土木研究所資料

第1310号

大口径削孔機械の削孔性に関する研究

53.4.27
図書室

昭和53年3月

建設省土木研究所
機械施工部　施工研究室

ま　え　が　き

本州四国連絡橋の基礎施工用機械の調査研究に端を発した大口径削孔機械の開発研究は，径3.5mから径4.4mの削孔機械を製作するに至り，この分野でのわが国の技術は海外に一歩先んじた観がある。

これまでの大口径削孔機械及び工法の開発研究は、大口径化の可能性に重点が置かれてきたが，その目的がほぼ達せられた現状において，次の段階として経済性が課題になる。

本研究では，室内削孔実験及び本州四国連絡橋公団と共同で行ってきた現場削孔実験の結果をもとに，経済削孔プログラムを得る基礎となる大口径削孔を対象とした削孔公式，すなわち，削孔トルク公式，削孔速度公式，カッタツースの摩耗率公式を提案した。

経済的条件を満たし，かつ削孔性を十分把握することができれば，大口径削孔技術は，大型構造物の基礎施工や鉱山の立坑掘削はもとより，トンネルの通気孔，エネルギー備蓄用の地下構造物の掘削などに，その用途がさらに拡大するものと考える。

昭和53年3月

施工研究室

千　田　昌　平

建設省土木研究所資料
53.4.27
図書室

目　　次

第1章　序　　論 …… 1

1.1　大口径削孔の歴史 …… 1

1.1.1　海外における大口径削孔 …… 1

1.1.2　わが国における大口径削孔 …… 10

1.2　本研究の目的 …… 13

1.3　本研究の範囲 …… 14

1.4　本研究の内容 …… 14

参 考 文 献 …… 18

第2章　くさび荷重による岩石の破壊 …… 21

2.1　概　　説 …… 21

2.2　貫入型及び複合型くさび荷重による岩石の破壊 …… 22

2.2.1　線荷重による応力の分布 …… 23

2.2.2　塑性岩石の破壊 …… 24

2.2.3　脆性岩石の破壊 …… 30

2.2.4　摩耗刃先の貫入による破壊 …… 33

2.2.5　クレータが隣接しているときの破壊 …… 34

2.3　切削型破壊 …… 37

2.3.1　切粉の形態による切削の型 …… 37

2.3.2　せん断型切削 …… 39

2.3.3　亀裂型切削 …… 41

参 考 文 献 …… 47

第3章　大口径削孔機械とドリルビット …… 49

3.1　概　　説 …… 49

3.2　全断面型削孔機械の構成及び付帯設備 …… 51

3.2.1　ドリルストリングス …… 51

3.2.2　ビット回転ユニット …… 51

3.2.3　巻上げ装置 …… 52

3.2.4　パワーユニット及び作業足場その他 …… 53

3.3　ドリルビット …… 53

3.3.1 切削型ビット …… 53
3.3.2 ローラカッタ …… 55
3.3.2.1 ミルドツースカッタ …… 57
3.3.2.2 ディスクカッタ …… 59
3.3.2.3 カーフカッタ …… 59
3.3.2.4 インサートカッタ …… 60
3.4 ドリルビット …… 61
3.4.1 カッタの配置 …… 62
3.4.2 クリーニング …… 63
3.5 結 語 …… 65
参考文献 …… 67

第4章 従来の削孔公式 …… 69
4.1 概 説 …… 69
4.2 マイクロビット試験 …… 70
4.3 3主要圧力と削孔性 …… 72
4.4 削孔速度公式 …… 75
4.4.1 Murray と Cunningham の静水圧を考慮した実験式 …… 78
4.4.2 Lubinskiのダウンオフ法 …… 79
4.4.3 GrahamとMuenchの削孔深度の影響を考慮した公式 …… 80
4.4.4 Somertonの次元解析による公式 …… 81
4.4.5 GalleとWoodsによるAAODCの実用式 …… 83
4.4.6 Van Lingenのマイクロビット試験による公式 …… 83
4.4.7 Maurerの貫入試験による公式 …… 85
4.4.8 Edwardsのカッタの摩耗を考慮した公式 …… 88
4.4.9 Binghamのビットケィパビリティ数 …… 89
4.4.10 VidrineとBenit現場実験データに基く公式 …… 93
4.4.11 Humble社のMCD法のための削孔速度公式 …… 93
4.4.12 その他の削孔公式 …… 96
4.5 カッタの摩耗率公式 …… 97
4.5.1 カッタツースの摩耗率と寿命 …… 98
4.5.2 GalleとWoodsによる摩耗率 …… 98
4.5.3 MCD法におけるカッタツースの摩耗率 …… 100

4.5.4 Edwardsの摩耗率公式 …… 101
4.5.5 Binghamのビットケィパビリティ数とカッタの摩耗 …… 103
4.6 ローラカッタの軸受の摩耗 …… 105
4.7 結　　語 …… 108
参考文献 …… 110

第5章 泥水循環とエアリフトポンプ …… 113
5.1 泥水循環の概要 …… 113
5.1.1 空気循環 …… 113
5.1.2 泥水循環 …… 114
5.2 エアリフトポンプの概説 …… 115
5.2.1 エアリフトポンプの歴史 …… 115
5.2.2 流型（flow pattern） …… 117
5.2.3 エアリフトポンプの形式 …… 118
5.2.3.1 エアリフトポンプの形式 …… 118
5.2.3.2 フートピース …… 118
5.3 在来理論とその問題点 …… 119
5.3.1 Anderson他の理論 …… 119
5.3.2 Lorenzの理論 …… 123
5.3.3 ウィスコンシン大学の実験 …… 125
5.3.4 宮城の理論 …… 127
5.3.4.1 理論の基本構成 …… 127
5.3.4.2 式の導入 …… 128
5.3.4.3 計算例 …… 132
5.3.5 在来理論の適用上の問題点 …… 133
5.4 エアリフトポンプの実験 …… 135
5.4.1 実験装置及び計測要領 …… 135
5.4.2 実験結果と考察 …… 137
5.4.2.1 水の上昇速度と混合体の見掛けの密度 …… 137
5.4.2.2 フートピースの形状と揚水量 …… 138
5.4.2.3 所要揚水量を得るための空気量算定式の提案 …… 139
5.4.2.4 削孔ずりを含む3相流としてのエアリフトポンプ …… 142
5.4.3 大口径削孔に適用する場合の留意点 …… 144

5.7 結　語 …… 145
参考文献 …… 147

第6章 削孔実験条件と実験要領 …… 149
6.1 概　説 …… 149
6.2 削孔試験装置による実験 …… 150
6.2.1 試験装置の概要 …… 150
6.2.2 計測項目及び実験要領 …… 152
6.2.3 実験用ビットと削孔条件 …… 154
6.3 クリーニング実験 …… 157
6.3.1 実験装置の構成 …… 157
6.3.2 実験条件及び実験要領 …… 161
6.4 大口径削孔機械による削孔試験 …… 163
6.4.1 削孔機械の概要 …… 163
6.4.1.1 機械形式の選定 …… 163
6.4.1.2 試作機の構成と特徴 …… 165
6.4.2 高倉山における削孔実験 …… 168
6.4.2.1 実験要領 …… 168
6.4.2.2 計測項目及び計測要領 …… 171
6.4.3 塩生におけるカッタの摩耗実験 …… 174
6.4.3.1 実験設備 …… 174
6.4.3.2 実験用ビット及びカッタ …… 175
6.4.3.3 地質条件 …… 179
6.4.3.4 削孔条件の設定 …… 181
6.4.3.5 測定項目と測定法 …… 181
参考文献 …… 183

第7章 大口径削孔機械の削孔公式 …… 185
7.1 概　説 …… 185
7.2 カッタの配列と動的カッタ荷重の分布 …… 185
7.3 削孔トルク公式 …… 191
7.3.1 従来の削孔トルク公式とその適合性 …… 192
7.3.1.1 Hughes Tool社の削孔トルク公式 …… 192

7.3.1.2 Bretby 研究所の掘削トルク公式とその解釈 …… 193
7.3.1.3 従来式の適用上の問題 …… 194
7.3.2 削孔トルク公式の導入 …… 195
7.4 削孔速度公式 …… 201
7.4.1 従来の削孔速度公式の適応性 …… 201
7.4.2 大口径削孔に適用する削孔速度公式の提案 …… 202
7.4.2.1 ツースカッタビットの削孔速度公式 …… 204
7.4.2.2 インサートカッタビットの削孔速度公式 …… 208
7.5 結　　語 …… 211
参 考 文 献 …… 213

第8章 ドリラビリティに影響する諸要因 …… 215
8.1 概　　説 …… 215
8.2 削孔強度 …… 215
8.2.1 削孔速度と岩石強度 …… 217
8.2.2 削孔強度と一軸圧縮強度 …… 218
8.2.3 削孔速度公式の補正 …… 223
8.2.3.1 Binghamのビットキャパシティ …… 223
8.2.3.2 カッタ形式による補正 …… 223
8.2.3.3 径1m以下のビットのクリーニング効果の補正 …… 224
8.2.3.4 スレショルド荷重の補正 …… 224
8.3 カッタツースの摩耗による削孔速度及び削孔トルクの低減 …… 226
8.3.1 削孔実験によるカッタツースの摩耗度と削孔速度 …… 227
8.3.2 在来理論の適合性 …… 228
8.3.2.1 Binghamのパーフォーマンスラインの公式 …… 228
8.3.2.2 Edwards系の理論による削孔速度の低減 …… 230
8.3.2.3 AAODCの経験式による削孔速度の低減 …… 230
8.3.3 摩耗カッタの削孔トルク …… 232
8.4 削孔ずり吸込み口形状とクリーニング効果 …… 234
8.4.1 吸込み口形状の比較 …… 234
8.4.2 スクレーパの効果 …… 237
8.4.3 ビット回転速度の影響及び各吸込み口の特徴 …… 239
8.5 比削孔エネルギー …… 240

8.5.1 Bretby研究所のCutting Index及び加藤の掘削指数 …… 240
8.5.2 Cook他の比削孔エネルギー …… 243
8.5.2.1 Cookの比削孔エネルギー …… 243
8.5.2.2 西松らの単一カッタによる実験 …… 244
8.5.2.3 TCMRCにおける掘削実験 …… 246
8.5.3 比削孔エネルギーの比較 …… 249
8.6 結　　語 …… 252
参考文献 …… 254

第9章 大口径削孔の経済性 …… 257
9.1 概　　説 …… 257
9.2 カッタの寿命 …… 258
9.2.1 カッタツースの摩耗率 …… 259
9.2.1.1 室内摩耗実験による摩耗率 …… 259
9.2.1.2 塩生実験における大口径ビットの摩耗率 …… 264
9.2.2 カッタ軸受の摩耗 …… 271
9.3 削孔単価とカッタの経済的寿命 …… 275
9.4 大口径削孔機械及び応用工法の提案 …… 277
9.4.1 1セット2パス方式の提案 …… 278
9.4.2 大口径削孔の応用 …… 281
9.4.2.1 グラウト工法を併用する大口径削孔 …… 281
9.4.2.2 ケーソン工法への応用 …… 282
9.5 結　　語 …… 285
参考文献 …… 287

第10章 結　　論 …… 289

あとがき …… 296
付　　録 …… 297

第1章　序　　論

第1章　序　論

地中に大径の孔を掘下げる技術は，鉱山のたて坑をはじめ，トンネルの換気孔，大型橋梁の基礎施工などに用いられているが，今後はさらに，石油，ガス等，エネルギー備蓄のための地下構造物の構築，海上飛行場のような大型海中構造物の基礎施工などに，その用途が拡大することが予測される。

単に，大径の孔を掘下げることを広義の大口径削孔と呼ぶならば，作業員が孔の中に入って直接掘削することから、重錘によるパーカッション掘削，オーガによる掘削，回転バケットによる掘削，及び流体循環方式のロータリ掘削に至る各工法すべてが大口径削孔の範疇に入る。これらの中で，特にロータリ型掘削機による削孔を米国でlarge diameter drill又はbig-hole drillと呼んでいることから，わが国でも大口径掘削，あるいは，大口径削孔と呼ぶようになった。従って，ロータリ型掘削機による削孔は狭義の大口径削孔ということになる。

本研究で取上げる大口径削孔は，石油さく井などにおけるダイヤモンドビット又は3カッタビットなどを用いる小口径の削孔とは異なり，口径がほぼ1m以上のロータリ型岩石掘削機による削孔を対象にしたものである。

1.1　大口径削孔の歴史

1.1.1　海外における大口径削孔

1927年にドイツとオランダの鉱山で，初めてロータリ型削孔機械を採用して以来1930年代前期まで，最大径2.7m，最大削孔深度130mまでの各種のたて坑が，同じドイツやオランダの鉱山で削孔されている。

1930年代後期に入って，米国でも大口径削孔が行われるようになった。当時の米国の削孔方式は，Calyxと呼ばれるコア採取型の削孔機械で，リング状の孔を掘削したのち中核部をコアキャッチャという特殊なコア取出し具で抜出し，大口径の孔を形成させるものである。このCalyxは，孔径1.7mまでの削孔によく使われている。[1-1)]

1940年代に入ると米国でもアーカンソウやイリノイの鉱山の削孔に例を見るように，Calyx以外に泥水循環形式の削孔が行われるようになった。

ドイツやオランダの鉱山では，当時すでに現在のリバースサーキュレーションドリルと同じ泥水逆循環方式の削孔が行われており，これをHonigmann Systemと呼んでいる。中でも注目すべきものに，1940年代後期からオランダ政府の鉱山でドイツの技術者によって掘削された大口径のたて坑がある。[1-2)]これは削孔径が最大6.9mで，深度237mまで削孔したもので，小口径のパイロット孔から何段かに分けて拡孔し，所定の孔径に仕上げるいわゆるマルチパス方式

を採用している。ここでは削孔途中被圧地下水層に遭遇しているが，泥水を使用することによってそこを無事に切抜けている。図１－１に，このとき使用した削孔機械の概要を示す。本機による削孔は地表１ｍから始まり，深度１２９ｍまでは径0.７０ｍ－2.００ｍ－3.５０ｍ－5.００ｍ－6.９０ｍと５段階に拡孔し，（これを５パスという）深度１２９～２３７ｍまでは径0.７０ｍ－2.００ｍ－3.５０ｍの３パスで行い，削孔時間の総計が8,６３０時間に達している。

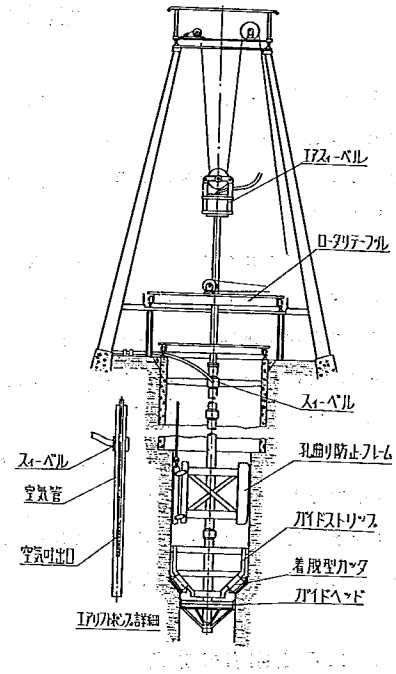


図１－１　１９４０年代にオランダの鉱山で用いられた大口径削孔

１９５０年代に入ってオランダ政府の鉱山では，さらに世界最大級の口径7.５ｍのたて坑２本（削孔深度５０６ｍ及び５１２ｍ）を，１９５４年から１９５７年にかけて掘削している。[1-3)]

この削孔方式はさきの径6.９ｍたて坑と同じマルチパス方式で，径0.８ｍのパイロット孔を掘削した後，径7.５ｍまで７段階に分けて拡孔している。掘削ずりの排出は，中央空気管式のエアリフトポンプによる泥水逆循環方式を採用したもので，基本的には前記の径6.９ｍの削孔方式と変わらない。ドリルビットは当時すでに切削型の他に，ローラビットの元祖と思われるスパイクを植込んだローラ型ビットを使用している。しかし実際には，今日あるローラカッタビットは１９０９年に米国のHoward.R.Hughesが発明したコーン型ローラカッタビットが元祖である。写真１－１はそのコーン型ローラビット第１号を示したもので、２つのコーン状カッタを対向に取付けて１つのビットを構成している。これが今日石油さく井などの小口径削孔に用いられている３カッタビット（トリコンビットとも呼ぶ）に改良されたのは１９３３年からである。

写真１－１　コーン型ビットの原型

１９５７年に米国のAEC（Atomic Energy Commission）がネバダの核爆発実験場で，口径0.９ｍ，深度１５０ｍの削孔を行ってから急激に大口径削孔に関する技術開発が行われるようになり，実質的にはこの時期を大口径削孔時代の幕開けとみなすことができる。すなわち，それまで石油さく井業界と接触の少なかった鉱山会

社が，たて坑掘削などの大口径削孔用ビットに，石油さく井用の３カッタビットを改造して取付けたことに始まる。このカッタは，径１～２ｍ級のコア掘削機にも採用されている。他に，この頃はダウンザホール型全断面掘削機をはじめ，各種形式の削孔機械が開発，試作又は提案されている。[1-4]また，ローラカッタを取付けた全断面トンネル掘進機（径3.65ｍ）が試作されたのもこの時期である。

このように３カッタビットに用いられたコーン状のローラカッタ（又はローリングカッタとも呼ぶ）は，１個ずつの独立したカッタに改造され，削孔径に応じた数だけビットボディに取付けられてローラカッタビットと呼ばれる大口径岩石用ビットを構成している。これを用いてＡＥＣが行った第１号の径３６ｉｎの削孔以来，ｌａｒｇｅ ｄｉａｍｅｔｅｒ ｈｏｌｅ又はｂｉｇ ｈｏｌｅの呼び名ができた。その後，わが国では，基礎工事用のリバースサーキュレーションドリル機を導入してから，特に定義はないが，ほぼ径１ｍ以上の削孔を大口径掘削又は大口径削孔と呼ぶようになった。

１９６０年代に入ると，Ｎｏｒｍａｎｎ[1-5]が「大口径削孔の時代がやってきた」と述べているように，ＡＥＣをはじめ鉱山などで数多くの大口径削孔が行われている。中でもＡＥＣのネバダ実験場では，１９６６年に実験場をアラスカのアムチトカ島に移すまで，大小合せて１５０以上の大口径削孔を行っている。１９６０年代に入ってからの削孔方式は，オランダの鉱山の例にあるマルチパス形式から，１本のドリルパイプに複数段の拡孔ビットを取付けたいわゆる段状ビット形式になり，その後拡孔ビット各段の取付け間隔が次第に狭くなって，現在では削孔面がフラットな全断面形式になっている。

ビットに削孔推力を与える重錘管はドリルカラと呼ばれ，当初は二重管のドリルパイプの間にコンクリート充填をした形式であったのが，その後そこに鉛を充填したもの，さらには鋳鉄製のドーナッ状のブロックを積重ねた形式のものに変わってきている。図１－２はＨｕｎｔｅｒ[1-6]による大口径削孔方式の変遷の状況を示したものである。

全断面型削孔といっても当初のものは，パイロット孔を掘削したのち所期の口径に拡孔する形式のものであった。Ａｌｌｅｎ[1-7]によれば，パイロット孔は，孔曲がりを防ぐガイドの役目をするほか，地層条件，特に透水層や被圧地下水層の確認，岩石の被削孔性などを事前に把握する機能をもつと述べている。

１９６０年にＡＥＣがネバダで行った口径1.1ｍ，深さ１３３ｍの削孔[1-8]は，超硬鋼チップを植込んだチップインサート型カッタビットのほか，１本の長さが2.7ｍ，直径約１ｍでその中に鉛を充填した４本のドリルカラ（合計重量１９ｔ）を使用している。

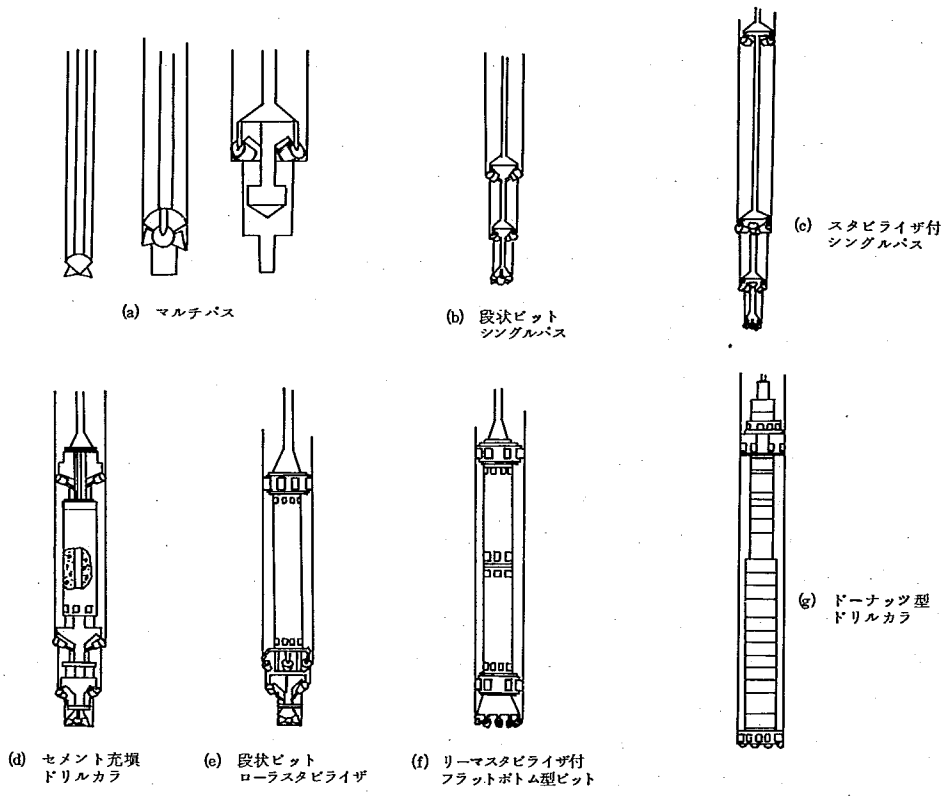


図１－２　米国における大口径削孔の変遷（Hunterによる）

ネバタの実験場は透水層が多く泥水の使用が不能なため，ほとんどの削孔は空気を用いるいわゆるエアドリル方式を採用している。しかし，深部には出水層が介在することもあり，削孔技術上循環流体の管理に難問が多いようであった。例えば，１９６２年に行った径1.6ｍの削孔[1-9)]では，始め泥水を用いていたのが透水層に遭遇したため，ガスターピンによるジェットエゼクター方式に切換えることによって，ほぼ0.3ｍ／ｈの削孔速度が確保できた。しかし，それが深度６５３ｍのところで出水に会い，当初の削孔予定深度の７６０ｍを変更して６５３ｍで止めることを余儀なくされている。この方式で運転するとき，多少の出水は問題にならなかったようであるが，カッタの交換や削孔機械の修理点検のため，削孔を中断したとき，孔内に流入する水の処理が問題になっている。このとき用いた径６４ｉｎビットの形状を図１－３に示す。この場合図からもわかるように空気の流入路は十分大きくとってある。

いま仮に透水層と呼んできたこの層は循環泥水だけでなく，エアドリルにおいて空気も通してしまうことから，特にlost circulation層と呼ばれている。そのため削孔に当っては，空気を用いるときでもその中にベントナイトや洗剤を混入させる気泡削孔方式を用いたり，[1-10〜1-12] 凍結工法[1-13]を用いるなどいろいろの試みがなされている。

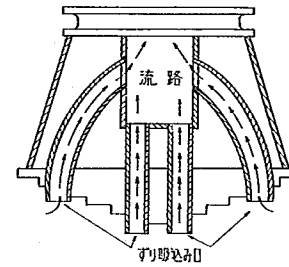


図１－３　ジェットエジェクタを用いた径６４ｉｎビットの形状

出水層に対して，１９６５年に径1.8ｍ，深度１４０ｍの削孔例では，ガスリフト用バルブを取付けた特殊な二重管を用いて行っている。[1-14),1-15)] これはエアドリル方式と同様に，孔内に圧気を送り，その圧力によってドリルパイプ内に押し上げられる水に対して，エアリフトポンプを形成させるものである。すなわち，二重管の内管とドリルパイプの間の環状流路から送られる別系統の空気が，ドリルパイプ下部のガスリフト弁からドリルパイプ内に噴出することによって，エアリフトポンプを形成させ，削孔ずりを孔外に排出するといった原理に基くものである。図１－４はこのとき用いた二重管ドリルの構成を示す。

１９６５年までにＡＥＣが削孔したネバダにおける最大削孔径の例には，径約４ｍの削孔（削孔深度９２ｍ，１９６４年）がある。[1-16〜1-18)] これは径2.4ｍと４ｍを組合せた２段形式のビットを使用したものである。

この径４ｍの拡大ビット部分（写真１－２参照）だけの価格が，当時の金額で２２,０００$（7,920,000¥）ということである。また，この削孔では吊荷重の容量が６５０tonのスィーベルを用い，ドリルパイプは石油さく井に用いる最大規格の１３－３／８ｉｎ径のものが使用されている。一方，深度の記録ではすでに述べた二重管を用いて削孔した1,４６０ｍ（径1.8ｍ，１９６５年）が最高で，このほか同年及び１９６４年には径1.8ｍで削孔深度1,２００ｍ級の孔を３本削孔している。[1-19,1-20)]

１９６０年代後期には，ＡＥＣの実験場は主にアムチトカ島（アラスカ）に移り，そこで大口径削孔では世界最大深度1,９００ｍ（口径９０ｉｎ≒2.２８ｍ）の削孔を記録している。[1-21,1-22)] ここでは泥水循環工法が可能であったため，中央空気管式のエアリフトポンプ方式が主に採用されている。空気圧縮機は1,１００cfm（≒３１㎥／min）を６台使用し，スィーベル容量は７５０tonと超大型設備になっている。

１９６９年には，さらにネバダのHot Greek Valleyで径３ｍの孔を約1,４８０ｍ掘下げている。[1-23,1-24)] これは最も新しい削孔形式で，径３ｍのフラットな掘削面をもつ全断面型削孔機械を用いたものである。図１－５にその代表的なドリルストリングスの構成を示すように，ビットの直上にはリーマースタビライザと呼ばれる孔壁の仕上げと，ビットの振れ止めを兼ねたローラ

状のスタビライザが取付けられている。さらにこれと対応してドリルカラの上部にも上部スタビライザが取付けてある。掘削ずりの排出口は，エアリフトポンプによる泥水逆循環方式を用いている。ここでの削孔の経験からRichardson[1-24]は現状の技術で削孔径140 in（≒3.55m），削孔深度5,000 ft(1,500m)の削孔が可能であると述べている。もちろん，この間ＡＥＣの削孔のみならず鉱工業界でも数多くの大口径削孔を行っている。例えば，ＬＰＧの地下貯蔵用に，米国では１９５６年までの１０年間に50本以上の大口径削孔を行っている[1-25]のをはじめ，ビルディングの基礎[1-26]や橋脚の基礎の岩着部にこの大口型岩石用削孔機械が用いられている。

橋脚の基礎施工に大口径削孔を利用した例の１つに，米国オハイオ州のSandusky湾を渡る橋梁の基礎がある。[1-27]これは，１９６４年４月から１９６５年１１月までの間に施工されたもので，合計４４本のピアが構築されている。削孔は水深２～３mのところを水底から約１８m根入れするくいを建込むためのもので，先端約３mを石灰岩に岩着するのに口径2.31mのローラカッタビットを使用している。

このほか橋脚や桟橋工事に大口径削孔機械を使用した例として葭田は[1-28]，１９６６年のＥＩ Aaium（アフリカ）の桟橋工事をはじめ，Lio－Niteroi（南米）の長大橋工事，Bahama（南米）における桟橋工事，Lynemouth地区（英国）の海中冷却水取水孔工事などをあげている。

１９５０年代末から１９６０年代にかけては，ソ連の鉱山でも各種の大口径削孔が行われている。[1-29]中でもDonbassにおける口径8.75mの削孔は，今日でもロータリ型掘削機による削孔では世界最大のものである。この削孔は初め径３mのパイロット孔を削孔したのち，径8.75mに拡孔する２パス方式を用いたもので，パイロット孔が径３mと大口径であるところが注目に値する。図１－６は，この削孔に用いた拡孔機UZTM8.75型を示す。図からもわかるように，拡孔による掘削ずりがパイロット孔に落下せず，直接ドリルパイプに吸込まれる構造になっているところにこのビットの特徴がある。このほかソ連では小口径削孔機を複数個組合せたリアクション型削孔機

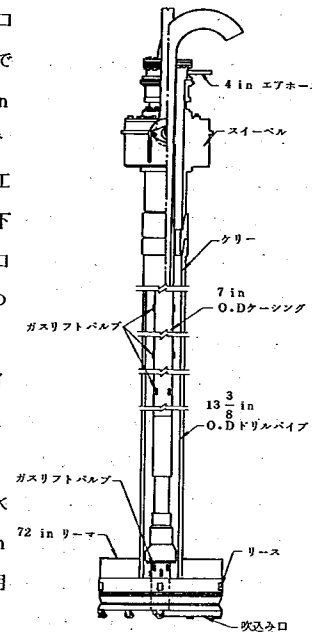


図１－４　ガスリフトバルブを利用した２重管削孔

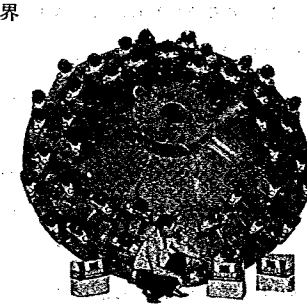


写真１－２　径160in拡孔ビット

やコアを抜取るコア削孔機などを用いて，径６～７ｍ級の削孔を行っている。各機械形式については次節で詳述する。

１９６０年代末から１９７０年代にかけての米国の削孔機械は，ネバダのHot Greek Vallyで用いたＵＣ－３型機で代表されるような構成のドリルカラ方式に定着した観がある。すなわち，1969～1970年にニューメキシコの鉱山で用いた口径５ｍの削孔機械は，米大陸で最大の削孔機械と当時の新聞に報道されたほどの大型で，ビット，ドリルカラ，ドリルパイプを含めた（ドリルストリングスと呼ぶ）重量が167 tonになっている。このように削孔径が大きくなるにつれて重量が大きくなるのは，削孔原理上ビットを押付ける大きな荷重（ビット荷重又はビット推力と呼ぶ）を必要とするためである。従って，より大口径の削孔を行うためには，これまでも多くの例がある比較的小さいビット推力で削孔のできるマルチパス方式にするか，Presley[1-31]が述べているように油圧シリンダ等で推力を発生させるダウンザホール型削掘方式にするかが今後の検討の対象となる。現に，White Pine銅鉱山[1-32]（米国）の径3.6ｍ坑やEmil Thyssen[1-33]（西独）の径4.5～5.0ｍ坑では，このダウンザホール型削孔機械を用いて実績をあげている。

表１－１には，海外における削孔のうち径２ｍ以上の大口径削孔例を示す。

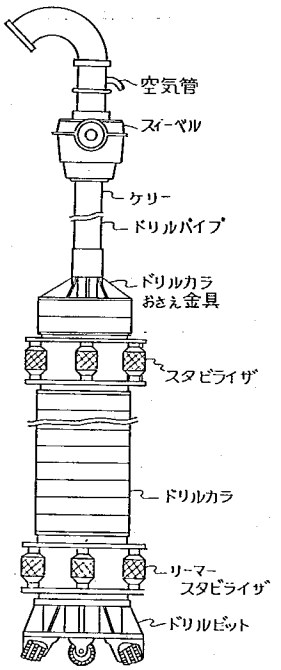


図１－５　米国で用いられている代表的なドリルストリングス

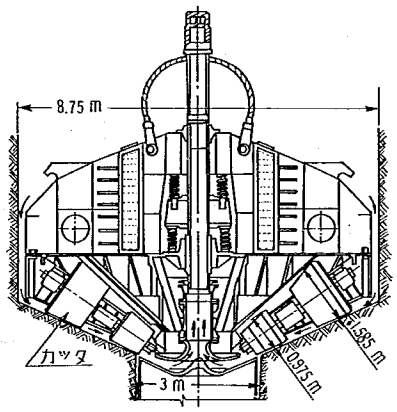


図１－６　UZTM　8.75型拡孔ビット

表 1 — 1　海外における主な大口径削孔例

削孔年	削孔場所（国）	削孔又は製作	孔径（m）	深度（m）	削孔及び排土方式	地質	備考
1949 ~ 1952	Schinnen（オランダ）	Dutch State Mines	3.5～6.9	237	深度：12～129mまで，径 0.70, 2.00, 3.50, 5.00, 6.85m 深度：129~237mまで,径0.70 2.00, 3.5m リバース，エアリフト	Sand, Clay Sandy clay Tough chalk Marl, Green-sand, Limestone	12mまでグラブ掘削 12m～129m切削型ビット 129m～237m主にスパイク ローラーカッタ 12～237m：8630時間
1954 ～ 9	オランダ	Dutch State Mines	7.5	512 506	径0.8，1.5，2.1，2.7，4.2 6.0，7.5m リバース，エアリフト	Sediments, Marl, Limestone	2本 掘削 ライニング 1263日 31日 1130日 44日 止水工 13日
1956 ～ 8	Bauxite, Ark（アメリカ）	Reynolds Mining	2.1	155 ～ 160	2パス 起水リバース	Sediments Sand, coal Clay	3本 23ケ月
1959 ~60	Mine №4－21 Donetskugol（ソ連）	VNIIOM ShS Inst.	3.6	800	3列水中電動機結合型 RBU 3.6型	hard rock	オイルバス式水中モータ
1960	Grant, N.Mex.（アメリカ）	Kermac Nuclear	2.3	217	380㎜パイロット 起水7000~8000gpm	Shale Sandstone	全削孔時間 330時間 $\bar{R}$=0.65m／h カッタ費：$20，125
1960 ~64	Donbass（ソ連）	VNIIBT Inst.	1.02 ～ 2.08	700	RTB 2.08型 小口径ターボドリル結合型 無反力回転 1～2パス	Argillite f=3～4 Siltstone f=5 Sandstone f=6～8	ターボドリル4台結合 $\bar{R}$=0.58～1.46m／h
1960 ~64	Osnovaya（ソ連）	VNIIBT Inst.	3.72	500	RTB 3.72型 全上 2パス エアリフト	—	ターボドリル4台結合 エアリフト用ヘッド付
1960 ~64	Donbass（ソ連）	Ural Heavy Machine Buld. Plant	8.75	500	径3.0, 5.75, 7.0, 7.5 8.75m 5パス UZTM－8.75型	Siltstone Sandstone	f=1～2 径3.0～8.75m 2パス
1960 ~64	ソ連	TsNIIP	7.3	—	PD－1R型 Double skip	f=4～6	N=1.9 rpm $\bar{R}$=0.4 m／h
1960 ~64	ソ連	UkrNIIProek Inst.	6.5	500	結合型 TM－6.5型 コア（径×高さ） 径6m×6m エアリフト	各種	f=1～3 全断面カッタビット f=3.5 〃 ロックビット f=s～12 コアドリル
1961	東ドイツ	—	3.3～4.5	50	起水 ポンプサクション	Sand Lignite Clay	0～10m 径4.5m 10～36m 径4.3m 36～50m 径3.3m
1963	Cote Blanche Isl. La（アメリカ）	Carey Salt	3.3	174	起水リバース 1パス	Sediments Salt	20日
1963	Carlsbad. N.Mex（アメリカ）	Kermac Potash	3.1	285	起水リバース 2パス	Sandstone Anhydrite Clay Dolomite	カッタ費 $87,000
1963	Talum Dome Miss.（アメリカ）	A.E.C	2.2	270	起水 2パス	Sand, Shale Limestone Dolomite	径0.4m Pilot 2日 径2.2m 19日
1963	NTS. Flats（アメリカ）	A.E.C	2.1	200	空気	Alluvium	掘削 6.2日 ケーシング・セメント 10日
1964	NTS. Flats（アメリカ）	A.E.C	4.0 2.7	92 213	1パス 中央部段状ビット 起水リバース，エアリフト	Alluvium Tuff	全所要日数 158日 掘削日数 65.3日

削孔年	削孔場所（国）	削孔又は製作	孔径（m）	深度（m）	削孔及び排土方式	地質	備考
1963～4	Jefferson Isle.La.（アメリカ）	Diamond Crystal	2.3 3.3	74	1パス 起水	50mまでSoft 70m以上Salt	径2.3m：R̄=0.8m／h 径3.3m：R̄=0.5m／h
1964	Arkansas（アメリカ）	Reynold Mining Co.	2.2 2.4	502 114	起水	－	
1964	NTS.Pahute Mesa（アメリカ）	A.E.C	2.4	200	リバース 空気	Tuff Rhyolites	
1964～5	Ellington（アメリカ）	Ozerk Lead	2.1	381	起水，3パス	Dolomite Shale	
1964～5	Sandusky Bay（アメリカ）	National Engineering and Contructing (Hughes rig)	2.1	平均 18	エアリフト ジェットエダクター 6in pipe 4inエア (300hp)	Silt Sand Clay Limestone	橋脚 44本
1965～6	Olga coal Mine（アメリカ）	Dravo Corp. Hughes Tool Co.	2.4 3.6	300	径0.31m～0.55m～ 径2.4morr3.6m	Sand stone Limestone	
1966	EI Aaium（アフリカ）	Strabag Co. wirth	2.6	海底下 1.5～205m	エアリフト 圧縮空気 22㎥／min	砂岩(1,500kg／㎠) 起灰岩	ナン橋基礎 Ropt＝3m／h
1966～7	Fredricktown（アメリカ）	The Bunker Hill Co.	2.7	437	起水	Limestone Dolomite Shale Granite	
1967	Grants（アメリカ）	United Nuclear Corp	2.6	274	－	－	
1968	Amchitka（アラスカ）	A.E.C	2～3	1,900	リバースエアリフト	－	空気 10～14kg／㎠ 空気量(max)56㎥／min 平均掘進：6.5～7m／日
1969	White Pine Copper mine（アメリカ）	Dravo Corp.	3.6	－	径 0.25m～0.56m～ 径 2.4m～3.6m	－	ダウンザホール型
1969	Hot Greek Valley Nevada（アメリカ）	A.E.C	3.0 3.5	1,480	起水 エアリフト 10㎥／min(起水)	ALLUVIUM TUFF	掘削日数 200日
1969	Emil Thyssen（西ドイツ）	Wirth	4.5～5.0	－	ドライ掘削	－	電動機駆動 ダウンザホール型 max rpm：6.3
1969	Po－River（イタリヤ）	ITALDECOS－FRATELLI STROZZI	2.0	45	ポンプサクション	Compact clay Gravel Compact fine Sand	
1969～70	N.Mexico（アメリカ）	Kerr－Mc Gee Corp.	5	230	エアドリル	－	ドリルストリングス 重量 167ton 孔曲 15cm
1969	LYNEMOUTH（イギリス）	WIRTH	2.5	水深 9m 海底 23m	リバース，エアリフト	Sandstone	海水取水孔
1970	Habana（キューバ）	WIRTH	2.1	水深24～25m 海底 30m	リバース，エアリフト	Limestone	桟橋工事
1971～	Riode Janeiro（ブラジル）	ECEX WIRTH	2.0	水深 25m 海底 15m	リバース，エアリフト	Gneiss 500～1,500 kg／㎠	R＝1m／h 掘削機6台

1.1.2　わが国における大口径削孔

わが国における大口径削孔の歴史は新しく，昭和４０年頃から本格的な調査に入った本州四国連絡橋（以下本四橋と略す）の基礎施工調査の一環として大口径削孔が着目され，各種削孔機械の開発研究が進められたのが始まりである。その頃は西独から導入した場所打ぐい施工用の削孔機械であるリバースサーキュレーションドリルが普及しはじめたときでもあり，これを用いて岩盤掘削実験を試みたが，一般土質用の切削型ビットでは岩盤には適用できないことが判明し，当時すでにＡＥＣのネバダで実績のあるローラカッタビットによる大口径削孔の開発研究が進められてきた。

ローラカッタビットの国産第１号機は，秋田の鉱山で昭和４０年にレイズボーラ用のカッタヘッドとしてドライ方式で使用された。国産２号に当たる口径７６０㎜ビットは，昭和４１年土木研究所において筆者らが実験用に試作したものである。（写真１－３参照）このビットは軟岩用のツース型ローラカッタを取付けたもので，実験の目的により，削孔径をビットボディの組立て方によって容易に変えることができる構造の泥水循環方式のものである。このビットによる削孔実験には，これもまた筆者らが実験用として特別に開発試作したＲＣドリル試験機と呼ぶ大口径削孔機械を用いた。[1-34)]

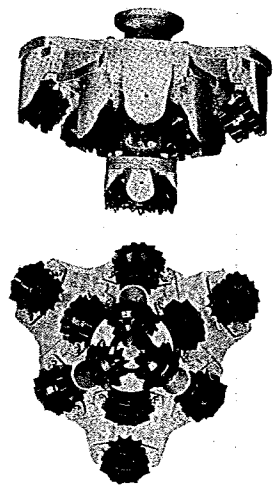


写真１－３　径760㎜カンチレバー型カッタを取付けたローラビット

その後，石川島播磨重工㈱では西独のＷＩＲＴＨ社のＬ－２型及びＬ－４型の大口径削孔機械を導入した。これらは削孔径１ｍ級の岩盤を削孔する能力を有することから，（社）鉄道建設業協会では，これを用い本四橋関連調査として，現地（岡山県児島）削孔実験を建設機械化研究所に委託して行っている。[1-35)]ここでは削孔径1.15m，削孔深度３４ｍまでを中軟岩用及び硬岩用のツース型カッタ２種類を用いて削孔したものである。しかしながら，それまで国内外で実績のあった大口径削孔の殆どが，鉱山のたて坑やＡＥＣの地下核実験用の削孔であったため，そのままの技術を本四橋のような海上大型基礎施工に適用するには，仮り設備又は施工性に難点が残る。また，海外の例にもあげた橋脚の基礎用削孔は，本四橋の基礎工事の条件と比較するとき，その規模においてはるかに小さく，大規模基礎工事の対象とはならない。そこで，海外から細部の技術情報が十分得られないまま，大型海上基礎工事に適応する大口径削孔機械の開発研究が始められた。

大口径化の開発研究のステップとして筆者らは，まず１００ｍ以上の高深度から掘削ずりを泥水循環によって排出することの可能性を確認すること，及び大口径削孔機械の設計施工上の問題

点を把握するためエアリフトポンプの基礎実験を行った。その後，昭和４１年には砂質系土層を対象にしたものではあるが，リバースサーキュレーションドリルによる削孔実験を深度１００mを目標に行った。実験は，径1,５００㎜深度１０３mの削孔をサクションポンプ方式により行った後，[1-36,1-37] エアリフトポンプ方式により径５５０㎜，深度１０８mの削孔を行った。[1-38] その結果，エアリフト方式でもサクションポンプを用いた場合でも共に深度１００mの揚砂能力は十分期待できることが確認できた。次いで昭和４２年には，径３mの切削型ビットを用いて深さ４０mまでの削孔実験を行った。[1-39] これら深度１００mの削孔及び口径３mの削孔は，深度並びに口径の点で，いずれも当時泥水循環方式による大口径削孔ではわが国最初の試みであった。

昭和４５年には，それまで行った径１m級の実験の結果のほか，Morlan,[1-40] Dellinger,[1-41] 及びHayとHughes[1-42]の研究などを参考にして，径2.５m～3.０mの拡孔装置付きダウンザホール型の岩盤を対象とした大口径削孔機械を土木研究所の発注で川崎重工㈱の製作により開発試作した。（写真１－４参照）本機は削孔試験用に試作したもので，削孔中の主要負荷値，例えばビット回転速度，ビット推力，削孔トルク等が容易に設定できるほか，それらの運転要因を同時に検出記録もできる構造にしてある。また，本機による各種実験は，本研究の主要事項であり，細部については後章で詳しく述べる。

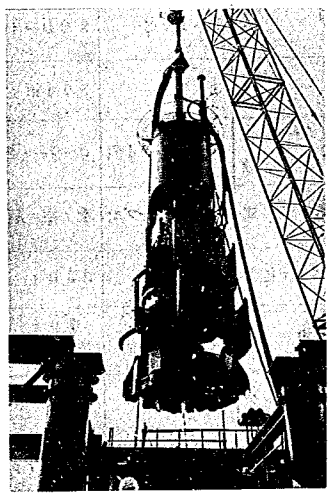


写真１－４　径2.５m－３m大口径削孔機

昭和４６年には新日本製鉄㈱が径3.５mのパワースィーベル型削孔機械を開発した。これには，泥水循環掘削用としては国産初のサドル型ローラカッタを取付けたビットを使用してある。また，このビットにはツースカッタとディスクカッタを組合せて取付けてある。

翌４７年には石川島播磨重工㈱が西独WIRTH社との技術提携による径3.６５mの削孔が可能なＬ１０Ｓ型機を製作したのに引続き，三菱重工㈱は径3.６mのパワースィーベル型のＭＤ３００型を米国Hughes社との提携によって製作している。これらL10S型機及びＭＤ３００型機は，いずれもHughes社のツース型カッタを取付けてある。但し，ビットの形状，カッタの配列，個数はそれぞれの機種によって異なっている。さらに同年川崎重工㈱は，土木研究所の径2.５m～3.０m機の２号機に当る径3.６５mのダウンザホール型削孔機械ＫＳＤ－４型を試作した。本機には米国Reed社のツース型カッタのほか，インサート型カッタも後に交換して取付けている。土木研究所の第１号機及びこのＫＳＤ型のダウンザホール型削孔機械は，地上操作による泥水循環方式のもので海外にも例のない形式の大口径削孔機械である。

さらに昨年（昭和５２年）は三菱重工㈱が本州四国連絡橋公団の発注で径4.4ｍの岩盤用としては国産最大のＭＤ４４０型を製作し，現在鳴門において稼働中である。

以上の径3.６ｍ級の４機種及び径4.4ｍの各削孔機械はいずれも岩盤を対象にした全断面掘削型で，純国産のもの及び技術提携のものも含むがいずれも大型基礎施工用として製作されたものである。これらのうち3.６ｍ級４種類の削孔機械を用いた掘削実験は，日本道路公団の大島大橋（山口県）の橋脚基礎の試験工事即本工事という形で行われている。[1-43, 1-44] 表１－２はこれら径3.６ｍ級大口径削孔機械に三菱ＭＤ４４０型を加えた主要仕様を示したものである。

表１－２　国産最大級大口径削孔機械仕様表

仕様＼製作	石川島播磨重工	川崎重工	新日本製鉄	日立製作所	三菱重工業	三菱重工業
型式	L－１０S	KSD－4	BM－1	S　６００特殊	MD　３００	MD　４４０
口径	3.６５ｍ	3.６５ｍ	3.６ｍ	3.５ｍ	3.６ｍ	4.4ｍ
カッター形式 個数	ローラー・２４個	ローラー・２９個	ローラー・２６個	ローラー・	ローラー・２２個	ローラー・２８個
駆動方式	ロータリテーブル	水中駆動	パワースィーベル	ロータリテーブル	パワースィーベル	パワースィーベル
最大ビット推力	１８０ｔ	２３０ｔ	１５０ｔ	２００ｔ	２００ｔ	２６０ｔ
総重量	１８２ｔ （クレーン別）	７０ｔ （本体のみ）	２５２ｔ	－	２４０ｔ	１５５ｔ （本体のみ）
最大削孔トルク	３６ｔ－ｍ	３５ｔ－ｍ	１７ｔ－ｍ	３７ｔ－ｍ	４０ｔ－ｍ	４０ｔ－ｍ
回転速度範囲	0～１８ｒｐｍ	0～１０ｒｐｍ	2～１０ｒｐｍ	0～１３ｒｐｍ	0～１６ｒｐｍ	0～９ｒｐｍ
原動機出力	１６０PS	４８０KW	５５０KVA	－	４６０PS	９０KW×4台
ドリルパイプ （内径×長さ）	３１５㎜φ× 4.５ｍ	３００㎜φ×5.５ ｏｒ３ｍ	３８０㎜φ×３ｍ	３００㎜φ×３ｍ	４０６㎜φ×３ｍ	４５７㎜φ×1， ２，３ｍ
ずり上げ方式	泥水逆循環	同　左	同　左	同　左	同　左	同　左
摘要	IHI－Wirth 口径調整可	水中グリッパ方式 姿勢制御可	スライドベース付 ドリルパイプ横 取り装置付 トルク増大可	スライドベース付 ザルツギッター式	マスト傾斜型	同　左

一般土砂層を対象としたものではあるが，わが国最大径の全断面大口径削孔機として，昭和４５年に建設省近畿地方建設局の発注により日立製作所が製作した径６ｍのウェル掘削機[1-45]がある。これはオープンケーソンの沈設用として設計されたもので，基本的な構造形式は従来の径１～２ｍ級の場所打ぐい用リバースサーキュレーションドリルと変わらない。

その後，三菱重工㈱が本四連絡橋基礎施工用に径4.4ｍの削孔機械を製作するまでは，径3.6ｍ級以上の削孔機械の開発は行われていないが，昭和４６年のＩＨＩ ＷＩＲＴＨによる有明海の鉱山のたて坑掘削，本州四国連絡橋公団による鳴門の桟橋の根固め工事を含む各種試験工事[1-46,1-47]，昭和４９年建設省白川ダムの取水塔の基礎工事，[1-48]昭和５０年本州四国連絡橋公団の坂出における試験工事，昭和５１年に同じ本州四国連絡橋公団の神戸で行った試験工事など，除々にではあるが大口径削孔の使用範囲が広がってきている。さらに，現在では小河内ダムの湖底岩盤の平面掘削工事が行われているほか，香港の地下鉄工事など海外へもわが国の大口径削孔技術は進出しつつある。

1.2 本研究の目的

大口径削孔は，その適用性及び経済性が十分満足されるならば，従来用いられている鉱山のたて坑掘削をはじめ，トンネルの通気孔の掘削，橋梁等大型構造物の基礎掘削に加えて石油等エネルギー備蓄用の地下掘削などに適用範囲が広がることが予想される。さらに，本研究の直接の対象にはなっていないが，ロータリ形式の岩石用トンネル掘進機もまた削孔理論において大口径削孔と共通しているところが多く，大口径削孔に関する研究の成果を利用することができる。

わが国における大口径削孔は，本四橋基礎掘削用に始まり一応土木工事用としては世界最大級の機械が製作されるに及んでいる。しかしながら，現状ではまだ経済性を第２として，大口径化の可能性を追求しての開発，試作の域を出ておらず，今後さらに大口径削孔技術を普及させるためには，その経済性を十分考慮して施工条件に合致した削孔機械又は施工法の選定ができるようにしておく必要がある。もちろん，大口径削孔の実績の多い米国には経済削孔のため，MorlanやDellingerによって削孔に関する設計，計画などについて詳しくまとめられた論文もあり，またトンネル掘進機の削孔性又は経済性に関係する研究はGaye[1-49]らによってなされている。しかしわが国の場合，土木工事用として大口径削孔技術の開発研究が始められた実状において，削孔深度は鉱山のたて坑の１／１０以下であり，作業環境条件又は施工条件において，海外の大口径削孔と大きく異なる。また，MorlanやDellingerの研究は主に小径のビットを用いた削孔試験から拡大して大口径の場合を予測したもので，それらの計算式と筆者らが行った各種削孔実験の結果とを比較するとき，合致しないところが多い。

本研究では，実用サイズの大口径削孔機械及び実用のビットを取付けて実験のできる大型削孔実験装置を用いて各種実験を行い，大口径削孔機械の削孔特性及び岩石用カッタの摩耗特性について定量的に論じ，経済的削孔並びに大口径削孔機械の設計上考慮すべき要点を抽出し，大口径

削孔技術の向上に寄与することを目的としたものである。

1.3 本研究の範囲

本研究は大口径岩石掘削のうちロータリ型大口径削孔を対象にしたもので，中でもHonigmann systemと呼ばれる泥水循環方式の大口径削孔を主に取上げる。

同じロータリ型大口型削孔のうち，岩石トンネル掘進機によるトンネル掘削及びレイズボーラによるたて坑の掘削などの乾式掘削方式によるものは，湿式掘削方式を主とした本研究の大口径削孔と同じカッタを取付けて使用するから，掘削原理機構に基本的な相違はないものと考えられるが，それを実験データ等により裏付けていないことから，本研究の直接の対象としないことにする。つまり，本研究では，これまで数多くの実験を実際に行ってきた泥水循環方式による大口径削孔にその範囲をとどめる。

大口径岩石削孔用ビットには，切削型からローラカッタまで各種カッタが用いられているが，本研究では岩石用ローラカッタとして最もよく用いられているツース型カッタを主な対象とした。切削型ビットはローラビットに比べて1セット当りのコストが低く，あまり大きなビット推力を必要としないなどの利点がある反面，カッタツースの材質上耐摩耗性等耐久性に乏しく，現状の認識では対象岩石の適用限界が一軸圧縮強度で２００～５００Kg／cm²と低く，定まった形式の大口径用切削型ビットがまだ出現していない。従って，本研究における切削型ビットによる削孔については，実験結果の一部を用いてローラカッタビットの結果と比較するにとどめる。主にツース型，ディスク型，インサート型に分けられるローラカッタのうち，ディスク型カッタは削孔面の形成上，泥水循環式のたて孔の掘削にはあまり用いられておらず，またインサート型カッタはカッタコストが高いため大口径削孔にはあまり多く用いられていないことから，本研究の主対象をツース型ローラカッタとする。

石油さく井のように数千メートルも及ぶ削孔の場合，被削材である岩石は側圧及び孔内泥水圧の影響を受け，深度の浅い大気圧に近い状態にある場合とはその性状を異にする。従って，同じ種類の岩石でもその加圧状態によって削孔特性も当然変わることが予想される。しかし，本研究では，大型橋梁の基礎のような地表近くにおける大口径削孔を主に対象にしているため，側圧及び泥水圧については特に考慮しないことにする。

経済削孔をめざす場合，仮り設備，付帯機械設備，施工計画管理等がその大きな要因となるが，本研究ではこれらの要因を固定して削孔運転条件のみを変えた場合の適正削孔管理条件を論ずることにする。

1.4 本研究の内容

本研究は序論と結論を除いて，第２章より第９章までの８章にわたっている。第２章から第４

章は，主に現況と過去の文献を取りまとめたものである。第5章は大口径削孔にとって特に影響の大きい泥水循環に関して，その主要工法の1つであるエアリフトポンプ方式について詳述した。第6章は本研究の対象となる筆者の行った削孔実験について示し，第7章では前章の実験による成果をもとにして大口径削孔専用の，削孔トルク公式及び削孔速度公式を導入し提案した。第8章はさらにカッタの摩耗条件を加えた削孔性及び削孔ずりのクリーニング並びに比削孔エネルギーに関して述べた。第9章は大口径用ビットのカッタソースの摩耗率を求める方法を提案し，これと削孔速度公式から経済削孔条件を求める電子計算プログラムを開発した。以下各章の内容を概説する。

第2章では，岩石の機械掘削の基礎がくさび状刃先の貫入による岩石の破壊原理に基くことから，過去に提案されているくさび荷重による岩石の破壊理論のうち主なものを取りまとめた。くさびに加えられる荷重の方向によって岩石の破壊が切削型，貫入型及び複合型とその性状を異にするが，複合型は貫入型に近いことからそれに含め，切削型及び貫入型に分類して示した。これら単一刃先の貫入による岩石の破壊理論は，掘削面のクリーニングを流体で行い，かつ多数刃先の同時貫入による掘削作用を伴う大口径削孔にそのまま適用することは適当でなく，本研究のように実機による総合的な削孔特性の裏付けが重要であることが明らかになった。

第3章では，今日まで使用されてきた大口径削孔機械を形式別にとりまとめた。その中で特に主要形式であるドリルストリングス型の全断面削孔機について，各部装置の特徴と傾向を述べた。一方，大口径削孔機械の生命でもあるドリルビットについて，カッタの種類と適応性及びビット構造上のクリーニング対策について各形式別に概説した。

第4章では，石油さく井など小口径削孔の経済性を高める削孔計画管理のために導入された，過去の各種削孔公式を整理して取りまとめた。小口径削孔はカッタの作動，ビット荷重分布，掘削面のクリーニングの点で大口径削孔と異なり，従来の削孔公式は大口径削孔用の公式導入の参考にはなってもそのまま大口径削孔には適用し得ないことがわかった。但し，カッタソースの摩耗率やカッタ軸受の摩耗率に関しては，大口径削孔の場合，大規模の実験を必要とするため，十分な実験データを得るのが困難であることから，過去に提示されている各公式の適合性を確認し，大口径削孔に応用することにした。

第5章は大口径削孔に対して特に影響の大きい泥水循環について，総括的にその実態を述べるとともにサクションポンプ方式とエアリフトポンプ方式が主流である泥水循環削孔方式のうち，エアリフトポンプを取上げ，過去の理論及び実態を整理するとともに，新たに行った実験によりエアリフトポンプの特性を明らかにした。すなわち，エアリフトポンプの揚水能力の算定式を提案するとともに，大口径削孔機械にエアリフトポンプ方式を適用する場合の留意事項を抽出した。

第6章では大口径削孔実験に関して，削孔試験機による室内実験及び同じ実験用機械ではあるが，大口径化のための実用機サイズに開発試作した径2.5 m～3.0 m大口径削孔機械による屋外及び

現地削孔実験について述べた。室内削孔試験機は，岩石試料又はセメントモルタル等の人造岩を試料とし，口径1m以下の削孔実験用として特別に製作したもので，この種の実験装置は国内外に例を見ない。また，削孔ずりのクリーニングが削孔性能に大きく影響することがわかっていながら，その実験例がないことから，径1.5mの模型ビットを削孔実験装置に取付けたクリーニング実験を行った。大口径削孔機械では，高倉山（神戸市）における削孔性能試験及び塩生（岡山県）におけるカッタの摩耗試験を行ったもので，実験工事としての規模の大きさや良好な実験管理を行った点で他に類例のないデータを得ている。

第7章は，大口径削孔における削孔トルク公式及び削孔速度公式について論じたものである。削孔トルク公式については，Hughes Tool社のもの及びBretby研究所のトンネル掘進機を対象にしたものがあるが，いずれも筆者らが行った削孔実験データを満足するものになっていないことから，新しく次元解析により大口径削孔用削孔トルク公式を提案した。

