



表一1 設計条件

|                   |                 |                          |
|-------------------|-----------------|--------------------------|
| 円錐体切削ドラム回転速度      | N               | 12.0 r.p.m.              |
| 円錐体切削ドラム1回転当たりの貫入 | p               | 0.20 cm/round            |
| 鉛直先進導坑径           | D <sub>1</sub>  | 20 cm                    |
| 掘削計画径             | D <sub>2</sub>  | 200 cm                   |
| 最小掘削半径            | R <sub>1</sub>  | 13 cm                    |
| 最大掘削半径            | R <sub>2</sub>  | 100 cm                   |
| 切り込み幅             | S               | 3 cm                     |
| 円盤型剥離破碎刃直径        | d <sub>1</sub>  | 10 cm                    |
| ゲージカッタ直径          | d <sub>2</sub>  | 20 cm                    |
| ディスクカッタビット刃物角     | α               | 55π/180 rad              |
| 段 数               |                 | 30 段                     |
| 1段当たり剥離破碎刃枚数      | n               | 4 枚                      |
| 剥離破碎刃総数           | Σn              | 120 枚                    |
| 岩 盤 特 性           |                 |                          |
| 岩石名               |                 | 花崗岩                      |
| 岩石の一軸圧縮強度         | S <sub>C</sub>  | 190.2 N/mm <sup>2</sup>  |
| 岩石の圧裂引張強度         | S <sub>T</sub>  | 11.5 N/mm <sup>2</sup>   |
| 岩石の破壊靱            | K <sub>CE</sub> | 1.37 MN/m <sup>1.5</sup> |
| 弾性波速度             | V <sub>P</sub>  | 4,780 m/s                |
| 弾性係数              | E               | 23,600 N/mm <sup>2</sup> |
| ポアソン比             | ν               | 0.18                     |

なお、ここでは岩盤強度として岩石の一軸圧縮強度  $S_C$  を 98~294 N/mm<sup>2</sup> の 5 通り、切り込み幅  $S$  は 1~5 cm の 5 通り、円錐体切削ドラム 1 回転当たりの貫入量  $p$  は 0.05~0.25 cm/round の 5 通りについてそれぞれ設計する。

### 3. 最大推進力および最大トルク

ここでは、表一1に示した設計条件について試算する。

一般に、逃げ角 0 rad に対する初期端面切削時における 1 個の円盤型剥離破碎刃に作用する接線方向力  $f_x$  (kN) および法線方向力  $f_z$  (kN) は次式で与えられる<sup>1)</sup>。

$$f_x = 2.607 \times 10^{-2} (p/4)^{0.767} S^{1.335} \alpha^{0.332} S_C^{0.987} \quad (R=0.942) \quad (1)$$

$$f_z = 0.347 (p/4)^{0.261} S^{1.053} \alpha^{0.435} S_C^{0.730} \quad (R=0.937) \quad (2)$$

ここに

$R$  : 重相関係数

$p$  : 円錐体切削ドラム1回転当たりの貫入量 (cm/round)

$S$  : 切り込み幅 (cm)

$\alpha$  : 円盤型剥離破碎刃の刃物角 (rad)

$S_C$  : 岩石の一軸圧縮強度 (N/mm<sup>2</sup>)  
である。

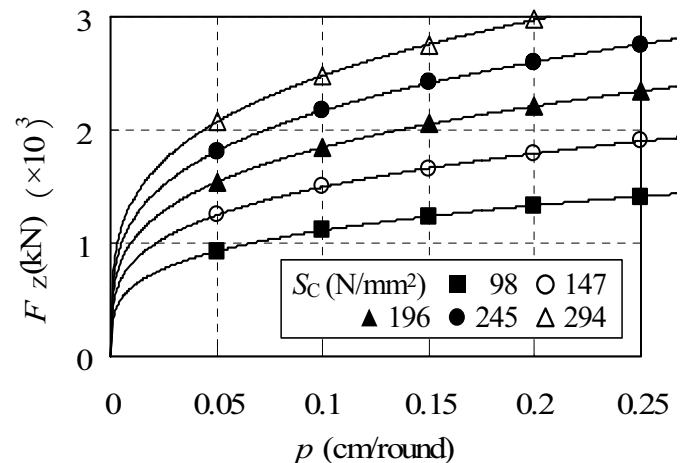
一般に、初期端面切削に後続する通常端面切削時における接線方向力は初期端面切削時の値の 0.701 倍であり、その法線方向力は初期端面切削時の値の 0.781 倍となる<sup>2)</sup>。

