進速度を、30mm/minに設定する。

土砂流入量、加泥材注入量、スクリーコンベア排土量、カッタ揺動速度については、表-6のように設定した。

②解析モデル

解析モデルを図-5に示す。図-4に示した攪拌翼並びに2本の十字のカッタスポークの揺動に伴って隅角部カッタの伸縮も模擬できるようにした。また、掘削した土砂は、切羽からシールド掘削機内へ流入し、2基のスクリーコンベアから排土させるとともに、加泥材も所定の箇所から投入できる矩形シールド機のチャンバ内をより実際に近づけた三次元解析モデルである。

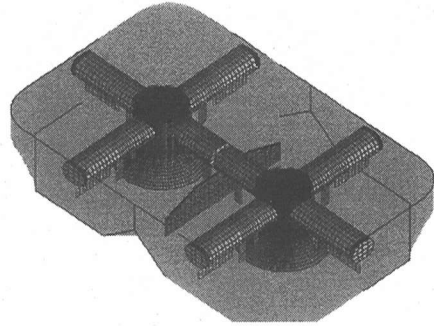


図-5 矩形揺動型シールド機チャンバ内土砂流動解析モデル

表-7 加泥材の投入位置・箇所数と加泥材濃度の平均標準偏差

Case	加泥材投入位置	投入箇所数	平均標準偏差
1	カッタ中心部1箇所のみ	1×2カッタ	0.052
2	各カッタスポーク1箇所	4×2カッタ	0.048
3	カッタ中心部1箇所+各カッタスポーク1箇所	5×2カッタ	0.036

マシン外形は、適用箇所として想定した次章のマシンと同じ縦4.95m×横7.81mと同じとした。

③解析方法

解析においては、加泥材を注入し、地山および加泥材の掘削面及び排出面からの流入出を考慮し、カッタの動き方による土砂の流れ方(流速分布)と加泥材濃度(体積占有率)分布を解析上の各要素で求める。

土砂と加泥材が分離した状態から計算を開始し、加泥材添加、排土までの解析を繰返し、加泥材濃度の標準偏差が解析上の初期状態に依存しない周期状態に収束するまで実施した。

加泥材濃度の標準偏差は、下式で求めた。

$$\sigma(t) = \sqrt{\int (C(x, y, z, t) - C_{av})^2 dx dy dz / V} \quad (5)$$

ここに、

C(x, y, z, t) ; 加泥材濃度 (体積占有率) の値

C_{av} ; 濃度成分Cの空間平均

V₀ ; 有効切羽土砂体積 (カッタヘッド面盤からバルクヘッド間の混合土砂体積)

b) 解析結果

①攪拌効率

攪拌効率は、土砂流動速度の分布と加泥材濃度の分布で評価する。

ア) 加泥材投入の位置と箇所数

加泥材投入の位置については、表-7の3ケースについて解析を実施した。表-7には流動解析による加泥材濃度の平均標準偏差も併記する。

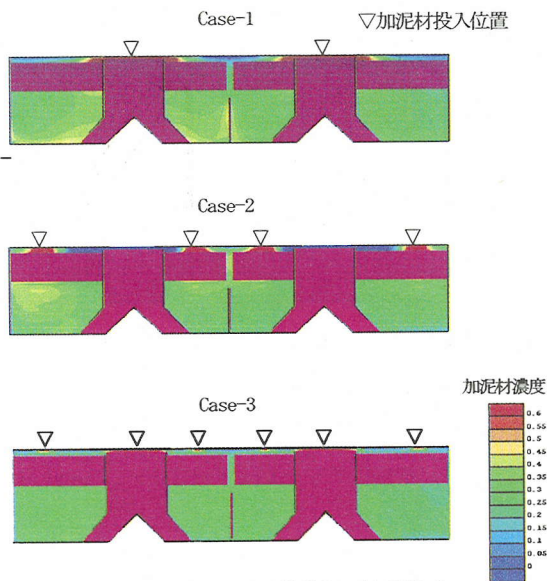


図-6 加泥材投入位置と土砂攪拌状況(水平断面)

土砂と加泥材の攪拌状況を図-6, 7に示す。

これらより以下に示すような知見が得られた。

- Case-1: 切羽面を除いて、ほぼ全体に加泥材は、行き渡っているが、中心に加泥材が残留する傾向が見られる。
- Case-2: 中心部に加泥材が行き渡らない状況であり、結果的に加泥材濃度の標準偏差の値も高い。
- Case-3: 掘削断面およびチャンバ内全体に加泥材が行き渡り、均質に攪拌されている。加泥材濃度の標準偏差の値は、0.036と一番小さい。

以上の結果からも、加泥材の投入位置としては、1カッタ当たりカッタ中心部1箇所+各カッタスポーク1箇所の5箇所とすることにより目的とする均質な濃度分布が得られることが示された。

また、これらから解析前に懸念していた隅角部での加泥材の攪拌混合も良好であるとの見通しを得た。

イ) 土砂流動速度

チャンバ内の土砂の流れを流速から評価した場合の解析結果の例を図-8に示す。

図からカッタ表面位置については、カッタがほぼ対称の十字形状の段階では矩形シールドの隅角部で流速が小さくなっており、土砂の滞留が懸念される。しかし、カッタが隅角部に近づき隅角部カッタが伸長することによって隅角部は、かなりの土砂流速が発生しており、土砂が十分攪拌されている様子が伺える。