削孔速度に関して，第3章にあげたように石油さく井における小口径削孔のための削孔速度公式は数多く提案されているが，小口径とは削孔特性の異なる大口径削孔速度公式は全く出されていない。ここに削孔トルク公式と同様に，実験に基く次元解析を用いて新しい大口径削孔用の削孔速度公式を提案した。なお，インサート型ビットに関しては，データの数が十分でないため参考として削孔公式を示した。

第8章は大口径削孔性に影響する諸要因について論じたものである。

まず，被削材である岩石の強度を，削孔特性から求めた削孔強度（drilling strength）で表わすことを試み，削孔中の削孔速度又は削孔トルクから，その岩石強度を推定できるようにした。

カッタの摩耗が経済削孔に大きく影響することから，カッタの摩耗による削孔速度の低減及び削孔トルクの変化等の関係も求めた。その結果，カッタの摩耗量と削孔速度の低減率については，小口径削孔で提案されている諸公式とほぼ一致することが確認できた。

削孔ずりのクリーニング実験の結果，ビット回転速度がクリーニング効果に大きく影響することや，新しく提案した循環流の加速板を取付けた形式のものが良好な効果を得ることが判明した。

削孔性能の一つの表示方法として単位掘削量当りの削孔エネルギー，すなわち，比削孔エネルギーを取上げ各種削孔条件における比エネルギーの比較を行った。

第9章ではカッタの寿命低下の原因となる，カッタツースの摩耗率及びカッタ軸受の摩耗率のうち，特にカッタツースの摩耗について，すでにEdwardsらが提案している小口径削孔の摩耗率公式と摩耗実験結果との適合性を論じ，大口径削孔用カッタツースの摩耗量計算プログラムを開発した。削孔条件を与えたときの摩耗率が求まれば削孔速度公式を利用することによって，削孔単価が最低となる総削孔時間又は総削孔延長，すなわち，経済寿命が求まることから，それを求める計算プログラムも併せて開発した。なお，ここではツースカッタの特性上，軸受の寿命

が一定の確率でツースの摩耗による寿命を卓越するものとみなした。最後に経済性を前提とした削孔方式の選定上の留意事項の提案及び大口径削孔機械の応用並びに今後あるべき大口径削孔機械形式についても述べた。

参 考 文 献

1-1) Zeni, V. Williamson : Large Diameter Mine Shaft by Rotary Drilling, Mining branch annual meeting AIME, Feb., 1957, Paper No. A7M2

1-2) Shaft Sinking at Schinnen, COLLIERY ENGINEERING, Dec., 1951, P.489

1-3) Weehuizen, J.M. : New Shaft of the Dutch State Mines, Symposium on shaft sinking and tunneling, London, July, 1959

1-4) Allen, J.H. : The development of large diameter rotary drilling machines and equipment for the mining and construction industries, 9th Annual Drilling Symposium at the Pennsylvania State University, Oct., 1959

1-5) Norman, N.E. : Big-Hole Drilling is Coming of Age Underground, MINING ENGINEERING, June, 1968, P.41

1-6) Hunter, H.E. : Advanced drilling assemblies solve unique snags in big holes, THE OIL AND GAS JOURNAL, Feb. 14, 1972, P.93

1-7) Allen, J.H. : The Special Equipment and Problems Associated with Large Diameter Rotary Drilling, ASME Publication, 61-PET-34, July, 1962

1-8) Farson, B. : The Big Hole, Major Market for the 60's, Drilling Magazine, Jan., 1960

1-9) Johnson, W. H. : Big Hole Development Continues, Drilling, Oct., 1963, P.62

1-10) Quinn, R.V. : They call it 'DAVIS MIX', Drilling, Aug., 1967, P.40

1-11) Crews, S.H.: Big Hole Drilling Progress Keyed to Engineering, Petroleum Engineer, Oct., 1964, P. 104

1-12) Crooks, G.C. : Has air drilling become a specialty?, Canadian Petroleum, April, 1968, P.81

1-13) Horton, R.W. : Drilling a production shaft to 1,440 ft - how one firm cut development time, E/MJ, Dec., 1967, P.81

1-14) Caldwell, H.L. : Big hole drilling technology is changing, World Oil, Sept., 1965, P.103

1-15) Recent advancements in drilling technology, World Oil, April, 1966

1-16) Hobbs, M. : Here is a wrap-up of big hole drilling at Nevada test site, World Oil, Oct., 1964, P.118

1-17) Norman N.E. : The Inevitable Marriage of Underground Mining and Big Hole Drilling, National AIME Meeting Underground Mining Session, Feb.26, 1968

1-18) Dellinger, T.B. : Mechanics and economics of BIG HOLE drilling, World Oil, Sept. 1965 - Jan. 1966

1-19) Burke, R.G. : How those 72-in. holes are being drilled, THE OIL AND GAS JOURNAL, April 27, 1964, P.81

1-20) Burke, R.G. : Big bits head for 4,000 ft, THE OIL AND GAS JOURNAL, April 27, 1964, P.81

1-21) Burke, R.G. : Big holes point to deep wells, THE OIL AND GAS JOURNAL, Jan. 22, 1968, P.65

1-22) Stewart, C.R. · Kemmitz, G., Jr., : New tools techniques used in Alaska big hole, World Oil, Feb., 1968, P.66

1-23) Frederick, R.O. : THE MIGHTY BITE AT UC-4, Drilling, June, 1968,P.27

1-24) Richardson, P. : AEC's Deep Large Diameter Shaft in Hot Creek Vally Requires Big Drilling Capability, SME Fall Meeting of AIME, Sept. 17 - 19, 1969, Preprint No. 69 -AU-347

1-25) Dellinger, T.B. : Big Hole Drilling, a Study in Depth, Mining Engineering, Dec. 1965, P.71

1-26) Abney, D. : Big Bit of Drilling Required for St. Louis Medical Center, CONSTRUCTION DIGEST, Nov., 1968, Reprint

1-27) Glidden, H.K. : Floating Rigs Build Piers, ROAD AND STREET, Feb.,1965, P.44

1-28) 葭田誠作 ： IHI-WIRTH L-10S型ボーリングマシンの掘削記録，石川島播磨技報第3巻，第5号，昭和48年9月，P. 589

1-29) MALEVICH, N.A. : KOMPLEKSY OBORUDOVANIYA DLYA PROKHODKI I BURENIYA VERTIKAL'NYKH STVOLOV, IZDATEL'STVO "NEDRA", MOSKVA, 1965, P.277

1-30) Rotary Drills $16\frac{1}{2}$ - Foot Hole, TULSA DAILY WORLD, SUNDAY, May 3,1970

1-31) Presley, C.K. : What's Ahead for Big Hole Drilling ?, SPE Symposium of AIME, March 5-7, 1967, Paper No. SPE 1754

1-32) White Pine bores to a mine shaft benchmark, Engineering Mining Journal, April, 1969, P.110

1-33) Wirth Gesenkbohrmachine GSB 450, BAUMASCHINE UND BAUTECHNIK, Januar 1971, P.31

1-34) 千田昌平：基礎掘削用削孔機械，土木技術資料Vol.9,№12, 昭和42年12月，P.32

1-35) 建設機械化研究所；IHI-WIRTH L-4S形ボーリングマシンによる硬岩掘削試験工事報告書，昭和43年3月

1-36) 千田昌平，後藤昌隆；加藤T&Kアースドリルの性能試験報告，土木研究所資料第100号，昭和40年10月

1-37) 千田昌平：加藤５０TH 型アースドリルの性能試験報告，建設の機械化№ 196, 昭和４１年６月，P.34
1-38) 千田昌平，後藤昌隆：リバースサーキュレーションドリルの作業試験報告，土木研究所資料第１９５号，昭和４１年７月
1-39) 千田昌平，伊藤豪誠：３M径削孔試験報告書，土木研究所資料第４１９号，昭和４３年１２月
1-40) Morlan, E.A. : Designing large diameter hole drilling programs, World Oil, April, 1962
1-41) Dellinger, T.B. : For shaft sinking ... new study analyzes big-hole costs, E/MJ, March, 1966, P.76
1-42) Hay, J.D. . Hughes, H.M. : The Bretby Tunneling Machine, Civil Engineering, March, 1963, P.649
1-43) 沼田耕一：大島大橋下部工工事の施工，土木施工 Vol.14 №2, 昭和４８年２月，P.13
1-44) 沼田耕一：多柱基礎（大島大橋）の試験工事，基礎工，昭和４８年１０月，P.72
1-45) 山本忠一：大口径リバース（φ6.0m）工法，基礎工，昭和４８年１２月，P.37
1-46) 本州四国連絡橋公団：掘削実験結果の解析報告書 その１ 実験データ集，昭和４９年１１月
1-47) 本州四国連絡橋公団：掘削実験結果の解析報告書 その２ 解析およびまとめ，昭和４９年１１月
1-48) 高橋馨，高根暎夫：大口径掘削機による白川ダム取水塔基礎工事の施工概要，建設の機械化，昭和４９年１２月，P.49
1-49) Gaye, F. : Efficient excavation, Part 1, Part 2, Tunnels and Tunneling, Jan., 1972, P.39, March, 1972, P.135

第２章　くさび荷重による岩石の破壊

第2章　くさび荷重による岩石の破壊

2.1 概　　説

岩石を機械的に破壊するとき，その破壊機構はMaurer[2-1)]が示したようにくさび状の刃先にかかる荷重とその作用方向によって，主に次の3種類の基本的形式に分けられる。（図2－1参照）

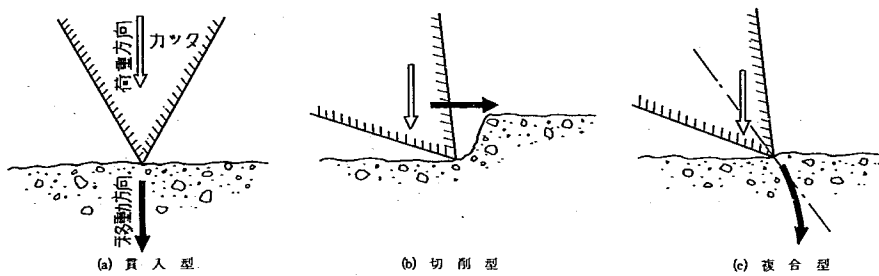


図2－1　岩石のくさび荷重による破壊形式

(a) 貫 入 型 （percussion type）

(b) 切 削 型 （Drag type）

(c) 複 合 型 （Combination type）

もちろん，この他に機械的又は準機械的破壊原理に基くものが多くある。例えば，振動によるもの，研摩によるもの，高速ジェット水によるもの，あるいは化学的に破壊に導くもの，熱によるものなどが提案されている[2-2)～2-4)]。しかしながら，これらの破壊原理に基く方法はまだ実験室段階のものが多く，その一部が実用化されているだけで，爆破工法に次ぐ破壊能率の高い方法である機械的に破壊する方法が，現在なお主要工法となっている。

本研究の対象である大口径削孔においても，上記3種類の基本原理に基くくさび荷重による破壊理論を応用したものであり，本章ではこれまでに発表されているくさび貫入による岩石の破壊理論について述べる。

貫入型の破壊機構を利用した砕岩機械には，チゼル又はモイルポイントを有するドロップハンマ及びスチームハンマ（又は気動ハンマ），ブレーカ，チャーンドリルなどがある。

切削型の破壊機構をもつものには，鉱山又は建設機械の大部分の掘削装置がある。大口径削孔機械では，一般土質又は軟岩掘削を対象にした翼型ビットすなわち切削型ビット（又はドラグビットとも呼ぶ）がこれに属する。

複合型の機構を有するものには小口径のロータリパーカッションドリルから，本研究の対象となるローラカッタビットがある。

岩石にはその種類，風化の度合，亀裂の状態，強度，異方性などその物理性状を支配する要因が多く，これらすべての条件を一義的に満足する破壊理論は期待できない。従って，ここでは大口型削孔に関係する過去のくさび荷重による岩石の破壊理論を主要要因別に整理しておく。

2.2 貫入型及び複合型くさび荷重による岩石の破壊

ロックビットと呼ばれるローラカッタによる岩石の破壊は複合型に属するが，カッタツースの貫入軌跡を図２－２に示すように，すべりのないカッタでは刃先がほとんど垂直に掘削面に貫入するため，大部分は貫入型とみなすことができる。

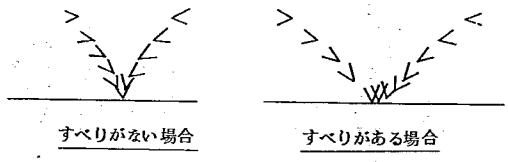


図２－２　カッタツースの貫入の軌跡

まず，岩石の性状のうち最もその破壊機構を特色づけるものとして，その岩の脆性度があげられる。これにはそれぞれの岩石個有の岩質のほか，その岩の加圧状態によっても脆性度の高い材料（brittle）が塑性又は延性（plastic又はductile）材料に変わる。Sikarskie[2-5]によれば，深い石油井戸で約6,０００mを越え，泥水圧が約７００Kg／cm²以上になるとその性状の変化が明確になるということである。

図２－３はCheathamとGnirk[2-6]による脆性度の異なる材料にくさびが貫入するときの状態を示したものである。図２－３(a)は塑性材料の場合を示したもので，貫入力と貫入量がほぼ直線的に比例する塑性変形特性を示している。これに対して脆性材料ではツースの先端から放射状にテンションクラックが発生し，貫入とともに刃先のまわりの岩が砕けて飛び散るため，貫入力と貫入変移量は直線とはならず鋸歯状の破砕特性となる。これらの中間の材料又は塑性材の性状を示すに至らない加圧状態にある材料では，やや連続性を欠く破壊の形態となる。

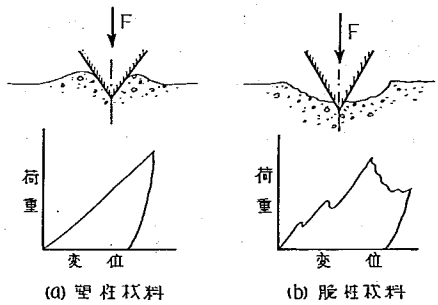


図２－３　脆性度の異なる岩石の破壊
（cheathamとGnirkによる）

2.2.1　線荷重による応力の分布

図２－４に示すように，微小２次元断面に２つの主応力 σ_1，σ_2 が作用するとき，任意の傾斜面に働く垂直応力 σ 及びせん断応力 τ は次式で表わされる。

$$\sigma=\frac{\sigma_1+\sigma_2}{2}-\frac{\sigma_1-\sigma_2}{2}\cos 2\lambda \cdots\cdots \quad (2-1)$$

$$\tau=\frac{\sigma_1-\sigma_2}{2}\sin 2\lambda \cdots\cdots \quad (2-2)$$

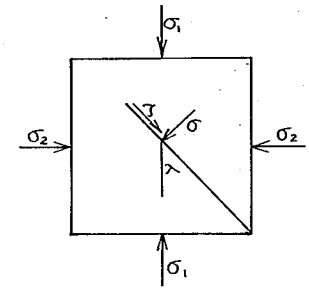


図２－４　任意点における応力

微視的に破壊は応力 σ_2 が引張強度より大きくなったとき，又はせん断応力がせん断強度より大きくなったときのいずれかの場合に起る。また，せん断強度はモール・クーロンの理論から主応力に比例する値であるから，せん断破壊は（２－２）式が最大となる $\lambda=\pi/4$ で起るのではなく，モール・クーロンの式の内部摩擦角を ϕ としたときの $\lambda=\pi/4-\phi/2$ のところで起る。

一方，図２－５に示すように，半無限板上に線荷重Ｐが作用するとき，任意の点における応力状態はTimoshenkoとGoodier[2-7]によって次式で与えられている。

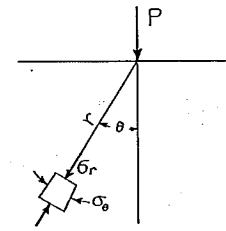


図２－５　半無限板上の１点に荷重を加えたときの任意の点における応力

$$\sigma_r=\frac{2P\cos\theta}{\pi r} \cdots\cdots \quad (2-3)$$

$$\sigma_\theta=\tau_{r\theta}=0 \cdots\cdots \quad (2-4)$$

最大主応力の方向と λ_f の角度をなす面で破壊が起るものとすれば，載荷点の直下 r_0 の点から出発する破壊線は載荷点を中心とする放射線と常に一定の角度 λ_f をもつ対数ら線になる。すなわち，次式で表わされる。

$$r=r_0\exp(\pm\theta\cot\lambda_f) \cdots\cdots \quad (2-5)$$

また，以上の各式から破壊線に沿ったせん断応力 τ 及び垂直応力 σ が，次式で表わされるように破壊線は左右両方向にできる。

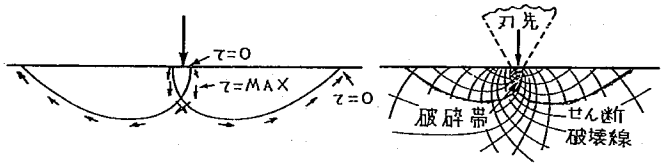
$$\tau=\frac{p\sin 2\lambda_f}{\pi r_0}\exp(\mp\theta\cot\lambda_f)\cos(\pm\theta) \cdots\cdots \quad (2-6)$$

$$\sigma=\frac{p(1-\cos 2\lambda_f)}{\pi r_0}\exp(\mp\theta\cot\lambda_f)\cos(\pm\theta) \cdots\cdots \quad (2-7)$$

Maurerは（２－６），（２－７）式より破壊線に沿う２応力の比が一定になることから，

$$\tau / \sigma = \frac{\sin 2\lambda_t}{1-\cos 2\lambda_t} \quad \cdots\cdots (2-8)$$

与え，この関係は最大せん断破壊線（$\lambda_t = \pi/4$）で，$\tau = \sigma$に減少することを指摘している。[2-1)] 応力は図２－６に示すように破壊線に沿って変化し，岩石の表面（$\theta = \pm \pi/2$）では０となり，$\theta = \mp(\pi/2 - \lambda_t)$のところで最大になる。また，荷重の直下に最大せん断応力が発生することから，Maurerは，この部分が垂直荷重を受ける刃先下の破砕帯（crushed zone）となる理由にあげている。



(a) 最大せん断線　　(b) クレータの生成

図２－６　せん断破壊によるクレタの生成
（Maurerによる）

図２－６のクレータの破壊線は岩石表面ではせん断応力が０となるから，破壊線に沿って破砕帯に近い部分ではせん断破壊が起り，表面近くでは曲げ荷重による引張破壊が起るものと考えれば説明がつく。

2.2.2　塑性岩石の破壊

EvansとMurrell[2-8)]は石炭にくさびが貫入するときのモデルを図２－７のようにとり，石炭の一軸圧縮強度と貫入力Ｆの関係を次式で表わしている。

$$F = 2bhS_0(f + \tan\beta) \quad \cdots\cdots (2-9)$$

ここに

b　：くさびの幅

h　：貫入深さ

S_0　：石炭の一軸圧縮強度

f　：石炭とくさび面との摩擦係数

β　：くさびの１／２刃先角

である。

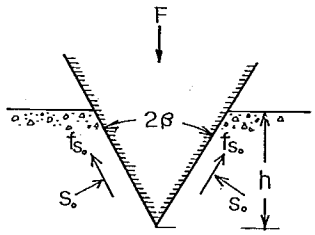


図２－７　刃先の貫入モデル
（EvansとMurrellによる）

Gnirk[2-9]は（２－９）式の理論上の摩擦係数ｆをパラメータに図２－８のように示している。

図より，刃先と石炭の摩擦係数が小さい範囲では，刃先角が大きくなるに従って急激に貫入力が増大している。EvansとMurrellは，実験結果は理論値とよく合致していると述べているが，Gnirkはこの理論に対して，一般の岩石に対する実際の貫入量は全般的に小さく，石炭のほかは軟らかい材料に限って適用できると述べている。

Cheatham[2-10]はPrandtlのポンチの貫入理論から，くさびが塑性材料に貫入するときの理論を導いている。

Prandtlのポンチの理論は，広く土質力学の分野にも用いられていることは周知の通りである。Prandtlは図２－９に示すように幅２ｂのポンチを塑性材料に押込むとき，その破壊領域を破壊機構の異なる３つの領域に分けて解析している。

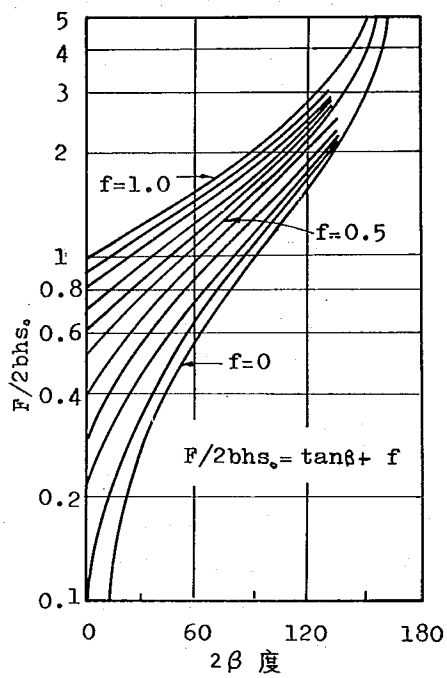


図２－８　EvansとMurrellの刃先角と貫入力（Gnirkによる）

領域Ⅰにあるポンチの直下はくさび形となってそのまま下方に押下げられ，押込み力は等圧分布となって領域Ⅱを押出す。この領域は主働ランキン帯とも呼ばれ，Prandtlはポンチの下面が完全に滑かな場合を取上げ，そのときのくさびの側面角をπ／４＋φ／２としている。領域Ⅱは放射線状せん断帯とも呼ばれ，この領域のせん断はポンチの端を中心とする放射線と対数ら線からなっている。領域Ⅲは受働ランキン帯とも呼ばれ，この領域の境界は，平面と（π／４－φ／２）の傾きをなす。ケーソンやくい先端部支持機構を考えるときはランキン受働帯域の部分に作用する土圧の影響が無視できないため，テルツアギによって補正式が提案されている。しかし，くさびを貫入させて岩石を

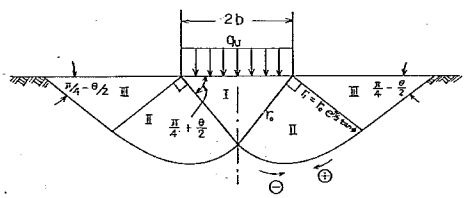


図２－９　Plandtlのポンチの貫入

破壊する場合は，特に高い泥水圧下でなければその部分の圧力の影響は無視できるから，そのときのポンチの貫入圧力は次式で表わされる。

$$q_u = \frac{c}{\tan\phi}\left\{ e^{\pi \tan\phi} \tan^2\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\phi}{2}\right) - 1 \right\} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2-10)$$

ここに，

q_u ：貫入圧力

C ：粘着力

ϕ ：内部摩擦角

である。

これに対してCheatham[2-10]は図２－１０に示すような塑性材にくさびを貫入させるときのモデルをとり，くさびの刃先角及びくさび面と被貫入材料との摩擦を考慮してある。この関係を応力円で示すと図２－１１のようになる。ここで刃先の摩擦係数fが泥水の潤滑作用などによってf＝０になる場合は，Prandtlの載荷面がそのままくさびの一面に相当するから，図２－９の領域Ⅰをくさびと考えることができる。

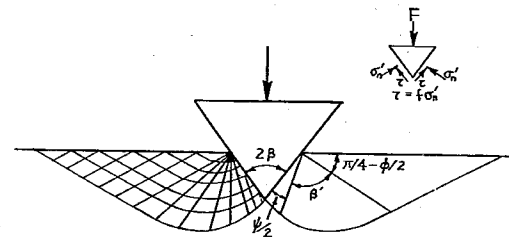


図２－１０　刃先面と被削材の摩擦を考慮した破壊モデル（cheathamによる）

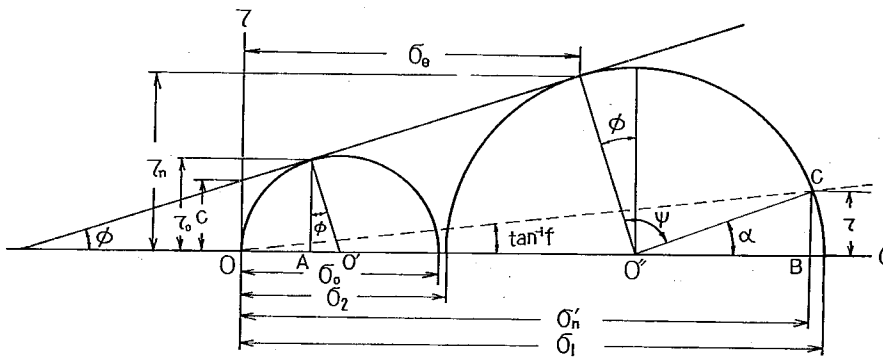


図２－１１　刃先面の摩擦を考慮したときの応力円
（Cheathamによる）

以下，図２－７に示した石炭への貫入モデルの一軸圧縮強度Ｓｏを，そのままくさび貫入時の刃先にかかる法線圧力σ_nとし，そのときの貫入力及び貫入深さを求めてみる。

まず，掘削面が大気圧状態にある場合を考えると，受働ランキン帯では一軸圧縮状態で破壊が起るからそのときの応力をσ_oとすると，図２－１１より粘着力Ｃとの関係が次式で与えられる。

$$C=\frac{\sigma_o}{2}\cos\phi-\tan\phi(\overline{OA})$$

$$=\frac{\sigma_o}{2}\{\cos\phi-\tan\phi(1-\sin\phi)\}$$

$$=\frac{\sigma_o(1-\sin\phi)}{2\cos\phi} \quad \cdots\cdots (2-11)$$

又は

$$\sigma_o=2C\frac{\cos\phi}{1-\sin\phi} \quad \cdots\cdots (2-11')$$

一方，放射線領域の扇形の部分だけをとり出し，その部分の応力状態を図示すると図２－１２のようになる。図よりＢ点の廻りのモーメントM_Bは

$$M_B=\frac{\sigma_n r_o^2}{2}-\frac{\sigma_o r_1^2}{2}-M_C \quad \cdots\cdots (2-12)$$

となり，破壊面に沿った粘着力ＣによるモーメントdM_Cは図２－１２(b)より次式で表わされる。

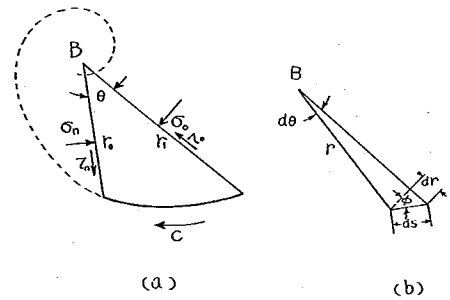


図２－１２　扇形領域のモーメントの釣合い

$$dM_C=rCds\cos\phi$$

$$=rC\frac{dr}{\sin\phi}\cos\phi=\frac{Cr}{\tan\phi}dr$$

これより曲線に沿って作用する全粘着力のモーメントM_Cを求めると，

$$M_C=\int_0^{\theta}dM_C=\int_{r_0}^{r_1}\frac{Cr}{\tan\phi}dr=\frac{C}{2\tan\phi}(r_1^2-r_0^2) \quad \cdots\cdots (2-13)$$

となり，これと（２－１２）式からＢ点のモーメントは

$$M_B=\frac{r_0^2}{2}\sigma_n-\frac{r_1^2}{2}\sigma_o-\frac{C}{2\tan\phi}(r_1^2-r_0^2)=0 \quad \cdots\cdots (2-14)$$

となる。また，対数ら線は

$$r_1 = r_0 e^{\theta \tan\phi} \quad \cdots\cdots (2-15)$$

で表わされ，かつクーロンの公式は

$$\tau = C + \sigma \tan\phi \quad \cdots\cdots (2-16)$$

で表わされるから，（２－１４），（２－１５），（２－１６）式よりτ_nは次式の関係となる。

$$\tau_n = \tau_0 e^{2\theta \tan\phi} \quad \cdots\cdots (2-17)$$

となる。

さらに，図２－１１より一軸圧縮状態のせん断力τ_0は

$$\tau_0 = \frac{1}{2} \sigma_0 \cos\phi \quad \cdots\cdots (2-18)$$

で表わされる。

また，同図より平均応力をσ_mとすると

$$\sigma_m = \frac{1}{2} (\sigma_1 + \sigma_2) = \sigma_\theta + \tau_n \tan\phi \quad (2-19)$$

となり，σ_1，σ_2は主応力であるから，最大せん断応力τ_{max}は次式で表わされる。

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} (\sigma_1 - \sigma_2) = \frac{\tau_n}{\cos\phi} \quad \cdots\cdots (2-20)$$

（２－１６）式において，$\tau = \tau_n$，$\sigma = \sigma_\theta$とおき，さらに（２－１５），（２－１６），（２－１７），（２－１８）式を（２－１９）式と（２－２０）式を加えたものに代入すると，

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_0}{2 \sin\phi} \{ (1+\sin\phi) e^{2\theta \tan\phi} - (1-\sin\phi) \} \quad \cdots\cdots (2-21)$$

が得られる。ここにσ_1を図２－１２のσ_nとおき，（２－９）式を一般の岩石に対応させるために，S_0をσ_nに置換え，さらにくさび面の摩擦係数ｆを推定すると，貫入深さｈは次式から求まる。

$$h = \frac{F}{2b\sigma_n (f + \tan\beta)} \quad \cdots\cdots (2-22)$$

また，（２－２１）式で$\theta = \pi/2$，$\sigma_1 = \sigma_n$とおき（２－１１）式を代入すると

$$\sigma_n = \frac{C}{(1-\sin\phi)\tan\phi} \{ (1+\sin\phi) e^{\pi \tan\phi} - (1-\sin\phi) \}$$

$$= \frac{C}{\tan\phi} \left(\frac{1+\sin\phi}{1-\sin\phi} e^{\pi \tan\phi} - 1 \right) \quad \cdots\cdots (2-23)$$

となり，

$$\frac{1+\sin\phi}{1-\sin\phi} = \tan^2\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\phi}{2}\right) \quad \cdots\cdots (2-24)$$

であるから，$q_u = \sigma_u$ とおけば（２－２３）式はprandtlの公式（２－１０）式と一致する。

図２－１３はReichmuthによる刃先面に摩擦のないときの破壊モデルを示したものである。

Outmans[2-11)]はくさびと被削材との間に摩擦がないものとみなし，くさび貫入時には図２－１４に示すように，くさびのまわりが盛り上った状態になって破壊が起るものとして解析している。Outmansはさらに，くさび貫入状態を高深度削孔におけるツース型ロックビットの貫入に想定したため，掘削面にかかる泥水圧をも考慮して式を導いている。その式のうち，貫入深さhは次式で与えられている。

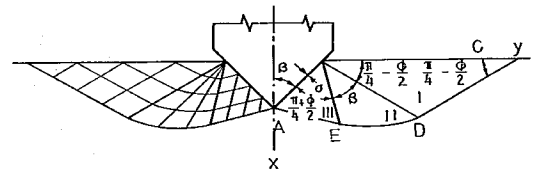


図２－１３　刃先面と被削材の摩擦のない場合の破壊モデル（Reichmuthによる）

$$h = \frac{[\cos\beta - \tan\xi \ \sin(\beta-\alpha)](F/\ell)}{2\sin\beta[C \ \cot\phi(\tan^2\xi - 1)+P\tan^2\xi} \quad \cdots\cdots (2-25)$$

ここに，

β	：	くさびの１／２刃先角
α	：	対数ら線すべり領域の扇形部分の中心角
C	：	粘　着　力
ϕ	：	内　部　摩　擦　角
F	：	く　さ　び　荷　重
ℓ	：	くさびの接触長さ
P	：	泥　水　圧　力

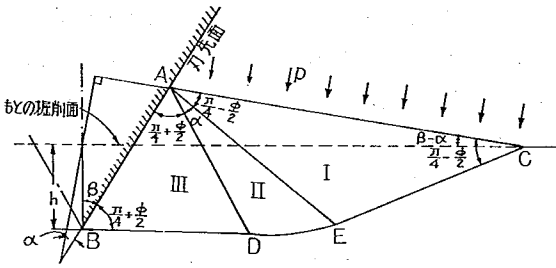


図２－１４　Outmansによる刃先貫入モデル

$$\tan^2\xi = \tan^2(\pi/4+\phi/2)\exp(2\alpha\tan\phi)$$

である。

また，Outmansに図２－１４の領域Ⅱの扇形の中心角αは，くさびの刃先角2βと被削材の内部摩擦角ϕから求まるものとして図２－１５の関係を示している。

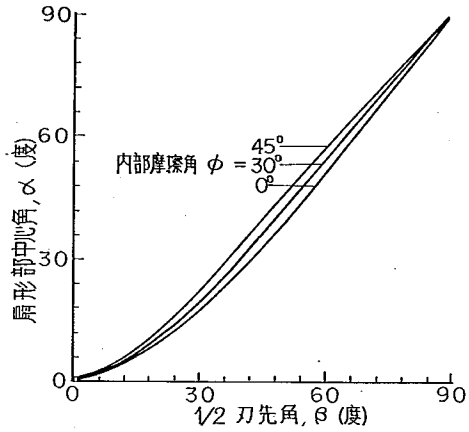


図２－１５　Outmansによるくさびの１／２刃先角と扇形部中心角

2.2.3　脆性岩石の破壊

Reichmuth[2-12]は脆性岩石にくさびを貫入するときの破壊の状態には，刃先角の大小によって図２－１６に示すような２つのパターンができることを指摘している。すなわち，刃先角の大きいくさびを貫入させるときは，刃先の直下には三軸圧縮状態の破壊領域ができ，最初垂直方向にテンションクラックが入り，次いで放射状のクラックが発生する。一方，刃先角が小さいときは，三軸圧縮破壊領域は刃先角が大きい場合よりも小さく，一次クラックが入ったあと二次クラック

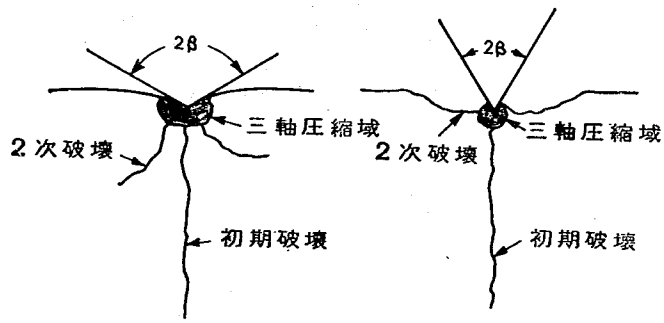


図２－１６　刃先角の違いによる代表的な破壊の型
（Reichmuthによる）

が浅く表面まで達し，衝撃貫入状態にあるときにはその勢いでチップが飛出しクレータを形成する。これらの関係をReichmuthは，刃先角βとくさび面の摩擦係数fの式から次式を与えている。

$$\beta = \tan^{-1}\frac{\pi - 2f}{2 + \pi f} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2-26)$$

これより，βが右辺より大きいときには図２－１６(a)，小さいときには図２－１６(b)の関係になると述べている。この場合の摩擦係数fはGnirkとCheatham[2-13]の実験結果から0.2～0.4で与えられている。

図２－１７はReichmuthが幅１inのくさびを花崗岩に貫入させたときの貫入力と貫入深さの関係を，刃先角をパラメータに示したものである。図は脆性岩石の代表的な貫入特性である鋸歯状の波形となり，刃先角の影響をよく表わしている。

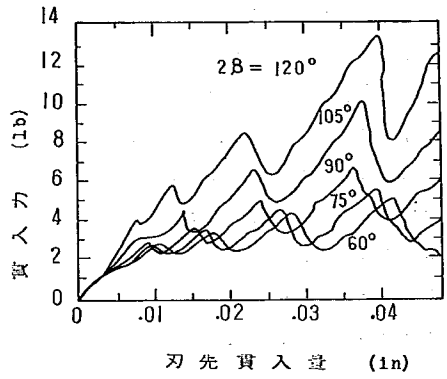


図２－１７　脆性材料における貫入力と貫入量（Reichmuthによる）

Paul と Sikarskie[2-14]は図２－１８に示すような，脆性岩石のくさび荷重による破壊モデルを用いた破壊理論を導いている。

まず，破壊条件を次のように仮定している。

(1) 二次元断面で考える。

(2) 破壊線はくさびの先端からある角度ψの傾斜で自由表面まで直線にできる。

(3) 破壊面に沿うどの点もモール・クーロンの応力状態にある。

(4) チップができるまでの貫入力と貫入量（変位）は次の関係にある。

$$P_{i+1} = k(d_{i+1} - d_i) + k_1 (d_{i+1} - d_i)^2 + \cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2-27)$$

ここに，

P_{i+1} ：i＋１番目のチップができるときの貫入力

d_{i+1} ：i＋１番目のチップができるときの貫入量

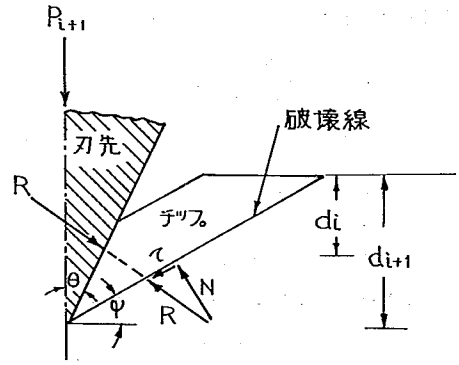


図２－１８　脆性材料の破壊モデル（PaulとSikarskieによる）

k, k_1 ：定　　数

である。

このモデルではくさびが段階的にチップを発生させながら貫入するもので，各貫入ステップの貫入力が図２－１９に示すように一定勾配Ｋの破壊線に接したところでチップが発生する。この破壊線の勾配Ｋは次式で与えられている。

$$\frac{P_{i+1}}{d_{i+1}} = 2S_0 \frac{\sin\beta(1-\sin\phi)}{1-\sin(\beta+\phi)} = K \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2-28)$$

ここに

S_0 ：岩石の一軸圧縮強度

β ：くさびの１／２刃先角

ϕ ：岩石の内部摩擦角

である。各破壊ステップのチップが発生するまでの貫入力と，貫入量の関係は仮定(4)の（２－２７）式で与えられている。これはそれぞれ実験によって求められるものであるが，近似的には $k_1 = k_2 = \cdots\cdots = 0$ とおいてさしつかえない。すなわち，

$$P_{i+1} = k(d_{i+1} - d_i) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2-29)$$

となる。

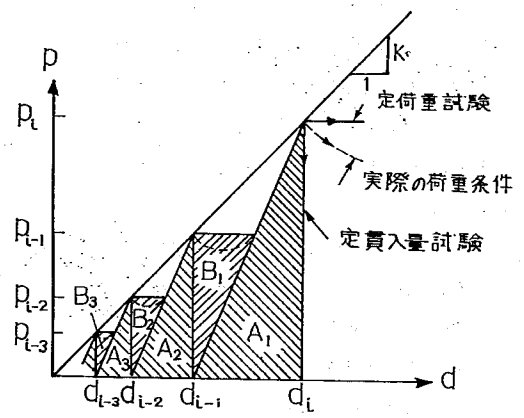


図２－１９　脆性材料の貫入量と貫入力
（PaulとSikarskie）

（２－２８），（２－２９）式より（ｉ＋１）番目のチップを発生させるに要する貫入力及び貫入量とｉ番目の貫入量の関係は，

$$P_{i+1} = \frac{kK}{k-K} d_i \; ; \quad d_{i+1} = \frac{k}{k-K} d_i \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2-30)$$

となる。さらに，（ｉ＋ｎ）番目の状態をｉ番目について表わすと次のようになる。

$$P_{i+n} = K\left(\frac{k}{k-K}\right)^n d_i \; ; \quad d_{i+n} = \left(\frac{k}{k-K}\right)^n d_i \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2-31)$$

これより，貫入初期の状態でＫ，ｋ，d_i を求めておけば，さらに荷重を加えたときの破壊の状態を求めることができる。なお，仮定(2)の破壊線の傾斜角ψは，

$$\psi = \frac{\pi}{4} - \frac{\beta+\phi}{2} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2-32)$$

で表わされ，$\beta+\phi < \pi/2$ のときには刃先部分の破壊とチップの発生が共に起るが，$\beta+\phi >$

π／2のときは刃先部分の破壊のみでチップは発生しない。

2.2.4　摩耗刃先の貫入による破壊

カッタツースを岩石の表面に押付けて貫入させるとき，クレータを発生させるのに必要な最小限の荷重をスレショルド荷重（threshold force）と呼ぶ。刃先の貫入圧力がこのスレショルド荷重に関係するから，刃先の接触面積すなわち刃先の摩耗量が直接スレショルド荷重に関係する。

スレショルド荷重に対して，Maurer[2-1]は刃先幅1／2inのツースをBerea sandstoneに貫入させた実験から，摩耗幅とスレショルド荷重について図2－20に示す関係を得ている。すなわち，刃先の貫入力が図の直線より大きい領域ではクレータができるが，その下の領域では岩石の面に刃先の跡がつくだけでクレータはできないということである。さらに，Maurerは，刃先が摩耗することにおて，その接触面積がシャープなカッタの5～10倍にも増加することから，花崗岩や玄武岩のように硬い岩石ではシャープなときのスレショルド圧力が300,000～600,000 psi（≒21,000～42,000 Kg／cm²）になったと同じ結果になり，摩耗量の増加がいかに大きな貫入力を必要とするかを例示している。

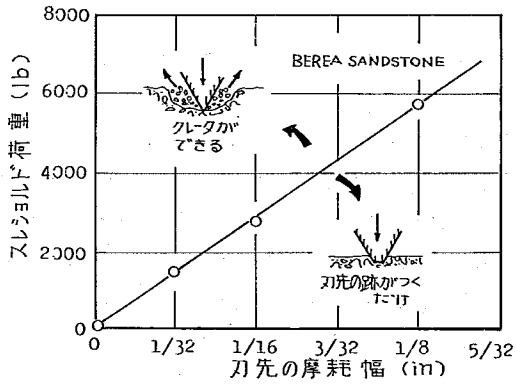


図2－20　刃先摩耗とスレショルド荷重（Maurerによる）

Cheatham[2-15]は，摩耗刃先を有するツースの貫入モデルを図2－21(a)のようにとり，摩耗幅iのときの破壊線b′－c′－d″－e″－d′－e′と，シャープな（i＝0）刃先が貫入するときを想定した破壊線b－c－d－eとの差が貫入深さに関係なく一定になり，貫入深さが増加するのに要する貫入力の増加分は2.2.2項に示したくさびの貫入理論に等しいと述べている。図2－21(b)はこの関係を示したもので，刃先の傾斜角を図のようにくさびの場合の1／2刃先角βにとれば，摩耗幅iの影響はスレショルド荷重の差となって表われ，貫入抵抗の増加率は先端がシャープなときに等しくなる。

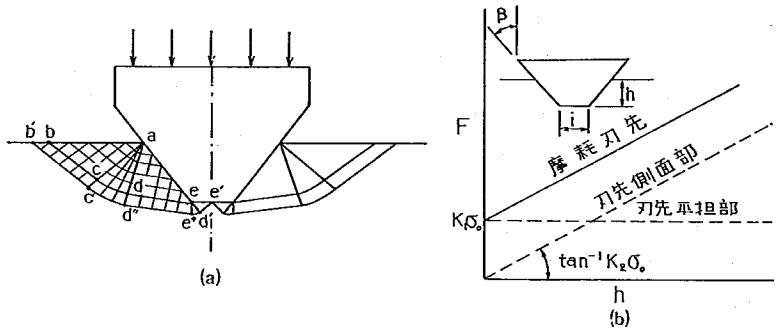


図２－２１　摩耗刃先によるクレータのモデル（Cheathamによる）

2.2.5　クレータが隣接しているときの破壊

歯車状の連続した刃先を持つローラビットで削孔するときのように，刃先の貫入位置の近くに，以前に貫入した刃先によるクレータが存在するとき，その間隔が十分近ければ，破壊線は岩石の表面に達する前にそのクレータに導かれるように発達する。この状態をインデックス破壊（index fracture）と呼び，図２－２２に示すようにできる。また，隣接したクレータと貫入点までの距離をインデックス間隔（index distance）と呼んでいる。

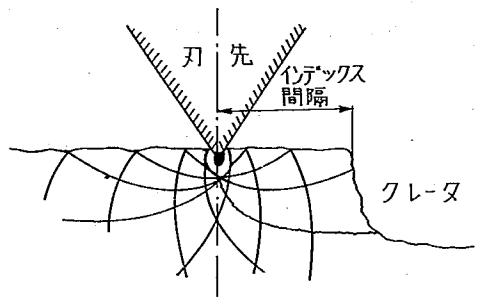


図２－２２　インデックスの破壊モデル
（cheathamによる）

インデックス破壊は，単一くさびを貫入させてクレータを形成させる方法よりも，効率的な破壊方法であることは明らかである。Garner[2-16]はインデックス破壊は，せん断応力と引張応力のうちの大きい方の応力により破壊が起ると述べている。さらに，Garnerは，大気圧状態での破壊はそれがせん断破壊か引張破壊であるかが容易に識別できるが，深い石油井戸の削孔の場合のように，孔内泥水圧が非常に高いところでは，せん断，引張のいずれの応力によって破壊しているか区別することが困難であると述べている。

GnirkとMusselman[2-17]は刃先角４５°，刃先摩耗幅１／１６ inの刃先の貫入実験を行った結果から，一般的なインデックス破壊の形状を図２－２３のように表わしている。

図は塑性岩石と脆性岩石それぞれについて，インデックス間隔を変えたときの状態を示したものである。インデックス間隔は刃先摩耗幅を基準にその倍数で示してあり，脆性材料では１０ｗ～１２ｗのところが良好な破壊状態になり，塑性材料では８ｗの付近で破壊線がつながっている。

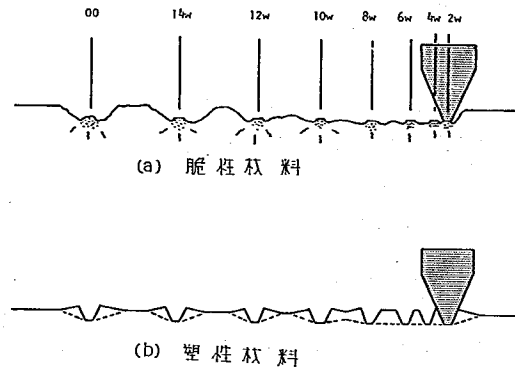


図２－２３　インデックス間隔と破壊状況
（GnirkとMusselmanによる）

Cheathamと Pittman[2-18]はインデックス破壊について，内部摩擦角30°の岩石にて先端が平なポンチを押込むとき，図２－２４に示すように隣接したクレータ又は平面に対して，常に30°の角度で破壊が起こると述べている。先端が平なポンチにくさび荷重を適用するには，貫入深さｈから次式によって貫入刃先の幅ｗを決める。

$$w = 2h \tan\beta \quad \cdots\cdots \quad (2-33)$$

ここに，βはくさびの１／２刃先角である。さらに，先端がシャープなくさびの貫入については，図２－２４のポンチの下面の破砕域をそのまま刃先と考えることによって，ポンチ貫入と同様に取扱うことができる。

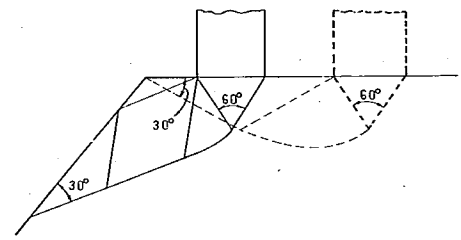


図２－２４　ポンチ貫入による破壊モデル
（CheathamとPittmanによる）

CheathamとPittmanの破壊モデルの応用例を図２－２５に示す。例では，刃先角６０°の刃先を深さ0.１ｉｎのクレータ中心から0.２５ｉｎのインデックス間隔のところに貫入するとき，図に示すようにクレータから刃先の側面まで７ｗのところでインデックス破壊が起るものとしている。すなわち，

$$7w \cong 1 - 0.10 \tan 30° \quad \cdots\cdots \quad (2-34)$$

又は，

$$w \cong 0.0275 \text{ in} \quad \cdots\cdots \quad (2-34')$$

となり，これを（２－３３）式に代入すると，貫入深さｈは

$$h \cong \frac{w}{2\tan 30^\circ} = 0.024\ in \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2-35)$$

で求まる。この場合，図２－２４に示したようにクレータ側面と３０°のところに破壊線ができるから，図２－２５に示したような直線すべり線ができて，インデックス破壊が起る。

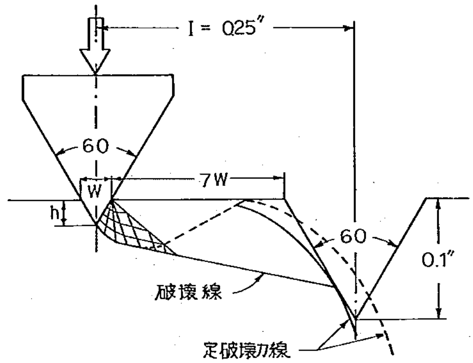


図２－２５　CheathamとPittmanの破壊モデルの応用例

Hartman[2-19)]は岩石の表面が平滑になっている状態と，すでにインデックス破壊した粗い表面において，貫入エネルギーとインデックス間隔を変えた貫入実験を行い図２－２６に示す結果を得ている。すなわち，貫入エネルギーを一定にしてインデックス間隔を増加させたときにできるクレータの最大値は，図２－２６(a)に示すように，平滑な表面の方が小さいインデックス間隔のところにできることを指摘している。この場合，インデックス間隔が大きく

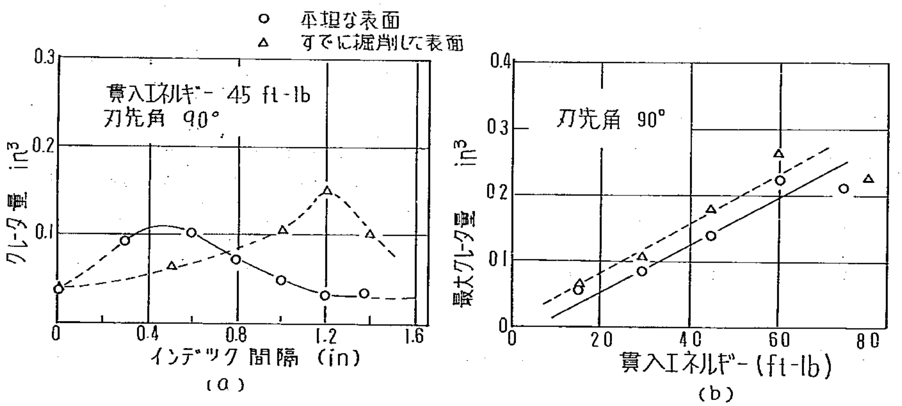


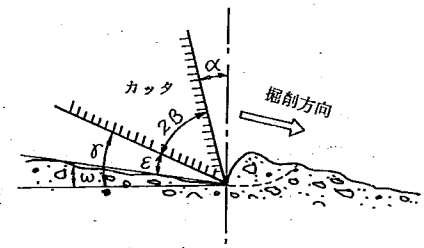
図２－２６　インデックス掘削における貫入エネルギーとクレータの量
(Hartmanによる)

なることは単一ツースの貫入を意味し，平滑面の場合にはインデックス間隔が1.2 in以上ではぼ単一刃先の貫入と同じになる。図２－２６(b)は貫入エネルギーと最適インデックス間隔のときのクレータ量の関係を示したもので，図より最大クレータ量は貫入エネルギーにほぼ直線的に比

例することがわかる。

2.3 切削型破壊

切削型の破壊は，土や岩石の掘削のみならず金属材料や木材の加工の切削のときにできる。各種の鉱山，建設機械の掘削装置もこの切削原理に基くものが多く，土や岩石を対象にした切削に関しては，わが国においても数多く試験研究が行われてきている。特に近年超硬合金チップを溶着したカッタの出現によって，カッタの耐久性が著しく改善され，切削型カッタの適応範囲もより硬岩へと移行しつつある。しかしながら現状では，切削型カッタはまだ大口径削孔機械などの岩石掘削用として，十分耐久性を満足するものには至っておらず，圧縮強度２００～５００Kg／cm²程度の軟岩までが一般的にみた切削型カッタの限界でと考えられる。従って，ここではカッタの耐久性とは別に在来の切削型カッタによる破壊理論を整理しておく。



α：すくい角（Rake angle）
2β：刃先角（Included angle）
γ：逃げ角（Clearance angle）
ε：有効逃げ角（Effective Clearance angle）
ω：ら線角（Helix angle）

図２－２７　切削型掘削の各部名称

図２－２７は，切削型カッタにより削孔するときの各部名称を示す。岩盤を対象にした大口径削孔を考えるとき，一回転当りの掘進量があまり大きくないから，ら線角は無視してもさしつかえない。

2.3.1 切粉の形態による切削の型

切削型刃先による岩石の破壊は，刃先のすくい角，被削材の種類，食込み深さ及び切削速度（刃物速度）によって，図２－２８～図２－３０に示すような切粉の形態から，次の３つの切削の型に分類することができる。

(a) 流　れ　型　（flow type）
(b) せ ん 断 型　（shear type）
(c) 亀　裂　型　（crack type）

流れ型は，軟らかい材料を比較的大きなすくい角を有するカッタで切削するときにできる型で，切粉が流れるように連続してでき切削抵抗の変動が少なく滑かな切削面ができる。このときの切粉のできる状態をさらに詳しく図示したものが図２－２８(b)である。図より，カッタがＡからＢに進むとき平行四辺形ＡＢＣＤの部分がＢＣ面に沿ってすべり，Ａ′ Ｂ′ Ｃ′ Ｄ′まで移動する。

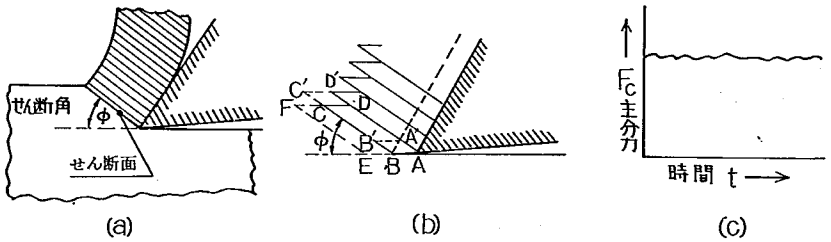


図２－２８　流れ型切削

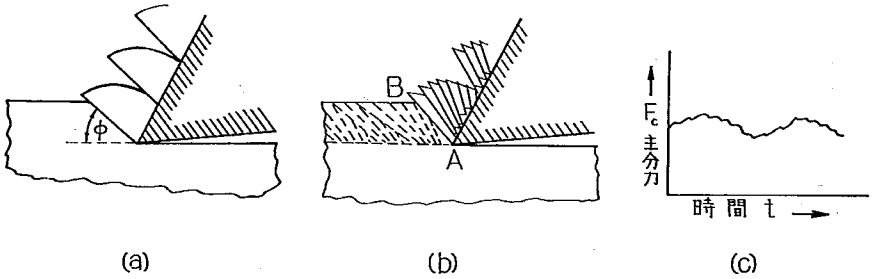


図２－２９　せん断型切削

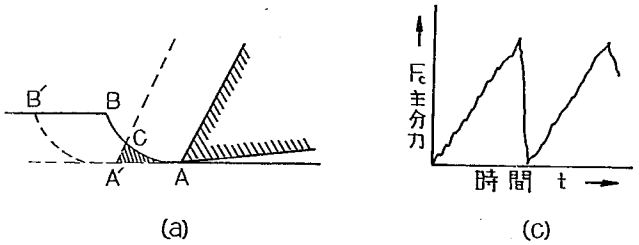


図２－３０　亀裂型切削

この場合，すべりを生ずる間隔は非常に狭いため切粉が連続して見える。

せん断型は流れ型の切紛より比較的硬い被削材をやや小さいすくい角のカッタで削ったときにできる型で，図２－２９(a)に示すように一定間隔に深くくびれのある不揃な切粉が生ずる。このときの切粉のできる状態は，図２－２９(b)に示すように切削が進むにつれてせん断角が減少すると共にせん断歪も増加し，ついにはＡＢ面で破断を生じ，周期的に同じことを繰返す。このため切削抵抗は，図２－２９(c)のように細かく変動する。

亀裂型は比較的脆い材料を切削するときに生ずる切粉の型で，図２－３０(a)に示すように被削材はほとんど変形せずに裂断してできる。図２－３０(a)において刃先がＡからＡ′に進む間は切込みが浅いので，ＡＡ′Ｃの部分は粉状の小片となって分離するが，刃先がＡ′に達し切込みがある深さになると被削材が脆いため斜め前方のＡ′Ｂ′に沿って瞬間的に割目ができる。Ａ′Ｂ′

ＢＣの部分はほとんど変形せずに破断して切粉となるため，切削抵抗は図２－３０(b)に示すように絶えず大きく変動する。

会田と岡本[2-20]は石炭の切削機構の研究の中で，被削材料の脆さの度合を圧縮強度Ｓｃと引張強度S_tの比すなわち，脆性度Ｂｒで表わすことを提案している。

$$Br = \frac{S_c}{S_t} \quad \cdots\cdots (2-36)$$

そして，脆性度を切粉による切削の型との関連を次のように表わしている。

流　れ　型　：　Ｂｒ≅ １

せ ん 断 型　：　Ｂｒ＝ ３～ ４

亀　裂　型　：　Ｂｒ＝２８～１２

さらに，会田らは，ある切込み深さまでは，せん断型の状態を示している被削材でも切込み深さを増すことによって，亀裂型の様相になると述べている。この形態はよく経験することで，一回転当り１㎜前後の掘進をする大口径削孔においては，排出ずりの状態からこの亀裂型とせん断型が複合して発生していると考えられる場合がよくある。

金属材料の切削においては，上記のように切削抵抗の変動又は切粉の状態から流れ型とせん断型に区別することができるが，岩石の切削においては材質的に脆性材が多く大部分が亀裂型切削の形態となり，切込み深さが小さいときでも流れ型とせん断型とを区別するのが困難である。従って，流れ型とせん断型も共にせん断破壊を伴うことからそれらを合せてせん断型とし，以下せん断型と亀裂型の２種類の型に分けて整理する。