最外周部に位置するゲージカッタのみが初期端面切削をしており、他の円盤型剥離破碎刃はすべて通常端面切削をしていることを考慮すると、この場合、最大トルク  $T$  および最大推進力  $F_z$  は次式で算定することができる。

$$T = f_x \times 4 \{ (13 + 16 + 19 + \dots + 97) \times 0.701 + 100 \} \\ = 7,776 \text{ (kNcm)} = 77.8 \text{ (kNm)} \quad (3)$$

$$F_z = f_z \times \{ (30 \times 4 - 4) \times 0.781 + 4 \} \\ = 2,006 \text{ (kN)} \quad (4)$$

図一3は、切り込み幅  $S=3$  cm における最大推進力  $F_z$  と円錐体切削ドラム 1 回転当たりの貫入量  $p$  の関係を種々の岩石の一軸圧縮強度  $S_C$  に対して示したものである。図より明らかに、 $F_z$  は、 $p$  の増加とともに放物線的に増加しており、また、 $S_C$  の増加とともにほぼ比例して増加する傾向が見られる。



図一3 推進力  $F_z$  と円錐体切削ドラム 1 回転当たりの貫入量  $p$  の関係 (切り込み幅  $S=3$  cm)

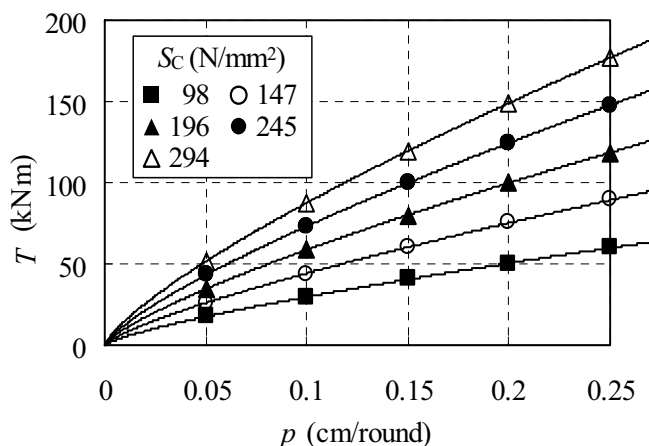


図-4 最大トルク  $T$  と円錐体切削ドラム1回転当たりの貫入量  $p$  の関係 (切り込み幅  $S=3$  cm)

図-4 は、切り込み幅  $S=3$  cm における最大トルク  $T$  と円錐体切削ドラム1回転当たりの貫入量  $p$  の関係を種々の岩石の一軸圧縮強度  $S_c$  に対して示したものである。図より明らかに、 $T$  は、 $p$  の増加とともに放物線的に増加しており、また、 $S_c$  の増加とともにほぼ比例して増加する傾向が見られる。

#### 4. 比エネルギー

新しい円錐体型岩盤深礎掘削機に使用されている円盤型剥離破碎刃の回転動力  $P_{ER}$  (kNm/min) と推進動力  $P_{ET}$  (kNm/min) は、円錐体切削ドラムの回転数  $N_E$  (r.p.m.) と1回転当たりの貫入量  $p$  (cm/round) および最大推進力  $F_{EZ}$  (kN) と作用トルク  $T_E$  (kNm) に対して、次式によって算定することができる<sup>3)</sup>。