揺動が停止した段階では、流速が小さくなる結果が当然のように得られたが、カッタの反転とともに流速が回復されること(紙面の都合で添付省略)が確認できた。

攪拌翼背面については、攪拌翼の設置により、チャン

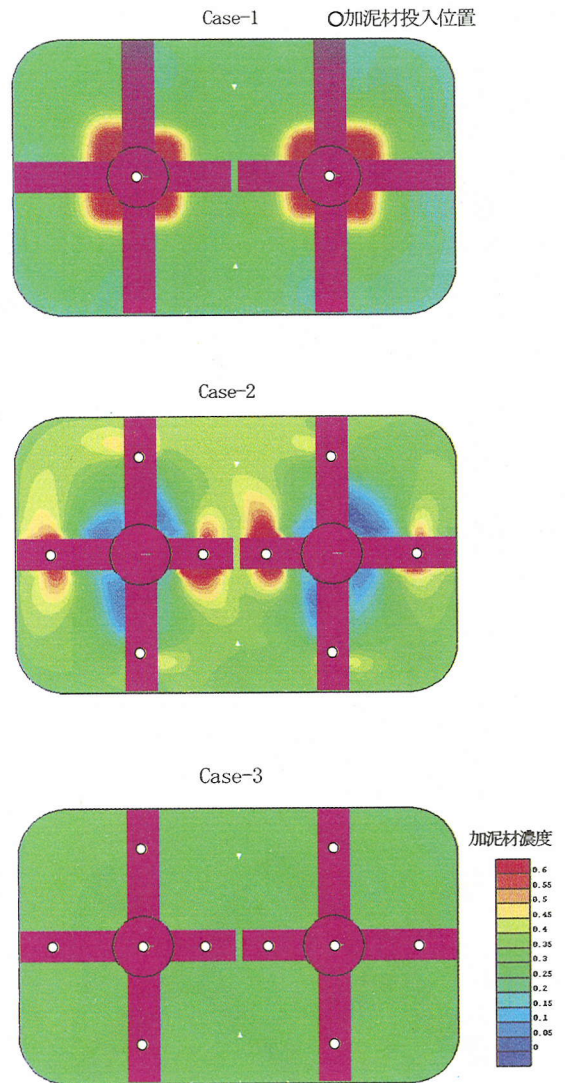


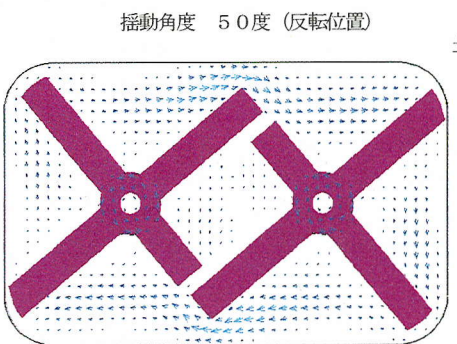
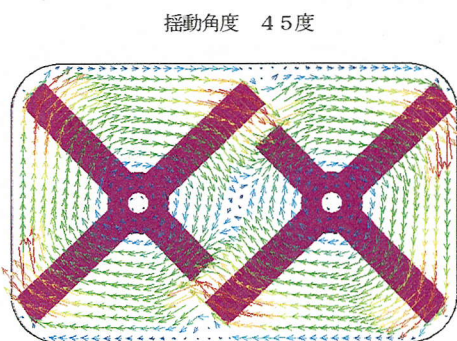
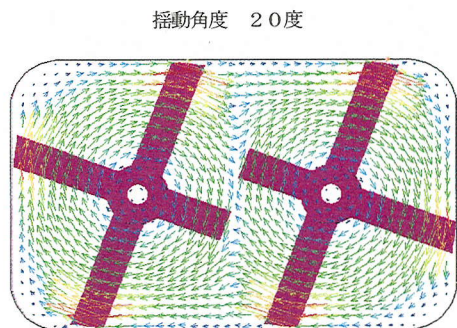
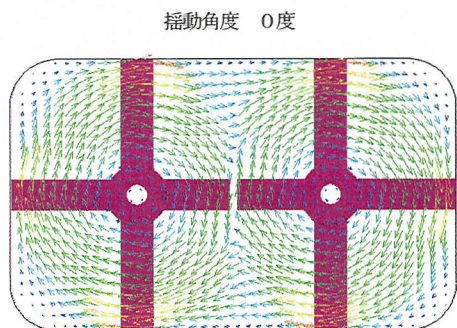
図-7 加泥材投入位置と土砂攪拌状況(正面)

バ内全体でほぼ同じ速度の土砂の流動が得られている。このことから隅角部も平均的な流速分布が得られているのが確認された。

これらの流動解析から攪拌領域比率 25%を確保するように計画した攪拌翼の設置数量、設置箇所が妥当であるとの見通しを得た。

(3) 隅角部カッタの伸縮による土圧の変動

隅角部カッタの伸縮により、図-9に示すように切羽内で容積変動が生じる。その結果、切羽土圧の変動に影響し、結果として切羽の安定、所要カッタトルク値への影響も予想された。



土砂流動速度 (m/sec)