2.3.2　せん断型切削

Ｍｅｒｃｈａｎｔ[2-21]は，塑性材の切削において，図２－３１に示すようなせん断型切削に対してせん断面ＡＢには均等にせん断応力が作用し，せん断応力がその材料のせん断強度を越えたときに切削が起こると仮定して式を導いている。

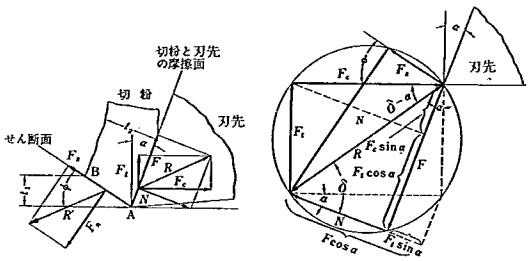


図２－３１　切削機構図(1)

まず，図２－３１においてＦｃ：主分力，F_t：背分力，Ｒ：主分力と背分力の合力，Ｎ：すくい面に垂直なＲの分力，Ｆ：すくい面方向のＲの分力，α：すくい角，δ：カッタと被削材の摩擦角とすると，切粉は法線力Ｎによって摩擦力Ｆを生じるから，$\cos\delta = N/R$，$\sin\delta = F/R$の関係にあり，それぞれの方向における作用力は図２－３１で

示すことができる。図より

$$N = F_c \cos\alpha - F_t \sin\alpha \quad \cdots\cdots (2-37)$$

$$F = F_c \sin\alpha + F_t \cos\alpha \quad \cdots\cdots (2-37')$$

となり，すくい面の摩擦係数をμとすると

$$\mu = \tan\delta = \frac{F}{N} = \frac{F_c \tan\alpha + F_t}{F_c - F_t \tan\alpha} \quad \cdots\cdots (2-38)$$

で表わされ，主分力Fc，背分力F_t及びすくい角αがわかれば摩擦係数μが求まることになる。

次に，主切削抵抗である主分力F_cと背分力F_tを求めてみる。図２－３１よりR′は主分力及び背分力の合力Rの反力とし，R′を被削材がせん断変形するせん断面ＡＤに垂直な分力F_Nと，せん断面に平行な分力Ｆｓとに分解すると，図２－３２の関係になる。図より，切削幅を１とし，切削深さをt_1，せん断角をϕとすれば，せん断面積は$t_1/\sin\phi$で表わされるから

$$F_s = \frac{\tau t_1}{\sin\phi} \quad \cdots\cdots (2-39)$$

となる。図から

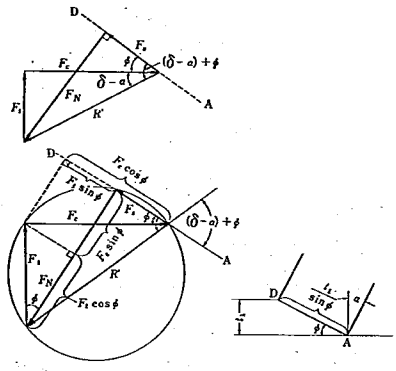


図２－３２　切削機構図(2)

$$\cos(\delta-\alpha+\phi) = \frac{F_s}{R'}$$

であるから次式が得られる。

$$R' = \frac{Fs}{\cos(\delta-\alpha+\phi)} = \frac{\tau t_1}{\cos(\delta-\alpha+\phi)\sin\phi} \quad \cdots\cdots (2-40)$$

さらに図から，

$$\cos(\delta-\alpha) = \frac{F_c}{R'}$$

$$\sin(\delta-\alpha) = \frac{F_t}{R'}$$

であるから

$$F_c = R' \cos(\delta-\alpha) = \frac{\tau t_1 \cos(\delta-\alpha)}{\cos(\delta-\alpha+\phi)\sin\phi} \quad \cdots\cdots (2-41)$$

$$F_t = R' \sin(\delta-\alpha) = \frac{\tau t_1 \sin(\delta-\alpha)}{\cos(\delta-\alpha+\phi)\sin\phi} \quad \cdots\cdots (2-42)$$

が求められる。

これに対して鈴木と西松ら[2-22)2-23)]は，Marchantのせん断面に沿って応力が一様に作用するという仮定に対し，応力分布がより実際に近い状態になるように，次の仮定のもとに式を導いている。すなわち，せん断線に働く応力は，その方向は一様であるが，大きさはせん断線末端（図2－31のB点）では0で，そこからせん断線に沿い刃物先端（図2－31のA点）に向って直線的に増加し，刃物先端で破壊条件に達したときに破壊が起るものとしている。

鈴木と西松らが導入した式の結果だけを示すと，せん断型切削における主切削抵抗F_c及び背分力F_tはそれぞれ次式で表わされる。

$$F_c = \frac{2}{n+1} S_t \cdot t \cdot \frac{\cos(\alpha-\delta)\cdot \mathrm{cosec}\frac{1}{2}(k+\alpha-\delta)}{\cos\frac{1}{2}(k-\alpha+\delta)-\cot k\cdot \sin\frac{1}{2}(k-\alpha+\delta)} \quad \cdots\cdots \quad (2-43)$$

$$F_t = \frac{2}{n+1} S_t \cdot t \cdot \frac{\sin(\alpha-\delta)\cdot \mathrm{cosec}\frac{1}{2}(k+\alpha-\delta)}{\cos\frac{1}{2}(k-\alpha+\delta)-\cot k\cdot \sin\frac{1}{2}(k-\alpha+\delta)} \quad \cdots\cdots \quad (2-44)$$

ここに，

S_t ： 被削材の引張強度

S_c ： 被削材の圧縮強度

n ： 応力分布係数

$$\cot k = \frac{S_c^{\,2}-16S_t^{\,2}}{8S_c\cdot S_t}$$

t ： 切込み深さ

α ： すくい角

δ ： すくい面と被削材の摩擦角

である。

上式は材料の強度及び刃先の条件が与えられているときの主切削抵抗並びに背分力が，せん断角に関係なく求まることを示したもので，鈴木と西松らは実験により補正係数でもある応力分布係数nを求め，そのばらつきによって上式の適合性を検討している。実験の結果，等方性であるモルタル類ではnがほぼ0.5と一定であることから上式の適合性を認めているものの，異方性材料である石炭については測定値のばらつきが大きく，かつモルタルの場合とかなり異ったnの値を得ている。

2.3.3 亀裂型切削

Evans[2-24)]は刃先の鋭い刃物で石炭を切削するときの破壊モデルを図2－33のようにとり，円

弧上に作用する引張応力が材料の引張強度を越えたところで破壊が起こり，かつ亀裂の始発線が刃先の２等分線の方向にできるという仮説に基く理論を導いている。図において，刃物前面で被削材に作用する力Ｒは刃物面と$\pi/2+\delta$の角度の方向に働く。ここでδは刃物面と材料の摩擦角である。また，合力Ｔは円弧面に沿った引張力の合計であり，ＳはＲ及びＴの反力，すなわち$S=\bar{R}+\bar{T}$である。これよりEvansは切込み深さｔを与えたとき，破壊が起るための単位幅当りの貫入力Ｆを次式で与えている。

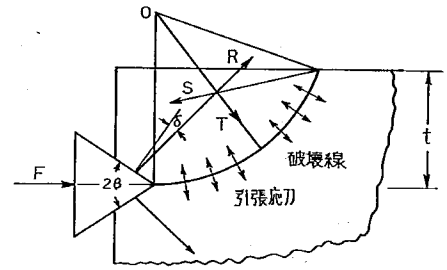


図２－３３　Evansの亀裂型切削

$$F=2tS_t\left\{\frac{\sin(\beta+\delta)}{1-\sin(\beta+\delta)}\right\} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2-45)$$

ここで，Evansは刃物面の摩擦角δを１０°にとっている。

Evansの式では，亀裂線の始発線が刃先の２等分線の方向と一致するという仮定に問題が残る。すなわち，Gray[2-24]，鈴木と西松ら[2-22)2-23]の実験からは必ずしもそのようにはなっておらず，貫入方向とある角度θをもって亀裂線ができている。さらに，Maurer[2-1]によれば，Gnirkは（２－４５）式をIndiana limestoneのように硬い岩石の切削には当てはまらず，石炭のように比較的強度の低いものに適応すると指摘しているということである。

Gray[2-25]は切削型ビットで脆性材料を切削するとき，Evansの円弧状破壊線に対して対数ら線形のチップができるとして，図２－３４に示す二次元の切削断面を用いて説明している。図より，０点から破壊線までの距離ｑは次の対数ら線の式で表わされる。

$$q=te^{k\lambda} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2-46)$$

但し，

ｔ　：　切込み深さ

ｋ　：　定　　数

λ　：　ｘ軸に対する角度，$0\leqq\lambda\leqq\pi/2$

である。

亀裂は主切削力と背分力の合力Ｆ，と角θをなす方向に起り，破壊線をｘ－ｙ座標で表わすと，

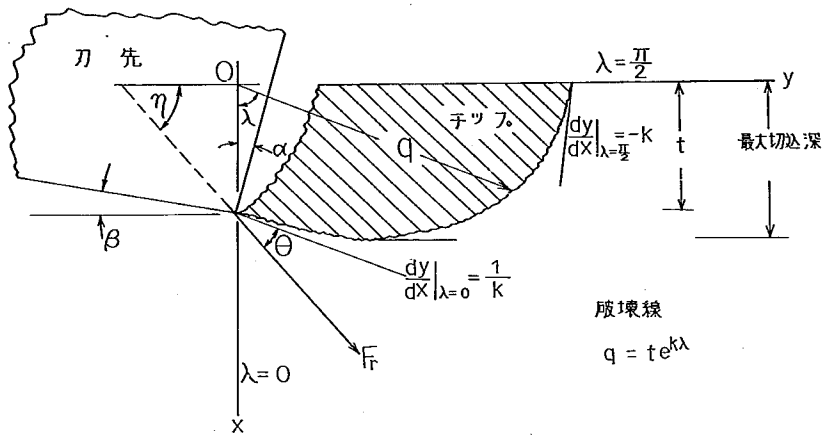


図２－３４　切削型刃先による対数ら線破壊
(Grayによる)

$$\left.\begin{aligned} x &= q\cos\lambda \\ y &= q\sin\lambda \\ \frac{dq}{d\lambda} &= te^{k\lambda}(k) = kq \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (2-47)$$

となり，これらの式より破壊線の接線の勾配は

$$\frac{dy}{d\lambda} = q\cos\lambda+\sin\lambda\,\frac{dq}{d\lambda} = x+kq\sin\lambda = x+ky \quad \cdots\cdots (2-48)$$

$$\frac{dx}{d\lambda} = q(-\sin\lambda)+\cos\lambda\,\frac{dq}{d\lambda} = -y+kq\cos\lambda = -y+kx \quad \cdots (2-49)$$

であるから，

$$\frac{dx}{dy} = \frac{kx-y}{x+ky} \quad \cdots\cdots (2-50)$$

となる。亀裂の始発線では $\lambda=0$，$y=0$ であるから，

$$\left.\frac{dy}{dx}\right|_{x=0} = \frac{1}{k} \quad \cdots\cdots (2-51)$$

となり，被削材表面では

$$\left.\frac{dy}{dx}\right|_{\lambda=\frac{\pi}{2}} = -k \quad \cdots\cdots (2-52)$$

となる。チップの食込みが最も深いところは，dx／dy＝0の点であるから，（2－50）式より次の関係を得る。

$$kx-y=0 \quad (x+ky\neq 0) \quad \cdots\cdots (2-53)$$

これと（2－47）式より

$$k=\frac{y}{x}=\frac{q\sin\lambda}{q\cos\lambda}=\tan\lambda \quad \cdots\cdots (2-54)$$

を得る。

また，（2－46）式においてk→0にすれば，q＝tとなり，Evansの円弧が得られる。すなわち，Grayのら線状破壊曲線の定数kを0に近付けたとき，その極値がEvansの破壊曲線となることを意味する。

以上のように対数ら線状破壊曲線が与えられたが，被削材と定数kの関係は明確にされておらず，Grayは切削力の方向及び亀裂始発線の方向となす角θなどを実験時の画像解析結果から求め，計算値と実際の破壊曲線を対比させている。さらに，GrayとArmstrong[2-26]はカッタのすくい角の影響について，二次元切削実験装置を用いて実験を行い図2－35～図2－37に示す結果を得ている。

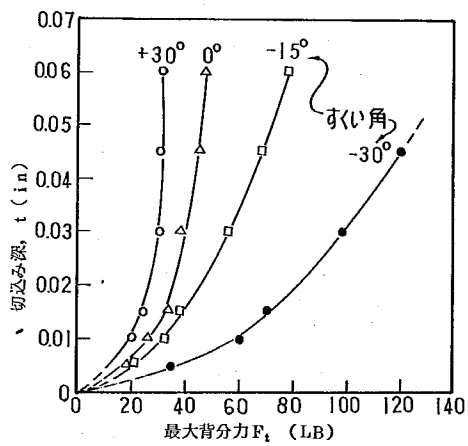


図2－35　最大背分力と切込み深さ（Grayによる）

図より すくい角については，その角が小さくなるほど同じ切削深さに対して主切削力，背分力共に大きくなっていることがわかる。図2－37は主切削力と背分力の関係を示したもので，図中の破線は切削深さを示す。鈴木と西松の研究ではすくい角10°～40°の範囲では事実上すくい角の影響は認められていないが，Grayの場合はすくい角が負の領域まで広い範囲で試験をしたため，その影響が現われている。

鈴木と西松らは石炭，岩石類の切削機構の研究の中で，亀裂型切削機構について図2－38に示す破壊モデルを仮定し，理論の組立を行っている。これはEvansの理論を発展させたもので，仮定において主に次の点がEvansと異なる。

(1) 刃物を被削材に圧入するとき，亀裂線始発点での亀裂の方向は水平方向からある角度θだけ傾いた方向にできる。

(2) 円弧に沿って作用する引張応力は，Evansの場合，亀裂線に垂直に一様に働くものとし

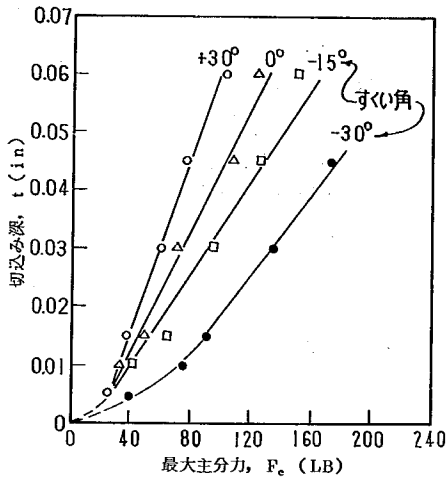


図２－３６　最大主分力と切込み深さ
（Grayによる）

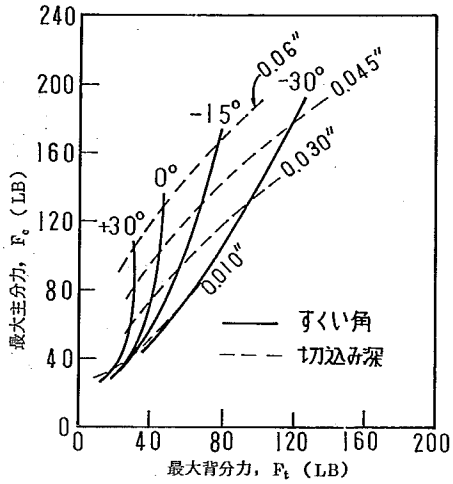


図２－３７　最大背分力と最大主分力
（Grayによる）

ているのに対して，図２－３８におけるＡ点より亀裂線上の任意の点Ｐまでの直線距離ｘのｎ乗に比例して増大し，最大応力点Ｂにおける応力が材料の引張強度S_tを越えたときに亀裂が発生する。

以上の仮定から，鈴木と西松らによる亀裂型の切削機構における切削抵抗の計算式は次式で与えられている。

$$P=\frac{2}{n+2}\,S_t\cdot t\cdot\frac{\cos(\alpha-\delta)}{\sqrt{1+\dfrac{2\cos^2\delta}{(n+2)B_r}}-\cos(\alpha-\delta)} \qquad \cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2-55)$$

$$Q=\frac{2}{n+2}\,S_t\cdot t\cdot\frac{-\sin(\alpha-\delta)}{\sqrt{1+\dfrac{2\cos^2\delta}{(n+2)Br}}-\cos(\alpha-\delta)} \qquad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2-56)$$

ここに，

Ｐ　：単位幅当りの主切削抵抗（刃物進行方向を負とする）（Kg／cm）

Ｑ　：単位幅当りの背分力（上向きを正とする）（Kg／cm）

B_r　：S_c/S_t＝被削材の脆性度

S_t　：被削材の引張強度（Kg／cm²）

S_c　：被削材の圧縮強度（Kg／cm²）

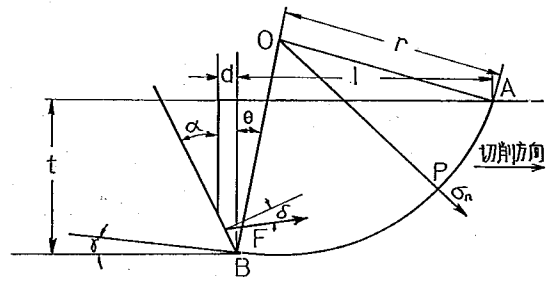


図２－３８　亀裂型切削機構の亀裂線
（鈴木と西松による）

t　：切込み深さ（cm）

δ　：刃物すくい面と被削材との間の摩擦角

α　：刃物すくい角

n　：応力分布指数

である。上式と実験値の対比については，補正係数ともなるべき応力分布指数nのばらつきが大きく，すくい角40°及び50°のものが実験値と一応一致するものの，他の条件では実験値と全く一致しないと鈴木らは述べている。

参 考 文 献

2-1) Maurer, W.C. : The State of Rock Mechanics Knowledge in Drilling, 8th Symposium on Rock Mechanics AIME, University of Minnesota, Sept., 1966, P.355

2-2) Maurer, W.C. : Survey of exotic drilling methods points to the rock drill of the future, E/MJ, May, 1968, P.73

2-3) Maurer, W.C. : Thermal spalling experimental drills use heat, electricity, microwaves, chemicals, E/MJ, June, 1968, P.101

2-4) Maurer, W.C. : Novel mechanical types involve turbins, pellets, implosion, ultrasonics, sparks, E/MJ, July, 1968, P.77

2-5) Sikarskie, D.L : Penetration Problems in Rock Mechanics, Winter Annual Meeting of ASME, Nov., 1973, P.41

2-6) Cheatham, J.B., Jr. and Gnirk, P.F. : The Mechanics of Rock Failure Associated with Drilling at Depth, 8th Symposium on Rock Mechanics AIME, University of Minnesota, Sept., 1966, P.410

2-7) Timoshenko, S. and Goodier, J.N. : Theory of Elasticity, McGraw-Hill Book Co., New York, 1951, P.506

2-8) Evans, I. and Murrell, S.A.F. : Wedge Penetration into Coal, Colliery Engineer, 1962, Vol. 39, No. 455, P.11

2-9) Gnirk, P.F. : An Experimental Investigation of The Indexing Phenomenon for Static Single-Tooth Penetration in Indiana Limestone at Atomospheric Conditions, Special report, University of Minn. August, 1962

2-10) Cheatham, J.B., Jr. : Rock-Bit Tooth Friction Analysis, AIME Transactions, 1963, Vol. 216, P. II-327

2-11) Outmans, H.D. : The Effect of Some Drilling Variables on the Instantaneous Rate of Penetration, AIME Transactions, 1960, Vol.219, P.137

2-12) Reichmuth, D.R. : Correlation of Force-Displacement Data with Physical Properties of Rock for Percussive Drilling Systems, Rock Mechanics, Proc. 15th Symposium, 1963

2-13) Gnirk, P. F. and Cheatham, J.B., Jr. : An Experimental Study of Single Bit-Tooth Penetration into Dry Rock at Confining Pressures of 0 to 5000 psi, AIME Transactions, 1965, Vol. 234, P.II-117

2-14) Paul, B. and Sikarskie, D.L. : A preliminary Theory of Static Penetration by a Rigid Wedge into a Brittle Material, AIME Transactions, Dec., 1965, P.372

2-15) Cheatham, J.B., Jr. : An Analytical Study of Rock Penetration by a Single Bit Tooth, 8th Drilling and Blasting Symposium, University of Minnesota 1958, P.1A

2-16) Garner, N.E. : The Photoelastic Determination of the Stress Distribution Caused by a Bit Tooth on an Index Surface, MS Thesis, University of Texas, Jan. 1961

2-17) Gnirk, P.F. and Musselman, J.A. : An Experimental Study of Indexed Dull Bit-Tooth Penetration into Dry Rock Under Confining Pressure, Preprints, 3rd Conf. on Drilling and Rock Mech., University of Taxas, 1967, Paper No. SPE 1712

2-18) Cheatham J.B., Jr. and Pittman, R.W. : Plastic Limit Analysis Applied to a Simplified Drilling Problem, Proceeding of 1st Congress International Society Rock Mechanics, 1966, Lisbon, Vol. 2, P.93

2-19) Hartman, H.L.: The Simulation of Percussion Drilling in the Laboratory by Indexed - Blow Studies, Proceedings of 1st Conference on Drilling and Rock Mechanics, 1963, University of Texas.

2-20) 会田俊夫，岡本隆 ： 石炭の切削機構について，日本鉱業会誌，７６巻，８６１号，昭和３５年３月，P.167

2-21) 菊池庄作，柳沢重夫 ： 切削の理論と実際，共立出版ＫＫ　P.30

2-22) 鈴木光，西松裕一 ： 石炭・岩石類の切削機構について（第１報），日本鉱業会誌，Vol.81, №932, 昭和４０年１２月，P.1039

2-23) 鈴木光，西松裕一，小泉昇三 ： 石炭・岩石類の切削機構について（第２報），日本鉱業会誌，Vol.82, №938，昭和４１年６月，P.502

2-24) Evans, I: Theoretical Aspects of Coal Ploughing, Mechanical Properties of Non-Metallic Brittle Materials, Interscience Publishers Inc., New York, 1958

2-25) Gray, K.E. : Fixed-Blade Planing of Rocks in the Brittle Stress State, PhD Thesis, University of Texas, August, 1962

2-26) Gray, K.E. and Armstrong F. and Gatlin, C. : Two-Dimensional Study of Rock Breakage in Drag-Bit Drilling at Atomospheric Pressure, Journal of Petroleum Technology, January, 1962, P.93

第３章　大口径削孔機械とドリルビット

第3章　大口径削孔機械とドリルビット

3.1　概　　説

大口径削孔機械は削孔方式によって次の3形式に大別することができる。

(a)　全断面掘削型

(b)　コア掘削型

(c)　多軸結合型

全断面掘削型は単軸のビットで所要断面の削孔を行うもので，最も一般的な形式であり，本研究でもこの形式を主に取上げる。従来の全断面掘削型は駆動部を地上に置き，ロータリテーブル又はパワースィーベルを介してビットを駆動する方式が一般的である。これに対して，筆者らが開発したダウンザホール型大口径削孔機械は[3-1)]，駆動部が水中にあって上部で遠隔操作する形式の全断面掘削機である。過去の大口径削孔によく例のあるマルチパス方式は，全断面掘削とは拡孔部が異なるが，拡孔用ビットを用いる以外は全て全断面掘削と同様の機械設備及び作業手順によることから，それを全断面掘削型に含めることにする。

コア掘削型は，全断面掘削型に対して，所要口径のリング状の孔を掘削し，コアの部分を大塊のまま取出すことにより削孔エネルギーの軽減を図ったものである。米国では，当初図3－1に示すような泥水の中にスチールショットを混入させて，リング状の孔を掘削するCalyxドリルと呼ばれる削孔機械が用いられた[3-2)]。その後，カンチレバー型のローラカッタを溝の内側と外側のゲージになるように交互の向きに配置し，図3－2に一例を示すようなロータリ形式のコア掘削機を使用している。

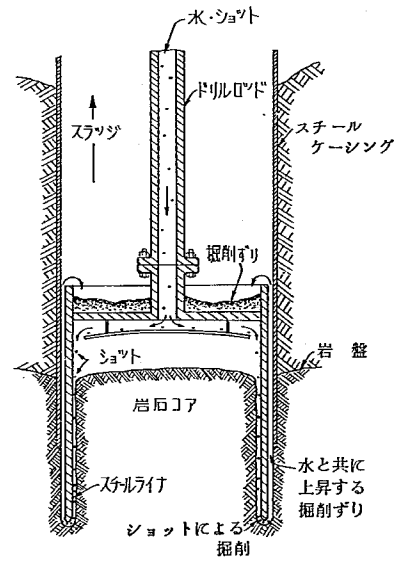


図3－1　Calyxドリル

いずれの場合も溝の掘削ずりは，1ストロークのコアを掘削する分だけコアドリルの上面のずり溜に沈積させて取出す方式になっている。このようにして1ストロークの掘削が終ったならば，コアドリルを引き上げコアを取出すのであるが，径の大きいコアでは地山から底部を切り取る必要がでてくる。そのときは，コアの中

心部に小径の削孔をし，ダイナマイトを用いて底部を爆破する方法，リング状の溝から内側に向けて同様にダイナマイトで爆破する方法，あるいはソ連の例[3-3]にあるように，特殊なアーム付カッタを用いて外周から底部を切取ってゆく方法などが用いられる。

コア掘削方式を用いるにはコアを形成するのに十分固結した岩石の状態でなければならず，崩壊性の高い地層には適用できない。ソ連ではこのような崩壊性の高い層と良質の層が混在する条件のところには複合型削孔と呼ぶ方式をよく用いている。つまり，良質でコアの形成が容易な地層に対してはコアドリルを用い，崩壊性の高い地層では全断面方式で削孔するものである。ソ連のこの複合型削孔機械では最大径 6.5 m までの削孔の実績がある[3-4]。

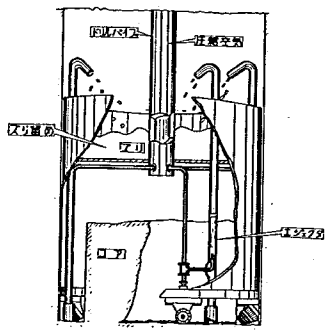


図３－２　コーンカッタを取付けたコアカッタ

多軸結合型削孔機械は，石油さく井などの小口径の削孔に用いられる下部駆動型の電動ドリル又はターボドリルを数機組合わせて，個々の削孔機の削孔反力を利用して公転させ，大口径の孔を形成するもので，リアクションドリルとも呼ばれる[3-5]。（図３－３参照）従来のこの形式の削孔機は小径削孔用の３カッタビットがそのまま用いられているが，カッタの動きにスクレーピング作用が伴うため，刃先の摩耗が早い欠点がある。わが国では，利根ボーリング㈱が，小口径削孔機械を数機結合する従来のリアクションドリルに対して，動力を分岐させる専用のリアクション型大口径削孔機械を開発している[3-6]。

この削孔機械の作動原理は，多軸結合型と同様であるが，ビットには環状の切削型カッタを取付けてある。またこの機械は，ドリルパイプがトルクを伝達する必要がないことから，ロッドレスドリルと呼ばれている。しかし，これは切削型カッタを取付けてあることから，適応岩石としては軟岩が限度である。

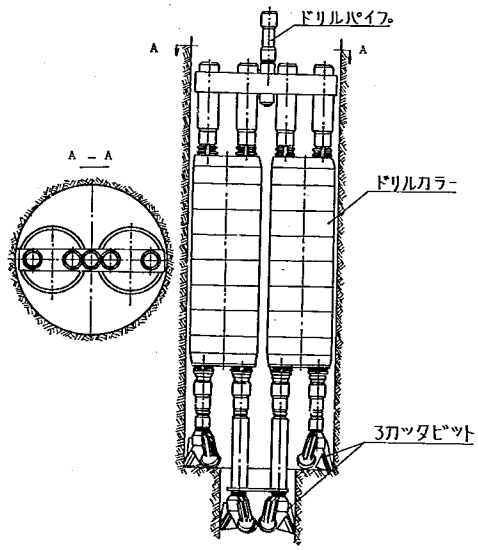


図３－３　リアクションドリル

3.2 全断面型削孔機械の構成及び付帯設備

前項にあげた大口径削孔機械の3種類の形式のうち，現在最も多く採用されている全断面掘削型について，その構成及び付帯設備の概況を以下にまとめる。

後述するダウンザホール型を除けば，国内各社で製作している大口径削孔機械は，これまで米国で多く使われているドリルストリング方式と基本的に変らない。

3.2.1 ドリルストリングス

図1－5に示した米国の代表的なドリルストリングスは，基本的構成においてわが国で用いられているリバースサーキュレーションドリルと同様で，スィーベル，ケリー，ドリルパイプ，ドリルカラ及びドリルビットからなっている。

ドリルパイプは，掘削動力をドリルビットに伝達する役目をもつほか，掘削ずりを排出するための流体管路でもある。わが国で使用しているドリルパイプ径は，削孔機械本体の容量によって径100㎜から径350㎜まで各種サイズがあって，1本の長さが3mのフランジ接続形式のものが最も多い。米国では石油さく井用の削孔機械がベースになっているため，大口径用としては殆んどが公称径13－3／8 inのドリルパイプにツールジョイントと呼ぶねじ式の管継手を使用している。このようなツールジョイント形式は，エアリフトポンプ方式を使用する場合，スィーベル上部のベンドからドリルパイプの内側に空気管をそう入する中央空気管式にしなければならない不便さがある。これに対して，わが国の削孔機械は並列空気管形式のエアリフトポンプ方式を用いているため，スィーベルはエアラインをも兼ね備えた水，空気2系統形式になっている。

ビットに削孔推力を与えるドリルカラについては，わが国では各社各様の重錘管を用いており，まだ規格化されるほど大口径の岩石用削孔機械が普及していない。しかし，米国では径13－3／8 inドリルパイプに合せたドーナツ状の直径40 in，1個の重量が5,600 lbのもの及び径60 in，1個当り重量13,000 lbの2種類が石油さく井用のドリルパイプに合わせた標準型ドリルカラになっている。[3-7)]

3.2.2 ビット回転ユニット

ドリルパイプを介してドリルビットに回転力を与える駆動方法には，ロータリテーブル方式及びパワースィーベル方式がある。

ロータリテーブル方式はこれまでよく用いられてきた駆動方式で，最近は殆どが油圧モータにより駆動される形式になっている。ロータリテーブルは作業時のドリルパイプ継足し又はビットの引上げのときに，ドリルストリングスを支える架台としても用いられるため，その荷重に十分耐え得る構造でなければならない。削孔機械の大型化に伴い，ロータリテーブルには複数個の油圧モータを取付けた同時駆動型がよく使用されている。

パワースィーベル方式は，スィーベルと油圧モータを含むロータリテーブルが一体になった構造のもので，油圧シリンダによって支えられ，ガイドフレームに回転反力を受けて上下動する構造のものであり，ロータリテーブル型のスィーベルと同様にドリルストリングスの重量を，パワースィーベル内のベアリングで支える構造になっているが，長いドリルパイプでは座屈に弱いこともあって，上からビット推力を油圧シリンダで与える方式にはなっていない。わが国では新日本製鉄㈱及び三菱重工㈱の径3.6m，4.4mの削孔機械に，このパワースィーベル型（写真3－1参照）を採用している。

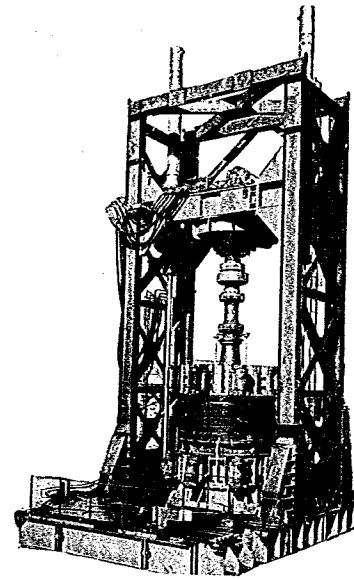


写真3－1　パワースィーベル型大口径削孔機械

3.2.3　巻上げ装置

巻上げ装置は，ドリルパイプの継足し，取りはずし作業及び掘進時のビット推力調整に用いられる。削孔深度が数百メートルを越す場合には，1本の孔を掘削するのに何回かカッタ又はビットを交換する必要があることから，大容量の巻上げ装置を用いて高速度で上げ下ろししなければ不経済になる。しかし，この巻上げ速度は，巻上げ装置そのものの出力が限界に達するからではなく，むしろ孔壁を保護するために制限される。すなわち，作業中にドリルパイプ，ドリルカラ又はドリルビットが孔壁に接触したり，ドリルカラやビットの上下動によって起る水流が孔壁の崩壊をまねく恐れがあるため，巻上げ，下げの速度を制限しなければならない。そのため大口径削孔では，小口径の場合より，遅い巻上げ速度が採用され，最大巻上げ速度50fpm（約0.25m／sec）が提案されている。

わが国で製作されているような土木工事用の大口径削孔機械は，掘削深度が100mを越すことは殆んどなく，巻上げ速度はあまり重要な問題にならず，むしろドリルパイプやドリルカラの取込みなど作業性を高めることが要求される。

パワースィーベル方式は，専用のやぐらを持ち油圧シリンダでビット荷重を保持するため，油圧の設定により任意のビット荷重が得られる利点がある。しかし，ドリルパイプの取込みに補助クレーンや横取り装置を必要とするほか，ビット引上げには大型クレーンを使用しないと非能率的になる。一方，汎用のクレーン車を巻上げ装置に使用する場合は，それ自体が旋回できるからドリルパイプやドリルカラの取扱い及びビットの出入れが容易になるなどの利点があるが，削孔中大型クレーンがはりつくことや，汎用クレーンでは掘進に伴って微小な巻下しの調整が困難で

あることなどが問題になる。従って，最近のものは，場所打ちぐい用のリバース機をも含めて，ロータリテーブルを分離した形式ではあるが，自動的に一定のビット推力を与えることのできる専用の巻上げ装置をもつやぐらが用いられるようになっている。

3.2.4 パワーユニット及び作業足場その他

大口径削孔に直接必要とする動力は，巻上げ装置用，ロータリテーブル駆動用及び循環流用に大別される。これら3部門の動力を同時には必要としないことから，比較的口径の小さい削孔では1つの動力源から動力を分配して用いているものが多い。この場合機関出力は経験上，ロータリテーブル容量の約2倍にとっている。しかし，口径が大きくなると独立した動力源を持つ場合が多く，パワースィーベル方式では，油圧シリンダ及びビット回転動力を1つの機関から取出すが，循環流用に別の動力源が使用される。

口径1m級以下の削孔では，ドリルカラやドリルビットがロータリテーブルの中を通る構造にすることが可能であり，また，ロータリーテーブルが比較的小さいため取扱いがあまり問題にならないが，口径の大きい削孔機では，ビットやドリルカラの取付け取りはずしにロータリーテーブルからの架台の高さを十分にとる必要がある。しかし，ケーシングの水面からの高さや外水位の関係から，孔内水位とスィーベルベンドまでの高さが，循環流を発生させるのに重要なポイントとなる。海上作業足場上での作業では足場の構造上ケリーバ下部に中間スィーベルを取付けるなど，作業条件によって機械設備の構成を変える必要がでてくる。また，最近の海上工事では特に海水の汚濁が問題になり，ケーシングからの漏水又は掘削泥水のオーバフローなど，施工環境条件が削孔設備計画に大きく影響することには常に留意しておかなければならない。

3.3 ドリルビット

掘削刃先をカッタと言い，それを取付けたものをカッターヘッド，又はドリルビット，あるいは単にビットと呼んでいる。従って，ビットは，ビットボディとそれに取付くカッタから成る。

ロータリ型大口径削孔機械のビットに取付けられるカッタは，2章で述べた岩石の破壊形式のうち，切削型及び複合型の2形式で，単にパーカッションだけのものはまだ使用されていない。

3.3.1 切削型ビット

わが国においては，場所打ちぐい用のリバースサーキュレーションドリル機が導入された当初から昭和40年代初期まで，一般土砂層用に切削型に属する翼型ビット（主に3翼ビット）や偏心ビット（通称ユンボビット）と呼ぶ玉ねぎ状のビットが用いられた[3-8]。その後全断面トンネル掘進機にタングステンカーバイト鋼チップを取付けたカッタヘッドを導入して良好な結果を得たことや，より高強度地盤に対する耐久性の高いビットの要求から，大口径削孔機械の翼型ビットの

カッタにタングステンカーバイト鋼チップを溶着した切削型ビットが使用されるようになった。

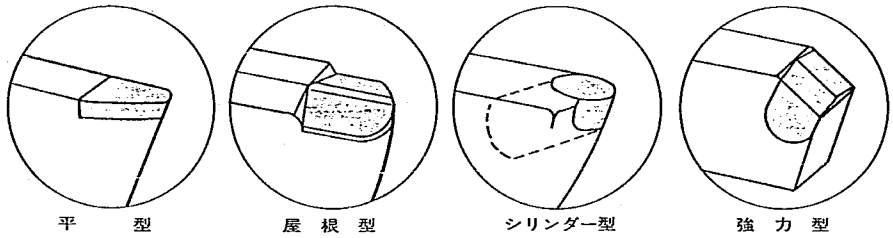


図３－４　切削型カッタの各種チップの形状

図３－４は各種切削型カッタのチップの形状を示す。削切型ビットを岩石掘削に使用する場合には，後に述べるローラカッタに比べて大きなビット推力を必要としない利点はあるが，掘削機構上カッタには常に大きなせん断力又は曲げモーメントや摩擦力が作用するため，それらに対する十分な強度や耐摩耗性がカッタに要求される。過去に行われたいくつかの岩石削孔例をみても，せん断や曲げモーメントに対する高い靱性と耐摩耗性を共に具えているチップ材料は少なく，被削材である岩石の強度や性状によって，機械的負荷条件を十分考慮してチップ材を選定する必要がある。

同じタングステンカーバイト鋼チップでも比較的靱性の高いビット鋼（さく岩機のビットなどに用いられるＪＩＳ使用分類Ｅ列のもの）では，風化岩であっても石英のような硬い粒子を含んでいる岩石を対象とするときは，その摩耗が速い。一方，チップの硬度を増すと（工作機械の鋼材切削用などに用いられる切削工具鋼ＪＩＳ使用分類Ｋ列のもの）同じ負荷条件で削孔しても耐摩耗性は改善されるが，切損や破損の度合が著しく大きくなる。

在来の切削型ビットによる削孔方式では，刃先の摩擦熱がカッタの寿命に関係する１つの大きな要因と考えられる。すなわち，削孔のため与えられる巨大なエネルギーの殆んどが熱に変換されるから，カッタのチップが熱の影響を受けることは容易に想像がつく。

ローラカッタでは，加えられるエネルギーが切削型カッタと同じとしても，カッタ刃先部が掘削面に接触している時間が瞬間的であるため，泥水中で十分冷却される条件にある。これに対して切削型カッタは，掘削中刃先部が常時掘削面に接触しているため，たとえ水中であっても，掘削中のカッタの刃先と掘削面との間に水膜が介在するわけでなく，冷却効果は期待できない。

この点で石川島播磨重工㈱のウオールマイヤ社と技術提携したトンネル掘進機は，切削型カッタを取付けた複数個のドラムを回転させながらカッタヘッド全体を回転させるもので，小径カッタドラムがそれぞれ傾きをもって取付けられているため，それが１回転する過程で一度掘削面からカッタが離れその間に放熱する。これが，この掘削機が切削型であるにもかかわらず硬い岩石

まで適用できるといわれている一因と考えられる。

最近切削型カッタの仲間入りしたものにコニカルカッタビットがある。コニカルカッタは，写真３－２に示すように先端に円錐形のタングステンカーバイト鋼チップを植込んだ棒状のもので，カッタ自体が軸を中心に掘削面の抵抗によって回転する構造になっている。

このカッタはまだ実用例が少ないが，軟岩の掘削を対象にしたもので食込みがよく，小さいビット推力で削孔できるところに特徴がある。大口径ビット以外の応用例として，ブーム型のトンネル掘削機のロータリヘッドがある。

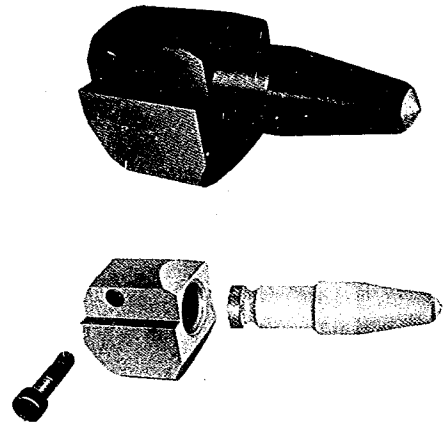


写真３－２　コニカルカッタ

いずれにしても，コニカルカッタを含めてタングステンカーバイト鋼チップを取付けた切削型カッタは，構造が簡単でローラビットに比べて安価であるが，その材料的性質が負荷条件に対して敏感に影響を受けるため，適正な選定条件及び最適機械運転条件などを明らかにしておかなければ実用に供し難い。

また，このチップ付の切削型カッタは大口径用としての使用実績が少なく，これらの性質に対して十分な研究がなされておらず，まだ岩石掘削用に普及する段階に至っていないことから，今後に期待するところが大きい。

3.3.2　ローラカッタ

ロックビットと呼ばれるローラカッタを取付けたビットは，石油や水井戸の掘削に用いる３カッタビット（３コーンビットとも呼ぶ）が原型で，ローリングカッタビットとも呼ぶ。このカッタを取付けたものがローラカッタビット又は単にローラビットと呼ばれるものである。岩石用ビットとして近年切削型ビットが採用されはじめたとはいっても，現在でもなおこのローラビットが主流であることに変りはない。従って，本研究でも主にこのローラカッタビットを対象とする。

３カッタビットは構造上小口径のビットであるため，写真３－３に示すように，カッタはカンチレバ状にビットボディ

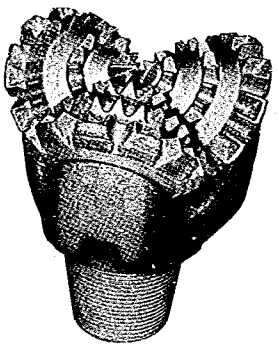


写真３－３　３カッタビット

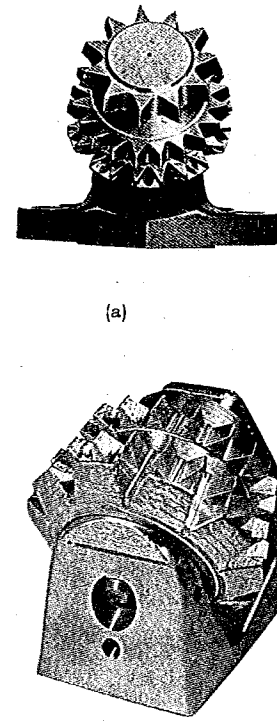
に取付けられた3個のローラコーンから成っている。初期の大口径用のカッタも3カッタビットを原型として出発したものであるため，写真3－4(a)に示すようなカンチレバー型のカッタが用いられた。

石油井戸のように数千メートルも削孔する場合は，ビットは消耗品で，修理して再使用することがないため，カッタは軸と共にビットボディと一体となっている。しかし，大口径の場合は，巨大なビットボディは消耗品にはならないから，摩耗したり破壊したときにはカッタをとりはずして交換することになる。カンチレバ型カッタではブラケットをボルトでビットボディに取付け，カッタを交換する際には，カッタとブラケットを共に交換する。

その後，カッタはより苛酷なビット推力に耐え得るような大口径専用のテーパ付シリンダ状のサドル型に変ってきている。（写真3－4(b)参照）

カンチレバ型では，カッタをブラケットと共に一式交換するのに対して，サドル型カッタはサドルをビットボディに溶接して取付け，カッタ及び軸受の交換はピンをサドルから抜取ることによって個々に行うことができる。

図3－5にカンチレバ型及びサドル型カッタの代表的な構成並びに各部の名称を示す。



(a)

(b)

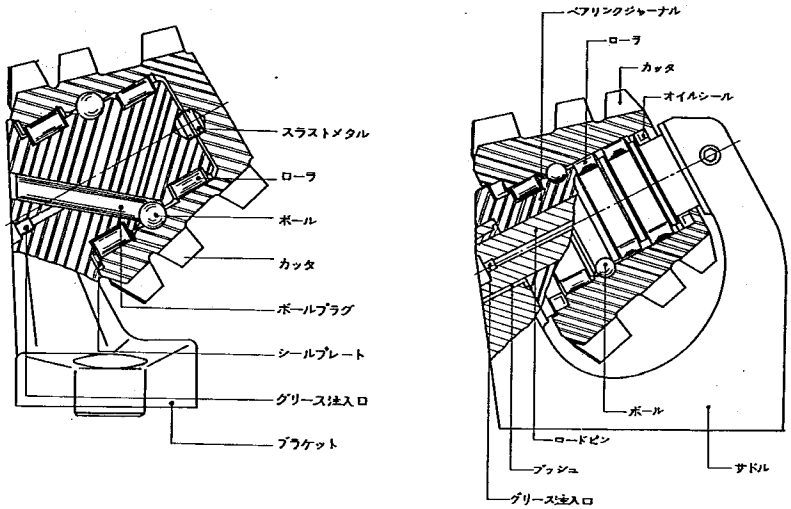
写真3－4　カンチレバー型及びサドル型ローラーカッタ

ローラカッタは刃の形状によって，さらにミルドツース型（milled tooth），ディスク型（disc），カーフ型（kerf）及びインサート型（insert）の4種類に分けられる。

これらのローラカッタはビットに取付けられる位置によって，一般にセンターカッタ，インナーカッタ，ゲージカッタに分けられる。

センターカッタは孔の中心部を掘削するもので，カンチレバー型のコーン型カッタが取付けられるのが普通で，このコーンが1個だけ取付けるときと，2個取付ける場合とがある。

ゲージカッタはビットの最外周に取付けられ，削孔底面と壁面の2面を同時に掘削し，孔を所定の径に仕上げる作用をする。特にゲージ面を決めるため，カッタがビットボディに取付けられた状態で，サドルの外側の部分が，カッタの最外周掘削線と同じになるようにしなければならない。また，その部分のカッタの刃の側面及びサドルの側面は，耐摩耗鋼の溶接で肉盛りするか，タングステンカーバイト鋼チップを植込むなどにより硬化されている。



(a) カンチレバー型カッタ　　(b) サドル型カッタ

図3－5　ツース型ローラカッタの各部名称

インナーカッタは，センターカッタとゲージカッタの間に取付けられるもので，ゲージカッタと異なり平面のみを掘削するため，外側のサドルが張出してもかまわず，ゲージ面すなわち，サドルの孔壁に接触する部分を硬化する必要がない。

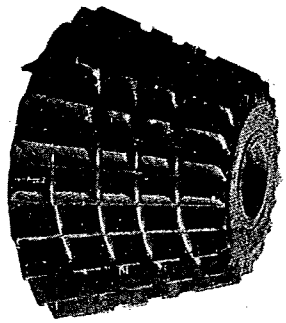
3.3.2.1　ミルドツースカッタ

ミルドツース型カッタ（写真3－5(a)）はツースカッタ又はギャローラーカッタとも呼ばれ，歯車状にミーリング加工された刃型のもので，凝灰石や泥岩のような比較的軟らかい推積岩に適用される。この形式には刃先の粗い軟岩用カッタから，石灰岩や砂岩のような中硬岩に適用する刃先間隔が比較的密な中硬岩用カッタ，及び刃先間隔の密な硬岩用カッタがある。

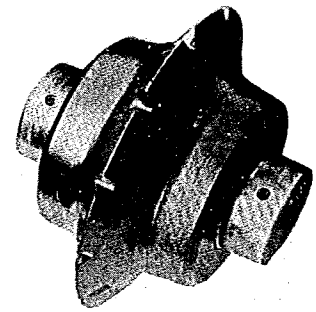
ツースカッタは写真からもわかるように，刃先の食込み効果を高めるとともに掘削ずりの動きをよくするため，刃の幅が2～3㎝になるようにリング状の溝のある形状になっている。

従って，1個のカッタがビットボディに取付けられて掘削面を転動するとき，その軌跡に掘り残しができる。この掘り残し部分をもう1つのカッタが掘削するように，1個のカッタ幅を一対のカッタで掘削する配置になっている。

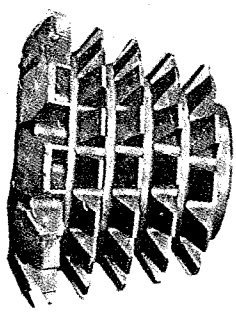
しかしながら，一対のカッタは必ずしも完全に一方の刃の溝に他方の刃先がくるように設計さ



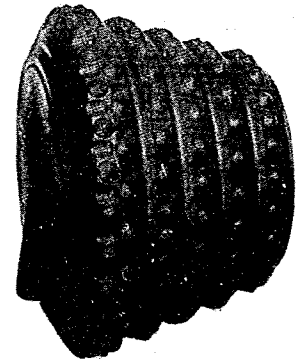
(a) ミルドツースカッタ



(b) ディスクカッタ



(c) カーフカッタ



(d) インサートカッタ

写真3－5　各種ローラカッタ

れているものではなく，このようなカッタの形状や重なりはカッタの製作会社のノウハウとして若干の差異がある。図3－6にその例を示すように，掘残しとオーバラップしている部分とがあり，いずれの場合も最外周部は刃先が重なるようになっている。

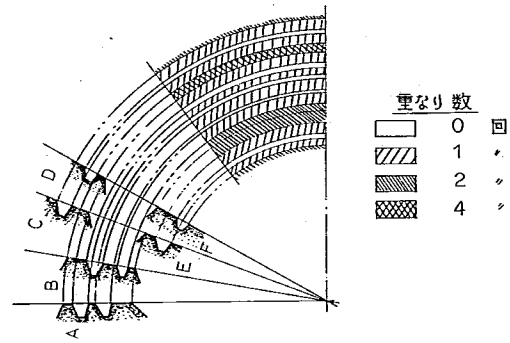


図3－6　カッタパスの重なり状態の例

3.3.2.2　ディスクカッタ

ディスクカッタは写真３－５(b)に示すように円盤の外周がくさび状の刃先になっているもので，軟岩又は中硬岩に適用される。ディスク外周の刃先は耐久性を高めるため，特殊鋼のタイヤをはめ込んだものもよく用いられている。

ディスクカッタにはその原型である１個のサドルに１枚のカッタを取付けたもの，及び複数のディスクを取付けたものとがあるが，後に述べるカーフ型カッタと区別するため，ここでは前者のサドル１個に１枚のディスクを取付けたものをディスクカッタと呼ぶことにする。

ミドルツース型カッタは中心から円周方向に掘り残しが出ないような掘削パターンができるのに対して，ディスクカッタはディスクが円を描いて転動しながら溝を付けるような形で掘削するため輪を重ねたような掘削パターンができる。

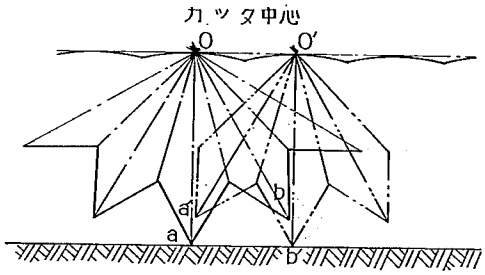


図３－７　ツースカッタの転動によるカッタ軸の変動

比較的硬い脆性度の高い岩では，ディスクカッタのくさびの転動だけで十分破壊が起るが，軟らかい岩に対してはディスクの外周に切欠きをつくり，より掘削効果を高めようとしたものがある。つまり図３－７に示すように，ツースカッタでは，硬い平な板の上を転がすとき，多角形の板を転がしたようにそのカッタ軸が上下に波打って進む。同様に，ディスクカッタの切欠きも転動に伴ってカッタ軸を上下動させる効果をもたらす。従って，軟岩に適用するカッタほど切欠溝を粗くし，カッタ軸の動きが大きくなるようにして，掘削効果を高める構造にしている。

ディスクカッタは，ツースカッタに比べて，岩石を比較的大きく破壊する形式のもので，大口径削孔のように泥水中を下向きに掘削するのに適用するには削孔ずりのクリーニングの点で好ましくない。従って，大口径削孔用としてディスクカッタを段状に取付けた例はあっても，フラットな全断面削孔型ビットに使用された例はほとんどない。

3.3.2.3　カーフカッタ

カーフカッタは写真３－５(c)に示すようにツースカッタとディスクカッタの中間的なものであるが，形状や削孔性の点では，ツースカッタと同類と考えてもさしつかえない。すなわち，ツースカッタは歯車状の刃先であるのに対して，カーフカッタは，等間隔に切欠きのある数枚のディスクカッタを並べて１個のサドルに組込んだ形のカッタを構成するもので，カッタ刃先の材質や表面処理は基本的にツースカッタと同一である。

カーフカッタはディスクを並べた形状のものであるから，カッタの軌跡はディスクカッタと同

様に同心円状の掘削パターンとなるが，ディスクカッタよりそのピッチは小さく，クリーニングの影響の点ではツースカッタとあまり変らない。

同じカーフカッタでも数枚のディスクを並べた形で切欠きの全くないもの，又は切欠幅が小さくその数の少ない形状のものは，そのままディスクカッタと呼ぶこともある。

3.3.2.4　インサートカッタ

インサートカッタは，ボタンカッタ又はチップインサートカッタとも呼ばれ，写真３－５(d)に示すように，ツースカッタと同じ形状のコーン又はテーパ付シリンダ状のカッタボディに，超硬合金鋼チップを植込んだ形式のローラカッタで，軸，軸受，サドル等はツース型カッタと同様である。

インサート型カッタは，超硬合金鋼のチップを植込んでいるだけに，ロックビットとしては最も硬い岩の削孔に適用できる。インサート型カッタはさらにそのチップ先端の形状によって，硬岩用，中硬岩用などに使い分けられる。

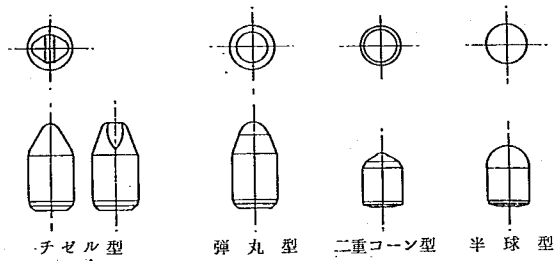


図３－８　インサートカッタのチップの形状

チップの先端は図３－８にその一例を示すようにチゼル型から半球型のものまで，各種製作されている。このインサート型カッタが開発されてから，カッタの寿命が急激に伸び，石油井戸のように高深度の削孔にはツース型よりもインサート型の３カッタビットがよく使用されるようになってきている。

大口径の削孔においても，インサート型カッタは，シャープな刃先のときのツースカッタほど削孔性はよくなく，価格も高いという不利な点はあるが，耐久性を考慮し削孔費全体を考えれば，経済的になることもあることから，硬岩のみならず軟岩にも適用される傾向にある。

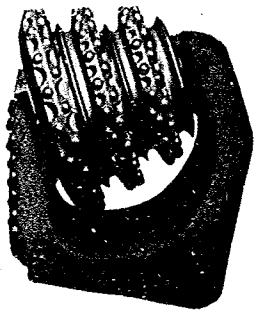


写真３－６　チップを植込んだカーフ型カッタ

同じインサート型でも，写真３－６に示

すようにカーフ型カッタにチップを植込んだ形式のものもある。

表３－１には一般的なカッタ形式と適応地質を示す。

表3－1　カ　ッ　タ　形　式　と　適　応　地　質

分　　類	一軸圧縮強度（Kg／cm²）	代　表　的　な　地　質	適　　応　カ　ッ　タ
軟　　岩	４００以下	頁岩，泥岩，粘板岩	ミルドツース，カーフ，ディスク，切削型
中　軟　岩	４００～　８００	石灰岩，砂岩，大理石 流紋岩，凝灰岩	ミルドツース，カーフ，ディスク
中　硬　岩	８００～1,８００	白雲岩，片麻岩， 花崗岩	インサートカーフ，インサート
硬　　岩	1,８００以上	閃緑岩，角閃石岩， 玄武岩，チャート	インサート

3.4　ドリルビット

ドリルビットは，取付けるカッタ形式又はビットそのものの形式によって図３－９に示すように

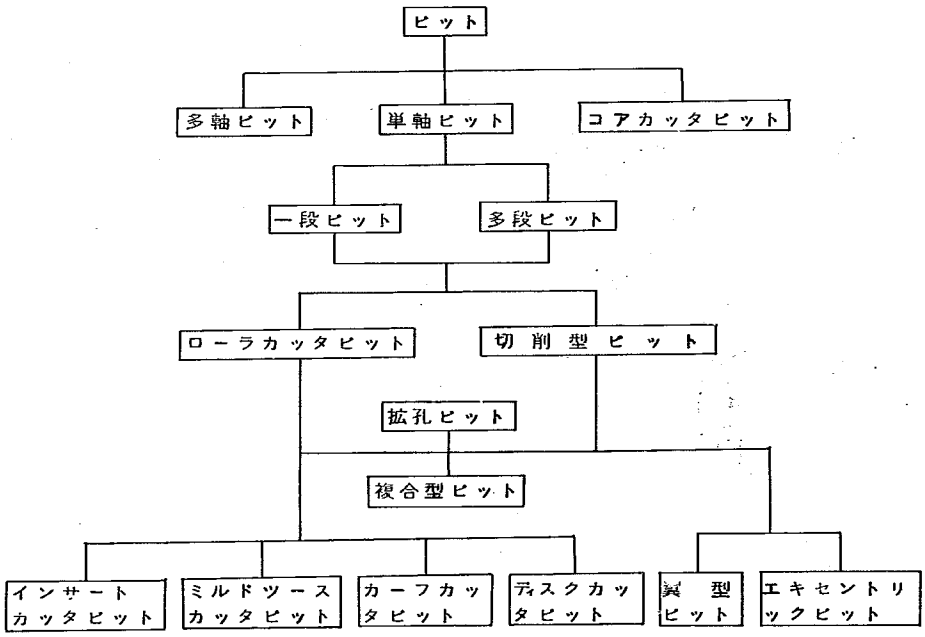


図3－9　ビ　ッ　ト　チ　ャ　ー　ト

分類される。

ビット形式には，所要口径を１回で削孔する１段ビット（Single pass）方式，及び小口径から順次大口径へ数段階に分けて拡孔掘削する多段孔（multi pass）方式とがある。さらに１段ビットは，掘削面が水平になるフラットボトム形式は，中心から外周に向けて階段状に孔径が拡がっている段状形式，及び掘削面が外周方向に傾斜しているコーン形式，あるいはコーン型とは逆にビット中心部が盛上った形のコーンケイブ形式などがある。