$$P_{ER} = 2\pi N_E T_E \quad (5)$$

$$P_{ET} = N_E p F_{EZ} / 100 \quad (6)$$

また、単位時間当たりの掘削土量  $V_{EE}$  (cm³/min) は、

$$V_{EE} = \pi N_E p \left\{ (D_2/2)^2 - (D_1/2)^2 \right\} \quad (7)$$

となる。従って、比エネルギー  $E_{ES}$  (kNcm/cm³) は

$$E_{ES} = 100(P_{ER} + P_{ET}) / V_{EE} \quad (8)$$

で与えられる<sup>4)</sup>。

図-5 は、切り込み幅  $S=3$  cm における比エネルギー  $E_s$  と円錐体切削ドラム1回転当たりの貫入量  $p$  の関係を種々の岩石の一軸圧縮強度  $S_c$  に対して示したも

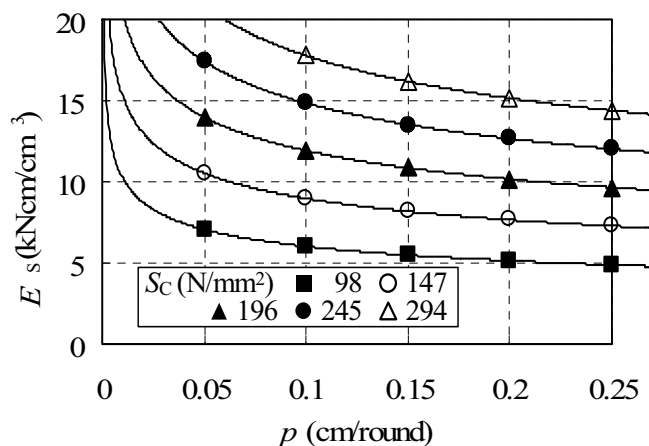


図-5 比エネルギー  $E_s$  と円錐体切削ドラム1回転当たりの貫入量  $p$  の関係 (切り込み幅  $S=3$  cm)

のである。図より明らかに、 $E_s$  は、 $p$  の増加とともに双曲線的に漸減しており、また、 $S_c$  の増加とともにほぼ比例して増加する傾向が見られる。

#### 5. ローラカッタビットの摩耗長

円盤型剥離破碎刃であるローラカッタビットの摩耗量を的確に予測しておくことは、ローラカッタビット部品の交換計画を樹立する上で重要なことである。深川ら<sup>5)</sup>は、実際のトンネル掘削に使用された TBM 用ローラカッタビット (外径 29 cm, 材質 SKD-11) の摩耗長  $\Delta R$  について、計 5 箇所の地質において実測したデータに基づき、次式を提案している。

$$\Delta R = \omega L \quad (9)$$

$$\omega = 5.17 \times 10^{-8} \sigma_c \cdots \cdots \text{重摩耗域} (\sigma_c \geq 190 \text{ kgf/cm}^2)$$

$$\omega = 8.51 \times 10^{-6} \sigma_c^{0.0731} \cdots \cdots \text{軽摩耗域} (\sigma_c < 190 \text{ kgf/cm}^2)$$

ここに

$\Delta R$  : TBM 用ローラカッタビットの半径方向摩耗長 (mm)

$\omega$  : 単位転動距離当たりの半径方向摩耗長 (mm/m)

$L$  : TBM 用ローラカッタビットの転動距離 (m)

$\sigma_c$  : 摩耗に対する岩盤強度指数 (kgf/cm²)<sup>6), 7)</sup>

である。

深礎の掘削深さ  $H=10$  m, 切り込み幅  $S=3$  cm, 1 回転当たりの貫入量  $p=0.2$  cm/round として、最内周部

位での転動半径  $R_1=13\text{ cm}$  のとき、転動距離は  $L_1=2\pi R_1 H/p=4,084\text{ m}$  となる。従って、最内周部位にあるローラカッタビットの半径方向摩耗長  $\Delta R_1$  は、 $\Delta R_1=\omega L_1=4,084\omega$  と算定される。また、最外周部位での転動半径  $R_2=100\text{ cm}$  のとき、転動距離は  $L_2=2\pi R_2 H/p=31,416\text{ m}$  となる。従って、最外周部位にあるローラカッタビットの半径方向摩耗長  $\Delta R_2$  は、 $\Delta R_2=\omega L_2=31,416\omega$  と算定される。