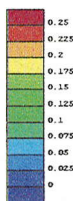


図-8 流動解析によるカッタ表面位置の土砂流動速度

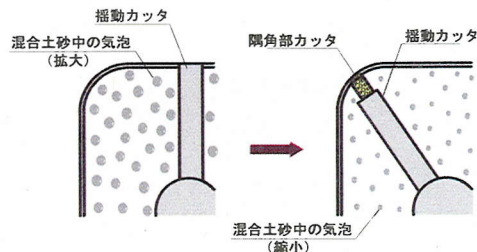


図-9 隅角部カッタの伸縮によるチャンバ内気泡の縮小概念図

表-8 空気の含有率と隅角部カッタの伸びによるチャンバ内圧力の上昇

空気量の含有率 C_{air} (%)	空気の体積 $V_c \times C_{air}/100$ (m^3)	上昇比率 P_g/P_{00}
2.0	0.88	2.32
3.0	1.33	1.60
4.0	1.77	1.39
5.0	2.21	1.29
6.0	2.65	1.23

a) 土圧変動のシミュレーション

チャンバ内の容積は、隅角部カッタの伸びとともに減少する。それに伴って図-9に示すようにチャンバ内の混合土砂に含まれる気泡が圧縮され、圧力上昇が予想される。空気体積変化および容器内圧力変化を断熱圧縮状態と仮定して、以下の関係式で圧力変動の予測を試みた。

$$V_c \times C_{air}/100 \times P_{00} = (V_c \times C_{air}/100 - V_g) \times P_g \quad (6)$$

ここに、

V_c : 有効切羽土砂体積 (m^3)

V_g : 隅角部カッタの伸縮時の体積 (m^3)

C_{air} : 空気の含有率 (%)

P_{00} : 初期のチャンバ内土圧 (kPa)

P_g : 隅角部カッタの伸縮時のチャンバ内土圧 (kPa)

有効切羽土砂体積 V_c が $44.2m^3$ 、隅角部カッタの体積 V_g が伸びた状態で $0.50m^3$ であるので、空気の含有率 C_{air} を 2~6%程度と想定すると、表-8に示すように P_g/P_{00} が 1.2~2.3倍程度に上昇し、切羽土圧の変動抑制対策が必要と判断される。

b) 土圧変動抑制対策

隅角部カッタの伸縮に起因する土圧変動による切羽の安定性の確保および土圧の上昇に伴う必要トルクの増加に対しては、以下の3方法が考えられる。

- 隅角部カッタの伸縮に合わせてスクリーコンベアの回転速度を変動させて土砂の取り込み量を調整する方法
- 隅角部カッタの伸縮に合わせて、別に伸縮ドラムを設置し、隅角部カッタによる体積変動をドラムの伸縮で調整する方法
- 揺動式カッタが偶数の場合には、例えば2機のカッタの場合には、それぞれのカッタの位相をずらす方法
本研究では、メカニカルにシンプルでコストも安い①の方法を採用した。

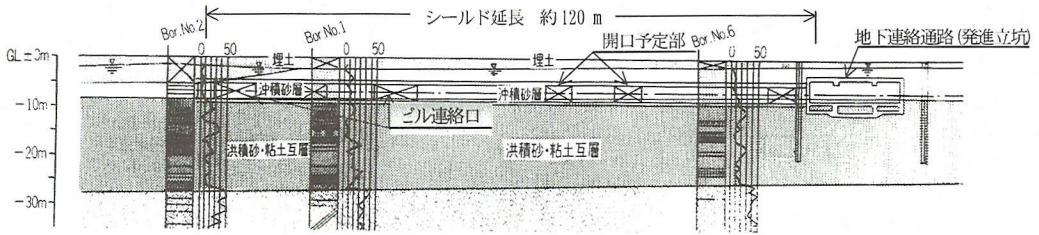


図-10 シールド縦断線形と土質縦断面



写真-2 揺動式矩形シールド掘削機の全景

表-9 揺動型矩形シールド掘削機諸元

シールド形式	泥土圧式
カッタートルク	最小 1813kN・m～最大 2813 kN・m
揺動角度	左右カッタとも 100 度
揺動ジャッキ	1176kN×1260st×4本×2基
隅角部カッタ	φ420mm×最大張出 600mm 294kN×600st×3本×2基
推進ジャッキ	1470kN×1150st×28本
スクリュウコンベア	76m ³ /h×2基

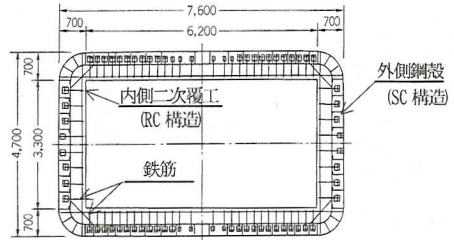


図-11 オープンサンドイッチ覆工構造図

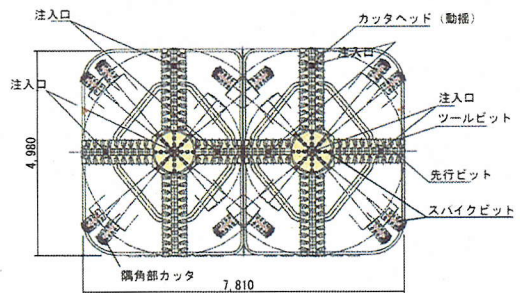


図-12 揺動型矩形シールド掘削機の構造図

5. 実工事への展開と実用性の検証

上記のように揺動式矩形シールド掘削機について必要と思われる事前検討、解析および実験による確認・評価により、本シールド掘削機を実工事に適用することが十分可能であると判断した。そこで、非開削かつ埋設物をよけた必要最小限の断面形状で地下通路を構築することが求められた工事に本シールド掘削機を適用した^{13), 14)}。