3.4.1　カッタの配置

ローラビットに取付けられるカッタには，センターカッタ，インナーカッタ，及びゲージカッタがあることはすでに述べた。そしてこれらのカッタは図3－10に一例を示すような配置に取付けられる。この中で，ゲージカッタはサドルの外側面が孔壁を仕上げる役目があるため，ジャーナル角がほかのインナカッタと比べて大きくなっているのが普通である。

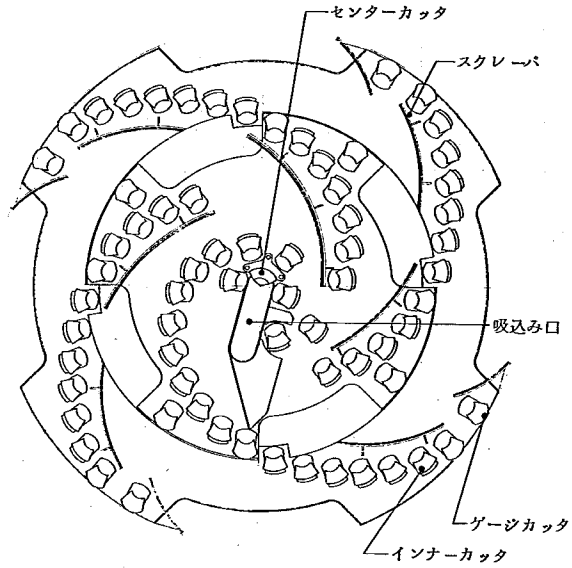


図３－１０　ローラカッタの配置例

ゲージカッタ及びインナーカッタは，テーパ付のシリンダ状になっているため，それらを自由に転動させるとテーパに沿った半径でリング状の軌跡を描く。

カッタをビットボディに取付ける場合，そのリング状の軌跡の半径がビット中心からカッタまでの距離と一致しないかぎり，図３－１１に示すようにカッタに必然的なスベリが生じることになる。この作用をトルウローリングと呼び，軟岩の掘削では削孔能率を高める働きをするのに好ましい状態といえるが，硬岩の掘削の場合は，このひねりによるすべり作用が，カッタの摩耗を助長すると共に軸受の寿命をも短縮させる原因となる。

大口径削孔では，ビットが１回転する間に同一掘削面を通過するカッタの個数が問題となる。

すなわち，小口径の削孔では，1対のカッタの各刃先が全削孔面を通るように設計されているが，大口径では，ビット中心近くに取付けられるカッタに比べて，外周部ではカッタの転動距離が取付け半径に比例して長くなるため，カッタにかかる負荷がそれだけ多くなる。そこで，外周付近に取付けるカッタの個数を増やすことが一般に行われている。

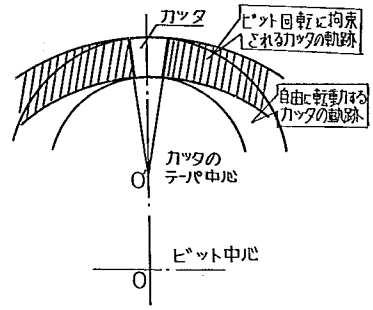


図3－11　トルウローリング

回転当り同一削孔面を通過するカッタの数が異なれば，カッタにかかる荷重の分布は，静的な場合と動的な場合（掘削時）とでは異なってくる。つまり次のように考えることができる。各カッタが同一のビットボディに取付けられているから，内側のカッタも外側のカッタも回転当りの掘進量が同じでなければならない。しかし，掘進量は，ビット推力とビット回転数に比例する関係にあり，同一円周上（カッタパス）に取付けられるカッタの数が内側と外側とで異なれば，同じビット推力を与えても同じ回転当り掘進量が得られないから，推力の分布が静的な場合と異なることになる。

切削型カッタを取付けたビットは，まだ試験段階のため，形式が定っていない。筆者らが試作した切削型ビットは，在来の翼型ビットのブレードにボルトでカッタを固着する形式のもので，1個の刃幅が約2.5㎝のものを使用した。

岩石用の切削型ビットは土の場合と違って大きなトルクと衝撃に耐える必要があることから，ビットボディは十分強固なものでなければならない。

3.4.2　クリーニング

掘削面のずりを除去することをクリーニング（cleaning）と呼び，大口径削孔ではこのクリーニングが特に重要である。それだけに大口径ビットでは，クリーニング対策によって形式が特徴づけられる。大口径削孔の場合も小口径の削孔と同様に，クリーニングは流体の流れを利用するのが大部分であるが，小口径削孔に比べて流体が流れる掘削面の面積が大きくなるため，クリーニング効果を流速だけに期待することはできなくなる。

クリーニングが不完全であれば，カッタの目詰まりやずりの再破砕が起こり，削孔速度が著し

く低下するばかりでなく，カッタの摩耗をも早める原因になる。

これまでローラビットを対象としたクリーニング対策として，大口径ビットには構造上次の方法がとられている。

(1) ビットの外周やカッタとカッタの間に仕切板を設け，循環流がカッタの刃の間を速い速度で流れるようにしたもの（写真３－７参照）。米国の新しい形式のフラット型ビットに多く用いられている。

(2) カッタの下部だけが露出するようにビットに底板を取付け，掘削面とビットボディの間げきを小さくし，掘削面の流速を増す構造にしたもの（写真３－８参照）。この場合クリーニングのみならず，掘削ずりの大塊がドリルパイプ内に流入して管路内に詰まるのを防ぐように，大塊が出たときはこの底板でそれを破砕する効果をもたせてある。

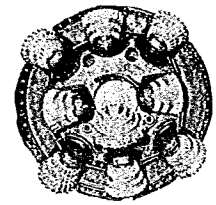


写真３－７　仕切板を取付けたビット

写真３－８　底板を取付けたビット

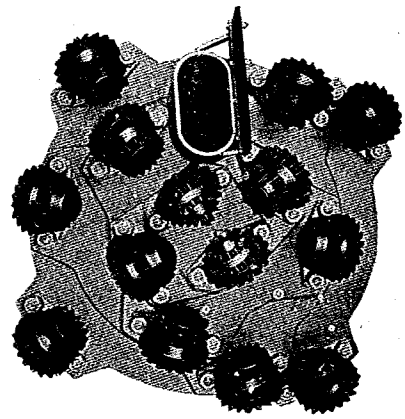


写真３－９　長円形の吸込み口のあるビット

(3) ずりの吸込み口をビット中心から偏心させて，回転により吸入口の有効作用面積を大きくしょうとしたもので，ビット中心から外周に向けて長方形又は長円形の吸込み口を取付けたもの（写真３－９参照）。大口径ビットの初期のものから現在までこの形式がよく用いられている。

(4) ビットにスクレーパを取付け，ビットの回転によって，掘削ずりを中心吸込み口へ水流と

共にかき寄せるようにしたもの（写真３－１０参照）。写真は筆者が試験的に用いたもので，この場合スクレーパ先端に切込みのあるゴム板を２重に取付け，掘削面の凹凸にも追従するようにしてある。

写真３－１０　スクレーパを取付けたビット

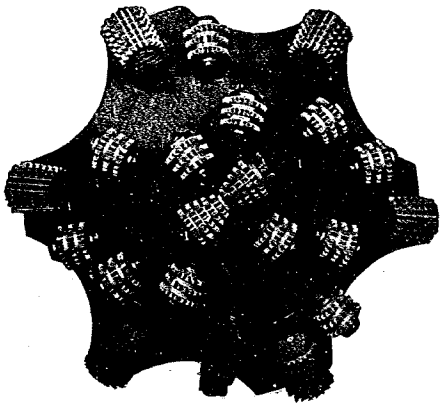


写真３－１１　長円形の吸込み口にスクレーパ及びジェットノズルを取付けたビット

(5)　その他，上記の方法を組合わせたもの[3-10]。写真３－１１は長円形の吸込み口にスクレーパ及びジェットノズルを取付け，ジェット水による撹拌によって吸込み効果を高めるようにしたものである。

3.5　結　　語

過去に例のある大口径削孔は，削孔深度が数百メートルのものが多く，一つの削孔に投入する機械設備に十分費用をかけても，それだけ削孔能率を上げれば経済的になる。例えば，削孔機械用のやぐらは専用のものが組立てられ，削孔径メートル当り百トンを越すビット推力がドリルカラと呼ぶ重錘管で与えられたり，循環流関係にも大出力のポンプ設備又は空気圧縮機を使用し，能力を高めるようにしている。これに対して，削孔深度百メートル以下でより口径の大きい削孔を必要とする建設工事では，削孔機械の使用条件において従来のものとは根本的に異なる。

特に海上工事のように作業足場が限定されるところでは，施工性，安全性，信頼性が重要なポイントとなり，これを満足する削孔機械及び施工法が要求される。

大口径ビットに取付けられるカッタのうち，切削型カッタは構造が簡単で安価ではあるが，カ

ッタのチップの材質から軟岩が限度で，岩石用切削型ビットとして定ったものになっていない。ローラカッタはカンチレバ型からサドル型に変り，大口径用として形式が定着しつつある。しかしながら，ビット底面の形状，カッタの配列など，ビットの構成は各社異っており，削孔性能上の優劣はつけ難い。

削孔性及びカッタの摩耗に大きく影響するクリーニングに対しては，ビット構造上の対策，流体流量の選定，ビット回転速度の選定があげられるが，いずれもまだ定量的な適値が得られるに至っていない。

参　考　文　献

3-1) 千田昌平：ダウンザホール形大口径掘削機，第１０回日本道路会議論文集，昭和４６年１０月，P. 430

3-2) Zeni, V. and Williamson, T.N. : Large Diameter Mine Shaft by Rotary Drilling, Mining Branch, AIME Feb., 1957, Paper No. A7M2

3-3) Ustanvk Dlya Kolonkovolo Burenmya Shahtnyh Stvolo UKB−3.6

3-4) Malevich, N.A. : KOMPLEKSY OBORUDOVANIYA DLYA PROKHODKI I BURENIYA VERTIKAL'NYKH STVOLOV, IZDATEL'STVO "NEDRA", MOSKVA, 1965, P.277

3-5) Eipko, E. Ya., et al. : Drilling 1624-mm Diameter Well in Solid Rock, All-union Scientific-Research Institute, Russian, 1967, No.18

3-6) 植田進武：ロッドレス・リバースサーキュレーションドリルと施工例，基礎工，昭和48年12月 P. 105

3-7) Samuelson, W.J., et al. : Construction Techniques and Cost for Underground Emplacement of Nuclear Explosives, U.S. Army Engineer District Fort Worth, 1966

3-8) 打田富雄：ベノトおよびリバースサーキュレーションドリル工法の設計と施工，基礎工法〈最新施工実例集〉日本ダム協会，昭和４１年７月，P. 73

3-9) Dixon, R.L. and Worden, E.P. : Design and Application of Rolling Cutters for Raise and Tunnel Boring, MINING CONGRESS JOURNAL April, 1971

3-10) Smith Tool Co., : Mining and Industrial Drilling Products Catalog

第４章　従来の削孔公式

第4章　従来の削孔公式

4.1 概　　説

数千メートルにも及ぶ削孔を行う石油さく井においては，削孔条件に対する削孔性を予測し，これを削孔の計画，管理に利用することによって，削孔経費の節減を計る研究が進められている。経済削孔が重要であることは大口径削孔の場合でも例外ではないが，現状は大口径化の可能性を求める開発試作の段階にあって，削孔性や経済性について，十分配慮するには至っていない。

小口径の削孔を含めたロータリ形式の削孔では岩石を機械的に破壊させるのであるから，それに見合ったエネルギーがカッタを介して岩石に加えられなければならない。それだけに，カッタは苛酷な負荷条件のもとでの稼働を強いられることになり，摩耗や破損が伴う。

ロータリ型削孔における入力エネルギーに関する重要な要素に，ビット推力（ビット荷重ともいう），及びビット回転速度があり，これらの入力の結果として削孔トルクが発生する。一方，出力に関係して削孔量又は削孔長が得られるとともに，カッタの摩耗や破損が付随して起こる。実際の削孔では，被削材の強度が一定であれば，入力エネルギーに対してその出力である削孔長やカッタの摩損が直線的関係にあるというわけではなく，ビットに与える負荷条件によって出力の形態が異なる。

つまり，削孔速度又はカッタの摩損はそれぞれビット推力及びビット回転速度の関数ではあっても直線的関係にあるとは限らず，削孔の運転管理上の適値が存在するということである。

石油さく井における削孔単価は一般に次式で表わされる。

$$\text{削孔単価} = \frac{\text{固定経費＋運転経費}}{\text{削　孔　長}}$$

又は，

$$C_D = \frac{(C_e + C_t) + C_r (T_\ell + T_o)}{\bar{R} \times T_\ell} \quad \cdots\cdots (4-1)$$

で表わされる。

ここに，　C_D ：　削孔単価（¥／m）

C_e ：　カッタ費（¥）

C_t ：　カッタ交換費他（¥）

C_r ：　時間当り運転経費（¥／h）

T_ℓ ：　カッタの寿命（h）

T_o ：　その他作業時間（h）

$\bar{R}$ ：　平均削孔速度（m／h）

である。

上式は，削孔単価を単位掘進長当りの経費とし，カッタの寿命までを1サイクルとして表わしたものである。カッタ交換費他C_tとは，数千メートルにも及ぶ石油さく井ではビットを引き上げてそれを交換し，再び削孔面まで下げるのに莫大な時間と費用を要することから，その費目を主にとったもので，その他の固定経費には機械類の搬入・搬出費，据付費，仮設費等の削孔深度当り分担分を含んでいる。時間当り運転経費c_rは機械類の損料，運転員等の賃銀，管理費等の時間当り経費によって構成される。カッタの寿命T_ℓは実稼働時間の総計を表わすもので，削孔作業以外の運転時間をその他作業時間T_0としたものである。

（4－1）式からわかるように削孔単価は削孔速度Rとカッタの寿命T_ℓの関数で表わされる。さらに，削孔速度Rとカッタ寿命T_ℓの間には，削孔速度を大きくするためにビット推力及びビット回転速度を大きくすると，それだけカッタの摩損が早くなって寿命が短かくなるという相反する関係がある。

ここに，削孔単価が最低になるようなビット推力及びビット回転速度を求めるためのWeight－Speed Studyと呼ばれる研究が行われるようになった。

各種削孔条件において，削孔速度に関しては削孔速度公式が，またカッタの寿命に関してはカッタ刃先及びカッタ軸受の摩耗率公式が得られれば，（4－1）式より削孔単価が最低になる削孔運転条件が求まり，さらに削孔機械に要求される主要設計条件をも得ることができる。

石油さく井における小口径削孔に対しては，これまで数多くの削孔技術者及び研究者によって各種の削孔公式が提案されている。

これらの削孔公式には，実作業の実績から求めたもののほか，フルスケール又はセミスケールの室内実験装置によるもの，及びマイクロビット試験から求めたものなどがある。

大口径削孔における削孔速度については，Morlan[4-1]によるマイクロビット試験結果から求めた計算図表が提示されているが，まだ実態とは差があり，一般性をもつに至っておらず，定性的傾向として見るにとどまるものと考える。従って，本研究の対象の1つに後章に述べる大口径削孔における削孔公式の導入があるが，本章ではまず，過去の削孔公式を整理しておく。

4.2 マイクロビット試験

小口径削孔の実物ビット，又はセミスケールのビットによる削孔実験設備を所有している研究所や大学が海外にはいくつかある。

実物ビットによる実験では，設備が大規模になること，大きな岩石試料を必要とすること，現位置の地層状態に近似させるための試料への加圧条件を得ることが困難であること，及び削孔の条件数が多くとれないことなどの理由から，米国ではマイクロビットと呼ばれる主に削孔径1－1／4in（≒32㎜径）の超小型模型ビットを用いる削孔実験が広く行われている。

マイクロビット試験装置はそれを所有する機関によって形式が多少異なるが，基本的原理構造は変っていない。主な形式の圧力室の構造を図４－１に示す。図において

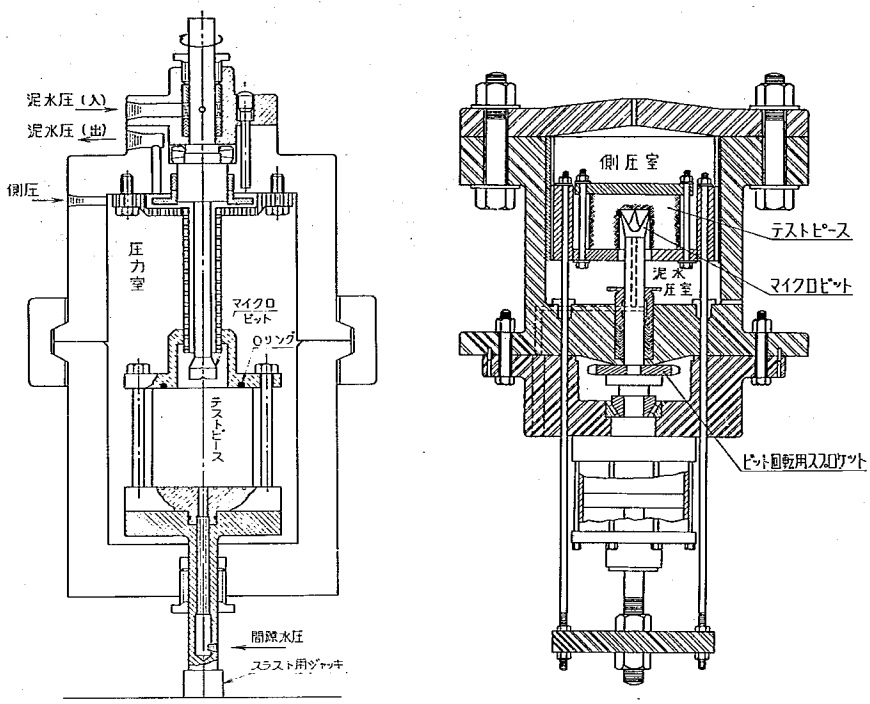


図４－１　マイクロビット試験機の圧力室

(a)に示す装置は下向きにビットが回転し削孔するが，(b)は上向きにビットが取付けてあるので掘削ずりのクリーニング効果に多少差が出るものと考えられる。テストピースには，立方体又は円筒形の岩石試料が使用される。

マイクロビット試験装置の大きな特徴は，３主要圧力，すなわち側圧，間隙水圧，及び泥水圧をそれぞれ独立して調整付加することができることである。そのため，テストピースを三軸圧縮状態に加圧することによって，高深度削孔における現位置地盤を近似するようになっている。

写真４－１はこのマイクロ試験装置を示したものである。

図４－１の中で，最もよく使われている形式の(a)について，加圧作動原理を以下に述べる。

岩石試料は約１０cm角の立方体で，底面の一部を除く全表面を水が透過しないように合成樹脂系材料でコーティングしてある。まず，目皿状に間隙水の流路を付けた台に試料を乗せ，マイク

ロビットのフードになっている上部キャップと試料台で試料を挟み，通しボルトで上下を固定する。掘削ずりの排出を行う泥水の流路は，ビット軸を覆っているパイプとこれにはめ込んである上部キャップによって，圧力室（側圧）と隔離される。この場合試料の上面で泥水圧と側圧はOリングで仕切られる。掘削面はコーティング材がビットによってはぎ取られるから，泥水圧と試料台の下部中空軸を通って送られてくる間隙水圧は，掘削面及び孔壁にできるマッドケーキを介して作用し合う。

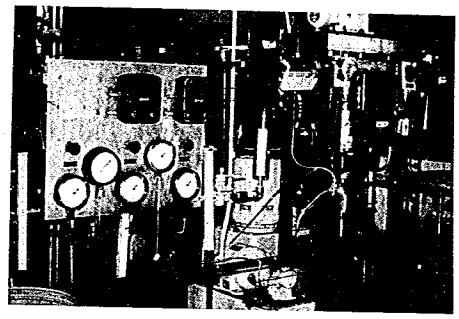


写真4－1　マイクロビット試験装置

泥水圧の調整は，戻り管路途中に取付けられている絞り弁によって行われる。

側圧及び間隙水圧はともにアキュムレータを介して設定圧が保持できるようになっている。

ビット回転速度は，ビット軸上部に取付けた無段変速機付電動機によって，所要回転速度に設定される。

ビット推力は試料台を支えている間隙水圧供給用中空棒の下部に取付けた油圧シリンダによって与えられる。この油圧シリンダの圧力を調整することによって，ビット推力を任意に設定することができる。

4.3　3主要圧力と削孔性

石油井戸の削孔にあたっては，削孔しようとする地層の崩壊性を判断して孔壁の保護にケーシングを用いるか，泥水を用いるかを決めなければならない。

ケーシングを用いる場合には，さらにそう入深さとケーシングの肉厚の選定が問題になり，また，泥水を用いる場合には泥水圧の設定が重要で，いずれも削孔費に大きく影響する。ケーシングは，表層近くの特に崩壊性の高い地層に主に用いられるが，大部分の削孔は泥水が使用される。

孔壁を保護するだけのためには，泥水の密度が高いほど安全であるが，泥水圧を上げると泥水費がかさむばかりでなく，削孔性能が低下するため，それだけ削孔費が増すことになる。従って，経済的な削孔を行うためには，3主要圧力が削孔性能に及ぼす影響の程度を明らかにし，適正な圧力管理のもとに施工することが重要である。

側圧p_o，間隙水圧p_f，泥水圧p_mの3主要圧力について，泥水圧と間隙水圧の差，すなわち差圧（differential pressure；$p_m - p_f$）が増加すると削孔速度が減少するということは，各研究者の共通した意見であるが，その他の圧力と削孔速度に対しては多少見解が異なっ

ている。

Cunningham と Eenink[4-2] によれば，マイクロビット試験の結果，差圧（$p_m - p_f$）が増加するにつれて，削孔速度は減少するが，側圧の変化は削孔速度に関係ないといっているのに対して，Garner[4-3] らは側圧，差圧ともに増加するに従って削孔速度が減少すると述べている。また，Robinson[4-4] は側圧と間隙水圧との差圧（$p_o - p_f$）が増加するに従って岩石の強度が増し，それだけ削孔能力が低下すると報告している。Garner と Van Lingen[4-5] は泥水圧と削孔面直下の圧力の差の増加が，岩石の強度を増大させるばかりでなく，掘削チップのはり付き（hold down）を助長するため，削孔速度が低下すると述べている。

さらに Maurer[4-6] は，3 主要圧力の調整が可能なカッタツースの貫入試験から，差圧（$p_m - p_f$）及び静水圧の増加が削孔速度低下の原因になることを指摘している。

Van Lingen[4-7] によると，泥水圧 p_m と削孔面直下の圧力 p_e との差（$p_m - p_e$）がチップのはり付きを引起こし，図４－２に例示するように削孔速度の低下をまねくと述べている。図において，削孔速度の低減率 $\phi = 0$ とは，静水圧の状態，すなわち間隙水圧と孔内泥水圧とがバランスした状態で削孔することを意味する。図よりさらに，この差圧の影響は，切削型ビットにおいて最も少く，ローラビット，ダイヤモンドビットの順に大きくなっていることがわかる。

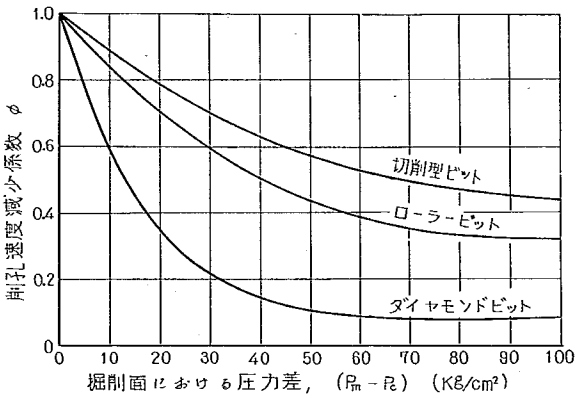


図４－２　削孔面の差圧と削孔速度の低減
（Van Lingen による）

図４－３は Bingham[4-8] による現場の実作業から得られた差圧（$p_m - p_f$）の増加と削孔速度の関係を示している。図において差圧が負の場合でも削孔速度の低減傾向は変わっていない。

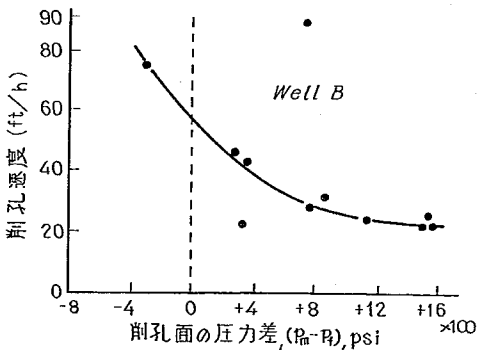


図４－３　掘削面の圧力差と削孔速度
（Bingham による）

図４－４は，GarnierとVan Lingenのマイクロビット試験の結果を示したもので，この場合間隙水圧を大気に開放した状態に保ち，泥水圧と側圧を等圧にして増加したときの削孔速度の低減の状態を示したものである。図において，点線で示す計算値は，泥水圧及び側圧が高くなったことによって岩石試料の強度が見掛上増加し，削孔速度が低下する分を計算によって推定したものである。従って，大気圧の状態での削孔速度５㎜／revと点線までの差は，試料強度が増したことによる削孔速度の低下分を表わし，点線から実線までは，掘削チップのはり付きによる削孔速度低下分を表わしている。

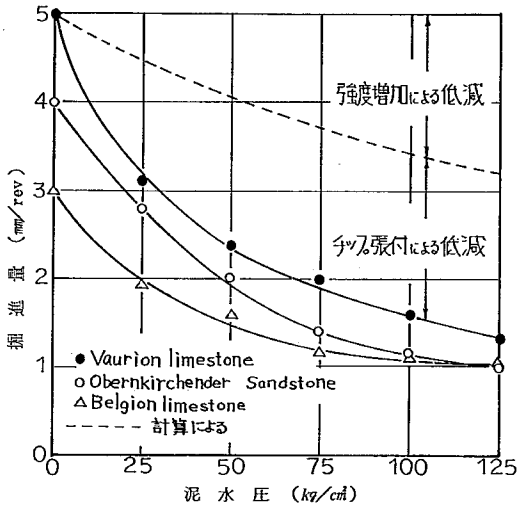


図４－４　泥水圧による回転当り掘進量の低減
（GarnierとVan Lingenによる）

高圧力下での掘削はチップのはり付きだけでなく，その破壊機構も変ってくることは第２章で述べた。すなわち，大気圧のもとでは脆い材料が高圧加圧されることによって靱性度の高い材料に変わる。Maurerは，図４－５に示すような圧力室を有するカッタの貫入試験機を用いた実験の結果から，図４－６に示すような破壊状況を得ている。図４－６(a)では，大気圧の状態でカッターツースを貫入させたため，刃先下の岩石は荷重とともに段階的に破壊し，チップが飛散っている。これに対して図４－６(b)では，岩石試料が加圧されているため荷重によって刃先が連続的に貫入し，チップには何条かのセン断線をもつクラックが入っているだけである。このことは，図４－７に泥水圧の異なる状態における刃先の貫入量と荷重の関係を例示するように，泥水圧の低いところ

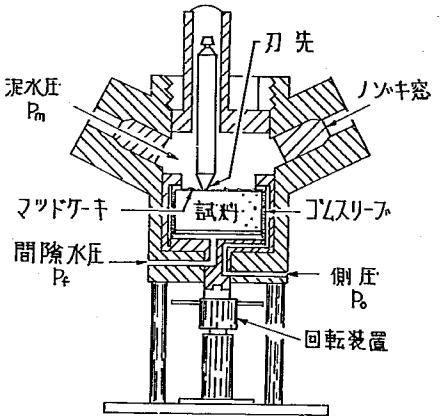


図４－５　単一刃先貫入実験装置の圧力室
（Maurerによる）

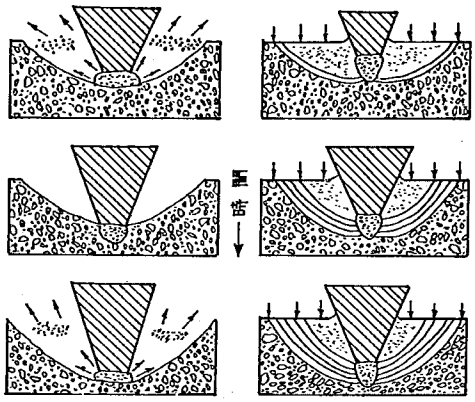


図4－6　性状の異なる岩石のくさび貫入による破壊（Maurerによる）

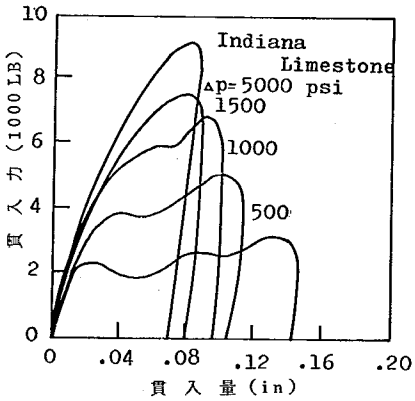


図4－7　差圧（$p_m - p_f$）の違いによる刃先の貫入特性（Maurerによる）

では貫入力は波状に増加するが，泥水圧が高くなるとスムーズな曲線となっていることからもわかる。

大口径削孔における泥水管理では，孔壁補護のための泥水そのものの材料費や混合費及び排液処理などが考慮されているが，削孔性に対する影響を取上げるに至っていないのが現状である。

4.4　削孔速度公式

削孔速度に関係する主な要因として，次の条件があげられる。

地質的条件　：　岩石の種類及び強度，削孔深度，透水性，間隙水圧

循環流の条件　：　循環方式，循環流体の種類，粘度及び流量

ビットの条件　：　削孔径，ビット形式，カッタ形式，クリーニング対策

運転条件　：　ビット推力，ビット回転速度

以上の条件のうち，地質的条件は削孔目的から与えられるので，削孔の計画，管理においては，他の3条件を最適になるように選定する必要がある。これら3条件のうち，循環流及びビットの条件は前もって選定されるものであるから，削孔を最も経済的に行うためには，運転管理の条件設定が重要になってくる。

運転管理条件の最適値を求める計算式の一つに削孔速度公式がある。表4－1はこれまでに提案されている主な削孔速度公式を示したものである。表において，ドリラビリティ定数Kはそれ

それの式によってデメンション又は値が異なり，式相互の関係はない。

表4－1 削 孔 速 度 公 式 一 覧 表 (1)

著　　者	削 孔 速 度 公 式	摘　　要
Brantley,J.E Clayton,E.E	$R=KWN+C$	C＝パラメータ
Simon,R	$R=K\frac{P_w}{D^2}$	P_w＝削孔馬力
Murray,A.S Cunningham,R.A	$R=24N\left(\frac{W}{3\times10^4 D}\right)^K$	K＝深度や地質条件によるパラメータ
Wordroup,W.R Cannon,C.E	$R=KWN^{0.4}$	
Gatlin,C	$R=KWN^b+C$	$C<1$　　b＝パラメータ
Speer,J.W	$R=KWN^b$	$b<1$
Lubinski,A	$R=\frac{L_d}{EA_d}R_w$	L_d＝ドリルパイプの長さ E　＝ドリルパイプのヤング率 A_d＝ドリルパイプ肉厚部断面積 R_w＝ビット荷重減少率
Graham,J.W Muench,N.L	$R=KW\left(\frac{N}{100}\right)^{0.584}\left(\frac{X}{Xo}\right)^r$	X　＝削孔深度 X_o＝基準削孔深度 r　＝パラメータ
Somerton,W.H	$R=KDN\left(\frac{W}{D^2S}\right)^\alpha$	$\alpha=2$
Moore,P.L	$R=KWN$	
Galle,E.M Woods,H.B	$R=K\frac{\bar{W}^k r}{a^p}$	r＝(4－15)又は(4－15′)式 a＝(4－16)式 $\bar{W}=7.88W/D$ k，p＝パラメータ

これらの削孔速度公式のうち，主なものについて以下に述べる。また主要な共通記号を表4－2に示す。

表4－1　削　孔　速　度　公　式　一　覧　表　(2)

著　　者	削　孔　速　度　公　式	摘　　要
Van Lingen,N.H	$R=\phi\frac{K}{N^{0.2}}\left\{\frac{W}{S_o+r(p_m-p_c)}-W_b\right\}^{\alpha}$	ϕ，α，r，＝パラメータ S_o＝大気圧における削孔強度 P_m＝泥　水　圧 P_c＝削孔面近くの圧力
Maurer,W.C	$R=K\frac{NW^2}{D^2S^2}$	
Edwards,J.H	$R=K\frac{(W-W_o)N^a}{f(H)}$	a＝パラメータ
Bingham,M.G	$\frac{R}{ND}=\left(K_e/k_e\right)e^{-\frac{4}{3}SH}(\tau_o/\tau_p)$ $\{(W/D^2\tau_o)-(W_{es}/D^2\tau_o)$ $(\tau_p/\tau_o)^2e^{\frac{2}{3}SH}\}$	K_e＝ビットケイパビリティ数，k_c＝ビットファクタ，S＝摩耗定数＝0.7， τ_o＝大気圧における岩の強度 τ_p＝側圧$_p$の時の岩の強度 W_{es}＝シャープなカッタの大気圧におけるビット推力
Vidrine,D.J Benit,E.J	$R=K\frac{N^{0.6}(W-W_o)}{D}$	
Young,F.S	$R=\frac{(W-Wo)N^{\lambda}}{1+C_2H}$	λ，C_2＝パラメータ
Jorden,J.R Shirly,O.J	$\frac{R}{N}=K\left(\frac{W}{D}\right)^{d'}$	$d'=\frac{\ln\left(\frac{R}{60N}\right)}{\ln\left(\frac{12W}{10^6D}\right)}$
Combs,G.D	$R=R_o\left(\frac{W}{D\cdot3500}\right)^{a_w}\left(\frac{N}{200}\right)^{a_n}$ $\left(\frac{Q}{D\,d_n\cdot3}\right)^{a_q}f(p_d)f(H)$	a_w，a_n，a_q＝パラメータ d_n＝ノズル径 P_d＝間隙水圧
Eckel,J.R	$R=KW^aN^b\left(k\frac{Q\rho}{d_n\mu}\right)^c$	a，b，c，k＝パラメータ，d_n＝ノズル径，Q＝流量，ρ＝流体の密度 μ＝動粘性係数 $\frac{Q\rho}{d_n\mu}$＝レイノズル数

表４－２　４章で用いる主な共通記号表

記　号	内　容	単　位
R	削孔速度	m／h又は，ft／h
W	ビット推力	ton又は，1000 lb
N	ビット回転速度	rpm
D	削孔径（又はビット径）	m，mm又はin
S	削孔強度	Kg／cm²又はlb／in²
H	カッタソースの摩耗度	－

4.4.1　MurrayとCunninghamの静水圧を考慮した実験式

MurrayとCunningham[4-9]は，マイクロビット試験及び現地削孔データから実験式を導き，同一の地質における削孔深度に対する静水圧の影響を特に考慮してある。指数Kは削孔条件によって定まる定数で他の式のドリラビリティ定数に相当する。

図４－８にマイクロビット試験から求めた側圧に対する指数Kの変化の状態を示す。この式はft－lb単位で表わす実験式であるから，計算にあたってもその単位を使用しなければならない。

例えば，4,000ftの深度で，径９inのビットを用いて，ビット推力20,000 lb，ビット回転速度１２０rpmで削孔したところ，３０ft／hの削孔速度を得たとき，大気圧状態における削孔速度は，表４－１に示した式より，

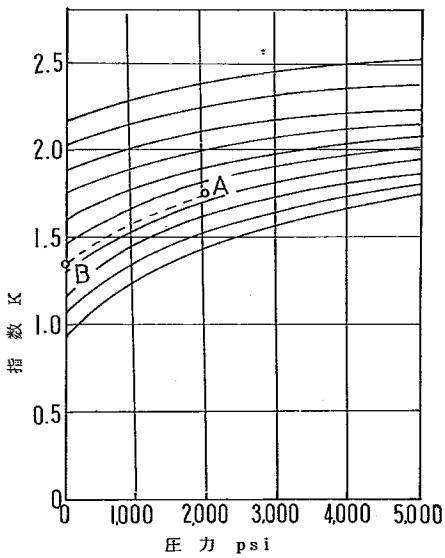


図４－８　静水圧と指数K

$$R = 24N\left(\frac{W}{3\times10^4\ D}\right)^K \quad \cdots\cdots (4-2)$$

で表わされるから，上記の条件を入れると

$$30 = 24\times120\left(\frac{20,000}{3\times10^4\times9}\right)^{K_{2,000}} \quad \cdots\cdots (4-2')$$

となり，指数$K_{2,000}$＝1.75が求まる。深度4,000ftが静水圧約2,000psiに相当するか

ら，図４－８によりその圧力におけるK＝1.75の点Aからその近くの曲線に平行に圧力が０点（点Ｂ）に移動したときの指数K_{atm}を求めると，K_{atm}＝1.36となる。これより大気圧状態における削孔速度R_{atm}が次によって求まる。

$$R_{atm} = 24 \times 120 \left(\frac{20,000}{3 \times 10^4 \times 9} \right)^{1.36} = 83.5\ ft/h \quad \cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4-3)$$

また，この式の適用にあたって，MurrayとCunninghamは現地削孔における静水圧が，マイクロビット試験の側圧に相当すると述べている。

4.4.2 Lubinskiのダウンオフ法

Lubinski[4-10]は，現場削孔中の運転条件とそのときのデータから地層の変化を把握し，適正な運転条件を求める方法を提案している。この方法は，巻き上げ装置で荷重を吊って削孔する工法において，ある荷重をビットに与えた状態で巻下げをロックし，一定の回転速度でビットを回転したときの巻き上げ装置の吊り荷重の増加（ビット推力の減少）と，その時間の関係から地層の変化を読み取ろうとするものである。図４－９は記録例で，Ａ点でクレーンをロックして削孔を続けたとき，ビット推力の減少時間をプロットし，その曲線上に5,000lb間隔で，Ｂ，Ｃ，Ｄ……点を取り，各区間毎のビット推力の減少率Rw（lb／h）を求める。次に，表４－１の中のLubinskiの削孔速度公式から，それぞれの区間の平均ビット推力における削孔速度を求め，図４－１０に示すようにその関係をプロットする。Ｐ点はＡＢ区間の平均ビット推力50×1,000lbとその削孔速度を示すもので，以下ＢＣ区間に対してＱ点，ＣＤ，ＤＥ，……区間に対して，Ｒ，Ｓ，……点が対応する。

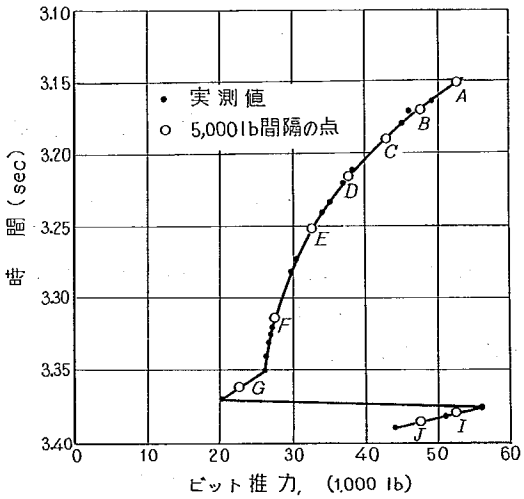


図４－９　Lubinskiのダウンオフ(1)

図４－９より，ＦＧ区間で地層が変化しているのがわかる。この場合，ただちに荷重を吊り直してＩ，Ｊのように新しい地層における掘進特性を確認し，その状態に合った削孔条件，すなわち，ビット回転速度，ビット推力，循環流の濃度等を選定して削孔を続ける。

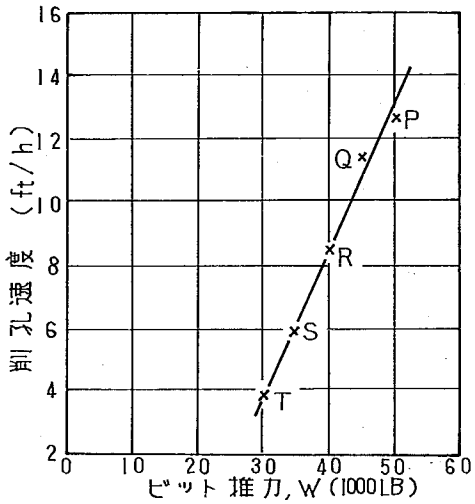


図４－１０　Lubinskiのダウンオフ(2)

4.4.3　GrahamとMuenchの削孔深度の影響を考慮した公式

GrahamとMuench[4-11]は，最適ビット推力と回転速度を求めるのに，削孔深度Xの要素を削孔速度公式にとり入れている。すなわち，基本式を次式で表わしている。

$$R = f(W, N, X) = g(W) \cdot h(N)\, j(X) \quad \cdots\cdots (4-4)$$

これより，ビット回転速度を５０ｒｐｍ～２００ｒｐｍの範囲にとり，１００ｒｐｍを基準回転速度としてまず次式に変形する。

$$R(W, N, X) = R(W, 100\,\mathrm{rpm}, X) \left(\frac{N}{100}\right)^{0.584} \quad \cdots\cdots (4-5)$$

さらに，現場データ等からビット推力が削孔速度に比例するものとして，

$$R(W, N, X) = W \cdot \left(\frac{N}{100}\right)^{0.584} j(X) \quad \cdots\cdots (4-6)$$

で表わし，ｊ（Ｘ）はドリラビリティ定数を含む次式で表わされている。

$$j(X) = K \left(\frac{X}{X_0}\right)^{r} \quad \cdots\cdots (4-7)$$

ここに，X_0は基準深度である。Ｗ，Ｎを一定にして比較的浅い基準深さX_0と，それよりも深

いX₁ の２点について，それぞれの削孔速度を求めて，次式によってパラメータγ，Kを求めることができる。

$$R_0 = W \cdot \left(\frac{N}{100}\right)^{0.584} K \left(\frac{X_0}{X_0}\right)^{\gamma} \quad \cdots\cdots (4-8)$$

$$R_1 = W \cdot \left(\frac{N}{100}\right)^{0.584} K \left(\frac{X_1}{X_0}\right)^{\gamma} \quad \cdots\cdots (4-9)$$

これより，

$$\frac{R_0}{R_1} = \left(\frac{X_0}{X_1}\right)^{\gamma}$$

となり，

$$\gamma = \frac{\ln R_0 - \ln R_1}{\ln X_0 - \ln X_1} \quad \cdots\cdots (4-10)$$

が求まる。さらに，（４－８）式よりKは次式となる。

$$K = \frac{R_0}{W \cdot \left(\frac{N}{100}\right)^{0.584}} \quad \cdots\cdots (4-11)$$

この場合，基準深度X_0 は，例えば1,000ftのように計算し易い値をとることをGrahamらは薦めている。

4.4.4 Somertonの次元解析による公式

Somerton[4-12)]の式はマイクロビット試験のデータを用いて次元解析から導いたもので，岩石試料には砂岩，頁岩のほかセメントコンクリートを用いている。次元解析によるπ項は２つのグループに分かれ，その関係は

$$\frac{R}{DN} = f\left(\frac{W}{DS}\right) \quad \cdots\cdots (4-12)$$

又は，

$$R = KDN\left(\frac{W}{D^2 S}\right)^{\alpha} \quad \cdots\cdots (4-13)$$

で表わされている。ここに，αはパラメータで２が与えられている。図４－１１は強度の異なる５種類の試料について，１点につき最低３回の削孔試験をしたときの値をπ項R／(DN)とW／(D^2Sc)についてプロットしたもので，これらの値はほぼ平行になっている。この場合の岩石の強度Sc は一軸圧縮強度を用いてある。（４－１３）式より，図４－１１の直線は岩石の種類，すなわち一軸圧縮強度Scをパラメータに表わされているから，これらの点を図４－１２に示すよう

に一つの直線に集まるようにシフトし，そのときの強度Sを（４－１３）式より逆算し，これを特に削孔強度（drilling strength）と呼び，表４－３に示す値を得ている。

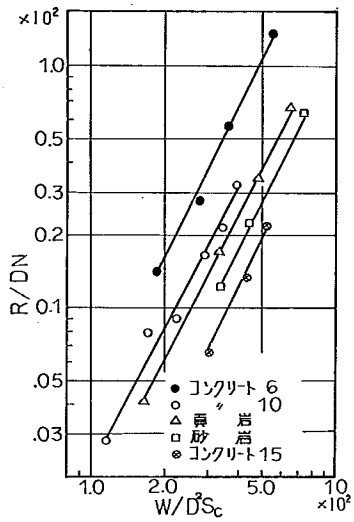


図４－１１　W／(D²Sc)とR／DNの関係（Somertonによる）

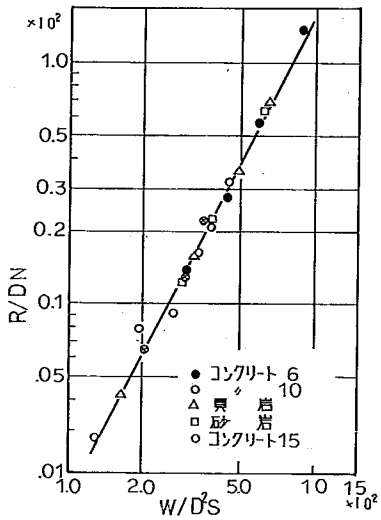


図４－１２　W/(D²S)とR／DNの関係（Somertonによる）

表４－３　削孔強度（Somertonによる）

被削材	一軸圧縮強度(psi) 平均	一軸圧縮強度(psi) 範囲	削孔強度(psi)
Concrete 6	7,000	6,600～ 7,600	8,400
Concrete 10	9,600	9,400～ 9,800	9,600
Concrete 15	13,850	12,800～15,000	12,500
Sandstone	8,600	8,000～ 9,000	5,600
Shale	10,500	10,400～10,700	16,800

表からもわかるように削孔強度Sは，一軸圧縮強度Scと同じ単位をもち，セメントコンクリートでは一軸圧縮強度とほぼ同じであるが，自然の岩石では異った値になっている。

図４－１２より（４－１３）式のパラメータK，αはそれぞれ1.5，２が得られている。

4.4.5 GalleとWoodsによるAAODCの実用式

Galle と Woods[4-13)4-14)] は，最も経済的な削孔条件となるビット推力及びビット回転速度を求めるため，米国さく井業協会（AAODC）のWeight－Rotary Speed Penetration委員会が管理して行った７本の試験削孔の信頼し得るデータから，削孔速度のみならず，カッターツースの摩耗率及びカッタの軸受の寿命を求める実験式を導いている。その中の削孔速度公式は表４－１に示した次式で与えられている。

$$R = K\frac{\bar{W}^{k} r}{a^{p}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (4-14)$$

ここに，$\bar{W}$は径７－７／８ inのビット推力を基準にしたもので，一般のビットに対しては，$\bar{W}=7.88\,W/D$で与えられる。$\bar{W}$の指数kは岩盤の強度によって異なり，極軟岩については0.6をとり，それ以外の岩石に対しては，1.0をとっている。この関係を図４－１３に示す。

rはビット回転速度に関係する項目で，次式で与えられている。

$$r = e^{-100/N^2} N^{0.75} + 0.5N \quad (1-e^{-100/N^2})$$

（軟らかい地層） …… （4－15）

$$r = e^{-100/N} N^{0.428} + 0.2N \quad (1-e^{-100/N^2})$$

（硬い地層） …… （4－15′）

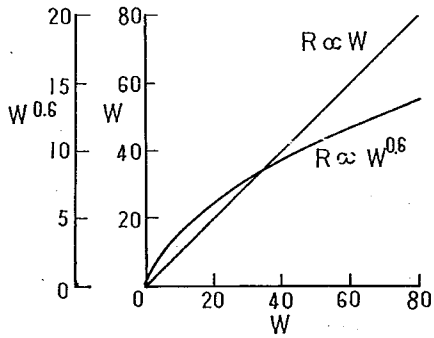


図４－１３ ビット推力と削孔速度の関係（GalleとWoodsによる）

aはカッタツースの摩耗度Hに関係する項で，

$$a = 0.928H^2 + 6.0H + 1 \quad \cdots (4-16)$$

で表わされ，aの指数pはカッターツースの摩耗形状に関係し，ツース先端が平に摩耗するものは1.0，セルフシャープニング又はインサートカッタでは0.5をとっている。

また，ドリラビリティ定数Kについても，地層がカッタの摩耗率に与える要因などを考慮した実験式が導入されている。

4.4.6 Van Lingenのマイクロビット試験による公式

Van Lingen[4-15)]の式は，それぞれ口径の異なる３種のビットを用いて，室内削孔試験の結果から求めたもので，削孔深度が増すことによる岩石強度の増加と，チップのはり付きによる削孔速度低下を導入したところに特徴がある。試験に使用したビットはタングステンカーバイト鋼チップ付の切削型ビット（径１－１／４ in），ツース型３カッタビット（径４－１／８ in）及び

ダイヤモンドビット（径3－7／8 in）の3種類である。

まず大気圧状態における削孔で，カッタが新しいときの削孔速度を次式で与えている。

$$R = C\left(\frac{W}{S}\right)^{\alpha} \quad \cdots\cdots (4-17)$$

Cはビット回転速度の影響も含むドリラビリティ定数ということになるから，$C=KN^{\beta}$で表わすことができる。他の条件を一定にしてビット回転速度のみを変えて行った実験の結果から，指数$\beta=-0.2$が求められている。

従って（4－17）式は次式に書換えられる。

$$R=\frac{K}{N^{0.2}}\left(\frac{W}{S}\right)^{\alpha} \quad \cdots\cdots (4-18)$$

Van Lingenが，実験から求めた削孔強度Sを表4－4に示す。表からもわかるように，ビットの種類による差がほとんど認められない。

表4－4　ビットの種類による削孔強度（Van Lingen）

岩の種類	削孔強度（Kg／cm²）			透水性	有効間隙率
	ダイヤモンドビット	ローラービット	切削型ビット	（md）	（per cent）
Euville石灰岩	735	860	750	30	10.1
Vaurion石灰岩	1,540	1,580	1,500	1	13.0
Belgian石灰岩	3,670	3,500	3,580	＜0.05	0.5
Gildenhauser砂岩	600	600	570	3,000	23.7
Obernkirchener砂岩	1,000	1,000	1,000	5	18.0
Martelange片岩	2,150	1,950	1,970	＜0.05	2.1

ビットが摩耗した場合，刃先が食込み始まるまでである程度の初期荷重が必要となる。このスレショルド荷重W_0を（4－18）式に入れると，

$$R = \frac{K}{N^{0.2}}\left(\frac{W}{S}-W_0\right)^{\alpha} \quad \cdots\cdots (4-19)$$

で表わされる。

Van Lingenは，圧力下の削孔において，側圧は削孔速度に関係なく，削孔面近くの流体の圧力分布によって，岩石の見掛けの強度増加及びはり付きが起り，これが削孔速度低減の原因になるといっている。従って，削孔面における差圧は，泥水圧と間隙水圧の差（$p_m - p_f$）では

なく，ここでは特に泥水圧と削孔面直下の分布圧力p_eとの差（$p_m - p_e$）で表わし，（$p_m - p_f$）とは区別して，差圧（$p_m - p_f$）との関係は別途与えている。このことから，高圧力下の岩石強度の見掛けの増加は削孔面の泥水圧と，泥水がマッドケーキを通して浸透してできる間隙水圧より高い削孔面直下の圧力との差（$p_m - p_e$）に比例するものとして，削孔強度を次式で表わしている。

$$S = S_0 + \gamma (p_m - p_e) \quad \cdots\cdots (4-20)$$

ここに，S_0は大気圧状態における削孔強度，γは削孔強度の増加に関する比例定数で，ビットの種類によって異なり，切削型ビットの場合$\gamma = 5$，ローラビットの場合$\gamma = 5.5$，ダイヤモンドビットで$\gamma = 6.5$にとっている。（4－20）式を（4－19）式に代入し，さらに掘削岩石のチップのはり付きによる低減率を考慮した削孔速度公式が表4－1の中の式，すなわち次式である。

$$R = \phi \frac{K}{N^{0.2}} \left\{ \frac{W}{S_0 + \gamma (p_m - p_e)} - W_0 \right\}^{\alpha} \quad \cdots\cdots (4-21)$$

はり付きによる低減率ϕについては，図4－2にすでに示したとおりである。また，試験結果より求めたビット定数K，スレショルド荷重Wo，パラメータαを表4－5に示す。

表4－5　ビット定数（Van Lingenによる）

ビット	K	Wo	α
3－7／8 in　ダイヤモンド	0.113	0.00	1
4－1／8 in　ローラ	0.104	0.00	1.25
1－1／4 in　切削型	0.75	0.033	1

4.4.7　Maurerの貫入試験による公式

Maurer[4-16)]はカッタソースの貫入試験から削孔速度を求めている。まず，貫入速度に関して図4－14に示す単位クレータ量当りのエネルギーと貫入速度の関係からわかるように，カッタソースの貫入により生じるクレータの量は貫入エネルギーに比例し，貫入速度には関係ないことを示している。このことは削孔においてビット回転当りの掘削量が，ビット回転速度には関係しないことを意味する。すなわち，

$$V_c \propto E_c \quad \cdots\cdots (4-22)$$

となる。ここに，

Vc：1インパクト当りのクレータ量

Ec：　〃　　のエネルギー

である。

試験の結果，クレータの量と貫入深さ及び貫入力と貫入深さはそれぞれ，図４－１５(a)(b)に示すような関係にある。図より，

$$V_c \propto X^2 \quad \cdots\cdots \quad (4-23)$$

$$X \propto F \quad \cdots\cdots\cdots \quad (4-24)$$

で表わされる。ここに，

X：貫入深さ

F：貫入力

である。

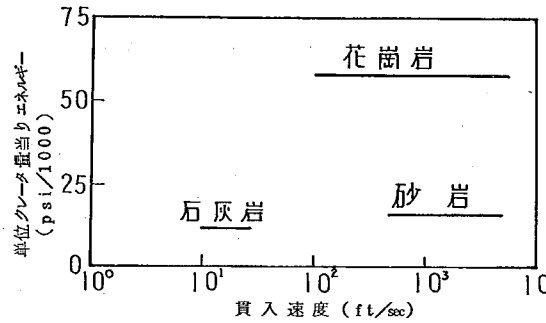


図４－１４　貫入速度とクレータ量の関係
（MaurerとWorsleyによる）

しかし，カッタソースの先端が摩耗していたり，平ったくなっている場合には貫入が始まるまである程度の貫入力，すなわちスレショルド荷重F_oが必要になるから，

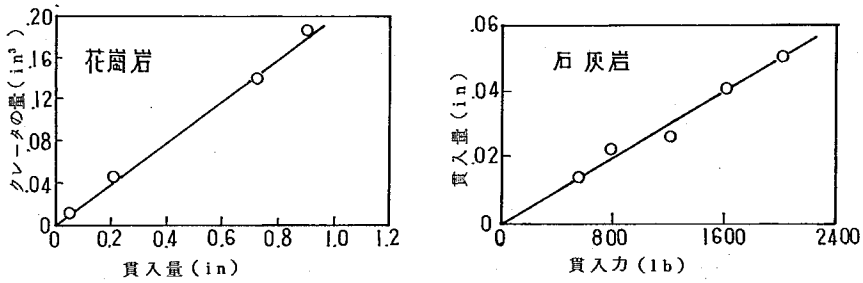


図４－１５　貫入力，貫入量，クレータ量の関係
（MaurerとSimonによる）

$$\left.\begin{aligned} X &\propto F - F_o \quad (F > F_o) \\ X &= 0 \quad (F < F_o) \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4-25)$$

となる。ここに，F－Foは有効貫入力であり，F_oは前項のVan Lingenの式におけるW_oに相当し，先端がシャープな刃先の場合には０となる。これまでのいくつかの実験例から，貫入深さと削孔強度Ｓとの間に，次の関係が与えられている。

$$X \propto 1/S \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4-26)$$

式（４－２１），（４－２３），（４－２４）より

$$\left.\begin{aligned} V_e &\propto (F-F_0)\,2/S^2 \qquad (F>F_0) \\ V_e &= 0 \qquad\qquad\qquad\quad (F<F_0) \end{aligned}\right\} \cdots\cdots (4-27)$$

となる。一方，削孔速度は単位時間当りの掘削量を孔の断面積で割った値であるから，

$$R = \frac{4}{\pi D^2}\frac{dv}{dt} \cdots\cdots (4-28)$$

で表わすことができる。破砕されたずりがすべて除去される場合には，その量は，

$$V = nV_e \cdots\cdots (4-29)$$

で表わされる。ここに，nはインパクトの回数であり，ずりの量は時間に無関係だから，

$$\frac{dv}{dt} = \frac{dn}{dt}V_e \cdots\cdots (4-30)$$

で表わされ，1回転当りのインパクトの数をI，回転速度をNとすれば，

$$\frac{dn}{dt} = IN \cdots\cdots (4-31)$$

となる。さらに破砕のために与えられる有効貫入力について，1つのビットを想定し，そのときの推力Wとの関係を表わせば，

$$F-F_0 = (W-W_0)/n_t \cdots\cdots (4-32)$$

となる。ここに，n_tは掘削面に最大荷重が同時に作用しているカッタツースの数である。式（4－29）～（4－32）より

$$\left.\begin{aligned} R &\propto \frac{IN(W-W_0)^2}{n_t{}^2 D^2 S^2} \qquad (W \geq W_0) \\ R &= 0 \qquad\qquad\qquad\quad (W \leq W_0) \end{aligned}\right\} \cdots\cdots (4-33)$$