ローラカッタビットの平均半径方向摩耗長は、 $\Delta R=(\Delta R_1+\Delta R_2)/2$  で算定され、その平均直径方向摩耗長は  $\Delta D=2\Delta R$  となる。表-2 は、岩石の一軸圧縮強度が  $S_c=49, 98, 147, 196, 245$ 、および  $294\text{ (N/mm}^2\text{)}$  に対する円盤型剥離破碎刃の平均摩耗長  $\Delta D$  の算定結果を示したものである。

表-2 円盤型剥離破碎刃の平均摩耗長

|              |                                 |       |       |       |       |       |       |
|--------------|---------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $S_c$        | ( $\text{N/mm}^2$ )             | 49    | 98    | 147   | 196   | 245   | 294   |
| $\sigma_c$   | ( $\text{N/mm}^2$ )             | 8.5   | 17.1  | 25.6  | 34.1  | 42.6  | 51.2  |
| $\sigma_c$   | ( $\text{kgf/cm}^2$ )           | 87    | 174   | 261   | 348   | 435   | 522   |
| $\omega$     | ( $\text{mm/m}) \times 10^{-6}$ | 11.8  | 12.4  | 13.5  | 18.0  | 22.5  | 27.0  |
| $\Delta R_1$ | (mm)                            | 0.048 | 0.051 | 0.055 | 0.074 | 0.092 | 0.110 |
| $\Delta R_2$ | (mm)                            | 0.371 | 0.390 | 0.424 | 0.565 | 0.707 | 0.848 |
| $\Delta R$   | (mm)                            | 0.210 | 0.221 | 0.240 | 0.320 | 0.400 | 0.479 |
| $\Delta D$   | (mm)                            | 0.419 | 0.441 | 0.479 | 0.639 | 0.799 | 0.958 |

## 6. 岩盤深礎掘削の総工費および工期

岩石の一軸圧縮強度  $S_c=49, 98, 147, 196, 245$ 、および  $294\text{ (N/mm}^2\text{)}$  を有する6種類の岩盤内に、直径  $D_2=2\text{ m}$ 、深さ  $H=10\text{ m}$  の深礎を掘削する場合について、本工法と従来工法の総工費および工期について、それぞれ比較検討することとする<sup>8)</sup>。

本工法である端面掘削工法においては、表-1の設計条件に記述したように、実機寸法としてあらかじめ口径  $20\text{ cm}$  のボーリング孔をダウンザホールによって掘削した後、計  $120$  枚の直径  $10\text{ cm}$  の円盤型剥離破碎刃を切り込み幅  $S=3\text{ cm}$ 、切り込み深さ  $3\text{ cm}$  で各段4枚の  $30$  段に配置した円錐体切削ドラムからなる岩盤深礎掘削機で穿孔する。いずれの岩盤に対しても、この掘削機の回転速度は  $12\text{ r.p.m.}$  であり、円錐体切削ドラム1回転当たりの貫入量  $p$  は  $0.20\text{ cm/round}$ 、掘削速度は鉛直下方に  $2.4\text{ m/min}$  と一定としている。総工費

の内訳は、ボーリング掘削費、機械運転経費、労務費、部品および交換費、その他から構成されている。ダウンザホール工法によるボーリング掘削費の算定においては、世話役、特殊作業員、普通作業員の労務費、ラフテレーン用クレーンおよび空気圧縮機の運転経費およびハンマー代金等を積算している。機械運転経費では、岩盤深礎掘削機、バックホウ、発電機および空気圧縮機の運転経費を積算している。岩盤深礎掘削機の運転においては、特殊運転手手当、掘削機損料、ずり搬出経費、ケーシングチューブおよびビット代金、土砂分離装置料および油圧ジャッキ費等が計上されている。また、労務費においては、世話役、特殊作業員、とび工、および普通作業員の労務費を計上している。さらに、部品および交換費については、円盤型剥離破碎刃であるローラカッタビット1本の代金を2万円と仮定した場合のコストについて、限界摩耗長を  $20\text{ mm}$  /本としてそれぞれの平均摩耗長  $\Delta D$  から算定し、所定のビット本数に対して積算している。工期は、当該岩盤深礎を掘削するのに必要な日数であり、ボーリング掘削および本坑掘削に必要な作業時間で構成されている。本坑掘削では、いずれの岩盤に対しても掘削速度は一定であるので、工期も一定となっている。