(1) 工事概要

揺動式矩形シールド機の適用を図った工事は、繁華街路直下に非開削で地下通路を建設するもので、建設中のビル間の地下連絡通路を発進立坑とし、約 120m の掘進距離を有する。図-10 にシールド縦断線形と土質縦断を示す。

ビルの地下室と埋設物との位置関係から内空断面に対して構造物の躯体厚さが制約された。また、コストダウンの要望もあり、その対処として図-11 に示す鋼殻を引張構造としたオープンサンドイッチ構造の覆工^{15), 16)}ならびに揺動式矩形シールド掘削機を適用した。

(2) 揺動式矩形シールド機の概要

上述の矩形の躯体を構築するため、シールド機の外形を幅 7,810mm、高さ 4,980mm とし、矩形のコーナー部は半径 706mm の円弧形状とした。左右 2 基のカッタを配置し、各カッタは、4 本のジャッキの押し引きにより角度 100 度の範囲を揺動しながら掘削する構造とした。

また、エレクタは、把持した鋼殻を任意の角度に振れる機構とし、鋼殻の組立て段階で設置される中柱の H 形鋼材の組立てにも対応した。

揺動式矩形シールドの構造図、掘削機諸元ならびに掘削機の全景をそれぞれ図-12、表-9、写真-2 に示す。

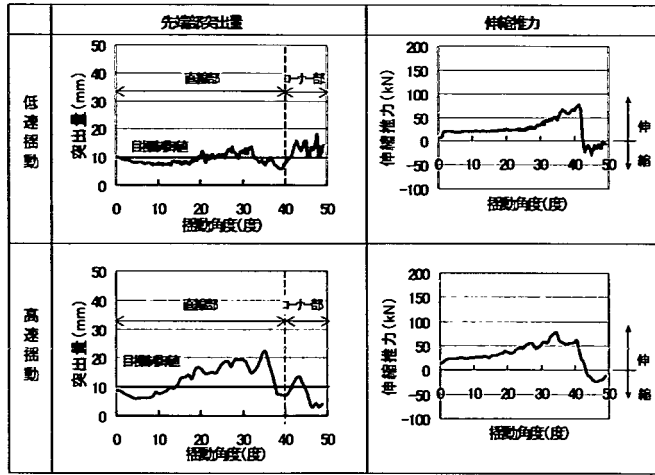


図-13 隅角部カッタの先端突出量と伸縮推力の実績値

発進立坑は、地下の連絡路であり、開口部が小さいことからシールド本体を12分割まで細分化して投入・組立てを行った。

(3) 工事実績と評価

事前検討、実験、解析で得られた内容のうち計測データと対比可能な隅角部カッタ制御、カッタトルク、切羽土圧について評価する。

a) 揺動および隅角部カッタの実績

N 値 5~20 のシルト質砂地盤において、1.5 往復/min でカッタを揺動させながら、推力 13,000kN で掘進した結果、平均 15mm/min の速度で掘進することができた。

矩形断面の掘削のポイントとなる隅角部カッタの制御の実績および改善点を以下に示す。

①隅角部カッタの制御実績

隅角部カッタは、揺動カッタの揺動速度（低速揺動時約0.5往復/min、高速揺動時1.5往復/min）に同期して図-3に示したように伸縮する。揺動角度ごとの隅角部カッタの突出量と、伸縮推力の変化を図-13に示す。

なお、±45度付近から±50度にかけて揺動速度は、減速・停止し、±50度から±45度にかけて揺動方向が反転し、揺動速度は、漸増する。図-13から次のことが認められる。

7) 隅角部の突出量

低速揺動時には目標値の10mmに対して ±5mm程度のズレで、高速揺動時には目標値に対して ±10mm程度のズレ量でほぼ想定どおり制御できた。

4) 隅角部カッタの伸縮ジャッキの推進力は、低速揺動時と高速揺動時で大差なく、伸張時の推力が最大約 80kN と装備能力294kNの27%、縮小時の推力が最大約 30kN と装備能力164kNの18%に収まった。

表-10 隅角部カッタの影響の評価

項目	Case 1	Case2
隅角部カッタの影響	表-3の T_{e3} および T_{s3} を無視	表-3の T_{e3} および T_{s3} を考慮
隅角部カッタの先端部半径	隅角部カッタが縮んだ状態	隅角部カッタが伸びた状態
水平土圧	計算値 100kN/m	実測値 120kN/m

表-11 必要揺動カッタトルク算定値と実績値の比較

	トルク算定式	算定値 (kNm)	
		Case1	Case2
提案式	T_a : カッタビット切削トルク	2	21
	T_b : 土砂とカッタヘッドの摩擦抵抗トルク	326	718
	T_c : カッタヘッドの土砂抵抗トルク	430	775
	T_d : 土砂の攪拌抵抗トルク	147	177
	T_e : カッタ軸受け部機械抵抗トルク	15	15
	T_{NK} : 必要トルク ($T_a \sim T_e$ の合計)	920	1706
実績値	シルト質砂層	1580	
	砂礫層	1900	