が得られる。ここに，W_0はスレショルド荷重である。また，Iは削孔の面積に，n_tは削孔径に比例する値であるから，I/n_t^2は削孔径に対して独立した値となり，（4－33）式は

$$R \propto \frac{N(W-W_0)^2}{D^2 S^2} \qquad (W>W_0) \cdots\cdots (4-34)$$

で表わされる。大きなビット推力で削孔する場合，$W \gg W_0$（よりW_0を無視することができるから，（4－34）式は表4－1の中に示した次式で表わすことができる。

$$R = K\frac{N}{D^2}\frac{W^2}{S^2} \cdots\cdots (4-35)$$

なお，Hughes Tool社のデータでもWの指数は1.7～2.3になっていることから，W^2はほぼこれを満足しているとMaurerは述べている。

4.4.8 Edwardsのカッタの摩耗を考慮した公式

Edwards[4-17]は，削孔速度公式にカッタの摩耗度の影響をとり入れ，摩耗による削孔速度の低減を考慮している。すなわちビット推力，ビット回転速度及びカッターツースの高さと削孔速度の基本的な関係を，図4－16，4－17，4－18に示すようにとり式を導いている。図4－16における直線部分をビット推力の適用範囲とみなし，削孔速度とビット推力との関係を次式で表わしている。

$$R \propto (W-W_0) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4-36)$$

また，図4－17より削孔速度とビット回転速度との関係は，

$$R \propto N^a \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4-37)$$

で表わし，カッタツースの摩耗に関しては，

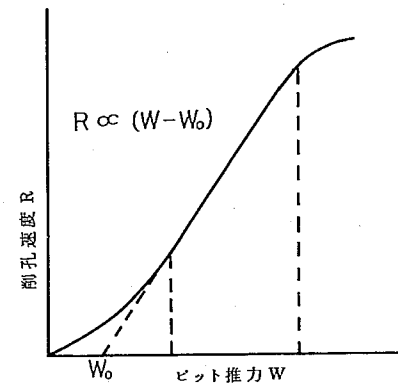


図4－16　ビット推力と削孔速度の関係（Edwardsによる）

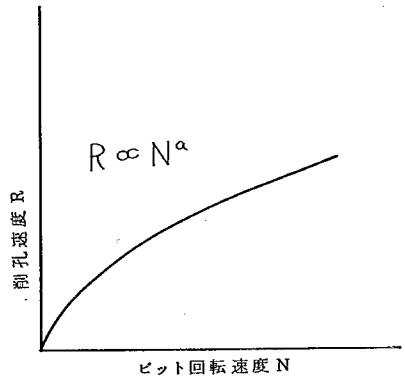


図4－17　ビット回軸速度と削孔速度の関係（Edwardsによる）

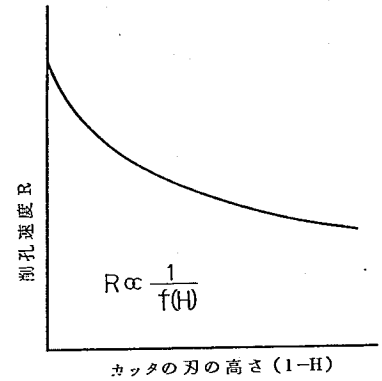


図4－18　カッタの刃の高さと削孔速度（Edwardsによる）

$$R \propto \frac{1}{f(H)} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4-38)$$

の関係で表わしている。ここに，f(H)はカッタツースの摩耗量の関数を表わすもので，詳しくは後章で論ずる。

上記（4－36），（4－37），（4－38）式より削孔速度公式は表4－1に示した次式で与えられる。

$$R = K \frac{(W-W_0)N^a}{f(H)} \quad \cdots\cdots (4-39)$$

4.4.9 Binghamのビットケィパビリティ数

Binghamは，１９６４年１１月から１９６５年４月まで２１回にわたって，ドリラビリティに関する論文をThe Oil and Gas Journal誌に載せている。[4-18)] この中で，削孔性に関して，岩石の種類や強度に関係なくビットによって個有な定数が存在することを述べている。

まず，削孔速度を次元解析によって求めるため，以下のパラメータをとっている。

削孔速度　R（ft／sec）
ビット回転速度　N（rev／sec）
削孔径　D（ft）
ビット推力　W（lb）
削孔強度　S（lb／ft²）

これより，バッキンガムのπ項から２つの無次元グループR／ND，W／D²Sが得られる。ここで，削孔強度Sが現段階では，直接現位置試験によって求めることが困難であることや，R／NDが感覚的にとらえにくい値であることなどから，パラメータをR，N，D，Wの４つにしぼり，R／N及びW／D，すなわち回転当り掘進量及びビット口径当り推力の単位にまとめている。

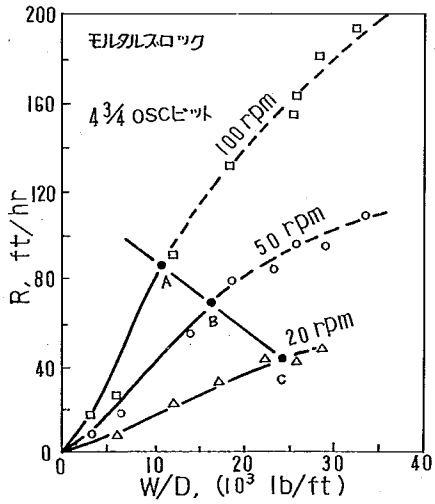


図４－１９　Binghamによる単位口径当りビット推力と削孔速度

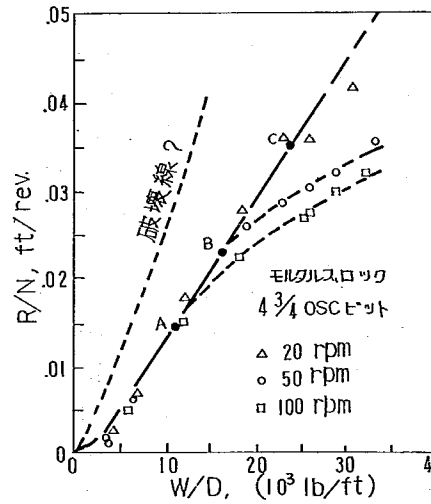


図４－２０　Binghamによる単位口径当りビット推力と回転当り掘進量

この関係を室内試験のデータから例示すると，図４－１９及び図４－２０のようになる。図４－１９に示すビット回転速度の異なる３つの曲線は，たて軸にR／Nをとって表わすと，各プロットが図４－２０に示すように１つの直線のまわりに集まる。この傾向は一般的な削孔特性を表わすもので，Binghamは図４－２１に示すようなその曲線及び点に名称を付けている。

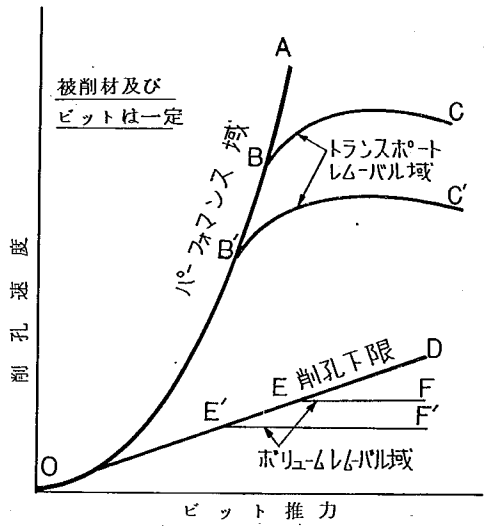


図４－２１　ビット推力と削孔速度の基本的な関係（Binghamによる）

図においで曲線OAはパーフォーマンス域（Performance Region）と呼ばれ，クリーニングが正常に行われている場合はこの線に沿って，ビット推力が増すにつれて削孔速度が増加する。曲線BC，及びB′C′はトランスポートレムーバル域（Transport Removal Region）と呼ばれ，この領域ではクリーニングが不完全となり，削孔速度の増加率が低下する。OD線は削孔下限（Lower Drilling Limit）を与えるもので，これより少しでもクリーニングの状態が悪くなればEF又はE′F′線に移り，ビット推力を上げても削孔速度は増加しなくなる。この領域をボリュームレムーバル域（Volume Removal Region）と呼んでいる。

実際の削孔ではクリーニングが正常に行われた場合でも，Maurerの単一刃先の貫入試験で得られたような完全なクリーニングの状態にはなり得ない。図４－２０の破壊線はクリーニングが完全な状態にあるときの想定線を示したものである。

パーフォーマンスラインは次式で表わされる。

$$R/N = a\,(W/D)^{b} \qquad (4-40)$$

ここで，a及びbは岩石の種類や強度によって決まる無次元定数で，Binghamの得た多くのデータでは定数bは0.9～3.6の範囲にばらつき，定数aに至っては，6.21×10^{-8}から，2.6×10^{-17}の範囲にばらついている。

そこで，単純に図４－２２にBCの破線で示すようにパーフォマンスラインを直線で近似して表わし，横軸との切片BをW$_e$／Dとすると，回転当り掘進量は次式で与えられる。

$$R/N = m_e\left(\frac{W-W_e}{D}\right) \qquad (4-41)$$

ここに，m_t はこの直線の勾配を表わす。さらに，（4－41）式を岩石の強度やビットの種類について解析した結果から，次の関係が得られている。

$$K_{cs} = m_{cs} (W_{cs}/D)^{1/2} \quad \cdots (4-42)$$

ここに，

K_{cs} ：刃先がシャープなビットのケィパビリティ数（$\sqrt{ft^3/lb}$）

m_{cs} ：刃先がシャープなビットのパーフォーマンスラインの勾配（ft^2/lb）

W_{cs}/D ：刃先がシャープなビットのパーフォーマンスラインの切片（lb/ft）

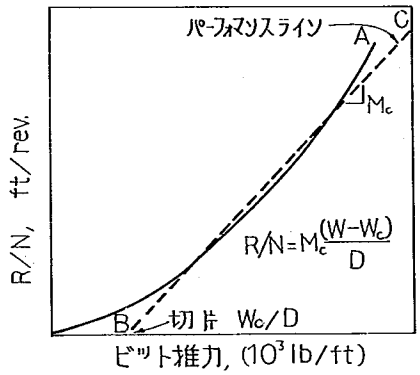


図4－22 Binghamのパフォーマンスライン

このパーフォーマンスラインの勾配とその切片の1／2乗の積の形で表わされる値 K_{cs} は，ビット個有の値であって，岩石の種数や強度に関係なく一定となるところに大きな特徴がある。Binghamはこれをビットケィパビリティ数（bit Capability number）と呼んでいる。

図4－23はHughes Tool社のデータについてビットケィパビリティ数を求めたもので，異なる4種類の岩について，いずれも $7.5\times10^{-6}\sqrt{ft^3/lb}$ が得られている。例えば，図4－23のC′ 0.7／0.283とあるのは，Indiana limeーtoneを削孔したときの切片Wc／Dが $0.7\times1{,}000=700$ lb／ftで，パーフォーマンスラインの勾配が 0.283×10^{-6} であることを意味する。以下同様に示してある。

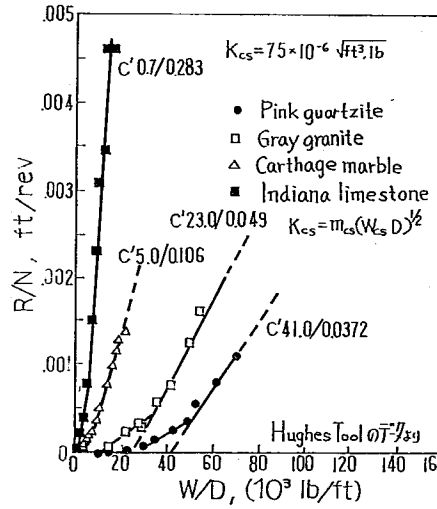


図4－23 Hughes Tool社のデータによる各種岩石に対するケィパビリティ数（Binghamによる）

図4－24は異った4種類のビットによる削孔試験の結果からビットケィパビリティ数を求めたものである。図4－24(a)及び(b)は軟岩用及び中硬岩用ビットによる削孔試験の結果であり，

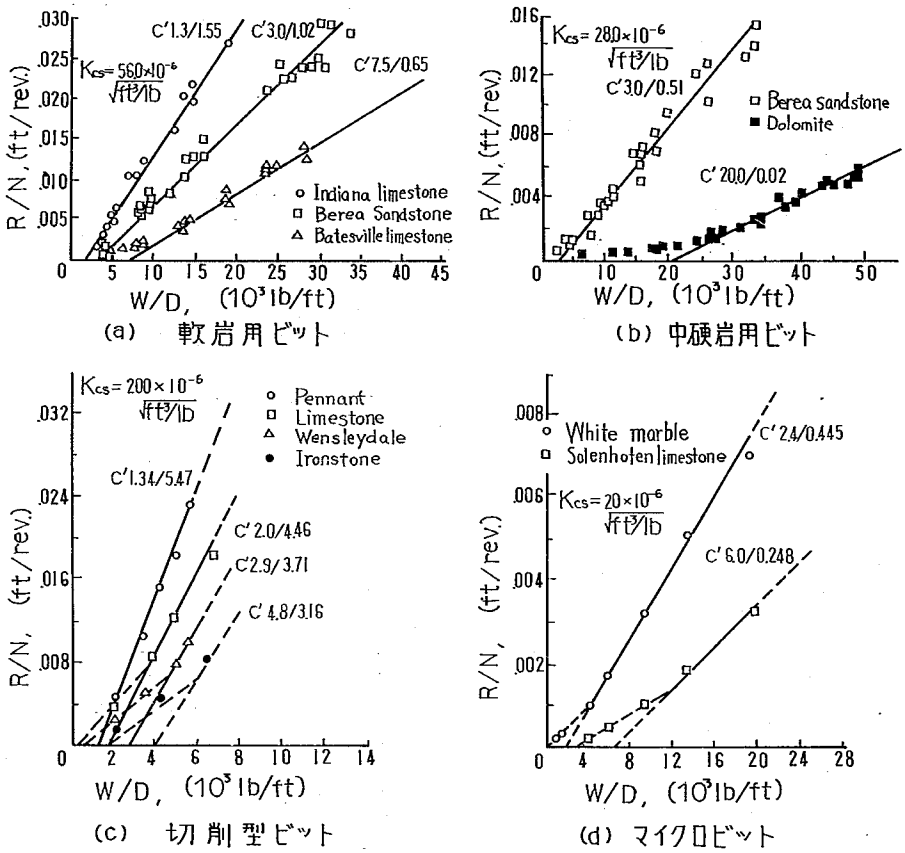


図4－24　Binghamのビットケイパビリティ数

軟岩用ビットのケィパビリティ数が，中硬岩用ビットのちょうど2倍になっている。この場合，同じBerea Sandstoneに対して軟岩用及び中硬岩用ビットのいずれを用いたときの切片，Wc／Dもほぼ3,000lb／ftと等しくなっており，軟岩の勾配が中硬岩の約2倍であって，軟岩用のビットを用いたときの削孔速度が，同じビット推力で中硬岩用ビットの約2倍になることを意味する。これは軟岩ビットのオフセットやスクレーピング作用が原因と考えられるもので，それだけ軟岩ビットの摩耗が中硬岩ビットに比べて早くなることが予想される。

切削型ビットの場合はビットケィパビリティ数がさらに大きく，新しいシャープなビットで$K_{cs}=200\times10^{-6}\sqrt{ft^3/lb}$となり，ローラカッタの約4倍になっている。この場合も，

軟岩用ローラビットと同様にビットにかかる負荷が大きく，それだけ耐摩耗性や破損に対し厳しくなることは避けられない。

マイクロビットのケィパビリティ数は$20\times10^{-6}\sqrt{ft^3/lb}$が得られているが，マイクロビットでは刃もビット口径も共に小さ過ぎて，再現性のある安定したデータを得ることは困難で，十分信頼し得る値になっていないとBinghamは述べている。

4.4.10 VidrineとBenit現場実験データに基く公式

VidrineとBenit[4-19]は数多くの現場データから，差圧（$p_m - p_f$）の増加が削孔速度を低下させることを確認してはいるが，その影響の度合を削孔速度公式で表わすに至っておらず，ドリラビリティ定数に含めて次の削孔速度公式を提案している。

$$R = K N^{0.6} (W - W_0) / D \quad \cdots\cdots (4-43)$$

この式の回転速度Nの指数0.6は，それまでのデータが0.4～1.0の範囲にばらついていることから，South Lousiana sheleを削孔したときの値を用いたものである。ビット推力と削孔速度の関係は，クリーニングが完全に行われるときにはMaurerが示した$R \propto W^2$になると述べているが，一般の削孔条件では完全にクリーニングが行われることがないことから，スレショルド荷重を考慮した直線で表わされている。いずれにしても，削孔条件やクリーニングの状態が各削孔井戸によって異なるため（4－43）式も精度が高いものでないことを断わっている。

さらに，カッタの摩耗による削孔速度の低減について現場削孔試験の結果，Edwardsの式$R \propto 1/f(H)$を用い関数f（H）を次式で与えている。

$$f(H) = 1 + 2.5H \quad \cdots\cdots (4-44)$$

ここにHはカッタツースの摩耗量（摩耗高さ）を標準化して表わしたもので，シャープなカッタで0，完全に摩耗したときの値を1にとったものである。これより，カッタツースの摩耗による削孔速度の低減の関係はシャープなカッタのときの削孔速度R_0に対して次式で表わされている。

$$R_0 = R_1 (1 + 2.5H) \quad \cdots\cdots (4-45)$$

ここに，R_1はカッタツースの摩耗量がHのときの削孔速度である。

4.4.11 Humble社のMCD法のための削孔速度公式

Young（Humble Oil社[4-20]）は削孔現地における短区間の削孔試験のデータをフィードバックし，電子計算機を用いて最も経済的な削孔条件を求めるシステムであるMCD法（Minimum Cost Drilling）の中で，基本式として，カッタツースの摩耗率公式及びカッタ軸受の摩耗率公式とともに表4－1に示した次の削孔速度公式を用いている。

$$R = \frac{K(W - W_0) N^{\lambda}}{1 + C_2 H} \quad \cdots\cdots (4-46)$$

ここに，

λ , C_2 ：パラメータ

H ：標準化して表わしたカッタの摩耗量

W_0 ：スレショルド荷重

である。

ドリラビリティ定数K，スレショルド荷重W_0 及び回転速度の指数λを求めるには，ビット推力と回転速度を図4－25に示す組合わせで短区間の削孔を行い，図4－26の関係から以下の手順で行う。

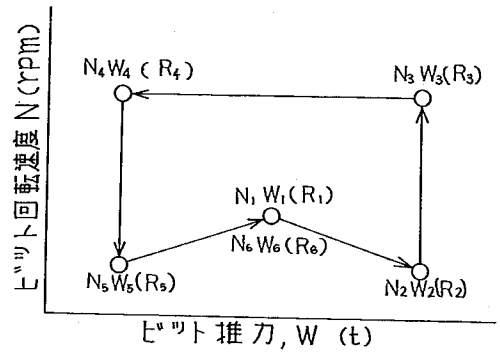


図4－25 ビット推力とビット回転速度の組合わせ（Youngによる）

まず，図4－26(a)に示すようにビット回転速度が一定のときの削孔速度Rとビット推力Wは

$$W = aR + W_0 \quad \cdots\cdots (4-47)$$

で表わされる。ここに勾配aは$\Delta W / \Delta R$である。

次に，ビット回転速度をN_1にしたときのビット推力と削孔速度の関係を

$$W = R(\Delta W / \Delta R) + W_{01} \quad \cdots\cdots (4-48)$$

で表わし，これよりW_{01}をW軸の切片とすると

$$W_{01} = W - R(\Delta W / \Delta R) \quad \cdots\cdots (4-49)$$

が得られる。さらに，このままビット回転速度N_1を変えずにビット推力をW_2にしたときの削孔速度をR_2とすれば，W_{01}は次によって求められる。

$$W_{01} = W_2 - R_2 \{ (W_2 - W_5) / (R_2 - R_5) \} \quad \cdots\cdots (4-50)$$

同様にして，ビット回転速度N_2のときのW_{02}を求めることができる。

一方，ビット推力及びカッタツースの摩耗度が等しい場合，2つのビット回転速度(N_1, N_2)における削孔速度(R_1, R_2)より，ビット回転速度の指数λを求めることができる。すなわち

$$\frac{R_1}{R_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^{\lambda} \quad \cdots\cdots (4-51)$$

で表わされるから，これより

$$\lambda = \ln(R_1 / R_2) / \ln(N_1 / N_2) \quad \cdots\cdots (4-52)$$

となる。従って，図4－26からビット推力W_1のときのλ_1は次式から求められる。

$$\lambda_1 = \ln(R_3 / R_2) / \ln(N_3 / N_2) \quad \cdots\cdots (4-53)$$

同様にしてW_2のときのλ_2が求められるから，λ_1 , λ_2 , 及びW_{01}, W_{02}の平均は

$$\overline{\lambda} = \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{2} \quad , \quad \overline{W}_0 = \frac{W_{01} + W_{02}}{2} \qquad \cdots\cdots (4-54)$$

となる。これらを（４－４６）式に代入すると

$$R = \frac{K(W - \overline{W}_0) N^{\overline{\lambda}}}{1 + C_2 H} \qquad \cdots\cdots (4-55)$$

となる。また，ドリラビリティ定数Kは，

$$K = \frac{R(1 + C_2 H)}{(W - \overline{W}_0) N^{\overline{\lambda}}} \qquad \cdots\cdots (4-56)$$

で求まる。

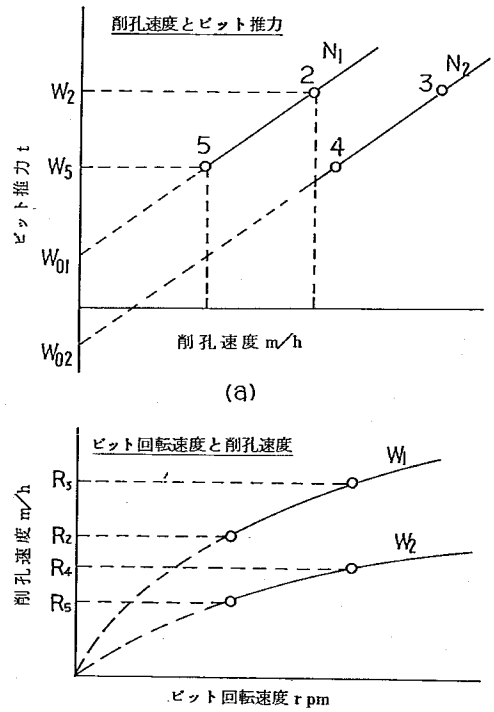


図４－２６　ビット推力，ビット回転速度と削孔速度
（Youngによる）

さらに，図４－２６の２，３，４，５の各点のKを求めて平均すれば，カッタツースの摩耗高

さがHのときの平均ドリラビリティ定数$\overline{K}$が求まる。すなわち，

$$\overline{K} = \frac{K_2 + K_3 + K_4 + K_5}{4} \quad \cdots\cdots (4-57)$$

で表わされる。

4.4.12 その他の削孔公式

その他，JordenとShirly[4-21]及びCombs[4-22]は削孔中の異常間隙水圧を検知するための削孔速度公式を導いている。

JordenとShirlyはBinghamと同じように削孔速度公式に次式を用いている。

$$\frac{R}{N} = K\left(\frac{W}{D}\right)^{d'} \quad \cdots\cdots (4-58)$$

この式から，異常間隙水圧の削孔速度への影響を，次に示す式を用いて指数"d'"の変化から求めようとするものである。

$$"d'" = \frac{\ln\left[\dfrac{R\left(\frac{ft}{h}\right)}{60\left(\frac{min}{h}\right)\cdot N\left(\frac{rev}{min}\right)}\right]}{\ln\left[\dfrac{12\left(\frac{in}{ft}\right)\cdot W(lb)}{10^6 \cdot D(in)}\right]} \quad \cdots\cdots (4-59)$$

(4－59)式の右辺は，(4－58)式より正確にはさらに$\ln(1/K)/\ln(W/D)$を加えた形でなければならず，Kも当然岩石の種類や強度によって変る筈である。しかし，目的が"d'"の変化から間隙水圧の変状を検知することにあるから，実用上，Kを含む項を無視して表わしたものである。

Combsは基準の削孔条件に対して，実際の削孔時の条件を当てはめる削孔速度公式を次式で提案している。

$$R = R_0 \left(\frac{W}{D\cdot 3{,}500}\right)^{a_w} \cdot \left(\frac{N}{200}\right)^{a_n} \cdot \left(\frac{Q}{D\cdot d_n\cdot 3}\right)^{a_q} \cdot f(p_d) f(H) \quad \cdots\cdots (4-60)$$

ここに，R_0は基準削孔状態における削孔速度を示す。そして，基準削孔条件をW／D＝3,500 lb／in，N＝200 rpm，Q／(D・d_n)＝(3 gal／min)／(in・1／32 in)にとっている。Qは循環泥水の流量gal／min，d_nはビットの噴射水ノズルの口径を1／32 inの単位で表わしたものである。

$f(p_d)$は，間隙水圧の影響を考慮したもので，異常水圧ゾーンに遭遇したときに，$f(p_d)$の急激な変化が削孔速度に現われるのを検知しようとするものである。また，$f(H)$はカッタツースの摩耗度の影響を表わす。

指数a_w，a_n，a_qについては，データにばらつきはあるが，それぞれの値を1，0.6，0.3にとっている。これは，Vidrine[4-19]らやEckel[4-23]の研究で提案されている値でもある。

Eckel[4-24]はクリーニングの効果が削孔速度に影響することに着目して，削孔速度公式にクリーニングの要素を入れてある。すなわち，クリーニングには循環流の量と粘度が影響するという仮定から，削孔速度公式を次によって表わしている。

$$R = f\left(W, N, \frac{kQ\rho}{d_n \mu}\right)$$

又は

$$R = K W^a N^b \left(\frac{k Q \rho}{d_n \mu}\right)^c \quad \cdots\cdots (4-61)$$

ここに，

$\frac{Q\rho}{d_n \mu}$：レイノルズ数

Q：噴射水流量

ρ：循環流の密度

d_n：ノズル径

μ：動粘性係数

K，a，b，k，c：パラメータ

である。図4－27にEckelによるレイノズル数と削孔速度の関係を示す。図よりEckelは削孔時の流体の有効作用範囲を$2 < KQ\rho/d_n \mu < 100$とおき，レイノズル数が2以下ではカッタのオフセットによるねじり作用などによる機械的なクリーニングとなり，90～100ではクリーニングの上限を与えると述べている。

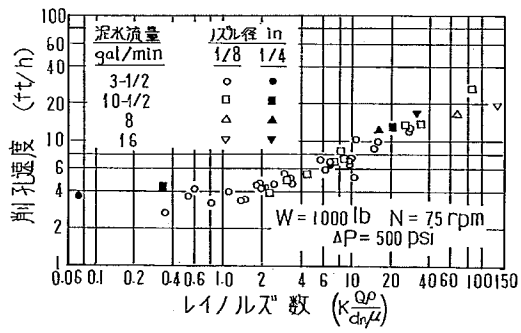


図4－27　レイノルズ数と削孔速度
（Eckelによる）

4.5　カッタの摩耗率公式

切削型ビットでは，カッタの摩耗又は破損による使用可能限界がカッタの寿命になるがローラビットのカッタでは，カッタツース又はカッタの軸受のいずれか短い方の寿命がカッタの寿命となる。

カッタツースや軸受の破損は，不測の原因によって起るもので，一般にカッタの寿命は摩耗を対象にした計算式によって導かれている。これを摩耗率公式と呼び，削孔速度公式とともに削孔の経済的条件を求める研究の対象になっている。従って，カッタの摩耗率公式には，カッタツース及びカッタの軸受それぞれを対象にしたものがある。

4.5.1 カッタツースの摩耗率と寿命

カッタツースが摩耗したとき，削孔速度が低下することはすでに述べた。摩耗したカッタを使用し続けると，カッタの寿命を延ばすことができても削孔速度の減少率が大きくなるので，削孔機械設備等の運転経費がかさみ，それだけ削孔単価が割高になる。従って，最も経済的なカッタの摩耗限界が，物理的寿命以前に存在することになり，これを経済的寿命と呼ぶ。

カッタツースの摩耗量は一般に標準化してシャープなカッタのときを0，完全に摩耗した状態を1で表わす。その摩耗量をHとすると，カッタツースの摩耗率は削孔時間当りの摩耗量のことであるから，dH／dtで表わされる。

摩耗率公式におけるカッタツースの摩耗率をWRとすれば，カッタの寿命は次式で与えられる。

$$T_\ell = \int_0^{H_f} WR \quad dH \qquad \cdots\cdots (4-62)$$

ここに，

T_ℓ ：カッタ寿命（h）

H_f ：寿命時のカッタツースの摩耗量

である。なお，カッタの摩耗は図4－28に示す8分法，すなわち新しいカッタをT0，完全に摩耗したカッタをT8と8段階に分けて表わす方法が便利であることから，これもよく用いられている。この場合，摩耗段階を表わす数値の前にTをつけ，T1，T2，……のように表示する。

4.5.2 GalleとWoodsによる摩耗率

GalleとWoodsによるHughes Tool社（米国）のローラビットに対する最適ビット推力・回転速度に関する研究の中で，カッタツースの摩耗率は次の実験式で表わされている。

$$WR = \frac{dH}{dt} = \frac{i}{A_f \; a \; m} \qquad \cdots\cdots (4-63)$$

ここで，iはビット回転速度Nに関する値で，ビット回転速度が増加するに従って大きくなる。この関係をGalleらは図4－29(a)及び次式で与えている。

$$i = N + 4.348 \times 10^{-5} N^3 \qquad \cdots\cdots (4-64)$$

また，aは摩耗が進むにしたがって増加する係数で，図4－29(b)及び次式で与えられている。

$$a = 0.928H^2 + 6.0H + 1 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4-65)$$

mはビット推力が増すことによって減少する係数で，図４－２９(c)及び次式で表わされている。

$$m = 1{,}359 - 714 \log 7.88W/D \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4-66)$$

A_fは，研摩性ファクタと呼ばれる係数で，地層の研摩性が増すにしたがって減少する値で，ビットの型式，循環泥水などの影響をも含んでいる。

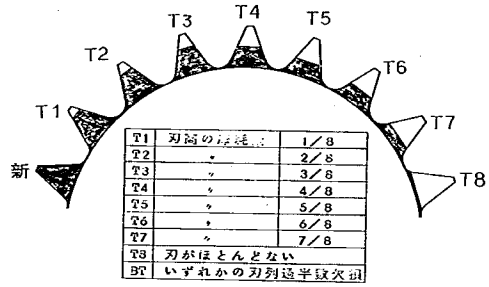
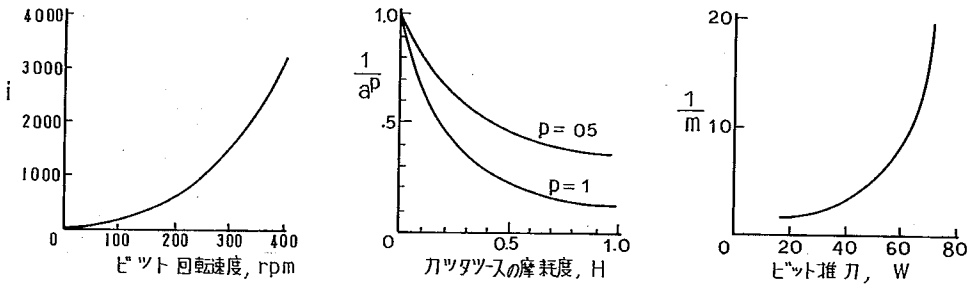


図４－２８　カッタツースの８分法摩耗度の表示

（４－６３）式を使用するにあたっては，削孔試験を行うか又は過去の資料からあらかじめ研摩性ファクタA_fを求めておく必要がある。



(a)カッタの摩耗に対するビット回転速度

(b)削孔速度又はカッタの摩耗に対するカッタツースの摩耗度

(c)カッタの摩耗に対するビット推力

図４－２９　削孔速度やカッタの摩耗率に対する諸要因の影響
（GalleとWoodsによる）

（４－６３）式より，摩耗度Hn又は延削孔時間Tnまで積分すると，

$$A_f \; a \int_0^{H_n} dH = \int_0^{T_n} \frac{i}{m} \, dt \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4-67)$$

となり，

$$A_f = \int_0^{H_n} \frac{i}{a \; dH \; m} \quad T_n \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4-68)$$

によって研摩性ファクタが得られる。すなわち，研摩性ファクタは一定ビット推力及びビット回

転速度で削孔したときの削孔時間 T_n とそれまでのカッタツースの摩耗量 H_n から求められる。

4.5.3 ＭＣＤ法におけるカッタツースの摩耗率

Humble 社のＭＣＤ法の中のカッタの摩耗率公式は次によって与えられている。

$$WR = \frac{dH}{dt} = \frac{A_f\ (PN + Q_m N^3)}{(-D_1 W + D_2)(1 + C_1 H)} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4-69)$$

ここに定数Ｐ，Q_m，C_1 ，D_1 ，D_2 はビットの形式やサイズによって定まる値で，３コーンビットに対しては表４－６及び表４－７の値が与えられている。

表４－６　３カッタビットの刃先摩耗率に関するパラメータ
（Murphy, Young による）

グループナンバー	ビットメーカ及び形式						パラメータの値		
	Hughes	Chicago pneumatic	Security	Smith	Reed	Globe	P	Q_m	C_1
1	OSC−3	ES1C	S3	DT3	Y−T3	SS3C	2.5	1.088×10^{-4}	7
2	OSC−1	ES1	S4	DTZ	YT−1	S3C	2.0	0.870×10^{-4}	6
3	OSC	ES2	S6	KZP	YT	M3C	2.0	0.870×10^{-4}	6
4	OWV	EMW	M4N	SVZ	YS−1	−	1.5	0.653×10^{-4}	5
5	OW	EM3	M4	C2	YS	MH3C	1.2	0.522×10^{-4}	4
6	OWS		M5				1.2	0.522×10^{-4}	4
7	OWC	EH1	M4L	T2	YM	MHT3C	0.9	0.392×10^{-4}	3
8	W7	HH1	H7	C4	YH	−	0.65	0.283×10^{-4}	2
9	W7R	EH2	H7W	4W	YHW	−	0.5	0.218×10^{-4}	2

表４－７　ビットサイズのパラメータ
（Murphy, Young による）

ビット径

（in）	D_1	D_2
6－1／4	.088	5.50
6－3／4	.083	5.61
7－7／8	.074	5.94
8－5／8	.071	6.11
9－5／8	.066	6.38
9－7／8	.065	6.44
10－3／4	.062	6.68
12－1／4	.058	7.15

また，研摩性ファクタA_fはGalleとWoodsの式では摩耗率に逆比例する値になっているが，ここではA_fが増加するとき摩耗率も増加するように摩耗率公式の分子になっている。いずれにしても，A_fは被削材によって定まる値であるから，試験削孔を行うか又は過去のデータから類推しなければならない。

（4－69）式は

$$(1+C_1 H)\,dH = A_f \frac{(PN+Q_m N^3)}{(-D_1 W+D_2)}\,dt \quad \cdots\cdots (4-70)$$

となるから，削孔時間t_{i-1}からt_iまでの摩耗量がH_{i-1}からH_iになるとすれば，

$$\int_{H_{i-1}}^{H_i} (1+C_1 H)\,dH = \int_{t_{i-1}}^{t_i} A_f \frac{PN+Q_m N^3}{(-D_1 W+D_2)}\,dt \quad \cdots\cdots (4-71)$$

で表わされ，これより，

$$H_i + \frac{C_1}{2} H_i^2 - \left(H_{i-1}+\frac{C_1}{2} H_{i-1}^2\right) = \frac{A_f (PN+Q_m N^3)}{(-D_1 W+D_2)} (t_i - t_{i-1}) \quad \cdots (4-72)$$

が得られる。

さらに，削孔時間$t_i - t_{i-1} = t_n$とおくと摩耗量H_iは次式となる。

$$H_i = \frac{1}{C_1}\left[-1+\sqrt{1+2C\left\{H_{i-1}+\frac{C_1}{2} H_{i-1}^2+\frac{A_f (PN+Q_m N^3) t_n}{(-D_1 W+D_2)}\right\}}\right] \quad \cdots\cdots (4-73)$$

MCD管理法では，t_nを72秒にとり，この間ビット推力及びビット回転速度を一定にして得られたデータをフィードバックして最適運転条件を求める方法をとっている。

4.5.4 Edwardsの摩耗率公式

Edwardsは，カッタツースの摩耗率に影響する要因のうち，ビット推力に関しては，図4－30に示すようにビット推力を増すほど摩耗率が大きくなり，この関係がカッタツースが破壊するまで続くものとしている。図より，カッタの最大許容荷重をQとしたときの関係を次式で表わしている。

$$WR \propto [1/(Q-W)] \quad \cdots\cdots (4-74)$$

Edwardsは，カッタの最大許容荷重Qをビット径当り荷重で表わし，10,000 lb/in（≒1,800 Kg/cm）にとっている。一方，ビット推力が一定の場合，図4－31に示すようにビット回転速度が大きくなるほどカッタツースの摩耗率が増大するものとして，

$$WR \propto N^x \quad \cdots\cdots (4-75)$$

の関係を示している。この場合，ビット回転速度が50～250 rpmの範囲では指数xはほぼ

1.1になると述べている。

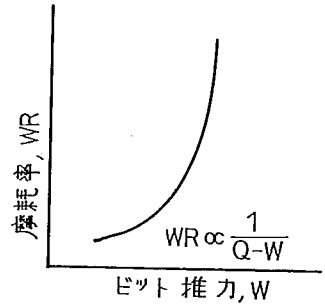


図4－30　摩耗率に対するビット推力の影響
（Edwardsによる）

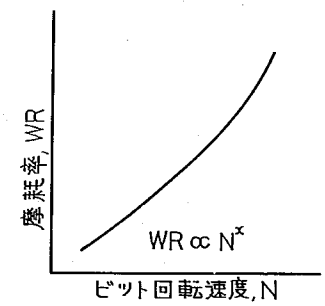


図4－31　摩耗率に対するビット回転速度の影響
（Edwardsによる）

Edwardsはカッタツースの摩耗を刃先の残存率で表わし，摩耗率公式を求めている。

その刃先の残存率をH′とすると，新しいカッタではH′＝1，完全に摩耗したときにはH′＝0となり，摩耗量率で表わした他の公式とは逆になることに注意しなければならない。ここにカッタツースの摩耗率は刃先の残存率H′に対して次式で表わされる。

$$WR \propto \{1/f(H')\} \quad \cdots\cdots (4-76)$$

また，$f(H')$は次式で与えられている。

$$f(H') = F_1 - F_2 H' \quad \cdots\cdots (4-77)$$

ここに，F_1はカッタが新しいときのツースの先端幅を根元の幅で割った値とし，F_2はF_1から1を引いた値にとっている。例えば，新しいカッタの先端幅が1／16 inのとき，根元幅が1／2 inであるとすれば，（4－77）式は

$$f(H') = 8 - 7H' \quad \cdots\cdots (4-78)$$

で表わされる。

以上（4－74），（4－75），（4－76）式を合成すると，

$$WR = \frac{-N^x}{A_t (Q-W) f(H')} = \frac{dH'}{dt} \quad \cdots\cdots (4-79)$$

が得られる。これより，カッタが完全に摩耗するまでの時間T_ℓは，次によって求まる。

$$T_\ell = \frac{\int_1^0 f(H')\,dH'\,A_t (Q-W)}{-N^x} \quad \cdots\cdots (4-80)$$

例えば，8－3／4 inのビットがビット推力；50,000 lb，ビット回転速度；100 rpm

で１２時間削孔したとき，カッタツースが３／４摩耗したとすれば，このときの地層の研摩性ファクタA_fは次によって求められる。

このビットでは，$f(H')=8-7H'$ Q＝10,000 lb／inであるから（４－７９）式より

$$\int_1^{0.25} f(H')dH' = -N^{1.1}\int_0^{T_\ell} dt \,/\{A_f(Q-W)\}$$

$$\int_1^{0.25} (8-7H')dH = -(100)^{1.1} T_\ell / \{A_f(87.5-50)\}$$

$$\left[8H' - \{7(H')^2/2\}\right]_1^{0.25} = -159(12) / \{A_f(37.5)\}$$

$-2.72 = -159(12)/A_f(37.5)$

$A_f = 18.7$

が得られる。

この計算ではビット推力に1,000 lbの単位を用いている。

4.5.5 Binghamのビットケィパビリティ数とカッタの摩耗

Binghamは4.4.8項で述べたドリラビリティに関するシリーズの論文の中で，ビットケィパビリティ数とビットの摩耗の関係について述べている。

コンクリートモルタルブロックを試料にしたビットの摩耗度の削孔速度への影響を調べる削孔試験の結果から，図４－３２に示すR／N－W／Dの関係を得ている。ここではビットの摩耗が０のとき，１／２のとき及び完全に摩耗したときの３ケースについて試験をしている。図では，摩耗が進むにつれてパーフォーマンスラインの切片W_0／Dがやや大きくなる一方，その勾配が小さくなっている。これらのことから，Binghamはビットの摩耗量と，切片W_0／D及びビットケィパビリティ数との間に次の関係を得ている。

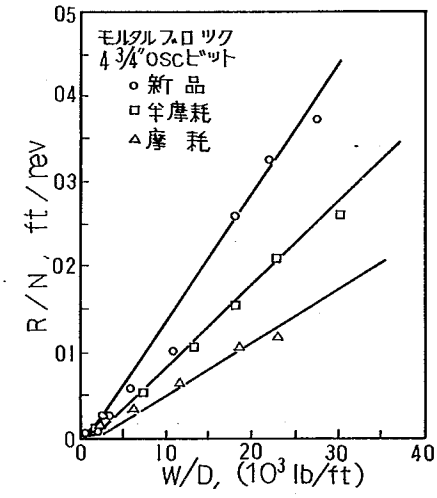


図４－３２　摩耗ビットによる削孔特性（Binghamによる）

$$C = m_{cs}(W_{cs}/D)^2 = m_{cw}(W_{cw}/D)^2 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4-81)$$

及び

$$K_{cw} = K_{cs}\ e^{-SH} \quad \cdots\cdots (4-82)$$

ここに，

C　：定　数（1b）

m_{cs}：シャープなビットのパーフォーマンラインの勾配（$ft^2/1b$）

m_{cw}：摩耗したビットのパーフォーマンスラインの勾配（$ft^2/1b$）

W_{cs}/D：シャープなビットを用いたときの切片（$1b/ft$）

W_{cw}/D：摩耗したビットを用いたときの切片（$1b/ft$）

K_{cs}：シャープなビットのケィパビリティ数（$\sqrt{ft^3/1b}$）

K_{cw}：摩耗ビットのケィパビリティ数（$\sqrt{ft^3/1b}$）

S　：摩耗に関するパラメータ（≒0.7）

H　：標準化したツースの摩耗量

（4－81）式はビットの摩耗量に無関係に，パーフォーマンスラインの勾配と切片の2乗との積が一定の値になることを示している。また，（4－82）式は摩耗ビットのケィパビリティ数はシャープな刃先のビットのケィパビリティ数とe^{-SH}の積，すなわちシャープな刃先のビットのケィパビリティ数がわかっているとき，ツースの任意の摩耗状態におけるビットケィパビリティ数が求まることを示している。表4－8は各種ビットの摩耗量とビットケィパビリティ数を示したものである。

表4－8　カッタツースの摩耗とビットケィパビリティ数（Binghamによる）

摩耗度 / カッタの種類	$K_{cw} = M_{cw}(W_{cw}/D)^{1/2}$				
	$K_{cs}\sqrt{ft^3/1b}$	$K_{cw}, \sqrt{ft^3/1b}$			
		1／4 摩耗	1／2 摩耗	3／4 摩耗	全摩耗
軟岩	560×10^{-6}	468×10^{-6}	39×10^{-6}	326×10^{-6}	272×10^{-6}
中硬岩	280×10^{-6}	234×10^{-6}	195×10^{-6}	163×10^{-6}	136×10^{-6}
硬岩	20×10^{-6}	167×10^{-6}	139.5×10^{-6}	116.5×10^{-6}	9.7×10^{-6}
インサートビット	20×10^{-6}				

例えば，軟岩用ビットの新しいときのケィパビリティ数が560×10^{-6}であるのに対して，1／2摩耗のときケィパビリティ数は（4－82）式より次によって求まる。

$$K_{\frac{1}{2}} = 560\times10^{-6}\times e^{-0.7\cdot\frac{1}{2}} = 394.6\times10^{-6}$$

4.6 ローラーカッタの軸受の摩耗

ローラーカッタの軸受の摩耗とカッタツースの摩耗のどちらかがカッタの寿命を決定することはすでに述べた。最近の大口径用ビットのローラーカッタはカンチレバー型からサドル型に変り，カッタの構造上軸受の容量が大きくとれるようになっている。

従って，ツース型カッタでは正常の運転管理をしている限り，ほとんどの場合ツースの摩耗がカッタの寿命となり，小口径のカンチレバー型カッタで構成されている3カッタビットのように軸受の摩耗がツースの摩耗に先行することは少ない。しかしながら，その一方ではタングステンカーバイト鋼チップを植込んだ耐摩耗型のインサートカッタが普及するようになり，さらに，軸受の容量の大きいカッタが要求されるようになってきている。

一般の機械の軸受では負荷条件に変動が少なく，潤滑油の管理もしやすいため，泥水潤滑を行うものや，シール付でも砂泥の浸入の恐れのあるローラカッタ用軸受に比べて極端に寿命が長い。従って，一般機械の軸受の寿命算出方法も以下に述べるようにローラビット用とはおのずと異ってくる。

一般機械の軸受は，同一軸受けのグループの90%が10^6回転の稼働に耐え得る荷重を基本負荷容量と呼び，実際の負荷条件での寿命の算出を行う。この基本負荷容量は普通500時間を基準にして求めるから，10^6回転は$33.3\times60\times500=10^6$となり，基本負荷容量は，33.3rpmで500時間で寿命となる荷重ということになる。これより，軸受の計算寿命Lを10^6回転の単位で表わすと次式となる。

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^r \quad \cdots\cdots (4-83)$$

ここに，

C ： 基本荷重

P ： 軸受荷重

r ： 定数（玉軸受$r=3$，コロ軸受$r=10/3$

である。

なお，寿命を時間で表わせば便利な場合もあり，それを示すと次式で表わされる。

$$Lh = \frac{1{,}000{,}000\,L}{600\,n} \quad \cdots\cdots (4-84)$$

n ： 軸受の回転速度 （rpm）

Lh ： 軸受の寿命 （時間）

削孔ビットの軸受の摩耗公式は，カッタツースの摩耗公式をもとにAAODCの協力でGalleとWoodsが，ビット推力及び回転速度の最適化に関する研究シリーズ中で求めている実験式，並びにEdwardsやYoungらなどが用いている在来の摩耗率公式の2系統で代表される。

軸受の摩耗度はカッタツースがノギスやマイクロメータで測定できるのと異なり，鑑別によって評価をしなければならない。そのため，軸受の摩耗を摩耗率で表わすのは必ずしも適当でないが，定時間使用後の軸受の摩耗量を標準化又は8分法で判定し，その状態までの時間当りの摩耗量を摩耗率とし，カッタツースと同様に摩耗率公式で表わす方法がとられている。

GalleとWoodsは軸受の摩耗率dB/dTを次式で与えている。

$$\frac{dB}{dT} = \frac{N}{SL} \quad \cdots\cdots (4-85)$$

ここに，Bはカッタツースのときと同様に軸受の摩耗量を標準化した値で，新しい軸受を0，完全に摩耗した軸受を1として表わしたものである。また，Sは循環流体によるパラメータであるが，ビットの種類や負荷条件によって異なる値をとるため試験削孔から求めなければならない。例示では0.5～1.0の値を得ている。さらに，Lはビット推力に関係する値で実験の結果から表4－9に例示する値が与えられている。

表4－9　GalleとWoodsの計算に用いる$\bar{W}\,\bar{m}\,L$

$\bar{W}$	$\bar{m}$	L	$\bar{W}$	$\bar{m}$	L
5	1.204	13239	45	0.249	1288
10	0.903	9016	50	0.204	1063
15	0.726	6240	55	0.162	884
20	0.601	4439	60	0.124	739
25	0.505	3270	65	0.090	620
30	0.425	2496	70	0.057	520
35	0.358	1963	75	0.027	434
40	0.300	1578			

図4－33は標準ビットサイズ径7－7／8 inのビットに換算したビット推力$\bar{W}$と1／Lの関係を示したものである。（4－85）式及び表4－9からわかるように，ビット推力，ビット回転速度のいずれを増しても軸受の摩耗率は大きくなる。

（4－85）式から軸受の摩耗によるカッタの寿命T_ℓ(h)は次式で表わされる。

$$\int_0^{T_\ell} dA = \int_0^1 \frac{SL}{N}\, dB$$

$$T_\ell = \frac{SL}{N} \quad \cdots\cdots (4-86)$$

一方，摩耗率公式として，EdwardsやYoungらが示している次式が従来からよく用いられている。

$$\frac{dB}{dT} = \frac{W^{y}N}{b} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4-87)$$

これより，軸受の寿命T_ℓは次式から求められる。

$$T_\ell = \int_0^1 \frac{b}{W^{y}N}\, dB = \frac{b}{W^{y}N} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4-88)$$

ここにbは，軸受定数と呼ばれ，削孔現地のデータから求まるものである。

ビット推力の指数yはビットの形式や循環流によって定まる値で，表4－10に示すように各研究者によって若干の差異はあるが，ほぼ1.5前後の値が多く用いられている。

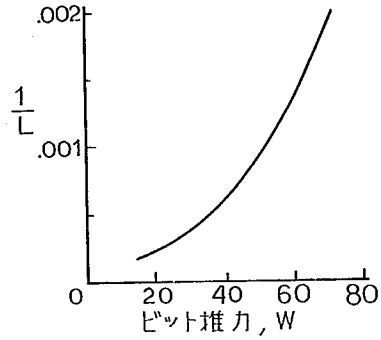


図4－33　軸受の摩耗に対するビット推力の影響
（GalleとWoodsによる）

表4－10　軸受の摩耗率公式の定数y

著　　者	y	摘　　要
Edwards	1.5	泥水潤滑
Moore	2.0	〃
Young	1.44	図4－34参照
Graham	1 ～2.0	泥水潤滑
Muench	3.0～3.3	一般工業用油潤滑

図4－34は，Youngがまとめた実測値からyを求めた例を示したもので，図よりy＝1.44が得られている。図の試験は一定のビット回転速度でそれぞれ異なる4段階のビット推力を与えた4丁のビットについて，軸受の寿命まで削孔したものである。

次にビットの軸受定数をGrahamとMuench[4-11)]の削孔記録例から求めてみる。まず，ビット径7－7／8in，ビット推力45,000 lb，ビット回転速度60 rpmの条件で軸受の寿命が15時間であったとき，y＝1.5にとると（4－88）式より次によって求まる。

$$b = T_\ell N W^{1.5}$$

$$b = (15\text{h})\cdot(60\text{rpm})\cdot(45\times10^{3}\ \text{lb})^{1.5} = 9\times10^{9}$$

いずれにしても，この軸受定数bは削孔しようとする岩石の強度によって左右され，また，ビットが軟岩用か硬岩用かの種類によっても軸受容量が異なるから当然bの値も異なる。

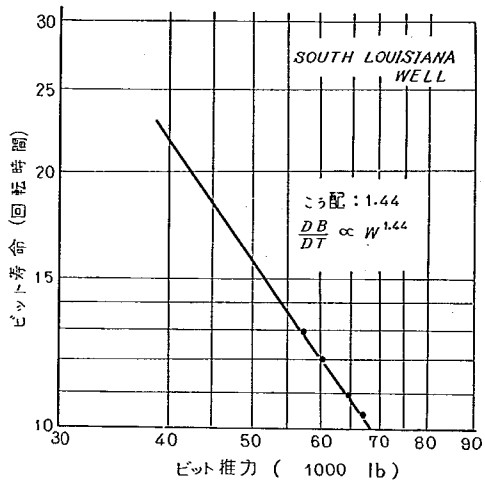


図4－34 削孔実績によるビット推力とビット寿命（Youngによる）

4.7 結　　語

石油井戸を対象にした小口径の削孔公式は，これまで数多く報告されている。

3カッタビットが主体である小口径削孔は，削孔ずりのクリーニングやビット推力の分布など，大口径削孔と異なるところが多いが，ビットに推力と回転力を与えて削孔する基本原理には両者の間に差がなく，定性的には小口径の削孔特性が大口径の場合にも当てはまる。

小口径削孔に関する主な公式には，削孔速度公式のほか，カッタツース又は軸受の摩耗率公式があり，削孔トルク公式は小口径の場合あまり問題にされていない。

過去に報告されている削孔公式について，主な点を取りまとめると以下のとおりである。

(1) 削孔速度Rとビット推力Wの関係を大別すると，$R \propto W^a$ 又は $R \propto (W - W_0)$ の2通りで表わされている。前者のパラメータaには1.5～2の値が与えられ，後者はR－Wの関係の一部を直線とみなし，W軸の切片をスレショルド荷重W_0で表わしたものである。

(2) 削孔速度Rとビット回転速度Nの関係は，$R \propto N^b$ で与えられ，パラメータbは0.6～1の値になっている。この点は大口径削孔と異なる。

(3) 削孔速度Rとカッタツースの摩耗度Hの関係は，$R \propto 1/f(H)$ で表わされるものが多く，$f(H) = 1 + 2.5H$，$f(H) = 1 + C_2 H$（C_2は定数）などが与えられている。

(4) 削孔速度Rと被削材の強度Sの関係において，Sをドリラビリティ定数Kに含めているものが多いが，Sと削孔性を付けてそれを削孔強度と呼ぶ特別な強度表示を用いて削孔速度公式に取り込んでいるものもある。大口径削孔においてもこの削孔強度を用いて後章で論じてあ

る。

(5) カッタツースの摩耗について，摩耗度Hの状態における時間当り摩耗進行度を摩耗率ＷＲと呼び，ＷＲ＝dH／ｄｔで表わし，これを延べ削孔時間まで積分してそのときの摩耗度を求める方法が用いられている。摩耗率を表わす公式を摩耗率公式と呼び，この中には摩耗度に影響する地層の条件を表わす研摩性ファクタが含まれる。

(6) カッタの軸受の摩耗もカッタツースと同様に摩耗率公式があって，カッタツースの研摩性ファクタに対して，削孔現場データから与えられる軸受け定数がある。

参 考 文 献

4-1) Morlan, E.A. : Designing large diameter hole drilling programs, World Oil, April, 1962, reprint

4-2) Cunningham, R.A. and Eenink, J.G. : Laboratory study of effect of overburden, formation and mud column pressures on drilling rate, 33rd Annual Fall Meeting, SPE of AIME, October, 1958, Paper No. 1049-G

4-3) Garner, N.E., Gatlin, C. and Podio A. : Experimental Study of Crater Formation in Limestone at Elevated Pressures, Trans., AIME, 1963

4-4) Robinson, L.H., Jr. : Effect of Pore and Confining Pressure on Failure Characteristics of Sedimentary Rocks, Trans., AIME 1959, Paper No.1096-G

4-5) Garnier, A.J. and Van Lingen, N.H.: Phenomena Affecting Drilling Rates at Depth, 33rd Annual Fall Meeting, SPE of AIME, October, 1958, Paper No. 1097-G

4-6) Maurer, W.C. : Bit-Tooth Penetration Under Simulated Borehole Conditions, JOURNAL OF PETROLEUM TECHNOLOGY, Dec. 1965, P.1433

4-7) Van Lingen, N.H. : Bottom Scavenging, a Major Factor Governing Penetration Rate at Depth, 36th Annual Fall Meeting, SPE of AIME, Oct.1961, Paper No. SPE-165

4-8) Bingham, M.G. : What is Balanced Pressure Drilling ?, 44th Annual Fall Meeting, SPE of AIME, Sept. - Oct., 1969, Paper No. SPE-2541

4-9) Murray, A.S. and Cunningham, R.A. : Effect of Mud Column Pressure on Drilling Rates, 30th Annual Fall Meeting, SPE of AIME, Oct. 1955, Paper No. 505-G

4-10) Lubinski, A. : Proposal for Future Tests, Petroleum Engineering, Jan. 1958, P.B52

4-11) Graham, J.W. and Muench, N.L. : Analytical Determination of Optimum Bit Weight and Rotary Speed Combinations, 34th Annual Fall Meeting SPE of AIME, Oct. 1959, Paper No. 1349-G

4-12) Somerton, W.H. : A Laboratory Study of Rock Breakage by Rotary Drilling, PETROLEUM TRANSACTIONS AIME, Vol. 216, 1959, P.92

4-13) Galle, E.M. and Woods, H.B. : Best Constant Weight and Rotary Speed for Rotary Rock Bits, Spring Meeting of American Petroleum Institute, May, 1963, reprint

4-14) Galle,E.M. and Woods, H.B. : How to calculate bit weight and rotary speed for lowest-cost drilling, Annual Meeting of AAODC, 1960, reprint

4-15) Van Lingen, N.H. : Bottom Scavenging - A Major Factor Governing Penetration Rate at Depth, JOURNAL OF PETROLEUM TECHNOLOGY, Feb. 1962, P.187

4-16) Maurer, W.C. : The "Perfect-Cleaning" Theory of Rotary Drilling, JOURNAL OF PETROLEUM TECHNOLOGY, Nov., 1962, P.1270

4-17) Edwards, J. H. : Engineering Design of Drilling Operations, Spring Meeting of the Southern District, API Division of Production, March, 1964, P.39

4-18) Bingham, M.G. : A New Approach to Interpreting Rock Drillability, THE OIL AND GAS JOURNAL Nov. 2, 1964 - April 5, 1965

4-19) Vidrine, D. J. and Benit, E.J., Jr.: Field Verification of the Effect of Differential Pressure on Drilling Rate, 42nd Annual Fall Meeting, SPE of AIME, Oct., 1967, paper No. 1959

4-20) Young, F.S., Jr.: Computerized Drilling Control, JOURNAL OF PETROLEUM TECHNOLOGY, April, 1969, P.483

4-21) Jorden, J.R. and Shirley, O.J. : Application of Drilling Performance Data to Overpressure Detection, SPE of AIME Symp. on Offshore Technology and Operations, May, 1966, Paper No. SPE 1407