従来工法であるパーカッション工法では、KPC-1200の重錘掘削機<sup>9)</sup>を使用することとした。この掘削機は口径  $0.65\sim 2.50\text{ m}$  の範囲の岩盤掘削が可能である。打撃ハンマーは、直径  $1.25\text{ m}$ 、高さ  $2.5\text{ m}$  の円錐体であり、その質量は  $5\text{ t}$  で、全装備重量は  $50\text{ tf}$  である。掘削のメカニズムは衝撃による岩盤破碎方式である。この重錘掘削機は、刃先角度  $60\sim 90$  度のV字型の刃先をもつ円錐体型重錘とこれを昇降するワイヤーロープ、滑車駆動装置、架台および塔から構成されている<sup>10)</sup>。重錘の落下高さは  $0.5\sim 10.0\text{ m}$  であり、打撃サイクルは  $3\sim 60$  サイクルの範囲で岩盤の硬さに応じて自由にコントロールすることができる。また、重錘の反復落下には、自動制御式油圧駆動ウインチによる連続運転方式が採用されている。破碎岩屑はエアリフトまたはサクション方式によりずり管で揚土することができる。総工費は、機械運転経費、労務費およびその他で構成されている。機械運転経費は、重錘掘削機、バックホウ、発電機および空気圧縮機の運転経費を積算し



ている。重錘掘削機の運転経費には、運転手手当、燃料費、掘削機損料、ずりの搬出費、ケーシングチューブおよびビット代金、土砂分離装置経費、油圧ジャッキ代金から構成されている。また、労務費は、世話役、特殊作業員、とび工、および普通作業員の手当から構成されている。工期については、岩石の一軸圧縮強度が  $180 \text{ N/mm}^2$  以上では、別途積算が必要とされている。

図-6 は、岩盤深礎の掘削深さ 1 m 当りの総工費と岩石の一軸圧縮強度の関係について、本工法と従来工法とを比較したものである。本工法では、切り込み幅を  $S=3 \text{ cm}$ 、円錐切削ドラムの 1 回転当たりの貫入量を  $p=0.20 \text{ cm/round}$  として、ビット代金を 10 万円/本と仮定した場合の端面掘削工法について、従来工法である重錘掘削工法と比較している。図より明らかに、端面掘削工法（10 万円）の一部を除いて、本工法である端面掘削工法が、従来工法である重錘掘削工法より低コストで施工可能である。同図より明らかに、本工法は、従来工法と比較して、総工費は 60% のコスト縮減、工期は 56% 短縮を達成している。