②実績の評価と今後の対応

7) 突出量

突出量のズレは、想定程度であるが、さらに精度を向上させるための対応策を以下に示す。

- ・揺動角度、隅角部カッタストロークのズレデータを毎回演算修正するが、コンピュータの計算能力不足に起因する演算遅れにより、制御が遅れると考えられる。対策としては処理能力の高いコンピュータの使用と演算結果のデータベース化と入力データの対比を即応できるマップ方式を採用する。
- ・伸縮制御に電気信号による油圧制御のサーボ弁を用いており、信号受信から伸縮作動までのタイムラグが生じた。対策としては油量の大きなかつ制御時間の短い油圧機器を使用する。

4) 装備推力

- ・装備推力については実測値がその20~30%と余裕がある結果となったが、隅角部カッタのビットには揺動と半径方向伸縮の2方向の運動による抵抗が作用すること、また、ビットへの礫・異物の噛み込みなど不測の事態への対処の必要性から3倍の安全率をみた約300kNの装備推力は、過大ではなかったと判断する。

b) 揺動カッタトルクの実績と評価

①必要揺動カッタトルク計算値

必要揺動カッタトルクにおける隅角部カッタの伸縮の影響について、表-10に示す条件の違いを考慮し、3. (1) の設計条件と表-9 の条件を式(1)に代入して評価する。

必要トルク T_{NK} 値は、表-11に示すように 920:1706=1:1.85となり、表-2の補正項目の影響が大きいことが分かった。

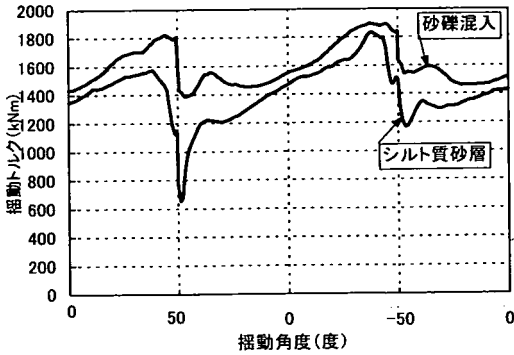


図-14 揺動角度と揺動カッタトルクの変動実績

②揺動カッタトルク実績と装備トルクとの比較

対象地盤は、事前の土質調査ではシルト質砂層であったが、施工段階に到達立坑付近で掘削断面の下部域に砂礫層が出現し、掘削土砂の中に拳大の玉石も確認された。

図-14 に一般部のシルト質砂層、到達立坑に近い部分の砂礫層の揺動カッタトルクの実績を示す。

ア)シルト質砂層

- ・揺動カッタトルクは、停止前の隅角部ストロークが最大となる±45度付近で最大値をとる。そこから、揺動カッタの速度が低下し、反転位置0度で最低値をとる。再稼動して再度45度揺動するまで漸増する。
- ・揺動式の場合は、回転式と異なって時間当たりの地山の切削深さが一定とならない。反転してから100度揺動する間で、切削深さが漸増して抵抗も漸増する。ストロークの伸張による変動に加えて、この影響が重なって、図-14の傾向を示すと考えられる。
- ・トルク値は、45度の位置で最大1580kNmとその位置での装備トルク2000kNm¹⁷⁾の約80%の範囲となった。

イ)砂礫層

- ・砂礫層の存在は、計画段階では予想外の地盤であったが、揺動角度と揺動トルクの関係は、シルト質砂層と同様の傾向である。
- ・揺動カッタのトルク値は、礫の影響でシルト質砂層より多めで推移し、最大値は、1900kNm¹⁷⁾とその位置での装備トルクの約95%となった。

以上のように揺動カッタトルクに余裕のない状態となったのは、掘削機的设计段階では、対象地盤がゆるいシルト質砂層のため、表-2の補正項目の影響は、小さいと判断し、表-11のCase-1の値をほぼ2倍した値を装備トルクと考えたためである。

今後は、揺動式矩形シールド掘削機の装備カッタトルクTの算定時には、式(1)で必要カッタトルク $T_{\text{需}}$ を求め、その値の1.5~2.0倍程度にするのが妥当と考える。

一方、円形シールドでは、慣用的にカッタの直径Dとトルク係数 α の関係 $T = \alpha D^3$ (回転式円形シールドでは

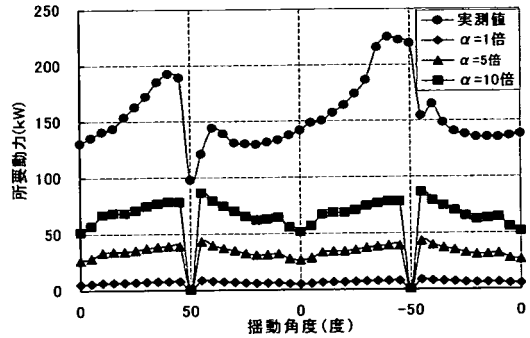


図-15 土砂流動数値解析による地山の粘度の違いと動力変動

15~20)¹⁸⁾から装備カッタトルクTを求めている。揺動式矩形シールド掘削機への適用性については、Dとして掘削面積を円に置き換えたその直径とするのか、揺動角度ごとの隅角部カッタの伸縮長を考慮した平均直径とするのか、また、トルク値をどの範囲にするのかなどの課題が残っている¹⁷⁾。

c)揺動カッタ動力の土砂流動数値解析と実績の比較

解析に際しては、4.の(2)で用いた混合土砂の粘度を表式式に対して割増率 a (1, 5, 10)を考慮し、粘度 $a(3+500/\dot{\gamma})$ をパラメータとしてその影響を比較した。