4-22) Combs, G.D : Prediction of Pore Pressure from Penetration Rate, 43rd Annual Fall Meeting of SPE of AIME, Sept. - Oct., 1968, paper No. 2162

4-23) Eckel, J.R. : How Mud and Hydraulics Affect Drill Rate, THE OIL AND GAS JOURNAL, June 17, 1968

4-24) Eckel, J.R. : Microbit Studies of the Effect of Fluid Properties and Hydraulics on Drilling Rate, 41st Annual Fall Meeting of SPE of AIME, Oct., 1966, Paper No. SPE 1520

第5章　泥水循環とエアリフトポンプ

第5章　泥水循環とエアリフトポンプ

5.1　泥水循環の概要

大口径削孔に用いる循環流体には，空気や水及びこれらに各種添加物を加えた流体があり，その作用には，①　カッタの冷却，②　掘削ずりの排出，③　孔壁の崩落防止，④　孔壁にかかる土圧の調整，⑤　ドリルストリングス要素の潤滑，⑥　掘削ずりのクリーニングなどがある。これらの作用はいずれも重要な事項で，この循環流を除いては大口径削孔を論ずることはできない。従って，循環流設備の設計にあたっては，次の点を十分留意して行わなければならない。①　カッタの種類及びビットの形状，②　掘削孔径及び削孔深度．③　地下水位及び被圧地下水の有無，④　孔全体を通しての透水性，⑤　予想される掘削ずりの大きさと形状，⑥　予想される削孔速度から割出した掘削ずりの量，⑦　作業足場などの付帯設備。

5.1.1　空気循環

空気を媒体とする循環工法には正循環，逆循環工法があり，透水層のため泥水が漏えいして使用できない地層を削孔するときには，乾式削孔法であるこれらの空気循環工法を用いる。

正循環では，ずりを有効に排出するに必要な流速が１０～１５m／secといわれている。[5-1)] 例えば，口径２mの削孔では1,800～2,700㎥／minという膨大な空気量を必要とする。従って，あまり大きな口径の掘削には空気正循環方式は適合しない。空気によりずり上げ効率を改善する目的で，圧縮空気の中にベントナイトや洗剤などを混入させ，泡と一緒に掘削ずりを排出する方法，すなわち，mist-drillingがAECのネバダ実験場でよく用いられている。例えば，1.2m径の削孔に２５㎥／minの空気圧縮機を１０～１２台稼働させて，空気量の約１％，掘削量㎥当り約0.13㎥の洗剤を使用して効果をあげている。[5-2)] また。同じネバダ実験場で，洗剤やベントナイトの添加物だけでは循環流が浸透流出するのを防ぎきれない地層に対して，ベントナイトや洗剤の他にソーダアッシュ等を混合した特殊添加剤を用いている例もある。[5-3)]

空気逆循環工法は，表層ケーシングの上に取付くロータリテーブルを気密構造にし，圧縮空気をケーシング上部の送気孔より孔内に送込み，この圧縮空気が削孔面をクリーニングしたのち，ずりと共にドリルパイプ内を通り外気に放出されるという方式のものである。圧縮空気源には低圧大容量の送風機が使用される。米国の施工例[5-4)]では，循環空気量が径13－3／8in(約340㎜)のドリルパイプに対して，自由空気量で５００㎥／min～８００㎥／minが用いられている。

この乾式空気循環方式の大口径削孔例は，わが国ではまだ見当らず，泥水の得難い山岳工事などではこの工法の適用を検討する必要があろう。

5.1.2 泥水循環

泥水循環とは，循環流体にベントナイトなどを混入させた泥水（mud）を使用するもので，これにも正逆両循環工法がある。

正循環の泥水の上昇速度は約0.5m／secが適当であるといわれているが，口径が大きくなると，ドリルパイプと孔壁の間の面積が大きくなり，その流速を得るには膨大な容量のポンプを必要とする。そのため正循環方式の大口径削孔では，経済的な口径限界ができる。

しかし，実際の使用例[5-5]では流速がさらに低く，径1.8mの削孔において流量が38m³/min，流速約0.2m／sec，また，径3.0mの場合には，0.09m／secの流速で削孔している。

Morlan[5-6]は削孔径D（in.）と循環流の量Q（gal／min）の関係を次の経験式で与えている。

$$Q = 50\ D\ (\text{in.}) \quad (\text{gal}/\text{min}) \quad \cdots\cdots (5-1)$$

これを，削孔径D（m）を用い，循環流量Q（m³/min）で表わすと

$$Q \fallingdotseq 7.5\ D\ (\text{m}) \quad (\text{m}^3/\text{min}) \quad \cdots\cdots (5-1')$$

となる。例えば，径80in.（約2m）の削孔のにおける循環泥水の流量Q_{80}は

$$Q_{80} = 50 \times 80 = 4{,}000\ (\text{gal}/\text{min})\ (\text{約}15\ \text{m}^3/\text{min})$$

必要ということになる。さらに，Morlanは循環泥水中に含まれる削孔ずりの量は9.5 lb／gal（約1.13t／m³）を越えてはならないと述べている。

いずれにしても，正循環方式では口径2mぐらいの削孔に1,000馬力以上のポンプ設備を必要とするので，最近ではビットの形状などを改量してクリーニング効果を高めた逆循環工法が多く採用されている。

逆循環流を発生させるには，サクションポンプによる方法，エアリフトポンプによる方法，ジェットエジェクタによる方法とがある。これらの中でわが国における土木建築工事用基礎施工に用いるリバースサーキュレーションドリルには，サクションポンプとエアリフトポンプによる工法（エアリフト工法とも呼ぶ）が主流で，ジェットエジェクタは同工法が導入された初期には用いられたが，現在ではほとんど使用されていない。

サクションポンプは，一般のポンプが吐出側に圧力を加えて揚水するのに対して，ポンプの吸引力を利用して揚水するため，サクションヘッドが理論上10m以上になり得ず，実際には管路損失などのため5～6mが限度となる。ポンプは泥水が対象となるから，サンドポンプ形式のものが用いられる。

エアリフト工法は大口径の場合や深度の大きいところでの削孔によく用いられる。

米国で用いられているエアリフト方式のほとんどが中央空気管式を用いている。これは，直径13−8/3 in.（約340㎜）のドリルパイプの中央にスィーベルを通して約60～90m浸水させた空気管を取付け，その先端にたくさんの小さな孔をあけ，そこから，空気を吐出させて揚水する形式で，空気管は回転しない。

1968年にAECがアムチトカ島で行なった例[5-7]では56㎥/minの空気量で12㎥/minの揚水をしており，さらに17㎥/minの空気圧縮機2台を用いて空気圧6～7㎏/㎠，浸水高42m，ドリルパイプの径13−3/8in.の条件で19㎥/minの揚水を行なっている。

また同じAECのネバダ実験場では，径3.3mの削孔に13−3/8in.のドリルパイプを用い，空気量33㎥/min 揚水量13㎥/min で使用している。[5-8]

サクションポンプについては，汎用ポンプと同様に容易に性能試験ができるため，その特性が明らかになっている。しかし，エアリフトポンプについては，古い基礎的実験に関する報告がいくつか出されているが，泥水逆循環に適用するためのエアリフトポンプ作用の特性は明かにされていない。

以下にエアリフトポンプの実験からその諸特性を求めてみる。

5.2 エアリフトポンプの概説

5.2.1 エアリフトポンプの歴史

エアリフトポンプ（単にエアリフトとも呼ぶ）とは，図5−1に示すように揚管の一部を水中にそう入して，管の底部から圧縮空気を噴出させたときに管内に水より軽い空気と水の混合体が

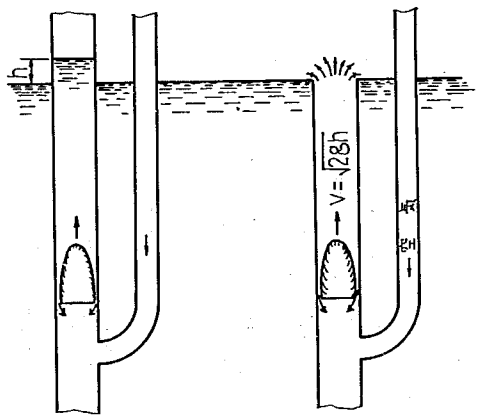


図5−1 エアリフトポンプの原理図

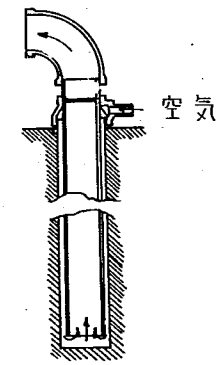


図5−2 Bearのoil ejector

できて，管外の水に押されて気泡と共に揚水する作用をいう。

エアリフトポンプは１７９７年に初めて，ドイツの鉱山技師Lõscherによって実験された。その後約５０年もの間この方法はかえりみられなかったが，１８４６年に米国のCockford が全く独自にこの方式を石油のくみ上げに用いて成功している。

米国の特許は，１８６５年にBearによって図５－２に示すような二重管方式のエアリフトポンプが"Oil ejector"という呼名で出されている。さらに１８８０年にFrizellがBearと同様に予備知識なしで全く独自に発明し，特許を得ている。

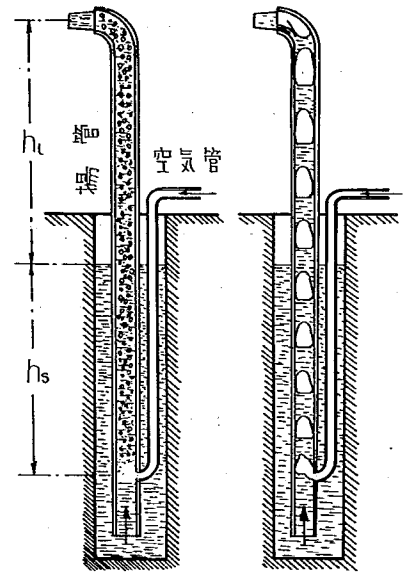
Frizellの発明はフートピース（foot piece）と呼ばれる空気の吐出口を工夫して，図５－３(a)に示すように小さな気泡を発生させることによって揚水効率を高めるようとしたものである。

一方，これと対照的な特許には，Pohleによって１８９２年に発明された図５－３(b)に写すような大きな気泡を出して揚水する方式のものがある。エアリフトポンプの呼名を最初に使ったのもこのPohleである。図５－４にFrizell及びPohleのフートピースを示す。

この時代はエアリフトポンプに関する研究が盛んで１８８４年にFertig，１８８５年Siemens，同年フランスのLaurent，１８８６年に同じくフランスのGoudryによって各種のエアリフト装置が発明されている。これらエアリフトポンプに関する研究は１９１４年にウィスコンシン大学で総括[5-9]され，さらに６００ケースもの実験が行なわれている。

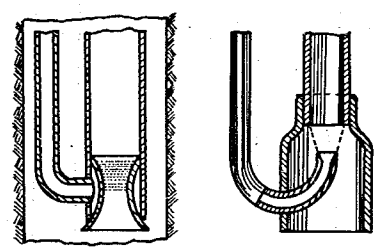
一方，わが国においては大正から昭和２０年代にかけて宮城，内丸ら[5-10～5-12]によるエアリフトポンプに関する実験研究が行われている。

しかしながら，これまでの実験及び理論は実験室における揚水実験を基礎にしたもので，大口径



Frizellのエアリフト　Pohleのエアリフト

図５－３　Frizell及びPohleのシステムの比較



Frizellのフートピース　Pohleのフートピース

図５－４　Frizell及びPohleのフートピース

削孔機械に用いる泥水循環に適用するには，実用上明らかにしておかなければならない多くの問題がある。

そこで筆者は実用性を主眼としたエアリフトポンプの実験を行い，泥水循環方式としてのエアリフトポンプの特性を求めた。[5-13, 5-14]

5.2.2 流　型

管内を流れる空気と水の2相の流れは，流れの方向，空気量，浸水比（フートピースまでの水深／揚管の長さ）などによって，それぞれ異った型の流れ（flow pattern)を形成する。

(1) 気泡流（bubble flow）

図5－5(a)に示すように，少量の空気がフートピースより出るときにできる流型で，この場合揚水作用は起らない。

(2) 閉塞流（plug flow）

図5－5(b)に示すように，揚水管内に水だけの部分と空気だけの部分とができて，水が上下に振動しながら上昇する。すなわち，空気量が少ない場合に，空気と水の間のすべりが大きくなって，空気が通り抜けたあとすべった水が落下して次に来る空気の上に溜る。つぎつぎに上昇してくる空気が上に溜った水を押し出すのに十分な圧力になったときに溜った水は出口へ押出される。空気と一緒に上昇してきた水の一部は出口まで達せずにすべって落下し，それを次の空気が押し出す動作を操返す。この場合，揚水は間欠的に行なわれる。

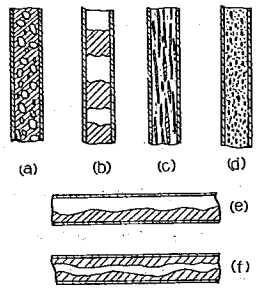


図5－5　エアリフトポンプの流型

(3) スラグ流（slug flow）

図5－5(c)に示すように管内のどこの断面をとっても，空気と水の混合流が存在して最も安定した連続的な流れを形成し，振動は起らない。この流型は，適当な浸水比及び空気量のときにできる。大口径削孔機のように掘削土砂を運搬するのにはこの流型が最も望ましい。また，後に述べるエアリフトポンプの諸特性についても大部分がこのスラグ流を対象としたものである。

(4) 噴霧流（Spray flow又はMoisture flow）

さらに空気量を増すと，図5－5(d)に示すように，管内が空気で飽和された状態になって霧状の流型ができる。ここからは，空気量を増しても揚水量は増加せず逆に減少する。

また，水平又は下向きに傾斜している管を流れる空気と水は，上記の流型のほかに次のような流型を形成する。

(5) 波状流（Wave flow）

図５－５(e)に示すように，空気と水が完全に分離して流れる型で，空気と水との接触面が波打って流れる。この型の流れは，揚水の慣性又は自然流下で流れるから，大口径削孔機械に用いる場合のように水平搬送を伴う流れにおいては，管路損失が最も少なく有効な流型である。

(6) 環状流（Annular flow）

この流型は図５－５(f)に示すように，流れる水が環状断面を通り，中心部を空気が流れるものである。揚水の場合は揚水管の中央に空気管のある構造のエアリフトの流れを環状流と呼ぶこともある。また，一般のボーリングなどの正循環流の場合，ドリルパイプと孔壁が環状の断面を形成することから，これを円形断面の管内の流れと区別して環状流と呼んでいる。

5.2.3 エアリフトポンプの形式

5.2.3.1 エアリフトポンプの形式

エアリフトポンプの形式を空気管の取付け方法によって分類すると図５－６に示すように，(a)中央空気管式（Central air system），(b)二重管式（Annular air system），(c)並列空気管式（Side inlet system）の３種類に大別できる。

元来，エアリフトポンプは，深井戸からの揚水や採油に用いられたもので，中央空気管式や二重管式は外管がケーシングを兼ねている場合が多く，並列空気管式より口径が小さい孔にも適用できる。

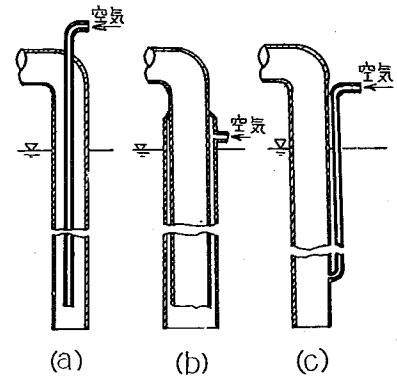


図５－６ エアリフトポンプの基本形式

米国における大口径削孔機械のエアリフトポンプの形式は，中央空気管式が最も多く用いられている。一方，わが国で多く用いられている大口径掘削機は，西独のリバースサーキュレーションドリルが原型をなすもので，エアスィーベルを有する並列空気管式が使用されている。この場合空気管はドリルパイプに沿わせて溶接してあり，ドリルパイプの接続と同時に空気管もフランジにより結合される構造になっている。

5.2.3.2 フートピース

空気の吐出口の部分はフートピース（又は口金）と呼ばれ，形状や空気の吐出方向を変えることによって流型を変え，揚水性能を高めることを期待したいろいろの種類のものが考案されている。それぞれのフートピースは空気管の取付け方法によって異なるが，基本的には図５－７に示すような(a)(b)(c)の３つのグループに分けられる。すなわち，(a)は空気管出口を横又は上向きにして，圧縮空気を大粒のまま間欠的に吐き出させて閉塞流を形成させて揚水しようとするもので，

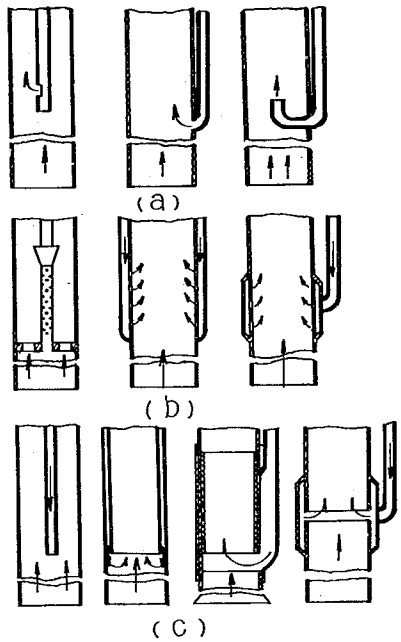


図5－7　各種フートピースの構造

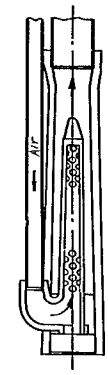


図5－8
Sullivan
フートピース

前述のPohleのフートピース（図5－3(b)）がこれである。(b)はたくさんの小孔を通して空気を吐き出し，気泡を小粒に細分して気泡表面積の増加を計り，水と空気の間のすべりを小さくし，スラグ流を得ようとするもので，Frizellのフートピース（図5－3(a)）がこれである。(c)は揚管全周から全断面に空気を均等に送り込み，安定した均等な混合流をつくるために考案されたものである。

以上のほかに変ったフートピースの例として，図5－8に示すようなSullivan footpiceと呼ばれるものがある。これは図5－3(a)の多孔式のフートピースと違って空気吐出口の少し上の部分の揚管が絞られていて，デフューザの働きをし，全体がエジェクタを形成している。

5.3　在来理論とその問題点

5.3.1　Anderson他の理論

Andersonの理論[5-15)]は空気と水の混合体と外水との静的釣合から導入したもので，多くの理論式の基本となっている。図5－9において，フートピースの位置における混合体と外水との釣合から，揚水作用が起こる条件として次式を満足しなければならない。

$$\gamma_m (h_\ell + h_s) \leqq \gamma h_s \quad \cdots\cdots (5-2)$$

これより釣合いの条件は

$$\frac{\gamma}{\gamma_m} = \frac{h_\ell + h_s}{h_s} \quad \cdots\cdots (5-2')$$

となる。なお 本章で用いる主な共通記号は一括して表5－1に示す。また，揚水管を上昇する混合流の中の空気に対して熱の授受がなければ，フートピースから上昇する空気は等温膨張するものとみなすことができる。従って等温膨張による仕事量Eisは次式で与えられる。

$$E_{is} = p_b q_b \ln \frac{P_i}{P_b} \quad \cdots\cdots (5-3)$$

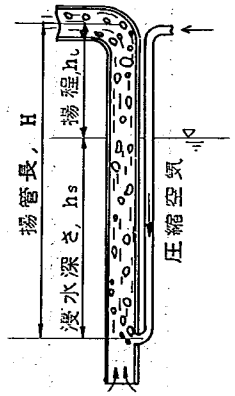


図5－9 エアリフトポンプの基本構成図

フートピースから排出口に至る平均圧力状態の空気量をq_mとすると

$$q_m (p_i - p_b) = E_{is} \quad \cdots\cdots (5-4)$$

で表わされ，（5－3）式により次式となる

$$q_m = \frac{p_b q_b}{p_i - p_b} \ln \frac{p_i}{p_b} \quad \cdots\cdots (5-5)$$

気泡の重量を無視してフートピースにおける静的釣合いを考えれば

$$\gamma_m (q_w + q_m) = \gamma q_w \quad \cdots\cdots (5-6)$$

となる。

（5－2），（5－6）式より

$$q_m = \frac{h_\ell}{h_s} q_w \quad \cdots\cdots (5-7)$$

となり，これを（5－5）式に代入すると

$$\frac{q_b}{q_w} = \frac{h_\ell}{h_s \dfrac{p_b}{p_i - p_b} \ln \dfrac{p_i}{p_b}} \quad \cdots\cdots (5-8)$$

となる。さらに，これを単位揚水量当りの空気量で表わすと，Andersonが提案している次式が求まる。

表５－１　本章で用いる主要共通記号

a．管長又は水頭に関するもの　（単位：m又はft.）	
H	全揚管長
H_ℓ	損失水頭
h	フートピースから揚管任意位置までの距離
h_ℓ	揚程
h_s	浸水深さ又は浸水量
b．圧力に関するもの　（単位：Kg／cm² 又は psi）	
p	揚管任意位置の圧力
p_i	フートピースの位置の圧力
p_b	大気圧
c．流量に関するもの　（単位：m³／min 又は cfm）	
q_b	自由空気量
q_m	揚管内平均圧力における空気量
q_i	フートピースの圧力における空気量
q_p	圧力pのときの空気量
q_w	揚水量　（m³／min 又はgpm）
W_a	空気重量流量　（Kg／min 又は lb／min）
W_w	揚水重量流量　（〃）
d．流速に関するもの　（単位：m／sec 又は ft.／sec）	
v	混合流の管内流速
v_b	排出口における混合流の流速
v_i	フートピース直下の水だけの部分の流速
v_w	揚管内の水の流速
e．密度に関するもの　（g／cm³, t／m³ 又は lb／in.³）	
γ	水の密度
γ_b	自由空気の密度
γ_m	混合体の密度
f．その他	
A	揚管断面積　（mm², m² 又は in²）
d	揚管径　（mm 又は in.）
E_{is}	空気の等温膨張による仕事量（Kg－m 又は ft.－lb）
g	重力の加速度　（m／sec² 又は ft.／sec²）
α	浸水比 hs／H

$$q_b = \frac{h_\ell}{h_s \frac{p_b}{p_i\, p_b} \ln \frac{p_i}{p_b}} \quad \cdots\cdots (5-9)$$

また，Andersonは実験の結果から実用上の所要空気量を次式で与えている。

$$q_b = 1.9 \frac{h_\ell}{h_s \frac{p_b}{p_i\, p_b} \ln \frac{p_i}{p_b}} \quad \cdots\cdots (5-9')$$

この式に対して全揚程h_ℓを

実揚程：$h_{\ell a}$，管内損失水頭：h_p，排出速度：v_bとに分割して表わしたものにGribson[5-16]の次式がある。

$$q_b = \frac{(h_\ell + h_p + \frac{v_b^2}{2g})\, q_w}{h_s \frac{p_b}{p_i - p_b} \ln \frac{p_i}{p_b}} \quad \cdots\cdots (5-10)$$

さらに，Richardは（5－9）式のp_i, p_bを水頭に換算して次式を与えている。

$$\frac{q_b}{q_w} = \frac{h_\ell}{C_R \cdot \ln(\frac{34 + h_s}{34})} \quad \cdots\cdots (5-11)$$

この式における単位は，q_b，q_wはgal／min，h_s，h_ℓはftで与えられるものである。ここにC_Rは効率を含むパラメータで，実験結果から表５－２に示す値が提示されている。なお，表５－２には揚程に対して適正浸水比範囲をも与えている。

表５－２　Richardによる浸水比とパラメータC_R及び揚程と適応浸水比

浸水比 %	75	70	65	60	55	50	45	40	35
パラメータC_R	366	358	348	335	318	296	272	246	216

揚程		良好な浸水比範囲	揚程		良好な浸水比範囲
ft.	m	(%)	ft.	m	(%)
20～100	7～30	60～70	200～350	65～120	50～55
100～150	30～45	60～65	350～450	120～150	45～50
150～200	45～65	55～60	450～700	150～230	40～45

5.3.2 Lorenz の理論

H。Lorenz(独)[5-17]は１９０９年に空気と水のスリップによるエネルギー損失や管内摩擦損失を考慮した理論を述べている。

図５－３に示したフートピースの位置C点における管内外の水頭の釣合から次式が得られる。

$$h_s - \frac{p_i\ p_b}{\gamma} = \frac{v_i^2}{2g}(1 + C_e) \quad \cdots\cdots (5-12)$$

ここに，C_eは揚管下部流入口の効率である。

また，揚管内の流れを微分式で表わすと

$$dh - \frac{dp}{\gamma_m} = \frac{vdv}{g} - C_\ell \frac{1}{d} v^2 dh \quad \cdots\cdots (5-13)$$

となる。さらにγ_vを空気の密度とすれば，

$$\frac{W_a + W_w}{\gamma} = \frac{W_a}{\gamma_v} + \frac{W_w}{\gamma} \quad \cdots\cdots (5-14)$$

で表わされ，空気は管内で気泡となって水に包まれて上昇するから，この間等温膨張するとすれば

$$\gamma_v = \frac{p}{p_b}\gamma_b \quad \cdots\cdots (5-15)$$

の関係にあり，（５－１４），（５－１５）式を基礎式（５－１３）に代入すると，

$$dh - \frac{W_a}{W_a + W_w} \cdot \frac{p_b dp}{\gamma_b p} - \frac{W_w}{W_a + W_w} \frac{dp}{\gamma} = \frac{vdv}{g} - C_\ell \frac{1}{d} v^2 dh \quad \cdots\cdots (5-16)$$

を得る。

これを，水頭については０から$h_s + h_\ell$まで，圧力についてはp_iからp_bまで，流速についてはv_iから揚管の排出口の流速v_bまで積分すると

$$-(h_\ell + h_s) + \frac{W_a}{W_a + W_w} \frac{p_b}{\gamma_b} \ln \frac{p_i}{p_b} + \frac{W_w}{W_a + W_w} \frac{(p_i\ p_b)}{\gamma}$$

$$= \frac{v_b^2 - v_i^2}{2g} + \int_0^{h_\ell + h_s} C_\ell \frac{1}{d} v^2 dh \quad \cdots\cdots (5-17)$$

が得られる。

簡単にするため，（５－１７）式の最後の項の係数を平均してC_pで表わすと

$$\int_0^{h_\ell + h_s} C_\ell \frac{1}{d} v^2 dh = C_p \frac{1}{d} \frac{v_b^2}{2g} \quad \cdots\cdots (5-18)$$

で表わされるから，

これを（５－17）式に代入すると，

$$-(h_\ell + h_s) + \frac{1}{W_a + W_w}\left\{W_a \frac{p_b}{\gamma_b} \ln\frac{p_i}{p_b} + \frac{W_w}{\gamma_m}(p_i - p_b)\right\}$$

$$= \frac{v_b^2 - v_i^2}{2g} + C_p \frac{1}{d} \cdot \frac{v_b^2}{2g} \quad \cdots\cdots (5-19)$$

となる。さらに，

これに（５－１２）式を加えると

$$\frac{W_a}{W_a + W_w}\left(\frac{p_b}{\gamma_b} \ln\frac{p_i}{p_b} - \frac{p_i - p_b}{\gamma}\right) = h_\ell + \frac{v_b^2}{2g}\left(1 + C_p \frac{1}{d}\right) + \frac{v_i^2}{2g} C_e \cdots\cdots (5-20)$$

を得る。

左辺の（　　）内において$\gamma_b \ll \gamma_m$であるから２項目を無視し，さらに$W_a + W_w$において$W_a \ll W_w$であるからW_aを無視すると次式となる。

$$\frac{W_a p_b}{W_w \gamma_b} \ln\frac{p_i}{p_b} = h_\ell + \frac{v_b^2}{2g}\left(1 + C_p \frac{1}{d}\right) + \frac{v_i^2}{2g} C_e \quad \cdots\cdots (5-21)$$

Andersonの場合と同様に，空気の等温膨張によるエネルギーは（５－３）式より

$$E_{is} = W_a \frac{p_b}{\gamma_b} \ln\frac{p_i}{p_b}$$

で表わされ，揚水に使われるエネルギーは$E_o = W_w h_\ell$であるから，効率eは次式で与えられる。

$$e = \frac{E_o}{E_{is}} = \frac{W_w h_\ell \gamma_b}{W_a p_b \ln \dfrac{P_i}{P_b}} \quad \cdots\cdots (5-22)$$

また，（５－２１）式より

$$\frac{1}{e} = 1 + \frac{v_b^2\left(1 + C_p \frac{1}{d}\right) + v_i^2 C_e}{2g h_\ell} \quad \cdots\cdots (5-23)$$

が与えられる。

この式を実際に利用するにあたっては，流速で表わすよりも揚水量で表わした方が便利であるので，次の関係を用いる。

$$\left.\begin{aligned} W_a &= q_b \gamma_b & W_w &= q_w \gamma_w \\ q_b + q_w &= A v_b & q_w &= A v_i \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (5-24)$$

これを（５－２１）式に代入すると

$$\frac{q_b p_b}{q_w \gamma_w} \ln\frac{p_i}{p_b} = h_\ell + \left\{\frac{\left(1 + C_p \frac{1}{d}\right)(q_b + q_w)^2 + C_e q_w^2}{2g A^2}\right\} \quad \cdots\cdots (5-25)$$

となり，これをさらに整理すると次式が得られる。

$$q_w = \frac{\dfrac{2gA^2 q_b p_b}{\gamma_w} \ln \dfrac{p_i}{p_b}}{2gh\iota A^2 + \left(1 + Cp\frac{1}{d}\right)(q_b + q_w)^2 + Ceq_w^2} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (5-26)$$

5.3.3 ウィスコンシン大学の実験

ウィスコンシン大学では前項のLorenz の理論を基に数多くの実験を行い，諸係数値を求めている。

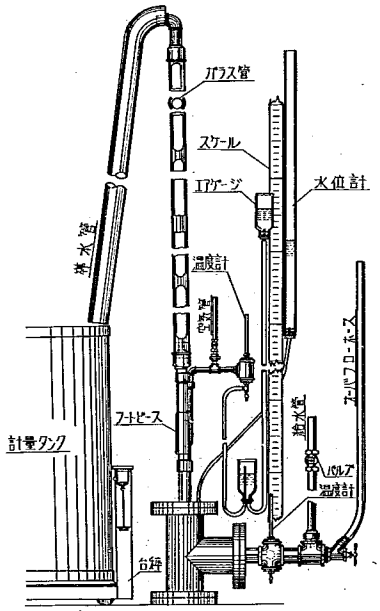


図5－10 ウィスコンシン大学で用いられた実験装置

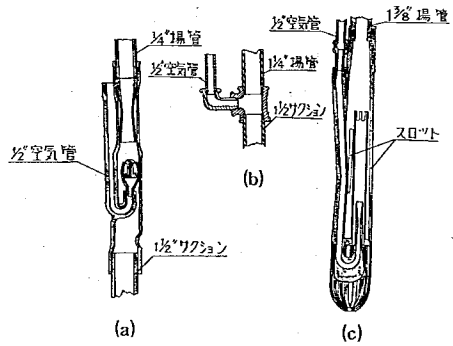


図5－11 ウィスコンシン大学の実験に用いた3種のフートピース

実験は1908年と1909年の2ケ年にわたって行ったもので，装置の概要を図5－10に示す。図からわかるように揚管にはガラス管を用いその外側をスリットのある鋼管で保護してある。揚管径は1－1/4in.で，空気量の計測にはオリフィスを，揚水量の計測には台秤を使用している。

フートピースは図5－11に示すような3種類のそれぞれ異った形状のものを用いている。図

5－11(a)はデヒューザを備えたHarrisのエアリフトポンプである。

実験の結果，揚管頂部のエルボの損失について，その値は排出口の速度水頭の約1.3倍（1.3 $v_b^2/2g$）であることから，（5－26）式の分母の第2項（$1+C_p\frac{1}{d}$）に1.3を加え次式で表表わしている。

$$q_w=\frac{\frac{2gA^2q_bp_b}{\gamma_w}\ln\frac{p_i}{p_b}}{2gh_\ell A^2+(2.3+C_p\frac{1}{d})(q_b+q_w)^2+Ce\,q_w^2} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (5-27)$$

さらに，フートピース下部の吸込口の損失水頭は実験の結果から円形断面の形状のもので $v_i^2/2g$，正方形断面では $\frac{1}{2}\cdot v_i^2/2g$ が与えられている。

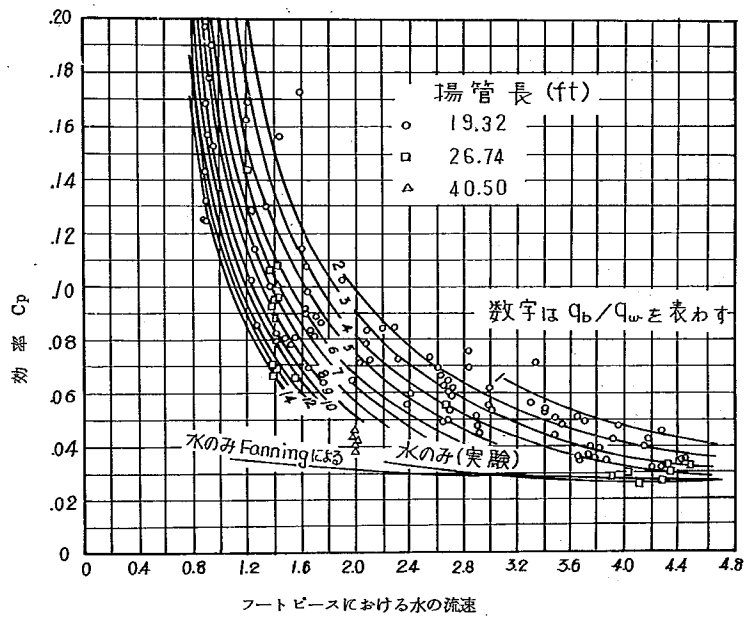


図5－12　管内摩擦及びスリップによる効率

また，（5－27）式の中で最も重要な係数である揚管内の摩擦とスリップによる損失の係数 C_p を，数多くの実験結果から図5－12に示すように，フートピースの位置における流速との関係で表わしている。

図の中で，曲線のパラメータは揚水量（ft³／sec）当りの自由空気量（ft³／sec）を示すものである。この単位揚水量当りの所要空気量の違いによる C_p の値に大きな差は認められないが，

流速の小さいところでは空気量の割合が増加するにつれて急激に係数Cpが減少している。図５－１２は浸水比には関係なく示されているが，実際には管の長さや径などエアリフトポンプの構成がCpに大きく影響するので，この図からほかの一般的条件の揚水量の計算に用いる係数を求めることは適当でない。

図５－１３は，ウィスコンシン大学で行った実験結果のうち空気量と揚水量の関係を示した。

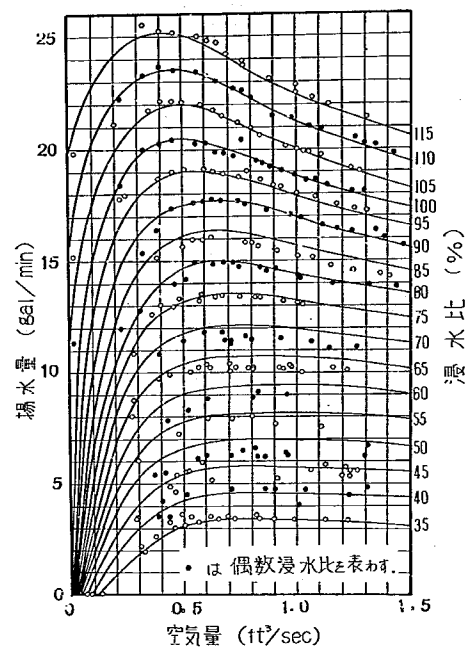


図５－13 空気量と揚水量の関係

5.3.4 宮城の理論

5.3.4.1 理論の基本構成

空気と水のスリップを特に考慮して導かれている宮城理論の骨子は，揚管内の流れについて（５－１３）式と同様の運動方程式から，揚管全長Hについて，空気量，揚水量，圧力，空気と水のスリップ，管内抵抗などの関係を求めている。この場合は，井戸から水を汲み上げる状態を想定して，フートピースの位置の水頭の釣合いから浸水量h_sを求め，$H-h_s=h_\ell$より全揚程h_ℓを得ている。

さらに管内流の運動の式からフートピースの位置において，スリップや摩擦がないものとし，そこでの揚程h_{ℓ_0}を理論揚程とし，η_hを次式で与えている。

$$\eta_h = h_\ell / h_{\ell_0} \qquad \cdots\cdots (5-28)$$

また，前項と同様に空気が等温膨張によって費したエネルギーと，揚水のエネルギーとの比から得られる効率をη_iとすると

$$\eta_i = \gamma q_w h_\ell / p_a q_b \ln P \qquad \cdots\cdots (5-29)$$

となり，ここに$P=p_i/p_b$を表わしたものである。また，宮城は次項に述べる式の導入の結果，単位揚水量当たりの所要空気量を次式で与えている。

$$q_b / q_w = h_\ell / \{2.3 k \eta_h \log P\} \qquad \cdots\cdots (5-30)$$

ここに，kは次式で表わされている。

$$k = 1 - \frac{q_w}{4\,6\,g A^2 q_b \log P}\left\{2q_b q_w\left(1-\frac{1}{P}\right)+q_b^2\left(1-\frac{1}{P^2}\right)+q_w^2\right\} \quad \cdots\cdots (5-31)$$

5.3.4.2　式の導入

図5－9のエアリフトポンプを考えるとき，管内を充満して流れる空気と水の混合流体のそれぞれが占める割合から，気泡の平均上昇速度をv_m，水の平均上昇速度をv_wとすると次式が成立つ。

$$\frac{q_w}{v_w}+\frac{q_p}{v_m} = A \quad \cdots\cdots (5-32)$$

観察の結果から宮城は次の仮定をしている。

(1) 気泡のスリップによって，常に$v_w < v_m$の状態で流れ，その相対速度は静水中を上昇する気泡の速度に等しい。

(2) 揚管中の気泡のスリップは管全体を通して一定であり，このスリップをv_sとすると，気泡の平均上昇速度v_mは

$$v_m = v_s + v_w \quad \cdots\cdots (5-33)$$

で表わされる。

（5－33）式を（5－32）式に代入して整理すると

$$v_w^2-\left(\frac{q_w - Av_s}{A}+\frac{q_p}{A}\right)v_w-\frac{q_w v_s}{A} = 0 \quad \cdots\cdots (5-34)$$

となる。ここで，v_w^2に比べて$q_w v_s / A$が非常に小さいのでこれを無視すると

$$v_w = \frac{q_w - Av_s}{A}+\frac{q_p}{A} \quad \cdots\cdots (5-35)$$

が求まる。空気が完全ガスで等温変化するものとすれば

$$q_p = p_b q_b / p \quad \cdots\cdots (5-36)$$

で表わされ，これを（5－35）式に代入すると

$$v_w = \frac{q_w - Av_s}{A}+\frac{p_b q_b}{pA} \quad \cdots\cdots (5-37)$$

となり，水の流速v_wが求まる。

前項の（5－13）式と同様に揚管内の流れは次の基本式で表わすことができる。

$$dh + \frac{dp}{\gamma_m} + (1+C_n)\frac{v_w\, dv_w}{g} = 0 \qquad \cdots\cdots (5-38)$$

ここにCnは損失係数である。

この式の最後の項は損失水頭に相当するもので，次式で与えられている。

$$\frac{C_n\, v_w dv_w}{g} \fallingdotseq \frac{f\, v_w^2 dh}{2gm} \qquad \cdots\cdots (5-39)$$

ここに，f は管内の動摩擦に関する係数であり，mは管断面における長さのディメンションを持つ値で，宮城はこれをhydraulin mean depth と呼んでいる。これを仮に流体平均深さと呼ぶことにする。これらfとmについては，Lorenz の（5－13）式より$C_\ell/d = f/m$ に相当する。次に，フートピースの圧力p_iから，排出口の圧力p_bまで直線的に管内圧が分布するものとすれば，揚管任意位置の圧力pは

$$h/H = (p_i - p)/(p_i - p_b) \qquad \cdots\cdots (5-40)$$

となり，これより

$$p = p_i - (h/H)(p_i - p_b) \qquad \cdots\cdots (5-41)$$

が得られる。

これを（5－37）式に代入してhをv_w で微分すると，

$$dh = \frac{HAp_b q_b dv_w}{(p_i - p_b)(Av_w - q_w + Av_s)^2} \qquad \cdots\cdots (5-42)$$

となる。

一方，空気と水の混合流において空気の重量を無視すると，混合流の密度は次式で表わされる。

$$\gamma_m = \frac{\gamma q_w}{q_w + q_p} = \frac{\gamma}{1 + (p_b q_b / p q_w)} \qquad \cdots\cdots (5-43)$$

さらに，（5－37）式においてv_wをpで微分すると，

$$dv_w = \frac{-p_b q_b dp}{Ap^2} \qquad \cdots\cdots (5-44)$$

で表わされる。

（5－39），（5－42），（5－43），（5－44）式を（5－38）の基本式に代入して，これを揚管全長Hについて積分すると次式が得られる。

$$H - \frac{p_i - p_b}{\gamma} + \frac{fH(q_w - Av_s)^2}{2gmA^2} - p_b q_b \left\{\frac{1}{\gamma q_w} - \frac{fH(q_w - Av_s)}{gmA^2(p_i - p_b)}\right\} \ln\frac{p_i}{p_b}$$

$$+\frac{q_b(q_w-Av_s)}{gA^2}\left(1-\frac{p_b}{p_i}\right)+\frac{fHp_bq_b^2}{2gmA^2p_i}+\frac{q_b^2}{2gA^2}\left(1-\frac{p_b^2}{p_i^2}\right)=0 \quad \cdots\cdots (5-45)$$

p_i/p_b の比を気圧で表わしたフートビースの圧力とし，それをPとおき，（5－45）式をHについて整理すると次式となる。

$$H=\frac{\frac{p_b}{\gamma}(p-1)+\frac{p_bq_b}{\gamma q_w}\ln p-\frac{q_b(q_w-Av_s)}{gA^2}\left(1-\frac{1}{p}\right)-\frac{q_b^2}{2gA^2}\left(1-\frac{1}{p^2}\right)}{1+\frac{f}{2gmA^2}\left[(q_w-Av_s)^2+\frac{2q_b(q_w-Av_s)}{P-1}\ln P+\frac{q_b^2}{P}\right]} \quad \cdots\cdots (5-46)$$

一方，フートビースまでの水深，すなわち浸水量h_sにおけるウエルの中の水の運動を考えると，その点における水頭の釣合は，

$$\frac{p_i-p_b}{\gamma}=h_s-\frac{v_0^2}{2g}-h_{\ell w}-h_{\ell f} \quad \cdots\cdots (5-47)$$

で表わされる。ここに，V_0はウエル内のフートビースの位置における水の流速，$h_{\ell w}$はウエル内の損失水頭，$h_{\ell f}$はフートビースにおける損失水頭である。

ウエル内の損失水頭$h_{\ell w}$は次式で与えられている。

$$h_{\ell w}=\frac{Fh_s}{2gM}\left(\frac{q_w}{A_0}\right)^2 \quad \cdots\cdots (5-48)$$

ここに，F，Mはウエル内の状態における（5－39）式のf，mに相当する。すなわち，Fはウエル内の水の動摩擦に関する係数であり，Mはウエル断面における流体平均深さということになる。

フートビースのところの空気と水の混合体の流速をv_iとすると，（5－37）式において$v_s=0$，$p=p_i$とおけるから，

$$v_i=\frac{q_w}{A}+\frac{p_bq_b}{p_iA} \quad \cdots\cdots (5-49)$$

で表わされる。

また，ウエル内の水の流速をv_0とすると$v_0=q_w/A$であり，ウエルからの水はv_0からv_iへほとんど瞬間的に変わる。そこでフートビースにおける損失水頭$h_{\ell f}$は，

$$h_{\ell f}=\phi\frac{(v_i-v_0)^2}{2g}=\frac{\phi}{2g}\left(\frac{p_bq_b}{p_iA}\right)^2 \quad \cdots\cdots (5-50)$$

で表わされる。ここにϕは，フートビースにおける損失係数である。従って，$h_{\ell w}$，及び$h_{\ell f}$を（5－47）式に代入して，浸水量h_sについて整理すると，

$$h_s = \left\{\frac{p_b}{\gamma}(P-1) + \frac{q_w^2}{2gA^2} + \frac{\phi q_b^2}{2gA^2 p^2}\right\} \Big/ \left\{1 - \frac{F q_w^2}{2gMA_0^2}\right\} \quad \cdots\cdots (5-51)$$

が得られる。

揚程h_ℓは$H - h_s$であるから，（５－４６）式と（５－５１）式の差から求まる。もし損失が全くないものとし，そのときの全管長をH_0，浸水長さをh_{so}とすれば，$f = 0$，$\phi = 0$，$v_s = 0$であるから，（５－４６）式，（５－５１）式は，それぞれ，

$$H_0 = \frac{p_b}{\gamma}(P-1)\frac{\gamma_b q_b}{\gamma q_w} \ln P - \frac{q_b q_w}{gA^2}\left(1 - \frac{1}{P}\right) - \frac{q_b^2}{2gA^2}\left(1 - \frac{1}{P^2}\right) \quad \cdots\cdots (5-52)$$

$$h_{so} = \frac{p_b}{\gamma}(P-1) + \frac{q_w^2}{2gA^2} \quad \cdots\cdots (5-53)$$

で表わされる。これらの式より理論揚程$h_{\ell o}$は次によって求められる。

$$h_{\ell o} = \frac{p_b q_b}{\gamma q_w} \ln P - \frac{q_b q_w}{gA^2}\left(1 - \frac{1}{P}\right) - \frac{q_b^2}{2gA^2}\left(1 - \frac{1}{P^2}\right) - \frac{q_w^2}{2gA^2} \quad \cdots\cdots (5-54)$$

もし，空気と水の間にスリップがないものとし，実際にスリップのあるときと同じ揚水量を得るのに必要な空気量をq_{ob}とすると，（５－４６）式は次式で表わされる。

$$H = \frac{\frac{p_b}{\gamma}(P-1) + \frac{p_b q_{ob}}{q_w \gamma} \ln P - \frac{q_{ob} q_w}{gA^2}\left(1 - \frac{1}{P}\right) - \frac{q_{ob}^2}{2gA^2}\left(1 - \frac{1}{P^2}\right)}{1 + \frac{f}{2gmA^2}\left\{q_w^2 + \frac{2q_{ob} q_w}{P-1} \ln P + \frac{q_{ob}^2}{P}\right\}} \quad \cdots\cdots (5-55)$$

$q_b - q_{ob}$は空気のスリップに消費される空気量でq_{ob}との比をδで表わすと，

$$\delta = \frac{q_b - q_{ob}}{q_{ob}} = \frac{q_b}{q_{ob}} - 1 \quad \cdots\cdots (5-56)$$

となり，これより

$$q_{ob} = q_b / (1 - \delta) \quad \cdots\cdots (5-57)$$

となる。$q_b - q_{ob}$はAv_sに等しくなければならないから，

$$v_s = \frac{\delta q_{ob}}{A} = \frac{\delta}{1+\delta}\frac{q_b}{A} \quad \cdots\cdots (5-58)$$

が得られる。さらに，（５－５７）式を（５－５５）式に代入すると

$$H = \frac{\frac{p_b}{\gamma}(P-1) + \frac{p_b q_b}{\gamma q_w(1+\delta)} \ln P - \frac{q_b q_w}{qA^2(1+\delta)}\left(1 - \frac{1}{P}\right) - \frac{q_b^2}{2gA^2(1+\delta)^2}\left(1 - \frac{1}{P^2}\right)}{1 + \frac{f}{2gmA^2}\left\{q_w^2 + \frac{2q_b q_w}{(P-1)(1+\delta)} \ln P + \frac{q_b^2}{P(1+\delta)^2}\right\}} \quad \cdots\cdots (5-59)$$

となり（５－４６）式の代りに用いることもできる。

lnPを常用対数で表わし，各値をメートル系単位で表をすと$p_b/\gamma \fallingdotseq 10$mとなるから，（５－５１）式を整理して表わすと，

$$P=\frac{1}{10}\left\{\left(1-\frac{Fq_w^2}{2gMA_c^2}\right)h_s-\frac{q_w^2}{2gA^2}-\frac{\phi q_b^2}{2gA^2P^2}\right\}+1 \quad \cdots\cdots (5-60)$$

となり，この中でϕが非常に小さいことからその項を無視すると次式となる。

$$P=\frac{1}{10}\left\{\left(1-\frac{Fq_w^2}{2gMA_0^2}\right)h_s-\frac{q_w^2}{2gA^2}\right\}+1 \quad \cdots\cdots (5-61)$$

（５－５５）式も同様にして次のように書き換えられる。

$$\frac{1}{2gA^2}\left(1-\frac{1}{P^2}+\frac{fH}{mP}\right)q_{ob}^2-\left\{\frac{23\log P}{q_w}-\frac{q_w}{gA^2}\left(1-\frac{1}{P}\right)-\frac{2.3fq_wH\log P}{gmA^2(P-1)}\right\}q_{ob}$$

$$+H\left(1+\frac{fq_w^2}{2gmA^2}\right)-10(P-1)=0 \quad \cdots\cdots (5-62)$$

さらに（５－５４）式は

$$h_{\ell o}=\frac{23q_b\log P}{q_w}-\frac{q_bq_w}{gA^2}\left(1-\frac{1}{P}\right)-\frac{q_b}{2gA}\left(1-\frac{1}{P^2}\right)-\frac{q_w^2}{2gA} \quad \cdots\cdots (5-63)$$

で表わされる。

この最初の項，$23q_b\log P/q_w$を$h_{\ell 1}$とおき，$h_{\ell o}/h_{\ell 1}$をkとすると，

$$h_{\ell o}=k\{23q_b\log P\}/q_w \quad \cdots\cdots (5-64)$$

となり，水効率は（５－２８）式すなわち

$$\eta_h=h_\ell/h_{\ell o}$$

であるから（５－６４）式は

$$h_\ell=k\eta_h\{23q_b\log P\}/q_w \quad \cdots\cdots (5-65)$$

で表わさ，単位揚水量当りの所要空気量（５－２０）式が求まる。

5.3.4.3　計　算　例

以上の理論に対して宮城は，Owensの実験結果を用い計算例を示している。表５－３は宮城によるOwensの実験結果を１ケース１０点の平均で示したものである。表の中でf及びFの値は管内あるいはウエルの壁面の状態などによって異なるもので，0.006～0.009の範囲にあるものとしてまとめてある。

また，計算では，$\phi=0$，$g=9.81$ m／sec^{2}を用いている。

表５－３　Owens の主要実験値と f，F の関係（宮城による）

項目 ＼ F = f	0.006	0.007	0.008	0.009
浸水量 h_s (m)	61.45	61.45	61.45	61.45
揚程 h_ℓ (m)	29.78	29.78	29.78	29.78
揚水量 q_w (m³/min)	2.582	2.581	2.582	2.582
空気量 q_b (m³/mim)	6.930	6.930	6.930	6.930
揚管長 H (m)	91.23	91.23	91.23	91.23
浸水比 h_s/H (%)	67.3	67.3	67.3	67.3
揚水量当り空気量 q_b/q_w	2.680	2.680	2.680	2.680
全効率 q (%)	55.56	55.56	55.56	55.56
スリップ V_s (m/s)	1.1364	0.832	0.572	0.373

始めの仮定でも述べたように，スリップは静水中を上昇する気泡の速度を上まわらないと考えると，0.4 m／sec以下ということになる。そこで表５－３より，F＝f＝0.009のとき V_s ＝0.373 m／sec であるから，次の計算例ではF及びfに0.009を用いている。さらに，M，mについては，実験装置で揚管径とウエルを見たてた導水管径が供に $6\frac{5}{8}$ in径（0.1683m）であったことから，M＝m＝1／4（0.1683）をとっている。

表５－３の平均値からk，η_h はそれぞれ0.95，0.61であり，$k\eta_h$＝0.58が求められる。（５－６５）式より $q_b/q_w = h_\ell/13.3 \log P$ で表わされる関係において，圧力Pを

$$P = \frac{1}{10} h_s + 1 \qquad \cdots\cdots (5-66)$$

とおき，平均浸水量61.45mとすると

$$P = \frac{1}{10} \times 61.45 + 1 = 7.145$$

が得られる。従って，

$$q_b/q_w = h_\ell/(13.3 \times 0.854) = h_\ell/11.35$$

となるから，これに h_ℓ＝29.78m を入れると，q_b/q_w＝2.62 が求まる。表５－３の条件では q_b/q_w＝2.68 であるからわずか２％の違いだけで求まったと宮城は述べている。

5.3.5　在来理論の適用上の問題点

Andeson，Gribson，Richard系の理論において，揚水量の関係は，管径，浸水比，揚程などエアリフトポンプの構成条件が一定のときは直線になる。しかし，実際には，図５－１３

のウィスコンシン大学の実験結果が示すように，揚水量は空気量を増すにつれて始め急激に上昇するが，その後は空気量を増しても揚水量はほとんど変らず，むしろ減少する。従って，直線の関係にある理論式に対して効率が空気量とともに変化することになる。図5－14は内丸による実測値とAnderson系理論及びその効率をそれぞれ示したものである。この図において厳密には，空気量の少ない部分（0の近く）では気泡流の流型範囲であるため揚水作用が起らないから，理論値，実験値とも空気量と揚水量の曲線は原点を通らないはずである。

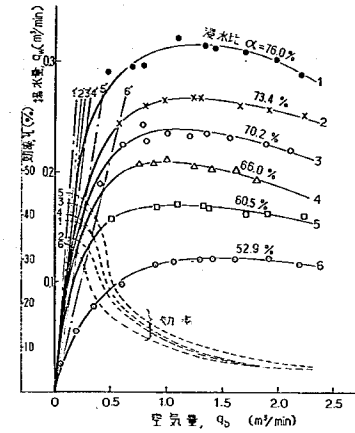


図5－14　空気量と揚水量
（内丸による）

Lorenzと宮城の公式は空気と水の混合体の流れの運動方程式に，それに供給される水だけの流れの状態を代入して求めたものである。Lorenzはこの水だけの流れをフートピース直下の管内にとったのに対して，宮城の式では，フートピースの深度におけるウエルの内の流れを対象にしているところに違いがある。しかし宮城の実験解析におけるウエル内とは，エアリフトポンプの構造上フートピースが揚管の最下端近くにあるため実質的にはLorenzの場合とと同じである。従って，基本的には宮城公式もLorenz系の理論ということになる。

Lorenzの公式は，揚管内における混合体の摩擦とスリップを損失水頭の形で表わしたところに特徴がある。これをウィスコンシン大学の実験では，損失水頭係数C_pとして求めているが，C_pはエアリフトポンプの条件によって大きく変化する値であって，一般的条件に適用できる関係は明示されていない。

宮城公式は混合体の空気と水のスリップを特に考慮しているところに特徴があって，そのスリップv_sは静水中を浮上する気泡の速度を越えないとして，$v_s \leqq 0.4$ m／sを与えている。しかし実験結果が示しているように，f又はFの値によっては$v_s > 0.4$ m／sとなる場合がでてくる。

いずれにしてもこれらLorenz，宮城公式はC_p又はv_sを含めて揚程h_ℓに対して空気量及び揚水量が2次又は3次式で表わされており，揚水条件を設定しただけで所要空気量及び揚水量を算出するには，計算が複雑であるばかりでなく，諸係数のとり方によって値が大きく違ってくる。

フートピースの形状効果については，これまでの報告が共通して，フートピースの種類による揚水性能にあまり大きな差違はないとしながらも，フートピースの空気孔の大きさによって気泡の大きさが異なり揚水効率に影響すると述べている。しかし，流型は空気量と浸水比が主要因子

となって形成するものでフートピースの形状には関係しない。すなわち，空気量が極度に少ない場合には空気孔の大きさによって気泡の大きさは異なるが，空気量がある程度以上管内に流入すると，はじめ気泡が外気まで抜ける間は，気泡の上部にある管内の水はそのまま押出されてプラグ状に流出するが，その後は流れが連続的になり，流型は空気孔の大きさに無関係にフートピースから流入する空気量と浸水比によって決まる。このことは次節で詳述する。

5.4 エアリフトポンプの実験

構造が簡単で，管路中にポンプの羽根のような可動部分がないため，管径を有効に利用できるなど，泥水循環にエアリフトポンプを適用することに多くの利点がある。しかし，これを適用するにあたって，前節までに述べたようにエアリフトポンプの基礎理論はある程度明らかにされているものの，実用するには各条件に対する諸係数等を把握しておく必要がある。ここに実験及び大口径削孔機械を用いた揚水試験から，エアリフトポンプの諸特性を求めることにした。

5.4.1 実験装置及び計測要領

図５－１５に実験装置の概要を示す。揚管には透明アクリル管（内径８２.２㎜）及び塩化ビニール管（内径６６.８㎜）を用い塩化ビニール管については部分的に透明アクリル管を取付け揚水状態を目視できるようにした。管長は１６.２ｍ及び１６.７ｍの２種類について行った。また，管径１５０㎜については，大口径削孔機械を用いて揚水試験を行ったが，ここでは，装置による実験について述べる。

実験装置は，図に示すように，主水槽，揚管，試料補給用切替シュート，空気，水，砂利の分離槽，フレキシブルホースで連結されている補助水槽，試料戻り管，水の流量計などで構成されている。

主水槽はフートピースを取付けた揚管下部がそう入されているほか，揚砂実験又は石の上昇速度試験などを行うに便利なように外部から水槽内の試料を動かすことのできる操作棒及び試料溜めから成っている。

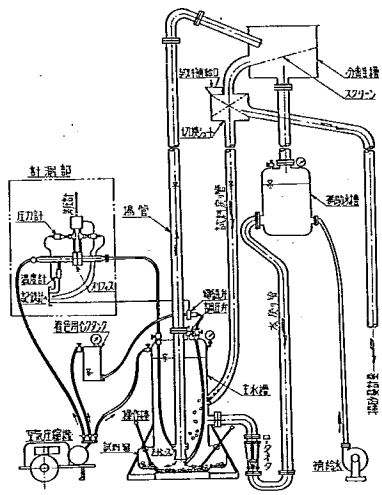


図５－１５　エアリフトポンプ実験装置の概要

浸水比の設定にあたっては，所要水位が補助水槽の位置にくるように，補助水槽の位置を上下に移動させて調整する一方，主水槽に圧縮空気を入れ，その圧力を加減することによって細かい水位調整をするようにした。すなわち，補助水槽の水面から揚管上部のエルボまでが揚程（hℓ）