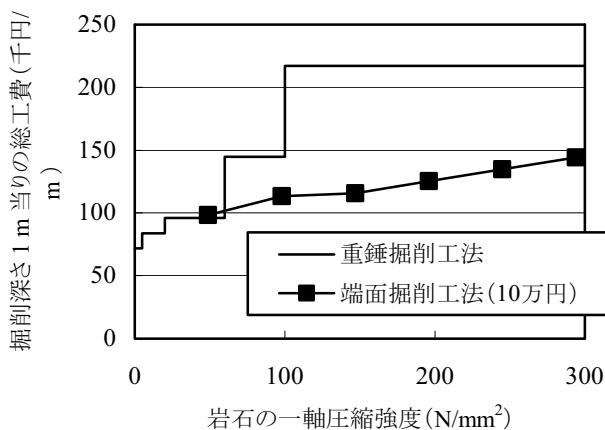


図-6 掘削コストの比較

## 7. あとがき

新しい硬質岩盤深礎掘削工法および円錐体切削ドラムの設計開発要領について得られた新しい知見を以下に示す。

(1) 円錐体切削ドラムの推進力の設計に当たっては、

ゲージカッタを除いて全ての円盤型剥離破碎刃が通常端面掘削段階に入っていることを考慮し、所定の岩盤強度、掘削速度に対して設計する必要がある。一般に、推進力は岩盤強度に比例して増加し、円錐体切削ドラム 1 回転当たりの貫入量と回転速度の積で与えられる掘削速度とともに放物線的に増加する傾向である。

- (2) 円錐体切削ドラムの回転トルクの設計において、一般に、回転トルクは岩盤強度に比例しており、掘削速度および切り込み幅とともに放物線的に増加する傾向である。
- (3) 切削比エネルギーは岩盤強度および切り込み幅にほぼ比例して増加するが、掘削速度の増加とともに双曲線的に減少する傾向である。従って、与えられた岩盤に対して掘削効率を増加させるためには、切り込み幅を出来るだけ小さく設計し、掘削速度は出来るだけ大きくして作業すべきである。
- (4) 円盤型剥離破碎刃の平均摩耗長は岩石の一軸圧縮強度とともに増加する。従って、部品および交換費は、硬岩に対するものは軟岩の約 2 倍にも達している。
- (5) 本工法である端面掘削工法は、軟岩から硬岩に到る広範囲の岩盤深礎掘削において、従来工法である重錘落下によるパーカッション工法と比較して、総工費は 60% のコスト縮減、工期は 56% 短縮しており、ともに優れていることが半明した。

したがって、ここで提案する新しい硬質岩盤深礎掘削機は、コスト削減、省エネルギー、およびビットの耐摩耗性の向上等その有用性を明白にすることができた。

なお、本報文を作成するに当たり、愛媛大学工学部技官の河野幸一氏、ウエストコンサルタント（株）技術部の岩田智明氏、奥村組土木興業（株）課長の作原陽一氏の多大なるご援助に対して謝意を表する。

## 参考文献

- 1) 室達朗，土屋清，河野幸一：多段式トンネル掘進機における岩石材料の定常端面掘削実験，土木学会論文集，No.777/VI-65，pp.109-124，2004 年 12

- 月.
- 2) 岩田智明, 室達朗, 河野幸一: 端面掘削方式を用いた岩盤深礎掘削機のパフォーマンス実験, 平成 16 年度建設施工と建設機械シンポジウム論文集, pp.41-44, 2005 年 1 月.
- 3) 室達朗, 土屋清, 上松正史, 河原莊一郎: T.B.M. センターカッタの定常掘削特性に及ぼすビット斜角の影響, 土木学会論文集, No.652, III-51, pp.47-60, 2000 年 6 月.
- 4) Snowdon, R.A., Ryley, M.D. and Temporal, J.: A study of disc cutting in selected British rock, *International Journal of Rock Mechanics and Mining Science and Geomechanics, Abstracts*, Vol.19, pp.107-121, 1982.
- 5) 深川良一, 室達朗: TBM ローラカッタビットの摩耗特性, 愛媛大学工学部紀要, 12 巻, 4 号, pp.127-135, 1993.
- 6) 室達朗, 深川良一: 岩盤掘削刃の摩耗とハードフエーシング対策, 土木学会論文集, 364 号/III-4, pp.87-95, 1985.
- 7) 土砂摩耗対策委員会編: 土砂摩耗の話ー建設機械作業部品ー, テラメカニックス研究会, pp.131-156, 2000.
- 8) (財)建設物価調査会: 国土交通省土木工事積算基準, pp. 228-236, 2005.
- 9) (社)日本建設機械化協会編: 大口径岩盤削孔工法の積算 (平成 16 年度版), pp. 1-149, 2004.
- 10) (社)土質工学会編: 掘削用機械・特殊な掘削, pp. 148-157, 昭和 54 年 3 月.