また、流動解析では地山の切削抵抗を考慮していないので、土砂と加泥材の混合流体を攪拌するときの揺動カッタの動力の分布を求めている。

①土砂流動数値解析による揺動カッタ動力の傾向

流動解析による揺動カッタ動力の分布を図-15に示す。この図から以下の内容が考察される。

- ・隅角部カッタは±45度で隅角部カッタのストロークが最大位置で揺動カッタ動力は、最大となっている。
- ・揺動角度0度の位置では、隅角部カッタが縮んだ状態で、動力は最小となっている。一方、±45度から前後5度の範囲で揺動速度が減速し、±50度で停止・反転するので揺動カッタ動力は、0となっている。
- ・カッタが逆方向に反転する段階では、混合流体の流れが完全に止まっていないため、その抵抗が付加され、停止前よりも大きめの値となっている。
- ・上記の傾向は、粘度を変えてもほぼ同様である。

②揺動カッタ動力の変動実績

図-15 に実施工におけるシルト質砂層の揺動カッタ動力の変動の実測値を示す。流動解析と比較し、以下のよう考察する。

- ・分布形状は、揺動カッタが停止・反転する±50度付近が最大となるのは、流動解析と同様であるが、反転直後から次の反転直前にかけて漸増しており、土砂の攪拌に必要な動力に加え、地山の切削に必要な動力が大きく影響していると思われる。

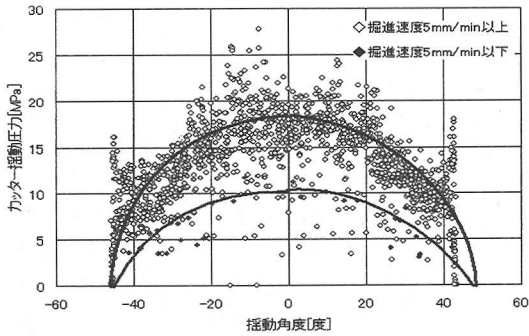


図-16 負荷時と無負荷時の揺動カッタ圧力の分布

・流動解析との違いの主要因は、図-14の揺動カッタトルクの実績の考察において示した要因と同じである。ただし、揺動カッタ停止時に動力が完全に0にならないのは、油圧配管の抵抗およびジャッキの切替用の油圧などの影響であると考えられる。

③土砂流動数値解析と実測の所要動力の関係

流動解析は、チャンバ内の掘削土砂を攪拌混合するメカニズムの解明と攪拌混合するだけに必要な動力に関する解析であるが、実測値には地山の切削に伴う負荷が加わっている。両者の関係を以下に示す。

ア) 土砂流動数値解析と実測値の違い

- ・揺動カッタの必要カッタトルクの算定式(1)において、土砂の切削抵抗トルク T_a と土砂とカッタヘッドスポークの摩擦抵抗 T_b の有無が負荷時と無負荷時の違いを示すと考えられる。無負荷時の所要トルクは、表-11のCase2のうち T_a と T_b を除いた $T_c + T_d + T_e = 967\text{kNm}$ で表され、無負荷時と負荷時の比率は、1:1.76となる。
- ・揺動カッタ圧力の実測値に着目し、掘進速度5mm/minを境に無負荷時と負荷時とに分類すると、図-16に示すような分布となる。それぞれの平均値を図中に曲線で示すが、それらの比率は、1:1.8程度である。

上記のことから、流動解析は、無負荷状態での解析であるので、解析値は、地山掘削時の負荷の半分程度の値をとると想定される。

イ) 土砂流動数値解析における粘度

- ・流動解析の絶対値に着目すると、4.(2)の検討段階で用いた土砂の粘度の値は、図-15の混合土砂の粘土の割増率 a が1倍のケースに当たるが、そのときの揺動カッタ動力は、実測値の1/2と比べてかなり小さい値である。
- ・実測値に近づける目安値として混合土砂の粘度を $a = 10$ 倍程度の値である $30 + 5000/\gamma$ にする必要があることが判明した。

粘度の評価式については、今後、実際のチャンバ内混合土砂の粘度と対比してその妥当性を検討していきたい。

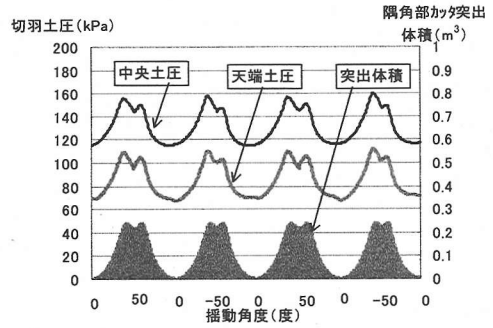


図-17 揺動に伴う切羽土圧の変動と隅角部カッタの関係(無負荷時)

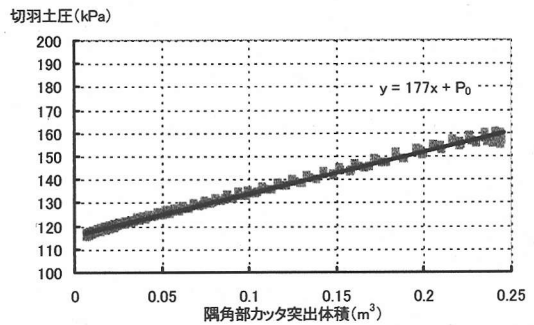


図-18 隅角部カッタの突出体積と切羽土圧の相関(無負荷時)