となり，それより下フートピースまでが浸水量（h_s）ということになる。

揚水実験の場合は管径，管長，浸水比など試験条件を設定したのち，オリフィスを通して計量した空気をフートピースから噴出させる。オリフィス部ではバルブの開度によって空気量を調整するようにした。エアリフトポンプ作用により上昇する水と空気は分離槽で分離され，水は戻り管から流量計を通って主水槽にもどる。水は本装置の中を循環するから水位はほとんど変らず，安定した一定の条件で各種の計測ができる。

砂利を含む3相流の実験は試料補給口から適当量の砂利を供給しながら行う。主水槽に沈降してきた砂利は揚水の場合と同様に，揚管内を空気，水とともに上昇し，分離槽に入り，空気は大気中へ，水は揚水の場合と同様に主水槽に戻る。砂利は計量時以外は分離槽内のスクリーンから切換シュート，試料戻り管を通って主水槽にかえる。一方，揚砂量を計測するときは切換シュートを試料取出し管の方に切換え，連続的に増加する重量を記録する。砂利の混入量の調整は，補給量を加減するほか，操作棒を用いて沈澱している砂利を撹拌して行う。以下に測定項目及びその方法を述べる。

(1) 空　気　量（q_b）

オリフィスを用い，オリフィス直前の圧力，差圧および温度を変換器を通して検出し，オシログラフに記録し，その値から算出する。

(2) 揚　水　量（q_w）

水の補給がなく，各水槽の水位の変動がなければ，主水槽に戻る水の量を計量することによって揚水量を測定することができる。実験では戻り管路に取付けたロータメータを用い水流が安定したところでそれを読みとることとした。

(3) 揚　砂　量（S）

分離層で分離される試料（砂利）を循環中の一定時間切換シュートの切換えを行うことによって，揚砂量計量管路を通して抽出し，その重量を連続記録し，単位時間当り重量増加分から揚砂量を求める。この間，揚水中に含まれる量が一定量を保つように操作棒を操作し，定量の砂利を供給する。

(4) 水の上昇速度（v_w）

インクを入れたタンクを加圧しておき，瞬間的に電磁弁を開いて揚管下端からインクを噴出させ，揚水の一部を着色する。上昇する着色部分が透明な揚管の各位置を通過する時間差を計測し，水の上昇速度及び速度分布を算出する。

(5) 含　砂　率

砂利の混合量は補給量と操作棒によって任意に調整し，流れが安定した5～10秒間，切換シュートをたおして試料を抽出し，このときの揚水量及び揚砂量から算出する。

(6) 石の上昇速度

あらかじめ容積，比重，形状を測定してある試料を，流れが安定して一定になった水，空気の流れにのせて，水の流速測定の場合と同様に，試料が揚水管の各位置を通過する時間差から算出する。

(7) 静水中の石の沈降速度

揚管最上部のエルボをとりはずし，試料を管内に落して沈降させ，上昇速度測定と同じ要領で揚管各位置の通過時間から求める。

5.4.2 実験結果と考察

5.4.2.1 水の上昇速度と混合体の見掛けの密度

エアリフトポンプを形成している混合流のうち，水の上昇速度の測定結果の一例を図５－１６に示す。目視とストップウォッチにより計測したものであるため多少のばらつきはあるが，揚管下部と上部における流速分布の差はほとんど認められなかった。この結果より，水の上昇速度を一定とみなし，水を非圧縮体とすると管内の空気と水が占める割合は揚管の位置に関係なく一定ということになる。このことは，上昇に伴って低下する圧力により，膨脹する空気の容積増の分だけ，水と空気のスリップとなることを意味する。観察の結果，揚管下部で着色した水の着色部分は上昇するに従って幅が広がり，空気量の少ないとき又は浸水比の小さい条件ほどその幅が大きくなる。このことから，上昇中の水が部分的に細かく上下振動しながら上昇していることがわかる。

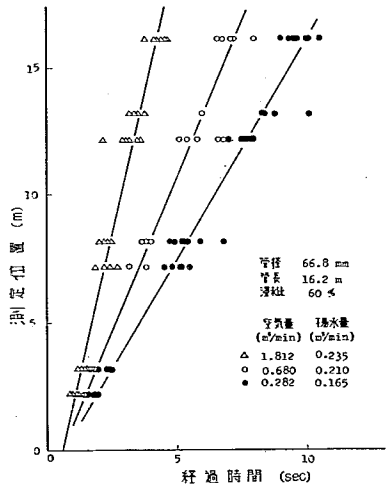


図５－１６ 水の上昇速度分布

一般に，空気と水の流速をそれぞれv_a，v_wとすると次式で表わすことができる。

$$v_a = \frac{q_h}{60A\varepsilon} \quad (m/sec) \qquad \cdots\cdots (5-67)$$

$$v_w = \frac{q_w}{60A(1-\varepsilon)} \quad (m/sec) \qquad \cdots\cdots (5-68)$$

ここに，εは揚管任意断面に空気が占める面積の割合であり，q_hはそのときの圧力状態における空気量（m^3/min）である。一方，フートピースの位置で噴出したばかりの空気と水の間にスリップがないものとし，そこの圧力の空気量をq_iとすると，水，空気の混合体の流速は次式で表わされる。

$$v_w = \frac{q_i + q_w}{60A} \quad (m/sec) \cdots (5-69)$$

前述の測定結果から，揚管内の水の流速分布が一様であるとすれば，（５－６９）式がそのまま水の上昇速度と見なすことができる。

図５－１７は（５－６９）式による計算値と実測値の関係を示したもので，計算式がほぼ適応することがわかる。

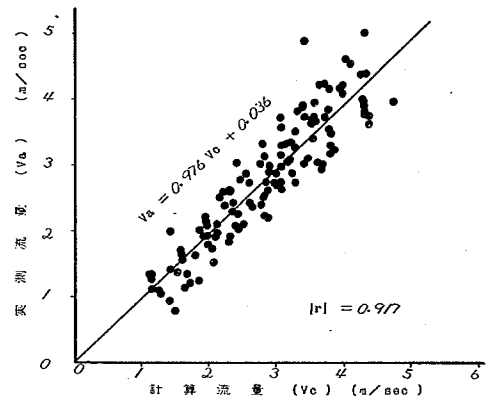


図５－１７　計算流量と実測流量

揚管内の水と空気の混合体の見掛けの密度γ_m（t／m³）は，空気の重量を無視すれば揚管内の水の重量と揚管の容積との比で表わされるから，

$$\gamma_m = \frac{\int_0^H (i-\varepsilon) A \gamma \, dh}{HA} = \frac{\gamma}{H}\int_0^H (1-\varepsilon) dH \quad \cdots\cdots (5-70)$$

となり，水の密度$\gamma = 1$（t／m³）とおき（５－６８）式に代入すると

$$\gamma_m = \frac{q_w}{60 v_w AH} \int_0^H dH \qquad (t/m^3) \quad \cdots\cdots (5-71)$$

となる。これに，水の上昇速度が一定であるという実験結果から，（５－６９）式を代入すると混合体の見掛けの密度γ_mは次式で表わされる。

$$\gamma_m = \frac{q_w}{q_i + q_w} \qquad (t/m^3) \quad \cdots\cdots (5-72)$$

5.4.2.2　フートピースの形状と揚水量

フートピース形状は，空気導入管路の取付け方法の制約で決まることもあるが，大部分は揚水能率をよりよくするという目的で，これまで各種形状のものが考案されている。それらのフートピースの大部分は，形状によって気泡の大きさを変え，さらには混合流の流型をも変えようとするものである。そこでフートピースの形状効果を求めるため，実験で用いたもののうち，図５－１８に示す２種類について揚水能力を比較してみる。

図５－１８(a)は揚管に直接空気管を取付けたもので，仮にこれを１H型と呼ぶことにする。また，図５－１８(b)は揚管の外周に径２㎜の孔を上向き４５°に２４個千鳥状にあけたものでこれを２４H型と呼ぶ。従来の観念では，１H型のフートピースは大塊の気泡を発生させ，プラグ型の流型にするものであり，２４H型は気泡を細分してスラグ流又は噴霧流を形成させるフートピー

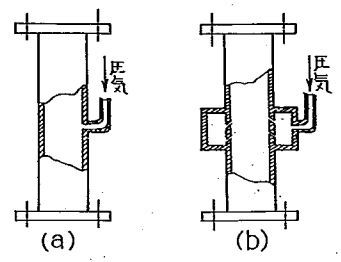


図5－18　実験に用いた2種類のフートピース

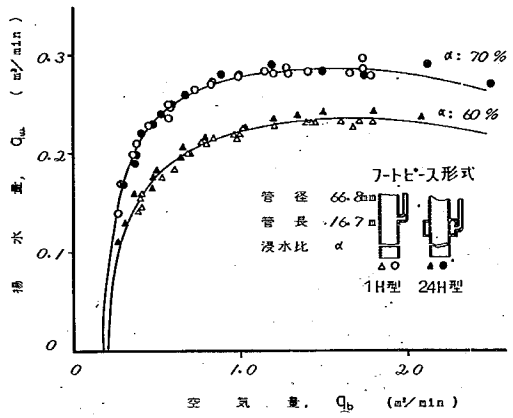


図5－19　2種のフートピースによる揚水能力の比較

スのはずである。しかしながら，実験の結果は図5－19に例を示すように，フートピースの形状に関係なく管長及び設定浸水比に対して，両フートピースとも空気量と揚水量は一定の関係になっている。

1H型フートピースと24H型では，空気の流出有効断面積が前者の方が後者よりはるかに大きく，それだけ前者が流出抵抗が少なく低い圧力で流れることになる。従って，同じ流量の空気を噴出させるのに24H型では，高い圧力を必要とするほか，1H型に比べると構造が複雑になるだけ不利になる。

透明管による観察の結果からも，フートピースの形状の差異は認められず，管内に流入したのちの空気は，瞬間的にその圧力に見合った容積に膨脹し，その後エアリフトポンプの条件である浸水比，管長，管径等によって一つの流型を形成して上昇する。但し，エアリフト始動時には，噴出する空気量が管径に対して大きい場合混合作用は起こらず，フートピースより上の部分の水をそのまま水栓の形で押上げ，この水栓が抜けたところから混合流のエアリフトポンプを形成する。しいてプラグ流を形成させるためには，空気を定量づつ間欠的に噴出させることによってそれが可能になる。

5.4.2.3　所要揚水量を得るための空気量算定式の提案

ここでは，実験結果を基に揚水量の算定式を求めてみる。

まず，図5－1に示したエアリフトポンプの構成において，フートピースの位置における揚管内外の圧力のつり合いは，

$$\gamma h_s = \left(\frac{v_w^2}{2g} + H\right)\gamma_m + \gamma H_\ell$$

……（5－73）

で表わされる。ここでの損失水頭H_ℓは管内摩擦損失のほか，排水の速度水頭など揚水に要する水頭以外の損失水頭すべてを包含するものとする。

いま，水の密度$\gamma = 1$（t／m³）とし，さらに，管内の水の流速が等しいものとすれば（5－69），（5－72）式を（5－73）式に代入して次式を得る。

$$\frac{q_w(q_i+q_w)}{2gA^2} + \frac{q_w H}{q_i+q_w}$$

$$-h_s + H_\ell = 0 \quad \cdots\cdots（5－74）$$

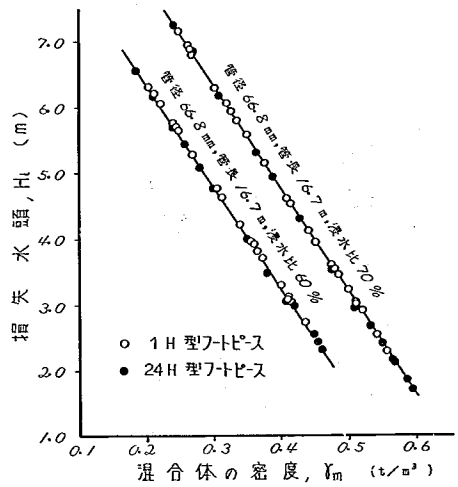


図5－20　混合体の見掛の密度と損失水頭

実験の結果，損失水頭H_ℓと（5－72）式で表わされ混合体の見掛けの密度γ_mの関係は，図5－20に例示するように直線になる。そしてその直線の勾配は揚管長Hよりわずかに小さく，また，縦軸の切片は浸水量h_sよりわずかに小さい値となることが明らかになった。これらの関係を式で表わすと，

$$H_\ell = -\xi H\left(\frac{q_w}{q_i+q_w}\right) + \zeta h_s$$

……（5－75）

となる。ここに，パラメータξ，ζを仮に損失係数と呼ぶことにする。これを（5－74）式に代入すると

$$\frac{q_w(q_i+q_w)}{2gA^2} + \frac{q_w H}{q_i+q_w}(1-\xi) -$$

$$h_s(1-\zeta) = 0 \quad \cdots\cdots（5－76）$$

が得られる。

損失係数ξ，ζに関して，良好な条件管理を行った口径66.8㎜，82.2㎜，150㎜の揚管について16.2m及び

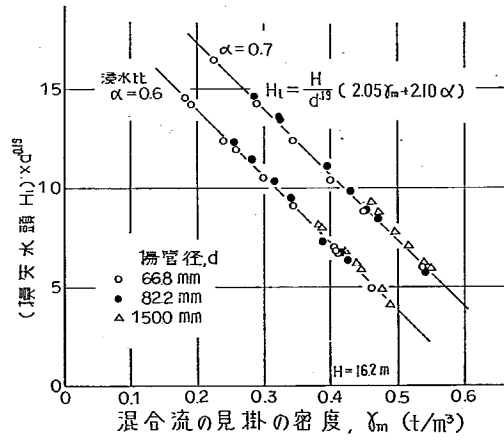


図5－21　混合流の見掛の密度と損失水頭

16.7 mの実験からはほぼ一定の関係を得ている。すなわち，５０余件の実験データのほとんどが，揚管径及び揚管長の等しい条件で混水比を変えてもξ，ζの値は変わらず，図５－２０に示したような関係にある。これに管径の影響を考慮すると，図５－２１に一例を示すように，管径66.8㎜，82.2㎜及び１５０㎜とも揚管径d（㎜）の－0.19乗に比例する。この関係を式で表わすと

$$H_\ell = \frac{H}{d^{0.19}} (2.10\alpha - 2.05\gamma_m) \quad \cdots\cdots (5-77)$$

又は

$$H_\ell = \frac{1}{d^{0.19}} (2.10 h_s - 2.05\gamma_m H) \quad \cdots\cdots (5-77')$$

となる。すなわち，（５－７５）式より損失係数はそれぞれ

$$\left.\begin{aligned} \xi &= \frac{2.05}{d^{0.19}} \\ \zeta &= \frac{2.10}{d^{0.19}} \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (5-78)$$

で表わされることになる。

図５－２２は，さらに管径，管長の異なる条件について，実測孔現場のデータをも加えて混合流の密度$\{ q_w / (q_i + q_w) \}$と損失水頭H_ℓの関係を求めて示したものである。図より管径２００㎜及び６６.８㎜の各条件の（５－７７）式を満足するものであるが，管径３００㎜では，実測値が計算値より大きくなっている。このことは実験装置による実験では排出流路が自然流下するようにしてあるのに対して，管径３００㎜の場合は排出に若干の搬送負荷がかかった状態にあるためと考えられる。この搬送負荷条件に対して，図５－２２の破線は管長１３mの同一混水比の条件で計算したものを示したもので，図の条件では管長が実際より2.6 m長いものとして補正することによって（５－７７）式を満足する。

このように装置による実験が最も良好な条件とみなせば，揚水条件による効率

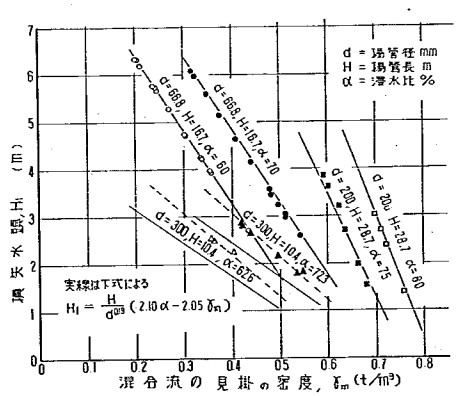


図５－２２　混合流の見掛の密度と損失水頭

の低下分は，（５－７７）式又は（５－７７′）式に，さらに係数ϕを含めた次式で表わすことによって補正することができる。

$$H_\ell = \frac{H}{\phi d^{0.19}} (2.10\alpha - 2.05\gamma_m) \quad \cdots\cdots (5-79)$$

又は，

$$H_\ell = \frac{1}{\phi d^{0.19}} (2.10 h_s - 2.05\gamma_m H) \quad \cdots\cdots (5-79')$$

これより

$$\left.\begin{aligned} \xi &= \frac{2.05}{\phi d^{0.19}} \\ \zeta &= \frac{2.10}{\phi d^{0.19}} \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (5-80)$$

を得る。

例えば，図５－２２に示した管径３００㎜の場合は$\phi = 0.8$ということになる。

一方，（５－７６）式から揚水量に対する所要空気量を求める式は

$$q_i = \frac{3{,}600 g A^2}{q_w} \left\{ h_s(1-\zeta) - \sqrt{h_s^2(1-\zeta)^2 - \frac{q_w^2 H(1-\xi)}{1{,}800 g A^2}} \right\} - q_w \quad \cdots\cdots (5-81)$$

で表わされる。これを空気量を自由空気の状態q_bで表わし，重力の加速度$g = 9.8$（m／sec²）を代入すると

$$q_b = \left(1 + \frac{h_s}{10}\right) \left[\frac{35{,}280 A^2}{q_w} \left\{ h_s(1-\zeta) - \sqrt{h_s^2(1-\zeta)^2 - \frac{q_w^2 H(1-\xi)}{17{,}640 A^2}} \right\} - q_w \right] \quad \cdots\cdots (5-82)$$

となる。この式に損失係数（５－８０）式を代入することによって空気量が求まる。係数ϕについては良好な状態を１により，揚水条件が悪くなるほど小さい値をとればよい。しかし，揚水条件とϕの明確な関係はまだ得られていないのでより精度よく揚水特性を把握するには，任意の浸水比で空気量を２～３段階に変えて揚水試験を行い，損失水頭H_ℓと混合流の見掛け密度γ_mの関係からξ，ζを求めるか又はϕを求めて（５－８２）式から他の浸水比，揚水量のときの所要空気量を推定した方がよい。

また，損失係数を与える（５－８０）式は実用管径範囲に適応するものである。

5.4.2.4　削孔ずりを含む３相流としてのエアリフトポンプ

空気，水，土砂の３相流について，それぞれの流速とスリップの関係など詳細に調べてみても，空気と水の２相流の場合でさえ条件による変動幅が大きく両者の関係を一般化することが困難である実態において，精度の高い関係式は期待できない。従って，ここでは単純に土砂が混合した

分だけ混合流体の見掛けの密度が増加するものとして，前項で述べた空気量の関係を基に土砂を含む混合流を考えてみる。

まず，次のような仮定をおく。土砂と水のスリップを含めて揚管内にある水と土砂の混合体を密度の高い流体とみなす。但し，水の上昇速度は，含砂率（含泥率ともいう）とは無関係に水の場合と同様に（５－６８）式で表わすことができるものとする。従って，土砂を含む３相流の見掛の密度をγ_tとすると，

$$\gamma_t = \frac{\gamma_s\, q_s}{q_i + q_s} \qquad \cdots\cdots (5-83)$$

で表わされる。ここに，$\gamma_s\, q_s$は土砂と水の混合体の密度及び流量である。さらに，（５－７３）式のγ_mをγ_tに置換えて（５－８２）式までと同様の手順で土砂を含む３相流の関係を求めると，

$$q_b = \left(1+\frac{h_s}{10}\right)\left\{\frac{35{,}280A^2}{\gamma_s\, q_s}\left\{h_s(1-\zeta)-\sqrt{h_s^2(1-\zeta)^2\frac{\gamma_s^2 q_s^2 H(1-\xi)}{17{,}640A^2}}\right\}-\gamma_s\, q_s\right\} \qquad \cdots\cdots (5-84)$$

となる。これより揚管断面積A（m^2）を揚管径d（mm）で表わすと，

$$q_b = \left(1+\frac{h_s}{10}\right)\left\{\frac{2.18(d/100)^4}{\gamma_s\, q_s}\left\{h_s(1-\zeta)\sqrt{h_s^2(1-\zeta)^2-\frac{\gamma_s^2 q_s^2 H(1-\xi)}{1.09(d/100)^4}}\right\}-\gamma_s\, q_s\right\} \qquad \cdots\cdots (5-84')$$

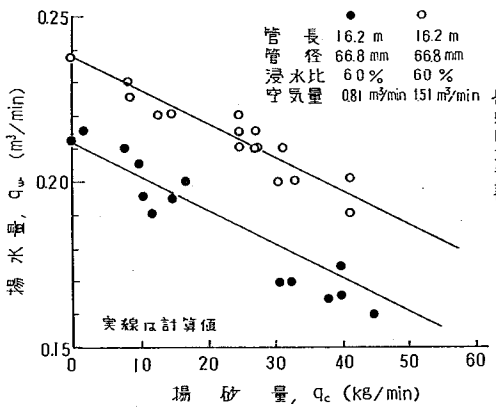


図５－２３　揚砂量による揚水量の低減

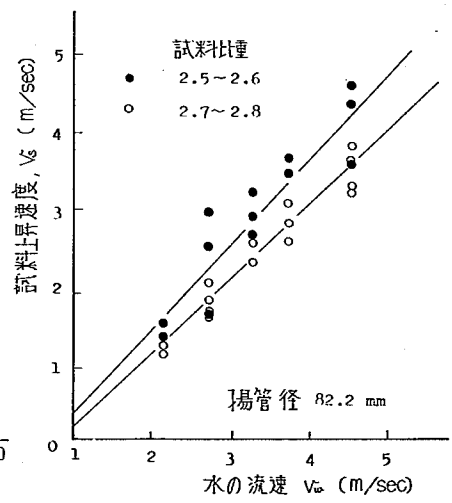


図５－２４　水の上昇速度と試料（砕石）の上昇速度

となる。すなわち，上式は（５－８２）式のγq_w（$\gamma = 1$ t／m³）を$\gamma_s q_s$に置換えただけであり，管長や浸水比などのエアリフトの条件が同じであれば，単位空気量当り泥水流量（t／min）が一定であることを意味する。従って，土砂だけの密度をγ_c，その流量（m³／min）をq_cとすると，

$$\gamma_s q_s = \gamma q_w + \gamma_c q_c \quad \cdots\cdots (5-85)$$

で表わされる。これは土砂の混入量によって，水の流量が変化することを示すものである。

図５－２３は揚砂量と揚水量の関係を示したもので，実線は（５－８５）式から求めたものである。

図５－２４は，砕石試料の上昇速度と水の流速の関係を示したもので，回帰直線の勾配はほぼ４５°で砕石の上昇速度と流速とも同じ増加傾向を示す。縦軸の切片は１m／sec 弱となり，これを砕石の沈降実験結果の 0.３～0.８ m／sec と比べるとそれよりやや大きくなっている。

5.4.3　大口削孔に適用する場合の留意点

エアリフトポンプの用途は揚水の目的のものと，大口削孔のように削孔ずりをあげる目的のものとに分かれるが，いずれの場合でも揚水効率の最も高い状態で使用することが望ましいことは当然である。

エアリフトポンプの流型が，フートピースの形状に関係なく空気量と浸水比によって決まることはすでに述べた。図５－２５は経験上の流型領域を示したもので，大口径削孔に適用する場合は図のスラグ流の領域で使用することが望ましい。（５－８２）式に示した揚水量と空気量の関係式は，管径，浸水比，管長の条件を設定したのち，揚水量を仮定して空気量を求めるもので，最適条件の選定にはトライアルに計算して求めなければならない。従って，ここにエアリフトポンプのおおよその見当をつける方法として，次のような提案をしておく。

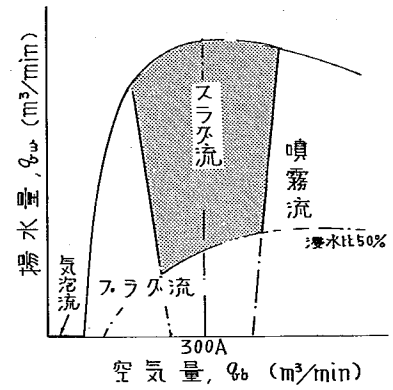


図５－２５　空気量と浸水比によってできる流型

(1)　スラグ流の形成に適する空気量q_{bopt}は浸水比や管長に関係なく，揚管断面 A (m²) に対してほぼ次の関係で表すことができる。

$$q_{bopt} = 300A \quad \cdots\cdots (5-86)$$

(2) （5－86）式で得られる空気量のときの揚水量は，浸水比60％で空気量のほぼ1／4，80％では1／2近くなる。但し，この関係は揚水条件によって異なるため，きわめて荒い目安であることをことわっておく。

さらに，エアリフトポンプ単独の実験又はそれを用いた大口径削孔実験を通して得たエアリフトポンプの特徴を以下にとりまとめる。

(1) 大口径削孔のずり排出に用いる場合には，スラグ流の流型で用いることが望ましい。

(2) 水の上昇速度分布は揚管全体を通してほぼ一定で，その流速は一般的使用条件では最大5m／secである。

(3) フートピースから下の水だけの部分の流速は1.5m／sec以上であれば揚砂能力としては十分である。

(4) フートピースの形状は揚水能力に関係なく，揚水量は空気量で決まる。

(5) エアリフトポンプを搬送に使用する場合は，揚水能力が急激に減少する。従って，揚水した水は自然流下によって排出することが望ましい。

(6) エアリフトポンプの揚砂能力は流速に乗ってしまえば，含砂（泥）率50％以上の高濃度の泥水をも揚水可能であり，エアリフトポンプの容量の選定はむしろクリーニングの必要量から決まるべきものともいえる。

(7) エアリフト始動時には水で充満されている揚管（ドリルパイプ）内に少量の空気を供給して，気泡を水面まで通してから所要の空気を送るように弁を開く。深度の大きい揚水開始時に急激に弁を開放して大量の空気を送り込むと，フートピースより上部の水が水栓となってそのままの圧力で上昇するため，排出ホースが曲っていたりホースの継手などの耐圧性の低いところがあれば，思わぬ事故の原因になるので十分注意する必要がある。

5.5 結　　語

循環泥水の主な作用に，孔壁の保護，削孔面のクリーニング，及び削孔ずりの排出がある。本章ではこのうち，削孔ずりの排出法の1つであるエアリフトポンプについて取上げた。エアリフトポンプは，十分な浸水深さが得られる条件であれば，空気を送り込むだけで簡単に揚水ができ，空気圧縮機の台数を増やすことによって容易に容量を大きくすることができるなどの利点が多く，大口径削孔にはよく用いられている。

揚水を対象にしたエアリフトポンプの理論は古くから多く導かれている。しかし，エアリフトポンプは，それを構成する条件によって，揚水能力が大幅に変動するのが特徴で，従来の理論から，削孔ずりを排出するのに用いるエアリフトポンプに適応する諸係数値を得る状態に至っていない。そこで，従来の理論を補完する形で揚水量と空気量の関係式を導入した。以下に筆者が行った実験から得られた主な事項をとりまとめる。

(1) 流型はフードピースの形状とは無関係で，エアリフトポンプ条件のうち浸水比及び空気量によって形成する。

(2) フードピースの形状は，揚水能力にも関係なく，揚水量（m^3／min）によって決まる。

(3) 削孔ずりを含む3相流を考えるとき，単純に，削孔ずりと水の混合体を1つの密度流とみなして計算しても，ほぼ実測値を満足することができる。

なお，このほかエアリフトポンプを大口径削孔に適用する場合の留意事項については，前節にまとめてあるのでここでは省略する。

参　考　文　献

5-1) Samuelson, W.J., et al. : Construction Techniques and Costs for Underground Emplacement of Nuclear Explosives, U.S. Army Engineer District Fort Worth, Texas, 1966

5-2) Crews, S.H. : Big Hole Drilling Progress Keyed to Engineering, Petroleum Engineering, Oct., 1964, P. 104

5-3) Quinn, R.V. : They call it "DAVIS MIX', Drilling, August, 1967, P.40

5-4) Bowman, G.A. : Big hole drilling methods, equipment and problems, Drilling, April, 1965

5-5) Presley, C.K. : What's Ahead for Big Hole Drilling, SPE of AIME, Aspects of Drilling and Prod. Symp., 1967, Preprint No. SPE-1754

5-6) Morlan, E.A. : Designing large diameter hole drilling programs, World Oil, April, 1962, reprint

5-7) Burke, R.G. : Big holes point to deep wells, THE OIL AND GAS JOURNAL, January 22, 1968, P.65

5-8) Richardson, P. : AEC's Deep Large Diameter Shaft in Hot Greek Valley Requires Big Drilling Capability, Society of Mining Engineers of AIME, Sept., 1969, Preprint No. 69-AU-347

5-9) Davis, G.J.Jr. and Weidner, C.R. : An Investigation of the Air Lift Pump, Bulletin of the University of Wisconsin, July, 1914

5-10) Miyagi, O. :Theory of the air-lift pump with special reference to the slip of air bubbles in water, Journal of the SME Vol. 27, No.85, Nov. 1923, P.335

5-11) 内丸最一郎 ： 喞筒，技報堂，昭和２７年１０月，P. １３５

5-12) 藤本　武助 ： 流体力学と流体機械，養賢堂，昭和３８年

5-13) 千田　昌平 ：「エアリフトポンプの特性」土木技術資料，Vol．９，№12，昭和４２年１２月，P．２２

5-14) 千田　昌平 ：リバースサーキュレーションドリルに用いられるエアリフトポンプ，建設機械，Vol．4，№８，　昭和４３年８月，P.29

5-15) Anderson, R.M. : A simple theory of the air lift pump, Bulletin No. 53, Hudson Engineering Company, 1905

5-16) Gribson, A.H. : Hydraulics and Its Application, 1908

5-17) Lorenz, H. : Zeitschrift des Vereines Deutsher Ingenieure, Vol. 53, April, 1909, P.545

第6章　削孔実験条件と実験要領

第6章　削孔実験条件と実験要領

6.1　概　　説

石油さく井に用いる小口径の削孔については，これまでにも多くの実績があり，削孔現場からのみならず室内実験からも削孔性に関して信頼し得るデータが数多く得られ，経済的削孔システムが確立しつつある。これに対して大口径削孔では，１つの実験を行うにも削孔機械設備が大型化することにより莫大な費用がかかるのに加えて，供試体には均質かつ巨大な岩石試料を必要とする。そのため，これまでは大口径削孔に関する情報を得るのに，従来の小口径削孔の結果を利用する他に，現場削孔試験又は単一カッタによる掘削試験を通して類推してきた。しかしながら，数千メートルの深度まで削孔する小口径の石油井戸掘削と大口径削孔とでは，削孔深度の点だけでも大きく異なる。すなわち，米国のＡＥＣが行った地下核実験用の削孔は別として，鉱山のたて坑，橋梁の基礎，あるいはトンネルの通気孔などで必要とする削孔深度の大部分が百メートル以下であって，石油さく井の比ではない。このことは，後に述べる経済的削孔管理を行うためにも重要な意味を持つ。

深い石油井戸の削孔においては，同一削孔地点での作業が長期間にわたるため，設備費などのイニシャルコストが多少割高になっても，運転経費などのランニングコストを下げることが，総括的に削孔単価を引下げる結果につながる。例えば，循環泥水の管理，ビット推力及びビット回転速度の選定等の運転管理を良好に行うことによって，ビットの寿命を掘進長で１割増加させたとすれば，ビット交換回数が１０回当り１回減ることになる。これが数千メートルの削孔になれば莫大な利益につながる。石油さく井関係では，ビット交換回数をより少なくかつまた適正なビット寿命の判定を行うため，削孔運転中の地質条件をより正確に把握し，それに適合した運転管理条件を見出す研究がなされている。その結果，最近ではビットの種類，ビット回転速度，ビット推力，循環泥水の流入流出量，泥水密度など，削孔性に影響すると考えられる要因と，それらを一定条件にして得られる削孔速度を入力として，そのときの地質条件に合った最適運転管理条件を出力する電子計算機による削孔管理方式が採用されるようになっている。[6-1)]

一方，大口径削孔に対しては，施工実績が少なく，まだ削孔の可能性を追求している段階で，経済削孔どころか，機械の形式諸元を決める基本値を推定できる段階にも至っていない。

小口径削孔では，削孔深度が経済的削孔を行うための重要な要因であるのに対して，大口径削孔では，削孔深度は大きくないが小口径ビットの数十倍のカッタ費と大容量のロータリテーブル設備，泥水循環設備及びビット推力設備を必要とするため，イニシャルコストとしてのカッタ費，並びに施工性が経済削孔管理のみならず削孔機械設計上重要な問題となる。

以上の観点から，大口径削孔機械の大口径化における技術的経済的可能限界，及び小口径の場

合と同様に各種条件に対する削孔性並びにカッタ摩耗の影響等を求める目的で，室内削孔実験及び実機による現場削孔実験を行ってきた。室内においては，海外でも例のない大口径用室内削孔試験装置を製作し，モデルビット及び実用ビットによる削孔実験を行った。現場においては，実用サイズの大口径削孔機械を開発試作し，それにより，削孔実験を行ってきた。

大口径削孔では特に，大きな削孔トルクを必要とすること，及び掘削ずりのクリーニングの影響が大きいところが，従来の小口径削孔と基本的に異なる。

以下本章では，実用機でもある大口径削孔機械と室内削孔試験装置を用いて行った削孔実験について，その機械設備及び削孔実験要領について述べる。

6.2 削孔試験装置による実験

6.2.1 試験装置の概要

この試験装置は当初軟岩の削孔を対象に設計製作したもので，ロータリーテーブルトルク72,000Kg－m，ビット推力20tの仕様であったものを，その後硬岩にも適用できるようにビット推力が30tになるように改造した。表6－1に改造後の本削孔試験装置の仕様を，また図6－1には本装置の主要部をそれぞれ示す。仕様の中で最大ビット径1,500㎜とは，組立形式の試料枠の平面寸法が2m×2mであることから決めた値である。

供試体の造成は，モルタル又はコンクリートを人工岩として用いる場合，削孔径によって試料枠を組合せ，あらかじめ準備してあるそのときの平面サイズに合ったビニール袋を枠組の中に入れ，その中にモルタル等を打設する。打設養生後試料台車を利用して試験装置にそれをセットする。天然の岩石を供試体にするときは，枠組みしたのちビニール袋を張った中に岩石ブロックを置き外周をモルタルで固定してから試験装置にセットする。試料枠上部にはフランジが取付けてあり，循環水用ポンプから給水が試料枠の中に流入するようにしてある。次いで実

表6－1 削孔実験装置仕様一覧表

最大ビット径	1,500㎜
削孔深度	2,000㎜
ビット推力	30,000Kg（油圧式）
ケーシング内径	100㎜
ビット回転トルク	2,000Kg－m
ビット最大回速度	50rpm
回転原動機	油圧モータ型式 川崎重工BX732
試料	原石，ソイルセメント， コンクリート等
掘削土砂の排出	ポンプサクション法
サクションポンプ	80㎜径 ソリッドポンプ 揚水量1.2m³／min／800 rpm／12m
給水ポンプ	160S2型斜流渦巻ポンプ 揚水量3m³／min／1,750 rpm／9m

油圧パワーユニット	
寸法	全長×全高×全幅 3m×1.5m×1.5m
原動機	いすず DA640ITP ディーゼルエンジン
連続定格	103PS／1,700rpm
油圧ポンプ （シリンダ用）型式	内田油圧 GPP1-AOC 30NL4 3023L-110 二連型 ギヤポンプ最高吐出圧 210Kg／cm

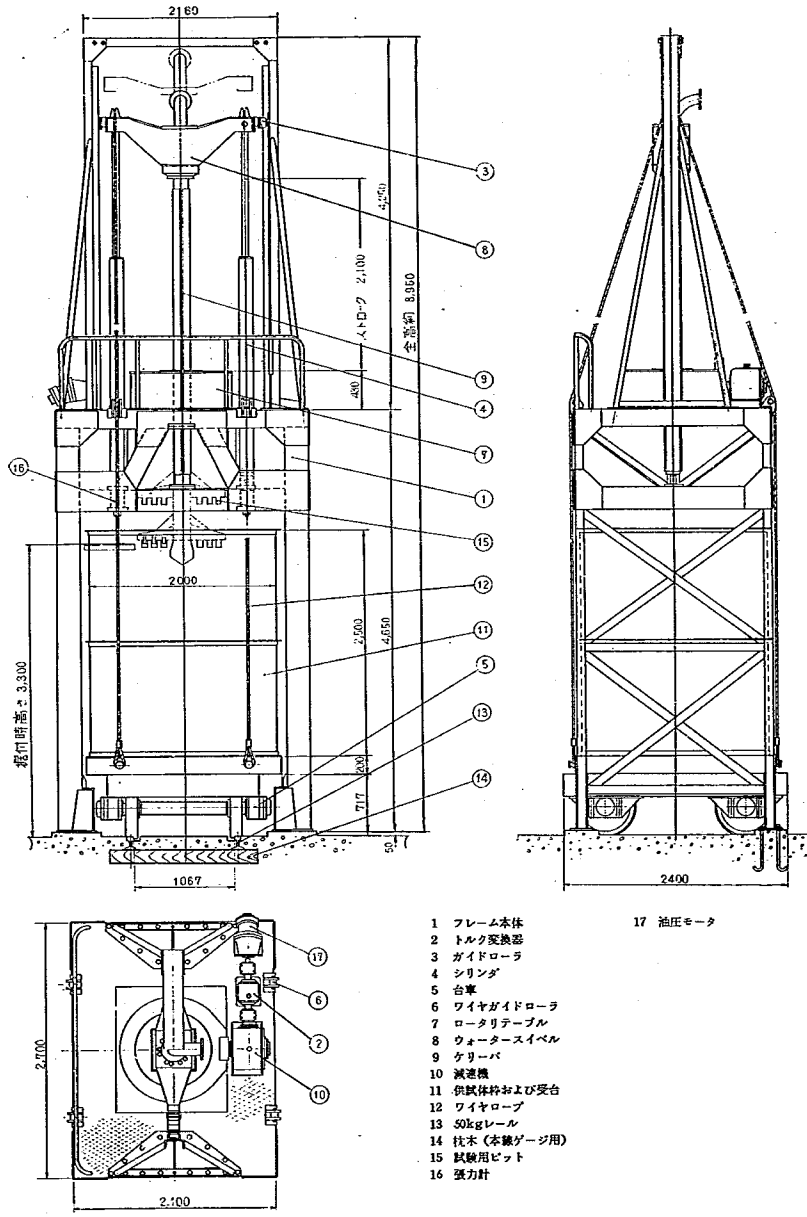

2160
全高約 8,950
ストローク 2,100
4,550
430
2000
2,500
4,650
400
717
50
1067
据付時高さ 3,300
2400
2,100
2,100
1 フレーム本体
2 トルク変換器
3 ガイドローラ
4 シリンダ
5 台車
6 ワイヤガイドローラ
7 ロータリテーブル
8 ウォータースイベル
9 ケリーバ
10 減速機
11 供試体枠および受台
12 ワイヤロープ
13 50kgレール
14 杭木（本線ゲージ用）
15 試験用ピット
16 張力計
17 油圧モータ

図６－１　削　孔　試　験　装　置

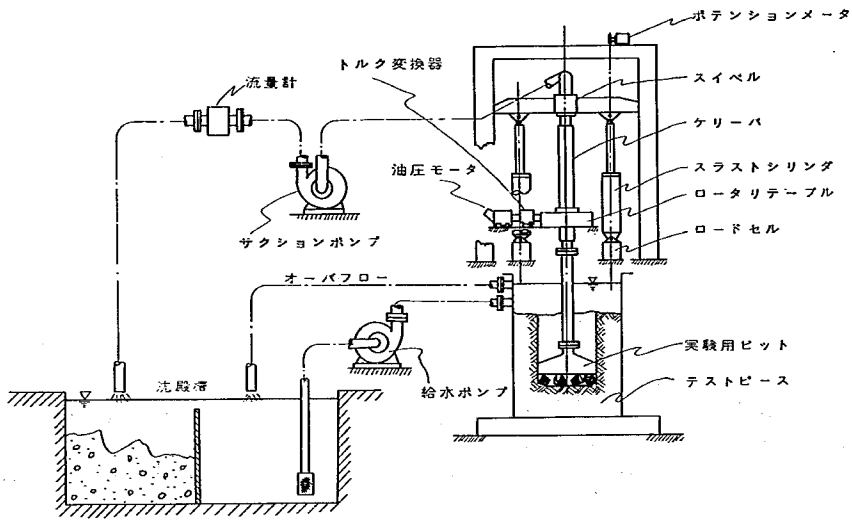


図６－２　削孔試験装置作動系統図

験用ビットを取付けて準備は完了する。

本装置の構成及び作動系統を図６－２に示す。この試験装置も一般に用いられているリバースサーキュレーションドリルと同様に，泥水逆循環方式により掘削ずりを排出する形式のもので，図に示すように給水ポンプ及びサクションポンプを備えている。削孔実験に先立ち，これら２台のポンプによる給排水のバランスを給水ポンプの弁の開度によって調整しておく。次いで，ロータリーテーブルを回転させ設定回転速度になったところで，給圧シリンダを作動させ，これも実験計画に従って設定されたビット推力になるように油圧回路のリリーフ弁をセットする。この場合ロータリーテーブル回転及び給圧シリンダは，共に油圧作動であるから，任意の圧力に設定することができる。掘削ずりを含んだ泥水は電磁流量計を経て沈澱水槽へ排出させる。

6.2.2　計測項目及び実験要領

モルタルを人工岩とした削孔実験は，一軸圧縮強度５０Kg／cm²～３００Kg／cm² の配合設計範囲で強度の異なる供試体について，２つの主要条件変数であるビット回転速度及びビット推力を設定して，一定時間削孔する条件削孔方式で行った。いずれの実験も電動機直結型のサクションポンプの吐出弁を全開にして行ったため，全実験を通して循環泥水流量はほぼ一定とみなすことができる。従って，揚水量によるクリーニング効果の違いは特に求めていない。

計測方法及び計測項目は以下の通りである。なお，計測記録はペン書きレコーダに自記させた。

(1) ビット推力W（ton）

図6－2に示したようにビット推力は，2本の油圧シリンダによって付加するもので，推力はシリンダ下端に取付けてあるワイヤストレインゲージ式のロードセル（10t×2個）によって検出する。この場合シリンダ，スイーベルブロック，ケーリーバ，ドリルパイプ及びビットに至る各部を油圧シリンダで支えているため，その分の重量と油圧推力を加えたものがビット推力となる。

(2) ビット回転速度N（rpm）

運転制御盤には圧油流量から検されるビット回転速度計が取付けられており，設定回転速度はこれにより調整されるが，ペン書きレコーダへの記録はロータリテーブルフレームに取付けたマイクロスイッチにより，ロータリテーブル1回転毎に発信するパルスを記録し，単位時間当りのパルス数から回転速度（rpm）を求める。

(3) 掘削速度R（m／h）

ガイドフレームの上部にロータリ型のポテンションメータを取付け，スィーベルブロック上面からチェーンをポテンションメータと同軸のスプロケットを介して重錘に結び，ケリーブロックの沈下がポテンションメータの回転角となって現われるのをペン書きレコーダに自記さる。この場合ポテンションメータは，ロータリ型であるからレコーダには鋸歯状の波形が記録され，削孔速度はこの波形の勾配，すなわち単位時間当り推進量から算出する。

(4) 削孔トルクT（t－m）

削孔トルクは，ロータリーテーブル駆動用油圧モータと，ロータリーテーブルの減速機との間にワイヤストレンゲージ式のトルク変換器を取付け，その検出記録と減速比の積から求める。

供試体の強度は，削孔実験後，残った試料からコア（径5cm）を抜取り，物理試験によって求める。

口径600mmのツース型ビットで行ったカッタの摩耗実験は，はじめモルタルを供試体として条件削孔を行った後，花崗岩（真壁産：約1,500Kg／cm²，稲田産：約1,200Kg／cm²）及び鳴門産和泉砂岩（1,300Kg／cm²）を用いて行った。花崗岩は主に摩耗促進用被削材とし，一定摩耗度に達したところで和泉砂岩に切換えて条件削孔するといったサイクルで削孔試験を行った。カッタツースの摩耗量は各摩耗段階毎に直接測定するほか，石膏で刃型をとり摩耗状態をそのまま保存するようにした。カッタ刃先

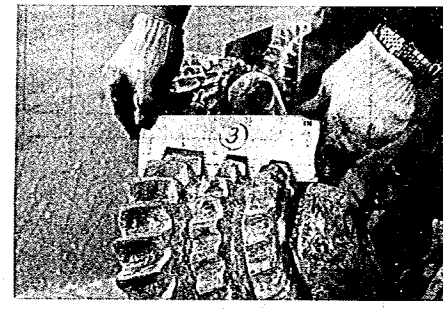


写真6－1　刃型ゲージによる刃先摩耗の測定

摩耗度の計測には，それが便利になるように，それぞれのカッタ型式に合った写真６－１に示すような刃型ゲージを作成し，８分法による計測を行った。

6.2.3　実験用ビットと削孔条件

本試験装置で主に用いたビットは，ローラカッタビット３種類と切削型ビット１種類である。この他，３個のカッタを取付け自転反力で公転するいわゆるリアクションドリル形式のビット，及び在来の小口径ビット形式の１つである。チップインサート型３カッタビットについて，それぞれ１ケースづつの削孔試験を行ったが，これらについては本論文から除外してある。

ローラカッタビット３種類の内訳は，軟岩用及び中硬岩用ツースカッタビット各１種類とチップインサート型の１種類で，いずれも本試験装置専用に製作したものである。さらに，これらのビットは，実験用として特にカッタ取付け板を重ねる形式のビットボディを用いており，この取付け板の構成を変えることによって削孔径を変えることができる構造にしてある。

軟岩用ビットは，泥水循環用大口径ビットとしてわが国で初めて製作したもので，カンチレバー型カッタを取付けてある。このビットは，１章写真１－３に示したように径760mm で，中央に在来の３カッタビットを取付け，外周部にはこのカンチレバー型カッタを取付けてある。ビット中央の３カッタビットは，各３個のカッタの取付けを少し外周にずらし，中心部に掘残しができない程度の隙間を作り掘削ずりの吸込みを助長するように工夫してある。外周部の掘削ずり

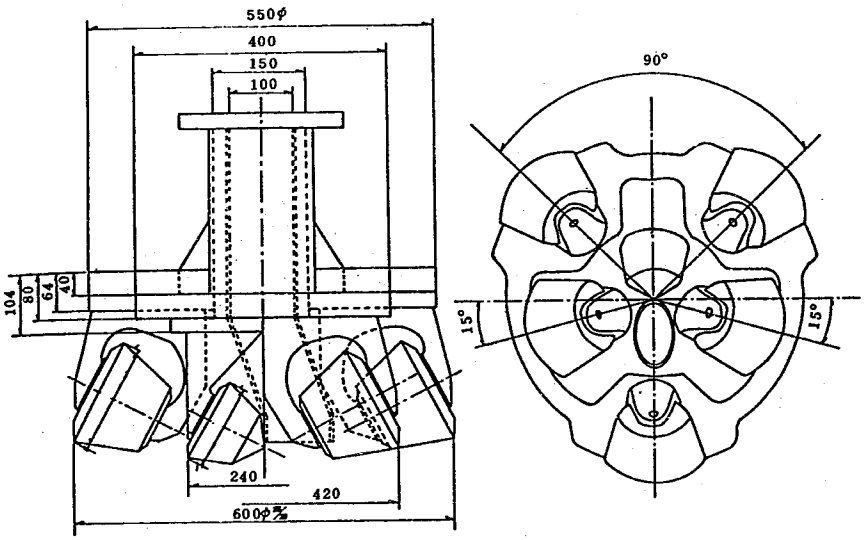
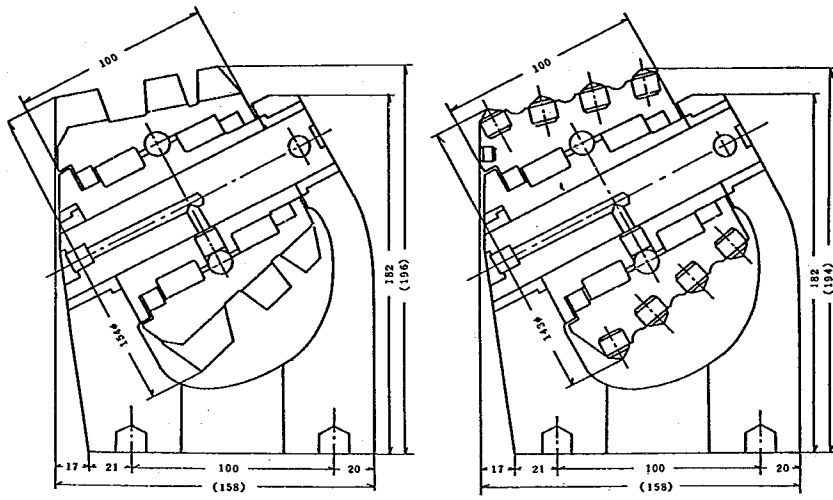


図６－３　径６００mm，４２０mm実験用ローラビット



(a) ツースタイプ　　(b) チップインサートタイプ

図６－４　サドル型ローラカッタ

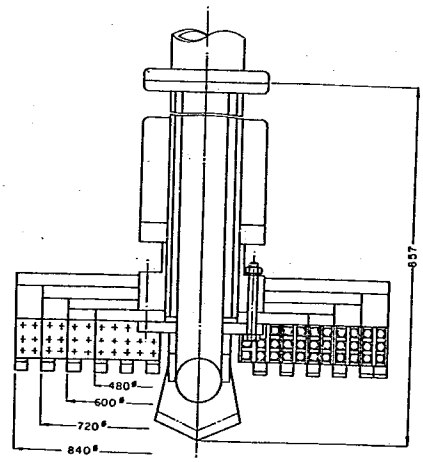


図６－５　実験に用いた切削型ビット

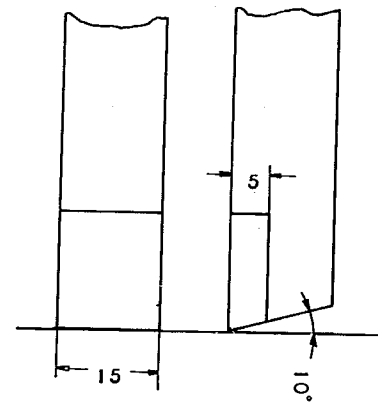


図６－６　切削型カッタ

表６－２　削孔試験機による実験条件一覧表

実験年月	被削材	平均一軸圧縮強度(Kg／cm²)	ビット形式	削孔径(m)	摘要
42. 8	モルタル	75	TR	0.76	TR：ツース型ローラビット
44. 7	モルタル	125	TR	0.76	
44. 12	モルタル	190	TR	0.76	
45. 1	大谷石	30	TR	0.76	
45. 2	大谷石	30	D	0.84	D：切削型ビット
45. 9	モルタル	220	TR	0.76	
46. 1	モルタル	210	D	0.84	
46. 6	モルタル	350	D	0.72	
46. 8	モルタル	320	D	0.60	
46. 9	モルタル	220	D	0.48	
47. 3	花崗岩	1,500	IR	0.42	IR：チップインサート型ローラビット
47. 8	花崗岩	430	D	0.84	
47. 8	花崗岩	430	D	0.60	
47. 9	花崗岩	1,500	IR	0.60	
47. 10	モルタル	240	IR	0.60	
47. 10	砂岩	720	IR	0.60	
48. 2	モルタル	290	TR	0.60	
48. 3	花崗岩	1,200	TR	0.60	カッタの摩耗試験として花崗岩，和泉砂岩を交互に削孔したもの。
〃	モルタル	290			
50. 1	和泉砂岩	1,400			

はカッタの間から３本に枝分かれした吸込み口から吸入する。刃先の形状は軟岩用であるためピッチが粗く，かつ刃の高さが中硬岩又は硬岩用に比べて高くなっているのが特徴である。

中硬岩用ツースカッタビット及びチップインサート型ビットは，共にサドル型カッタを取付けたもので，図６－３に示すように口径を６００㎜及び４２０㎜の２種類に変えることができる。このビットは，ビットボディ及びサドルをツースカッタとインサートカッタに供用するもので，サドルからピンを抜取りカッタローラ部分のみを交換する構造にしてある。削孔ずりの吸込み口はコーン型のセンターカッタと対称の位置に取付けてある。ツース型とインサート型のいずれの場合も，外周３個のカッタを取りはずすと径４２０㎜ビットになるから，センターカッタ以外の

5個のカッタはすべてゲージカッタでなければならない。

図6－4はツースカッタ及びチップインサートカッタそれぞれの構造断面を示す。インサートカッタには直径12.8㎜，先端のコニカル角120度のタングステンカーバイト鋼チップをカッタ1個当り56個植込んである。

ここで取上げる切削型ビットとは，軟岩削孔に適応するように，筆者らが独自に試作したもので，工作機械の旋盤に使う平削バイト状のカッタを配列した翼型ビットであることから，バイトビットとも呼んでいる。これも前記のローラビットと同様に本削孔試験機用として製作したもので，図6－5に示すように削孔径が可変であるばかりでなく，カッタの配列も任意に変えることができる構造にしてある。カッタ翼の数は3翼で，最外周のゲージの列は3個とも同一軌跡を通るが，他の内側に取付けるカッタは1回転1パスとなるように配列した。

カッタの形状は図6－6に示すようにカッタ幅15㎜，すくい角0度，逃げ角10度のもので，刃先部はタングステンカーバイト鋼チップ（JIS G5鉱山工具鋼）熔着したものを用いた。中心部のフィッシュテール部も，それぞれの回転方向に合せて掘削側の刃先には他のカッタと同様に，タングステンカーバイト鋼チップを熔着してある。

表6－2はこれまでに行った削孔試験機による実験条件を，一覧表にして示したものである。

6.3 クリーニング実験

削孔面に発生する掘削ずりを，除去するクリーニングの重要性については時折触れてきた。流体循環方式による削孔では，その流体の役目の1つにクリーニングがあり，ビットの構造上からも掘削面を流れる流体がクリーニング効果を上げるように，各種形式が考案されているということも3章で述べた。しかしながら，すでに使用されているクリーニング対策を施した各種形式のビットについては，それらのクリーニング特性上の比較を実験によって確めているわけではなく，経験をもとにトライアルに各種形式が提案されているにすぎない。

本節では，前節で述べた削孔実験装置を用いて行ったクリーニング実験について，実験装置の構成，実験条件及び実験要領について述べ，その結果については8章で論ずる。

6.3.1 実験装置の構成

実験装置及び実験方法上の制約から，実験目的をクリーニング効果の定性的な比較に止どめることにした。

装置の構成は図6－7に示すように，削孔実験装置のビット回転機構と水の循環装置を利用したものである。また，この実験のため透明水槽，模型ビット及び4種類の形状の異なるずり吸込み口，並びにずりのかき寄せ効果を試験するためのスクレーパ等は特別に製作した。

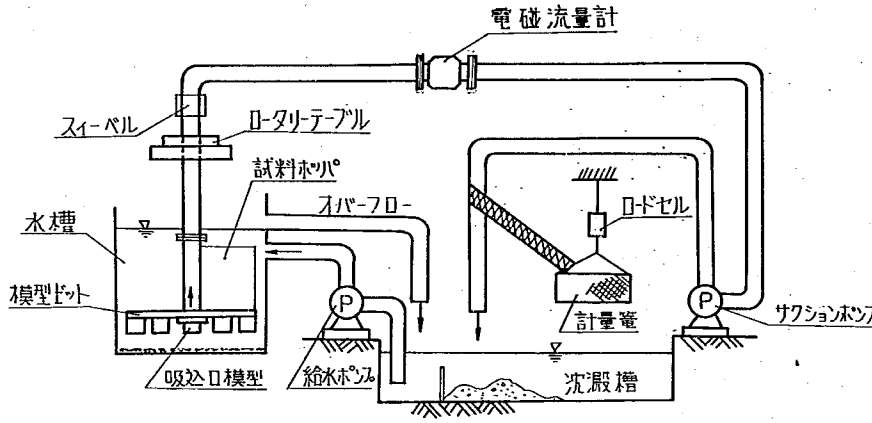


図６－７　削孔ずり吸込み実験装置の構成

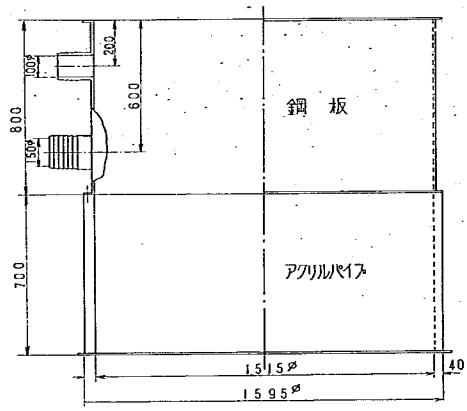


図６－８　水　　槽

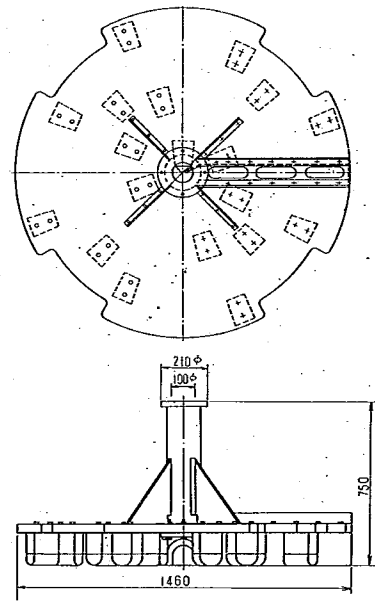


図６－９　模型ビット

(1) 透 明 水 槽

クリーニング効果の定量的評価が困難である限り目視による観察が重要であり，かつ実験管理を容易にするため水槽は，図６－８に示すような下部に透明な大径アクリル管を取付けた構造にした。上部を鋼製にしたのは，アクリル管の材料費を節減するためで，他に理由はない。