なお、流動速度分布などの傾向は、4.(2)と大きく変わらないので、その結果の記載を省略する。

d) 切羽土圧の実績と評価

事前に予想された隅角部カッタの伸縮に伴う切羽土圧の変動についての実績と対応を以下に示す。

カッタの揺動角度と切羽土圧の変動実績を図-17に示すが、カッタがコーナー部に来ると切羽中央部、切羽天端部とも約45kPa上昇する傾向が見られる。また、切羽土圧と突出体積には明らかな相関が見られる。

図-18に切羽土圧と隅角部カッタの突出量の相関を示すが、ほぼ比例関係にあることが判明した。

これらのことから、以下の内容が検証できたと考える。

- ・切羽土圧が隅角部カッタの体積変動にリアルタイムで連動し、かつほぼ比例関係にあることから、切羽内部の土砂は、加泥材が適度に攪拌混合されて塑性流動化した流体であり、掘削面には、マッドケーキが形成され切羽部チャンバ内は、ほぼ密閉に近い状態である。
- ・切羽中央土圧の変化が115kPaから160kPaへ上昇しており、その上昇率は、約1.39倍で4.(3)の事前に行った切羽部チャンバ内の圧力変動を予測した表-8と比較して、空気含有率が4.0%の時の値とほぼ等しい。

このことから若干の空気を連行しながら地山、地下水、加泥材が十分に攪拌混合されて、流動化した状態で掘削していると判断される。

表-12 矩形シールド対応揺動式掘削機構の検討課題への
対応と検証結果および実績

検討項目	検討課題	対応と検証結果および実績
揺動式掘削機構	①カッタ揺動方式の発案と機能	揺動アーム方式を用いた油圧ジャッキ伸縮力の揺動運動化による土砂掘削機構の確立および耐久性が実証された。
隅角部カッタ掘削機構	②先端位置制御方法と機能 ③全方向切削機構の発案と機能	フィードバック制御システムと油圧サーボによる制御で±10mmの精度確保および耐久性が実証された。 全方向掘削可能ビット（スパイクビット）の考案・機能確認および実施工による耐久性が実証された。
必要揺動カッタトルク	④算定式	隅角部カッタの伸縮抵抗・砂礫地盤の掘起し抵抗・切羽土圧を考慮した補正式の提案と実測により、妥当性が確認された。また、実測値との比較で流動解析に用いる粘度について評価できた。
土砂攪拌機構	⑤加泥材注入方式	注入箇所と位置の選定と土砂流動解析による加泥材攪拌効率の検証が可能となり、その有意性が実証された。
	⑥攪拌翼形状と配置	揺動・隅角部カッタ対応の攪拌翼の発案と流動性能の評価指標として攪拌領域比率 p の利用の提案および流動解析による攪拌効果の検証が可能となった。
切羽土圧制御	⑦隅角部カッタ伸縮に伴う土圧変動対策	隅角部カッタ伸縮による土圧変動の理論式による予測の可能性とチャンバ内体積変動のメカニカルな抑制対策が必要であることが判明した。

なお、切羽土圧の変動対策として今回は、隅角部カッタの伸縮に合わせてスクリーコンベアの回転速度を変動させる方法を試みたが、カッタ揺動スピードとスクリーコンベアとの連動制御が難しく、かつ地表面沈下の要因となる土砂の取り込み管理も難しくなるなどの問題もあって、スクリーコンベアによる切羽土圧の変動制御は、困難であることが判明した。

その後、2現場に適用した揺動式矩形シールド掘削機においては、切羽土圧の変動対策として4.(3)に示した隅角カッタの伸縮に対応して、チャンバ内蔵のドラムの伸縮で対応する方式で切羽土圧の変動を抑制し、安定した切羽土圧の保持が可能となっている。

6. 結論

今回、開発、実用化した揺動式矩形シールド工法は、①揺動アームと油圧ジャッキによる揺動式掘削機構と②全方向切削可能ビット付のロッドの伸縮による隅角部カッタ機構の簡易な二つの機構の組合せで任意断面の掘削

を可能とし、かつ経済的なシールド掘削機構である。

表-1に示した種々の課題に対して事前検討を行ない、表-12に示すように対応と効果の確認を行い、実工事への展開によって課題の検証と実証が図れた。

さらに、そこで得られたデータに対して、流動解析による再評価も実施し、貴重な知見と展開すべき情報が得られた。主な内容を以下に示す。

①揺動式矩形シールド掘削機の装備トルクの算定時には、回転式で円形断面を掘削する場合の所要トルク算定式を基に、主に隅角部カッタの伸縮に伴う抵抗および切羽土圧による抵抗の考慮などの項目を修正した式(1)を用いて必要揺動カッタトルク T_{NK} を求める。さらに、その値の1.5~2.0倍程度を装備トルクにするのが妥当と考える。

②揺動式カッタによる掘削土砂攪拌性能強化策として、加泥方法と攪拌翼形状および設置方法を検討し、加泥材注入箇所を各揺動カッタ中心と各カッタヘッドの中心5箇所とすることおよび攪拌効果の判断として、チャンバ内有効土砂体積に対する攪拌翼移動体積の比率である攪拌領域比率 p を定義し、 p を25%以上とすることで土砂攪拌機能が満足される。

③揺動カッタの揺動・隅角部カッタの伸縮、土砂の流入および加泥材の投入を模擬できる数値流体力学土砂流動解析を用いて、揺動式矩形シールド掘削機のチャンバ内の土砂流動状況のシミュレーションが十分可能である。なお、その場合、加泥材の混合土砂の粘性を $30+5000/\dot{\gamma}$ ($\dot{\gamma}$:ずり速度)程度にとることで、実際の揺動カッタの無負荷時の動力の変動もほぼ模擬可能である。

④隅角部カッタの伸縮に伴う土圧変動も混合土砂の連行した気泡の圧縮に伴う現象として説明でき、実現象でもその関係を捉えることができた。また、その現象の防止対策として、実工事で用いたスクリーコンベアの回転速度の変動方式は、十分でなかったことが判明した。なお、続く同種2現場への適用に際しては、チャンバ内蔵のドラムの伸縮で対応する方式を採用して切羽土圧の変動を抑止することができている。

現在まで、揺動式矩形シールド掘削機を用いた非開削地下構造物としては、本論文の事例を最初として3件の実績がある。今後も有効な方法として適用が計画されているが、本論文がそれらの計画を合理的にかつ安全に進めるための参考になるとともに、さらなる用途への適用ならびに発展の一助となれば幸いである。

参考文献

- 1) 多田幸司, 谷口徹, 古川浩平, 中川浩二: ボックスシールド機の開発と施工性に関する実験的検討, 土木学会論文集, No. 480/VI-21, pp. 157-166, 1993. 12.

- 2) 多田幸司, 谷口徹, 古川浩平, 中川浩二: ボックスシールド工法実証施工に関する考察, 土木学会論文集, No. 560/VI-34, pp.31-42, 1997. 3.
- 3) Egawa, S., Saito, R., Shinohara, M., Mochiduki, O. and Masaka, T.: Large Rectangular Cross-Section tunnels by the MST method, ITA World Tunnel Congress, pp. 507-515, 1999.
- 4) 松本嘉司, 岡田宏, 内田聰吉, 大塚本夫: 多円形シールドトンネル (MF S) 工法の研究及び開発, 土木学会論文集, No. 397/VI-9, pp. 17-26, 1988. 9.
- 5) 伊達健介, 森健太郎, 佐々木幸信他: 非対称矩形シールド機の姿勢制御, 土木学会第 54 回年次学術講演会 III-B130, pp. 260-261, 1999. 9.
- 6) 成田愛世, 千葉治明, 赤地秀実, 加島豊: 矩形泥土圧シールドで 60cm の超近接施工, トンネルと地下, vol. 27, pp. 57-63, 1996. 1.
- 7) 加島豊: 任意断面多軸シールド工法, 土木学会誌, vol. 82No. 7, pp. 15-17, 1997. 7.
- 8) 島昭治郎: 建設機械学, 鹿島出版会, pp. 157-158, 1987. 1.
- 9) 伊達健介, 五十嵐寛昌, 笹倉剛, 建山和由: 複円形シールド機の姿勢変化予測に関する研究, 土木学会論文集, No. 630/VI-44, pp. 39-53, 1999. 9.
- 10) 日本機械学会編: 機械工学便覧改訂第 4 版, pp. 3-35, 1960.
- 11) 上野敬光, 山下幸夫, 藤原紀夫, 楢崎邦男: 土圧式シールドのチャンバ内における攪拌効果の数値解析, 建設の機械化, No. 531, pp. 33-37, 1994. 5.
- 12) 竹田宏: 攪拌槽内の動的解析, 化学工学, 第 58 巻, 第 3 号, pp. 189-194, 1994. 5.
- 13) 尾上順吉, 池添勝次: 矩形, 揺動シールドの開発, 建設の機械化, No. 587, pp. 28-33, 1999. 1.
- 14) 三井隆, 吉川正, 尾上順吉: 新しい矩形シールドトンネルの開発と施工, トンネルと地下, vol. 30, pp. 37-46, 1999. 6.
- 15) 吉川正, 田中耕一, 小坂琢郎: 矩形シールドトンネル覆工構造の開発, 地盤工学研究発表会発表講演集, vol. 33rd, pp. 1933-1934, 1998. 7.
- 16) 吉川正, 三井隆, 田中耕一, 柳井修司, 中川浩二: 矩形シールドトンネル覆工としてのオープンサンドイッチ構造の開発と実施工による有効性の検証, 土木学会論文集, No. 690/V-53, pp. 133-146, 2001. 11.
- 17) 南敬, 川合一成, 三井隆: 揺動式掘削システムのシールド工法への適用, アーバンインフラテクノロジー推進会議第 12 回技術研究発表論文集, pp. 201-206, 2001.
- 18) 土木学会編: トンネル標準示方書 (シールド編) 同解説, pp. 125-126, 1996.

(2003. 3. 6 受付)

THE THEORETICAL AND PRACTICAL ANALYSIS OF PERFORMANCE OF THE EXCAVATION SYSTEM OF THE RECTANGULAR FACED TBM

Tadashi YOSHIKAWA, Takashi MITSUI, Satoshi MANABE,
Masahiro FUKUDA, Norio MITANI and Koji NAKAGAWA

The excavation mechanism of TBM with rectangular face consists out of hydraulic jacks connected to an extendable cutter spoke, which is operated through a computer-controlled system.

In the present study, the performance of excavating system at the cutter face is evaluated by observing the excavation torque, quality of excavation of corners, and the stability of the cutter face. The performance of cutter bit was tested in the laboratory, and a fluid flow of soil in the cutter face was simulated by numerical analysis. These results were compared with the actual data obtained from a tunnel with a cross section of 40m².