水槽の径は，既製の透明アクリル管の最大径のものが，図示したように内径 1,515 ㎜ であったことからそれに決めた。また高さについては，給水及びオーバフローのパイプラインを配置するに十分であること，給水の流入の勢いが底部の水流に影響しない高さであること，及び実験時の試料の投入等の作業のし易さなどを考慮して決めた。

(2) 模 型 ビ ッ ト

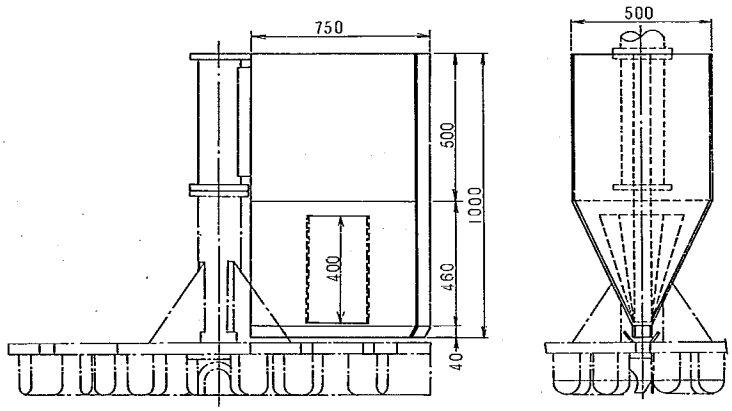


図６－１０　ホッパ形状

模型ビットは図６－９に示すように，水槽と同様に内部が監視できるように厚さ４０㎜の透明アクリル板にカッタ模型を取付けたものにした。図からもわかるようにアクリル板の一部は中心から外周に向って長円形の穴が３個あけてあり，実験時にはこの上にホッパを取付け掘削ずりにみたてた細かい砕石試料を底面に供給するようになっている。図６－１０に，そのホッパの形状とビットに取付けた状態を示す。このホッパには，模型ビットのアクリル板上の３個の穴に別々に試料の供給ができるように，下部に高さ約４００㎜の仕切板を設けてある。

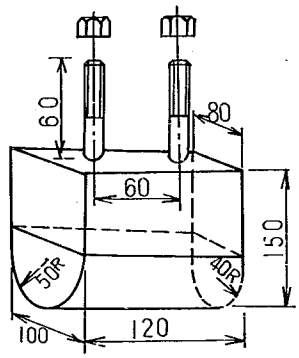


図６－１１　模型カッタ

カッタの形状，配置によりクリーニング効果に違いのあることは十分考えられるが，カッタの配列，ビットの構造はビットメーカ又は削孔機械メーカ

のノウハウとしてそれぞれ異なる。そのため本実験では，筆者らが用いて行った径 2.5 m の大口径ビットの模型として，水槽の大きさから決ったビット径 1,460 mm に対応する図６－１１に示すようなサイズのカマボコ型のブロックを模型カッタとした。従って，カッタの配置も図６－９に示した１種類だけとした。

(3) ずり込み口の種類と形状

模型ビットの構造上，ずり吸込み口はフランジによって着脱できるようにしたもので図６－１２に示すような４種類について実験した。これらの形式を便宜上，図に示したようにⅠ型～Ⅳ型と呼ぶことにする。

Ⅰ型はセンターピックアップ（centre pickup）形式とも呼ばれるもので，吸込み口中心がビット中心と一致し，吸込み面は模型カッタと同一の高さにしてある。実験に当っては，カッタの刃の高さ分，あるいはそれ以上の水槽底面とカッタ模型下端との間に間隙を保つ状態で行うから，ずり吸込みには支障が起らない。

Ⅱ型は吸込み口を傾斜させて取付け，図のように先端をビットの外周に向って切欠いた形状にしてある。吸込み口が傾斜しビット中心から偏心しているため，ビット回転に伴い有効吸込み面積がⅠ型より大きくなっている。

Ⅲ型はビット外周に向って長円形になっている吸込み口で，スイープピックアップ（sweep pickup）形式とも呼ばれる。ビット回転を利用して循環流の流速を利用するより，むしろ家庭用電気掃除機のように削孔面を広くスイープしようとするものである。

この形式に対する長所，短所の議論は多くあるが，これまでよく使われてきている形式である。

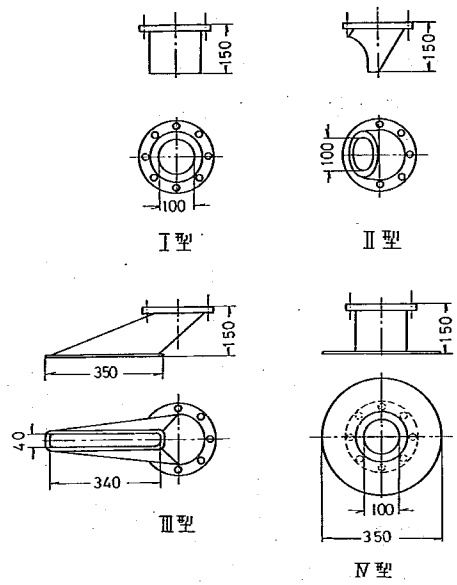


図６－１２　実験に用いた吸込み口

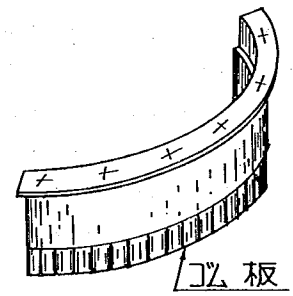


図６－１３　スクレーパ

Ⅳ型は，経験上筆者が提案したものでビット中心部のみに底板を取付けたものである。３章

でも述べたように，過去にもビット全面に底板を取付けたものの使用例がある。しかしこの場合，ビットの外周部には回転による攪拌効果を期待し，中心部には，外周部ほど攪拌効果が得られないことから，水流によるクリーニング効果を高めるため，循環流の流路断面積が小さくなるように底板を設けたものである。従って，これを加速板と呼ぶことにする。この加速板には，実作業時によく遭遇する岩塊又は玉石によるドリルパイプの目詰まりを防止する効果をも持たせてある。すなわち，この加速板の部分を大塊が通過するとき，加速板と削孔面が破石機の作用をし，大塊を破壊する。

スクレーパは図６－１３に示すような下端に切込みのある二重ゴム板をビット中心を軸に対数ら線状に取付けたもので，ビットの回転によってずりが中心部へかき寄せられる構造にしてある。

6.3.2　実験条件及び実験要領

前項に示した４種類の吸込み口形状及びスクレーパの有無に対して，表６－３に示す条件の組合わせでクリーニング実験を行った。

水槽底面とカッタの間隙を３cm，５cm，１０cmの３条件にとり，ビットの回転速度については，これまでの削孔実験等による経験上，その影響度をより細かく分析する必要があることから，２～１２rpmまでの５段階に分けた。また，細砕石の試料を投入するのに，掘削ずりの発生位置（ビット中心近くと外周部）によるクリーニング効果を比較する目的で，外周に向って３つに区分した長円形の試料投入口をビットに設け，それぞれの投入口の位置を内，外として，個々の穴から散布した試料の吸込み状況の比較を行った。実際の削孔時には，掘削ずりはカッタが通過したあとの掘削面に発生するが，この状態を水槽の中に再現することは極めて困難であることから，回転する模型ビットの一部から定量散布する方法を用いて実際の削孔状態に近似させた。

表６－３　クリーニング実験条件

吸込口形式	スクレーパの有無	カッタと底板との間隔(cm)	試料投入口
Ⅰ	有	3	外
	有	3	中
	有	5	中
	有	3	内
	有	5	内
	無	3	外
	無	3	中
	無	5	中
	無	１０	中
Ⅱ	有	3	外
	有	3	中
	有	5	中
	有	１０	中
	無	3	外
	無	3	中
	無	5	中
	無	１０	中
Ⅲ	有	3	中
	無	3	外
	無	3	中
	無	5	中
	無	１０	中
Ⅳ	無	3	外
	無	3	中
	無	5	中
	無	１０	中

実験は以下の要領で行った。

(1) まず，次の手順で実験条件をセットする。①所定の吸込口を模型ピットに取付ける。②模型ピットと水槽の相対位置を調整する。③水を循環させ，給排水のバランスをとる。④ピット回転速度を設定する。⑤循環流量は排水管路途中に取付けてある電磁流量計で計測し，バルブの開度によって流量を調整する。しかし，実験では流量条件を一定にするため，全条件を通してバルブは全開で行った。

(2) ピット共に回転しているホッパに定量の試料を投入する。この場合投入口は実験条件に従って，ピット中心付近から外周に向って内，中，外の3室に区分されており，そのうちの1つに試料を投入する。

(3) 試料投入後，吸込みが始ったところから一定時間間隔（15秒，25秒，35秒）で吸込まれた試料の量を読取る。揚水中に含まれて排出され砕石試料は，図6－7に示したように，排水管路の末端に取付けた金網で作った筒によって水と分離され，荷重計を介して吊られている試料受け籠の中に溜める。籠に溜まる試料の重量増加の状態はペン書きオシログラフに自記させる。

(4) 試料増加の状態は図6－14に記録例を示したように，吸込み開始後の経過時間に対する排出試料の累加重量で記録されるから，一定量溜まるまでの時間（秒），又は一定時間（秒）に溜まる試料の量から吸込口の形式による吸込み効果を比較することができる。

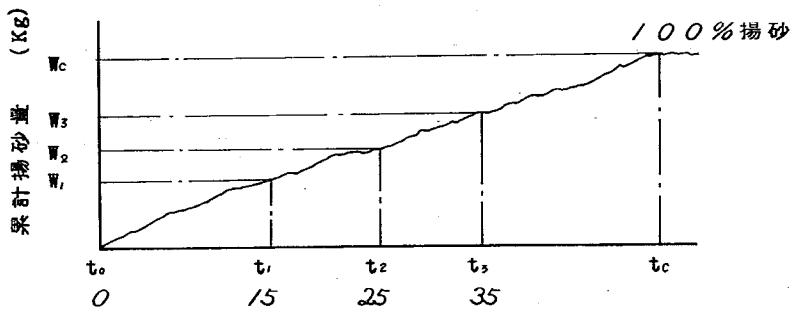


図6－14　記録例

(5) 実験条件によっては，一定時間経過しても投入した試料が完全に吸込まれないで残ることがある。そのときには，条件の計測終了後ピット回転速度を上げるか，ピットを水槽底面に近づけて残った前の試料を完全に排出したのち次の条件の実験に移る。

6.4　大口径削孔機械による削孔試験

6.4.1　削孔機械の概要

本州四国連絡橋の基礎のような大型海中構造物の基礎を構築するには，直径１０ｍ級の孔を高深度の海上で，しかも従来の一般構造物の基礎よりも硬い岩盤を掘削する必要がある。この場合，在来のロータリーテーブルを有し，ドリルカラでビット推力を与える方式の削孔機械そのままを，口径比で拡大して径１０ｍ削孔機械を考えるとき，ドリルカラだけで1,000ｔを越す膨大な重量となり，経済性はもとより，機械設備の増大に伴う作業性の低下や，危険性の増大は不可避となる。従って，この方式による大口径削孔には削孔径において限界がでてくる。

そこで筆者らは，削孔径１０ｍ級を目標にした場合の大口径化の可能性を見出すため，その第１段階として口径2.5～３ｍのダウンザホール型大口径削孔機械を開発試作し，削孔実験及びカッタの摩耗実験を行った。以下本削孔機械の形式選定の経緯及び構造概要を述べる。

6.4.1.1　機械形式の選定

泥水逆循環方式のロータリ型を前提に大口径削孔機械を考えるにあたって，ビット軸の数，ビット推力の付加方法及び回転駆動装置の位置の３つの条件を組合せた図６－１５に示す形式の削孔機械が検討の候補にあがった。すなわち，図より

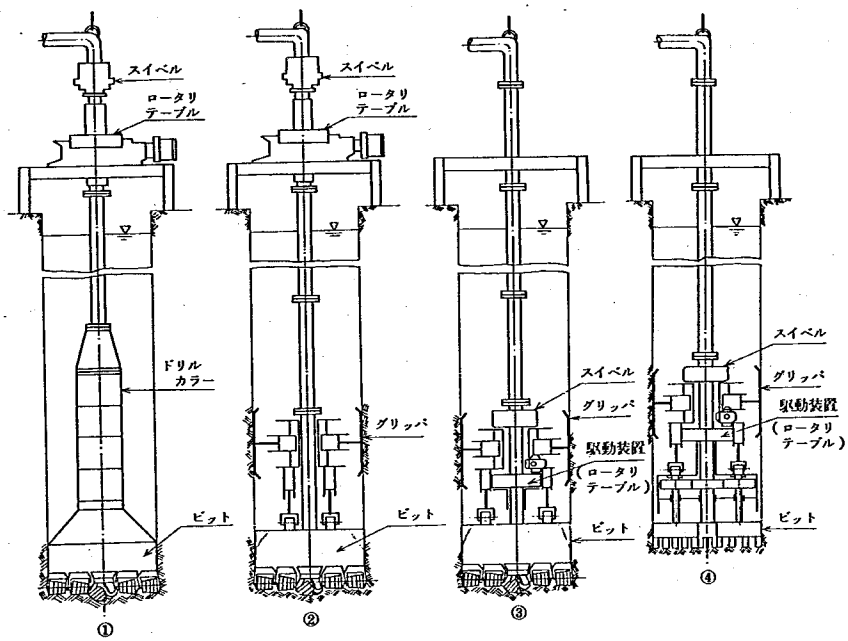


図６－１５　大口径削孔機械の各種形式

(1) 上部にロータリテーブルを有し，単軸でドリルカラーによりビット推力を与える在来の形式。

(2) 単軸上部駆動の在来形式の動力系統に対して，下部にグリッパ機構を取付け孔壁に反力をとって油圧シリンダによりビット推力を与える形式。

(3) ビットの真上にグリッパを取付けた本体フレームを有し，これにビット回転用油圧モータ及びビット推力用シリンダを取付け，水中下部駆動するいわゆるダウンザホール形式。

(4) 同じくダウンザホール型ではあるが，多軸ビットにより自転公転しながら削孔するリアクションドリル形式。

以上の4形式のうち(3)，(4)のダウンザホール型は，下部に駆動装置があるため，ドリルパイプは回転せず，大口径化に伴う大トルク伝達の必要がなく，揚水管と掘削機本体を吊上げるのに耐えるものであれば十分であるという利点がある。その一方，下部駆動方式であるためそこまで動力を送る手段が必要になり，構造上油圧配管又は動力用キャブタイヤケーブル等の配線が作業性を阻害する。

ビット推力は一般に全推力をビット径で除した値，すなわち，単位径当りの荷重Kg／cm（又は lb／in.）で表し，岩石の強度に対応したビット推力を求める目安にしている。Morlan[6-2]は，大口径削孔における適正ビット推力として図6－16に示す関係を与えている。一方，削孔技術上孔曲り防止方法の1つに，経験上ペンジュラム効果（pendulum effect）又はプラム・ボブ効果（plumb bob effect）と呼ばれる削孔方法が提案されている。[6-3),6-4)]これは長いドリルストリングスが下部にビットやドリルカラを取付けた構成になっていることから，それを振子に例え，削孔中もドリルストリングスの全重量をビットに加えるのではなく，常に全重量のほぼ2／3を吊った状態を保って運転することによって垂直性をもたせるものである。つまり，十分なペンジュラム効果を期待するには，所要ビット推力の3倍のドリルストリングスの重量が必要になるということである。

図6－16から単純に引延ばして口径10mに適用するビット推力を中軟岩を対称に考えると，正味荷重で300t余り必要になるから1,000t近い重量のドリルカラを準備しなければならないことになる。これを海上工事へ適用する場合，海上作業台の容量，施工性，安全性，吊

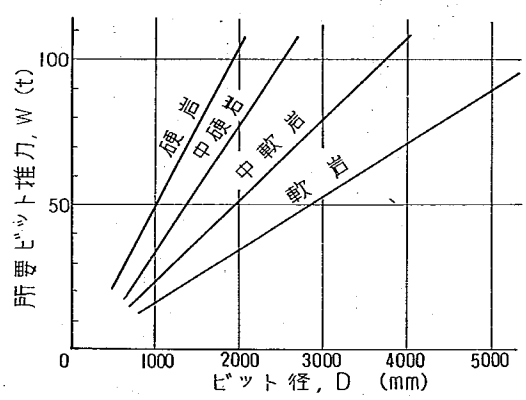


図6－16 削孔径に対する所要ビット推力
（Dellinger による）

上げクレーン能力などの点で実用の可能性はうすれる。

多軸方式と単軸方式を比較するとき，多軸方式の方がカッタにかかる負荷がより均等となり，カッタの交換時期が同じになる利点があげられるが，次の点に問題が残る。

(1) 多軸方式には，3カッタビットを組合せたリアクションドリルの例はあるが，口径10m級に適用するには個々のビット径が小さ過ぎる。

(2) ローラビットに自転公転の作動を与える場合の，クリーニングやカッタのスクレーピング作用による摩耗に問題がある。

(3) 多軸であるため，伝達動力の分岐やビット推力の付加方法の点で構造が複雑になる。

以上の諸点を考慮して，ビット推力を油圧シリンダで与えることによって機械の軽量化を図るとともに，作業面積の狭い海上足場上での作業性を改良するため，Presley[6-3]も将来の大口径削孔機械の形式として推奨している下部駆動型のいわゆるダウンザホール型の削孔機械を試作することにした。最終の目標は口径10m級の削孔機械の開発にあるが，その第1段階として口径2.5m～3m級の拡孔装置付きを試作した。[6-5]

6.4.1.2 試作機の構成と特徴

本機は，水中に没して作動する削孔機本体と地上設備に分かれる。地上設備は，削孔機本体に供給する動力設備，機械の運転制御盤，本体各室に圧気を供給する空気圧縮機，及び循環泥水用サクションポンプ設備からなる。本機の試作当初は，各部操作用のバルブスタンドを陸上に置いたが，実作業に当って機械各作動部分とバルブスタンドまでの油圧ホース等の配管が繁雑になって施工性を極度に阻害したことから，このバルブスタンドを削孔機本体の真上にドリルパイプを通した形で取付け，これを水中バルブ室と呼び，構造原理上は削孔機本体と一体にした。図6－17はその状態の削孔機本体の構造を示したものである。

水中バルブ室には，主動力であるビット回転用動力以外に，グリッパ，ビット推力及びリーミングアーム用各シリンダ

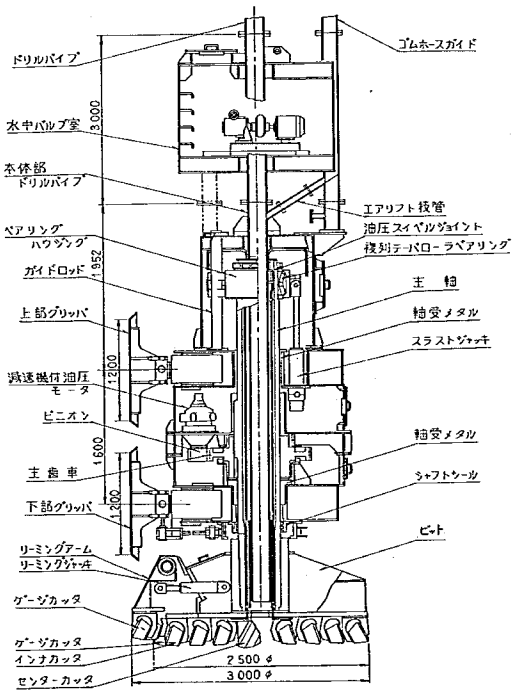


図6－17 径2.5～3m削孔機械

に供給する電動機を含めた油圧源と，これらのシリンダを作動させるための電磁バルブ類及び傾斜計などの運転制御用の検出部を収納してある。この部屋も本体主要部と同様に，圧気を封入して水の浸入を防止する構造になっている。ビット回転は本機の動力のうちで最も大きな動力を必要とするため，パワーユニットを水中に入れる場合の取付けスペースの限界及び高圧電源を水中に供給することによる安全性の問題などから，ビット回転用主動力だけは，地上に設置したパワーユニットから油圧ホースを用いてビット回転用油圧モータに圧油を供給する方式を採用した。

本機の各部構成と作動を以下に述べる。

(1) グリッパ

各4枚のグリッパシューを取付けた上部，下部グリッパからなり，下部グリッパにはイコライザ装置が付いていて，本機の削孔姿勢をセットするに先立ち機体の芯出しを行う。上部グリッパは，各シリンダが独自に作動するため機械の鉛直性を容易に調整できるようになっている。鉛直性は，本体に組込まれている直交2方向の傾斜計の指示を見ながら，グリッパジャッキの電磁弁の操作によって調整する。

(2) ビット回転

ビット回転力は，本体に組込まれている油圧モータに圧油を供給することによって，ピニオン歯車一主歯車一主軸一ビットの順に伝達される。主歯車は6角形断面の主軸に対して上下方向に滑動するように取付けられているから，この部分では回転力のみが伝達される。

(3) ビット推力

本体に組込まれている2本のスラストジャッキで，スラスト軸受とスィーベルジョイントで構成されるベアリングハウジングを押込み，主軸を介してビットに推力を与える。

(4) ビット

ビットとして口径2.5 m～3.0 mのローラビットと口径2.5 mの切削型ビットの2種類を試作した。これらのビットは交換可能で主軸下端に取付けられ，回転及び押込み力は主軸を介して与えられる。ローラビットには，ケーソン刃先下を削孔する場合を想定して，口径2.5 m～3.0 mに拡大する機構にしてある。この拡孔装置は，水中バルブ室から供給される圧油がベアリングハウジングに組込まれている油圧スイベルを通り主軸に沿って

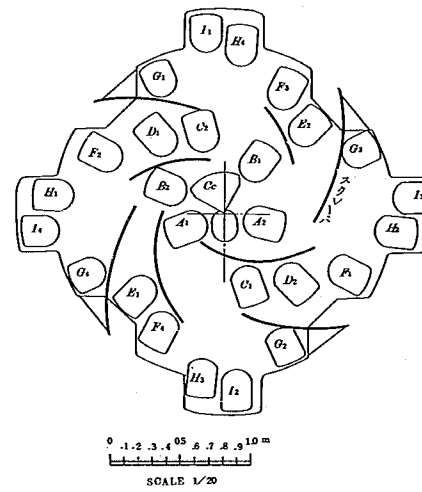


図6－18　ローラカッタの配列

リーミングシリンダに供給されることによって作動する。従って，拡孔装置は削孔中の運転操作により任意に作動させることができる。ローラビットのカッタはミルドツース型で，図６－１８に配置を示すように２６個のサドル型と中央にカンチレバ型のコーン状のカッタを取付けたものである。掘削ずりの吸込み口はセンタカッタと対向に取付けられており，外周各部から中央部にずりが流れるようにスクレーパを取付けてある。

この場合のビット回転は図６－１８からは左回転となる。また，図において最外周の２列は拡孔用シリンダによって開閉される４組の拡孔カッタである。

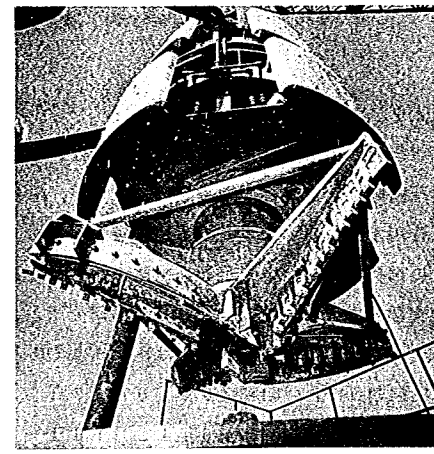


写真６－２　大口径削孔機械（2.5ｍ径）に取付けた切削型カッタビット

切削型ビットは，室内削孔試験装置による削孔試験に用いたものと同じような，バイト状カッタを取付けた４翼ビットで，ずりかき寄せ用スクレーパが２枚取付けてある。（写真６－２参照）

(5)　運転操作

削孔作業は操作盤においてワンマンコントロールができるようになっている。オペレータは機体各部に取付けられている検出器からの信号を，操作盤上部に取付けてある指示計を見ながら，押ボタンで操作する。

初め作業姿勢の調整，ビット回転速度の設定，ビット推力の設定などを行った後，ビット回転及び掘進操作に入る。

本機の掘進はロータリーテーブル型の削孔機械とは異なり，次の操作によって掘進する。ビットを機体に引込んだ状態で孔の中に下ろし，ビットの掘削面で機体を保持した後，姿勢制御しながらグリッパで孔壁に機体を固着させ作業姿勢にする。次いで，ビットを回転させスラストシリンダでビット推力を与えることによって削孔が始まる。このとき，スラストシリンダの圧力をあらかじめ設定推力に見合った値に設定しておくと，その推力及び回転速度に釣合った削孔速度で自動的に掘進が行われる。スラストシリンダの１ストローク分を削孔した後，回転を止め，そのままの状態でグリッパジャッキを引込み，ビットを縮める（スラストシリンダを押出す）と機体はそのストロークだけ自重で沈下する。再び削孔姿勢に調整しながらグリッパを張って，次の削孔サイクルに移る。このグリッパの盛替えに当っては，運転操作技術上グリッパシューをわずかに孔壁から離したところで機体を下げる操作を行えば，機体の鉛直性が失

われず，グリッパ用シリンダの少ない調整操作で姿勢制御が容易にできるため作業時間の短縮に効果がある。

6.4.2　高倉山における削孔実験

大口径化の第１段階として試作したとはいえ，削孔径2.5 m～3.0 mの岩盤掘削を対象にした本削孔機械は，当時わが国最大級のもので，削孔実験を行うには実験場所の選定，付帯設備及び運転費用などの面で大規模の実験工事になる。

この削孔実験は，本州四国連絡橋公団が計画した，本州四国架橋基礎掘削機械開発に関する一連の実験の中の１つに組込まれ，土木研究所と共同実験という形で行われたものである。[6-6) 6-7)]

なお，実験期日及び実験場所は次の通りである。

実験期日：自　昭和４６年１０月２７日

至　昭和４６年１２月１６日

実験場所：神戸市須磨区西須磨多井畑字黒ケ谷

（神戸市開発局高倉山宅地造成地内：通称高倉山）

6.4.2.1　実験要領

(1)　実験順序

削孔実験は図６－１９に示す順序で合計３本の削孔について行った。第１孔は切削型ビットで風化花崗岩の地山を深さ約２０mまで削孔し，第２孔はローラビットで同じく地山を２６mまで削孔したものである。これには拡孔装置付ローラビットを用いたもので径2.5 mで１ストローク削孔した後，そのままビットを引上げて径3.0 mに拡孔するものと，拡孔状態に保ったまま径3.0 mを削孔するものの２方法により削孔した。第３孔は深さ約７mの置換モルタルを打設してローラビット及び切削型ビットについて，削孔条件，すなわちビット回転速度及びビット推力を何段階かに分けて，削孔特性を求める試験を行ったものである。第３孔の途中からはビットを切削型に取換え，モルタル部を貫通して地山を深度約２３mまで削孔した。

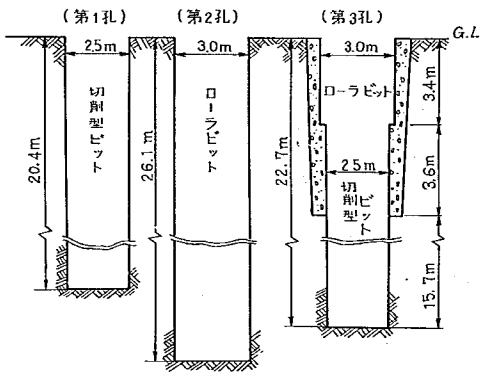


図６－１９　削孔順序図

(2)　実験場設備

本実験場は，本州四国連絡橋公団の一連の陸上掘削実験のために準備されたもので，貯水池

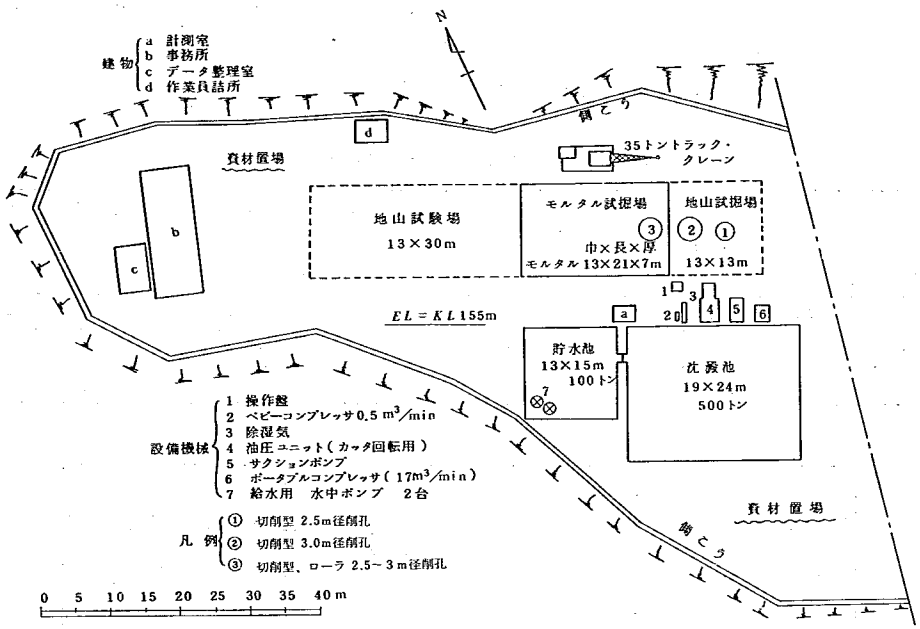


図６－２０　高倉山実験設備配置図

や沈殿池の容量及び実験場面積を十分大きくとってある。すなわち，実験場の規模は実験掘削場（モルタル及び地山）約８２０m^2，沈殿池約４５０m^2，貯水池約１７０m^2であるほか，建物などの分を含めて占有面積の合計が5,０００m^2になっている。引込み電力用２００V－６０Hz－８０KW，電灯用１００V－６０Hz－１５KW，また，循環水補給用として9.６m^3／minの給水設備を取付けてある。

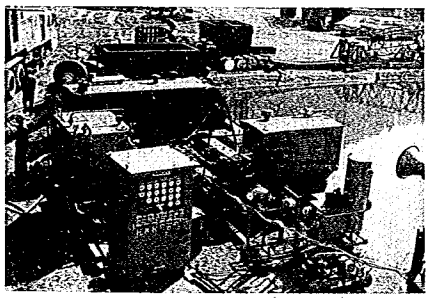


写真６－３　高倉山削孔実験に用いた主要付帯機械設備

図６－２０に実験場及び実験用設備の配置を示す。図の中で，①②③と示すところが本機による削孔位置である。付帯機械は番号１～７で示すように，沈殿池と実験孔の間に配置した。

循環水は２台の水中ポンプによって実験孔に供給され，実験孔からの水はサクションポンプ５によって掘削ずりと共に沈殿池へ放出される。エアリフトポンプを用いる場合は排土ホースから直接沈殿池へ流出される。

大部分の掘削ずり又は岩石の粒子が沈澱池に堆積し，沈澱池からオーバフローする泥水は沈澱池と貯水池の間に設けてある全幅堰を通って貯水池へ流入する。さらにこの貯水池の水を水中ポンプが，実験孔へ供給するといった経路で泥水は循環する。

写真６－３には本実験に使用した主要付帯機械設備を示す。

(3) 被削孔材料

表６－４　地山岩の落槌試験結果

試験 No.	試料の重量（合計375gr） 1	2	3	4	5	計	容量計の目盛 ℓ	おもりの落下回数 n	プロトジャコノフ指数（f_A） $f_A = \frac{20 \cdot n}{\ell}$	換算圧縮強度 $Sc = f_A \times 100$
1	73	74	77	75	76	375gr	57mm	5回	1.76	176 Kg/cm²
2	75	75	76	75	74	375	59	5	1.70	170
平均										173

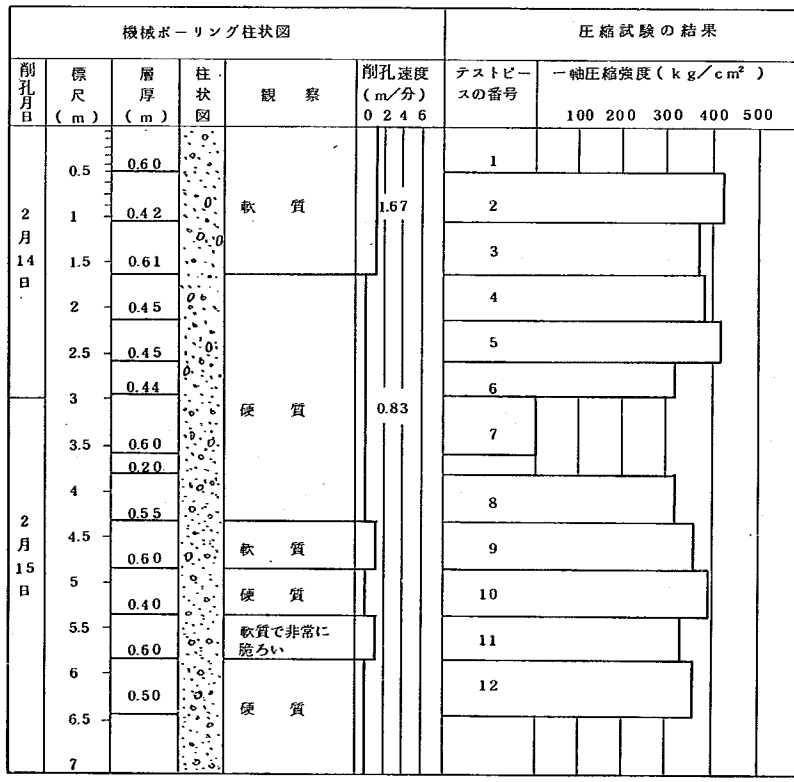


図６－２１　コンクリートモルタルのボーリング試験結果

a．風化花崗岩

試験地付近の地質は，全般的に深部まで風化が進んでいる風化花崗岩で構成されている。部分的にはいくらか硬いところが介在するようであるが，すぐそばで行っている宅地造成でもリッパにより掘削作業が行われている状態で固結度はあまり高くない。ボーリングによるコアの採取率をみても，地表面から２３ｍまでは０で風化が進んでいることを裏付けている。従って，コアによる一軸圧縮試験等の物理試験はできなかった。

表６－４には，現地で採取した岩塊を用いて行ったブロトジャコノフ落槌試験結果を示したものである。これからは地山風化花崗岩の圧縮度相当値平均１７３Kg／cm² が得られた。岩塊を用いる試験は比較的硬い部分をサンプリングしたことになるから，全体的にはさらに低い圧縮強度に相当するものと考えた方がよい。

b．置換モルタル

モルタルは配合設計 σ_{28}＝４００Kg／cm² を目標に普通ポルトランドセメント５００Kg／m³，砂（吉野川砂）1,545 Kg／m³，水２５０Kg／m³ の配合で４層に分けて打設したものである。図６－２１は打設養生後のモルタル層のコアボーリングによる試験結果を示す。各深度毎のコアの圧縮試験の結果，平均一軸圧縮強度が３６８Kg／cm² であったことから，次章以下ではこのモルタルの一軸圧縮強度を３７０Kg／cm² として取扱うことにする。

(4) 実験方法

実験は「実用試験」と「性能試験」に分けて行い，良好と思われる削孔条件で長時間連続して運転するものを「実用試験」と呼び，削孔特性を求めるためビット推力，回転速度を変えて，削孔速度及び削孔トルクの変化の関係を求める条件削孔実験を「性能試験」と呼ぶことにした。

6.4.2.2　計測項目及び計測要領

「実用試験」では機械の作動状態を運転操作盤の指示計から読取りそれを記録した。削孔深度は回定した基準点とドリルパイプの位置から求める。すなわち，ドリルパイプを継足す毎に，掘削面からドリルパイプのフランジ面までの長さをあらかじめ求めておけば，基準点と同レベルにあるドリルパイプの途中の位置をフランジ面から測定することによって深度が得られる。削孔速度は掘進ストローク計の読みと，ストップウォッチによる時間（秒）から算出する。このほか，作業種別に所要時間（分）を記録するタイムスタディも行った。

「性能試験」は各部計測値をペン書きオシログラフに自記させた。図６－２２に計測系統図を示す。記録計にはＸＹレコーダ及びペン書きオシログラフを用い，ＸＹレコーダは削孔速度の計測に使用し，削孔機の１掘進ストローク５００mmに対して２００mmのフルスケールの尺度で自記させた。２台の記録計は時間を合せるため，タイマー及び手動マーカーを両記録計に同時に入れるようにした。

以下主要計測項目についてその計測要領を述べる。

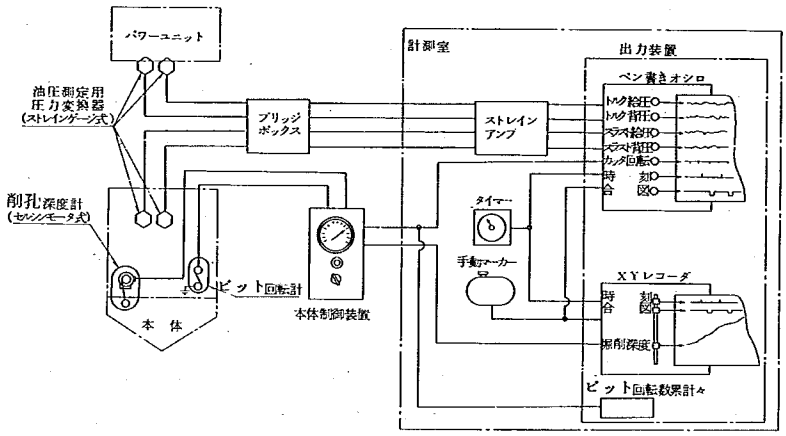


図6－22　計測系統図

(1)　ビット推力，W

ビット推力は，スラストシリンダの給入圧及び排出圧を記録し次式から算出する。

$$W=\frac{1}{1000}(Ar\cdot Pr-Ah\cdot Ph)+Wb \quad (t) \qquad \cdots\cdots (6-1)$$

ここに，

Ar ：給入側シリンダの有効面積　（３６６.２ cm^2）
Pr ：給入圧　（Kg/cm^2）
Ah ：排出側シリンダの有効面積　（４９０.９ cm^2）
Ph ：背　圧　（Kg/cm^2）
Wb ：可動部水中重量　（ｔ）

である。

可動部は，ベアリングハウジング，主軸及びビットで構成され，ビットと主軸の一部が水中重量ということになる。

(2)　削孔トルク，T

削孔トルクは，主歯車駆動用油圧モータの差圧と，減速比より求められるトルクから空転トルクを差引いた値で，次式で与えられる。

$$T=(P_\alpha/Nr)-Tc \qquad \cdots\cdots (6-2)$$

ここに，

P_a：差圧（給圧－背圧）（Kg／cm²）

Nr：主歯車とピニオンの減速化（２1.5）

Tc：空転トルク　　（t－m）

である。

ビット交換の都度，実測して求めた空転トルクを図６－２３に示す。図において２種類のビットによる差は油圧ホースの長さの違いによるもので，空転トルクの大部分が管路抵抗によっ占められていることがわかる。

(3)　ビット回転速度，

ビット回転速度は，本体に内蔵した回転計から記録計に，パルス信号で記録され，操作盤の指示計ではそのときの回転速度rpmが直接指示されるようになっている。

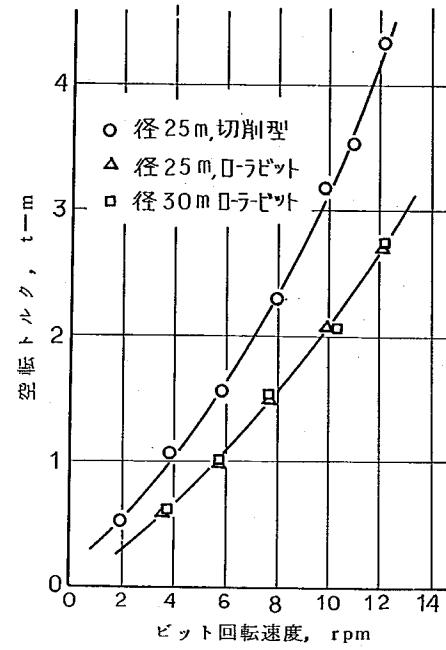


図６－２３　ビット回転速度と空転トルク

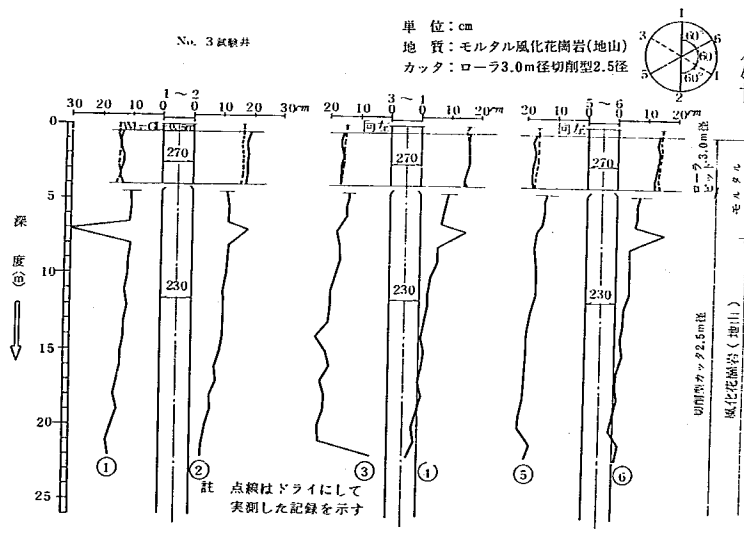


図６－２４　孔形測定例

(4) 拡孔率及び孔曲り

削孔後の孔の形状の測定は，2深触子交互送信方式の超音波測定器を用いて行った。本測定器は2.3 mの棒の両端に送受信子を取付け，それを水平に保った状態で孔内に下して一定間隔で送受信子と孔壁との間隔を測定するものである。図6－24は孔形測定例として第3孔の測定結果を示したものである。図における上部の点線の部分は，孔をドライにして実測したときの値を示したもので，超音波測定の結果とほぼ一致していることがわかる。

6.4.3 塩生におけるカッタの摩耗実験

大口径削孔ではトンネル掘進機の場合と同様に，削孔費のうちカッタ費の占める割合が大きいことが推測される。その理由として，1つのビット（トンネル掘進機の場合はカッタヘッドと呼ぶことが多い）に取付けるカッタの数が多いこと，及びカッタそのものが高価であることがあげられる。トンネル掘進機の例では，被削材に適応したカッタの選定又は運転管理条件であるビット推力及びビット回転速度の選定が不適当であったためカッタの寿命が大幅に短縮されており，いかに条件設定が経済的削孔に重要であるかを示唆している。従って，これらの最適削孔条件を見出すためには，カッタ寿命を左右するカッタの摩耗特性を把握しておく必要がある。しかし，大口径削孔におけるカッタの摩耗実験はカッタ費のみならず実験そのものに多額の費用を要するため，摩耗実験だけの目的で実機を用いて行った実験例は他に見当らない。ここに，ミルドツース型ローラカッタを取付けた，大口径削孔機によるカッタの摩耗実験を計画したものである。

本実験は高倉山における削孔実験に引続き，土木研究所と本州四国連絡橋公団が共同で行ったもので，高倉山で用いたReed QH型カッタに加えて新しく製作した国産カッタを用いた。

実験場所及び実験期間は次の通りである。

実験場所：岡山県倉敷市塩生（しおなす）

実験期間：自　昭和47年10月 5 日

：至　昭和48年 1 月 9 日

6.4.3.1 実験設備

現場は花崗岩の地山が露出したところで，そこを平に掘削して実験場を造成した。削孔地点にはGLより約2 m地盤を掘下げて4 m×4 mのコンクリートベースを3箇所に打設し，その上にスタンドケーシングを建込み，コンクリートを通して地山を削孔するようにした。

掘削ずりは，サクションポンプを用いて6 m×10 mの沈澱池に排出し，そこからのオーバーフローの水は沈澱池に隣接してある。16 m×16 mの貯水池を経て水中ポンプにより再び掘削孔内へ環流させる循環方式にした。

粒度試験用の掘削ずりの採取及び揚水量の測定は，径3.5 m，高さ4 mの計量タンク2基を排

水管路途中に設け，切換バルブによって一定時間計量タンクに泥水を排出する方式によって行った。

削孔機械の操作盤，パワーユニット，サクションポンプ，トラッククレーン（８０トン吊り）は図６－２５に示す配置にした。また，カッタの摩耗量の計測は掘削孔に隣接したところに削孔機の仮り置台を設置し，その上にビットを載せて計測した。

計測室には記録計を設置し，削孔機械本体及び操作盤から導いた削孔性能を記録すると共に，削孔状況の確認，削孔条件の管理等を行った。

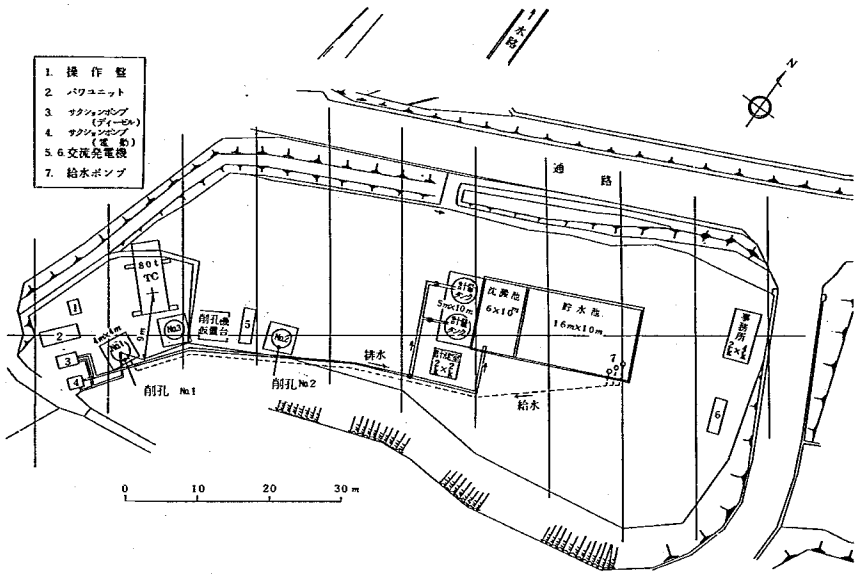


図６－２５　塩生実験場の設備の配置

6.4.3.2　実験用ビット及びカッタ

ビットは高倉山の削孔実験に用いたものから径３ｍ用の拡孔装置を取外し，口径2.5ｍビットにして用いた。また，円形断面であった掘削ずり吸込み口を長さ６００㎜，幅１００㎜の長円形に変え，その後側面には高さ１００㎜のずり寄せ板を掘削面から１０㎜の間隙ができるように取付けた。そのため ら線の曲面を持ってカッタの間に取付けてあったずり寄せ板は取外した。

実験には高倉山に引続き米国Murphy社のReed中硬岩用ＱＨ型カッタ（以下Reedカッタと呼ぶ）及び国産の石油さく井機（株）の中硬岩用M型カッタ（以下石さくカッタと呼ぶ）の２

種類を用いた。Reedカッタは高倉山において5.3.2項に述べた削孔実験のほかに，本州四国連絡橋公団で行った口径3.6 mの削孔実験にも用いたため，本実験に使用する以前にすでに平均摩耗量が8分法でT 2に近い値になっていた。これらのうち，摩耗度の平均的なカッタを選び，径2.5 mに組込んだ結果塩生における摩耗実験開始時には平均摩耗量がT 1.9となった。なお，そのときまでのカッタの履歴を表6－5に示す。

表6－5　REED カッタの削孔履歴

（場所はいずれも本四公団高倉山実験場）

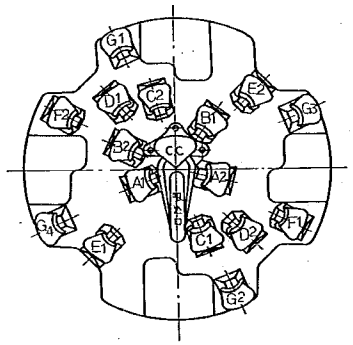
		履歴－1	履歴－2	履歴－3
掘削年月日		46.11.17~46.11.26	46.11.28~46.11.30	47. 5. 6 ~ 47. 5. 11
掘削地質		風化花崗岩	モルタル	モルタル
一軸圧縮強度		推定50～100Kg/cm²	370Kg/cm²	440Kg/cm²
機種名		土研式2.5～3.0 m径削孔機	同左	川崎重工3.65 m径堅型掘削機
削孔径		3.0m径，および2.5m径＋リーミング(＝3.0 m径)	同左	3.65 m径
カッタ数		27個	27個	27個
掘削条件	ビット荷重	10～57 ton	29.5～58 ton	54～183 ton
	ビット回転速度	3.5～12.8 rpm	4.0～12.0 rpm	3.8～10.2 rpm
削孔長		26.06 m	3.93 m	7.62 m
削孔時間		20h－06′	7h－15′	16h－20′
全カッタ平均刃先摩耗度	使用前	T 0.0（新品）	T 0.1	T 1.3（参考：全刃列平均＝T 1.0）
	使用後	T 0.1	T 1.3	T 2.2（〃　〃　＝T 1.7）
記事		殆んど刃先摩耗しなかった。		このあと塩生で使用 27個のうち17個を2.5 m径削孔機に取付けた（平均T 1.9）

国産カッタは，Reedカッタを取付けたビットボディをそのまま使用するため，ビットボディに熔接してあるReedカッタ用のサドルに取付くよう本実験のために特別に製作したものである。

表6－6にこれら両社のカッタの仕様を，また図6－26に本実験のカッタの配置及びずり吸込み口の状態をそれぞれに示す。図のカッタの配置で，CCはセンターカッタ，A列からF列まではインナカッタ，G列はゲージカッタで，A～F列は各1対（2個）G列は2対のカッタ構成になっている。これら対になっているカッタの刃と刃の間隔は，掘削パスの面に切残しができないように刃型の異なるカッタが組合わされている。カッタの刃型は図6－27に示すように，

表6－6　カッタの仕様

項目＼カッタ		REEDカッタ			石さくカッタ		
カッタ型式		QH－3S型（中硬岩用）			M型（中硬岩用）		
カッタ形状		ツースカッタ			ツースカッタ		
ビット構成	センターカッタ	1個	外径 約360㎜	長さ 約270㎜	1個	外径 356㎜	長さ 267㎜
	インナーカッタ	12個	外径 273㎜（10 3/4in.）	長さ 152㎜（6in.）	12個	外径 270㎜	長さ 155㎜
	ゲージカッタ	4個	外径 273㎜	長さ 152㎜	4個	外径 270㎜	長さ 155㎜
	計	17個	——		17個	——	
平均刃高		24㎜			24㎜		
カッタ材質		——			SAE 4815 ニッケルモリブデン鋼		
表面硬度		——			（ロックウェル C スケール） 59～62		
製作会社		G・W・Murphy Reed Drilling Tool Div.(米)			石油さく井機製作株式会社		



カッタ取付半径（ゲージ面まで）	
CC	266.7 mm
A列	411.9 mm
B列	569.8 mm
C列	704.3 mm
D列	838.8 mm
E列	793.4 mm
F列	1106.9 mm
G列	1250.0 mm

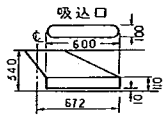


図6－26　摩耗実験に用いたビットのカッタ配置と吸込み口形状

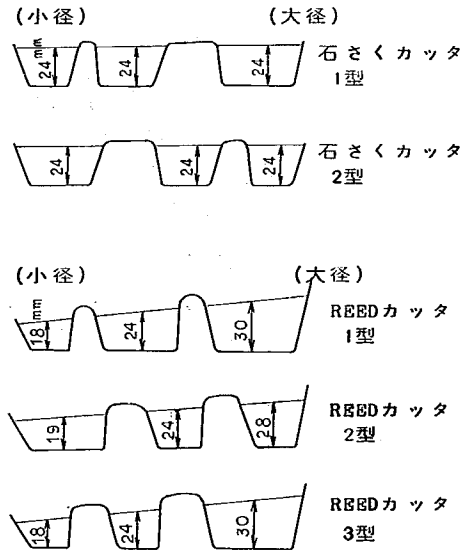
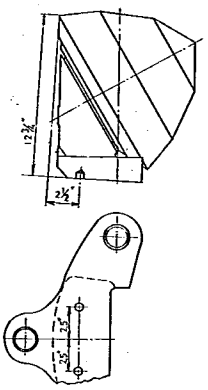


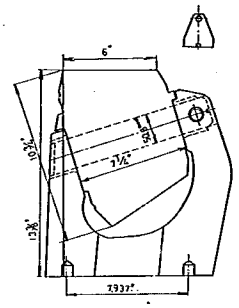
図6－27　カッタの刃型

表６－７　カッタの使用個数

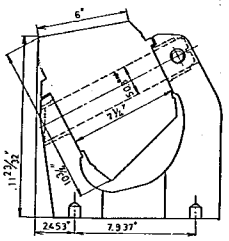
		REEDカッタ	石さくカッタ
センターカッタ		1個	1個
インナおよびゲージカッタ	1 型	6	8
	2 型	8	8
	3 型	2	—
計		17個	17個



(a)　センターカッタ

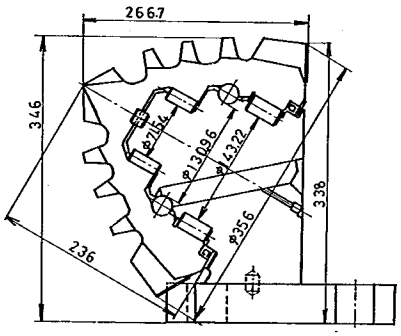


(b)　インナーカッタ

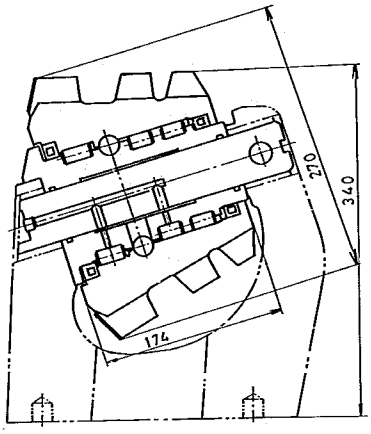


(c)　ゲージカッタ

図６－２８　Reed QH カッタの外形寸法

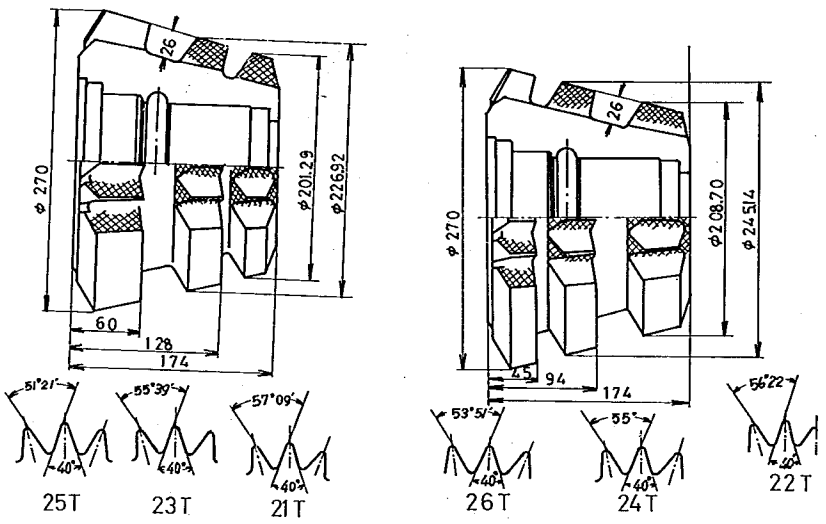


(a)　センタカッタ



(b)　サドル型カッタ（ゲージカッタ）

図６－２９　石さくカッタの側断面



(a) 1型カッタ　　(b) 2型カッタ

図６－３０　石さくカッタの刃型

Reedカッタでは１，２，３型の３種類，石さくカッタでは１，２型の２種類を用いた。３種類あるReedカッタは１，２型及び２，３型の組合わせで用いられる。表６－７にはカッタ形式と使用個数の内訳を示したもので，石さくカッタはもちろんであるが，Reedカッタでも１，２型の組合わせが大部分を占めている。

この実験では，インナカッタ及びゲージカッタは取付けるサドルが異なるだけで，カッタ自体は同一寸法にして互換性をもたせてある。

図６－２８はReedの３種類のカッタ，すなわちセンターカッタ，インナカッタ及びゲージカッタの外形寸法を示したものである。図６－２９はセンタカッタ及びサドル型カッタの側面図を，さらに図６－３０には石さくカッタ１型と２型の刃型を示す。

6.4.3.3　地質条件

実験場周辺の地質は，いわゆる「広島型花崗岩」からなる。瀬戸内海から中国山脈にかけて広域に分布する花崗岩類は，「領家帯」の片麻状花崗閃緑岩と「広島型」の花崗岩に大別され，掘削した面からみると領家型は岩相の変化が激しいのに比べて広島型は均質で岩相が一定している。但し，風化岩，新鮮岩とも岩質の変化は共通している。

塩生の花崗岩の構成鉱物は，石英，長石，黒雲母，角閃石からなり，各鉱物粒子の大きさは径３㎜前後のものが多く，正長石はそれよりやや大きい。現地の地表付近では大部分が風化しているが，完全風化（真砂状）の状態になっているのではなく風化岩でもかなり硬い。

表６－８　岩石試験結果総括表

ボーリング番号	試料番号	採取深度（m）	岩石名	超音波速度（自然乾燥） P波	超音波速度（自然乾燥） S波	動ポアソン比	みかけ比重（湿潤）	吸水率（%）	一軸圧縮強度（自然乾燥）	記事
				m/s	m/s				Kg/cm²	
No 1	1	2.3	花崗岩	1,920	1,020	0.30	2.60	1.98	255	風化岩（黄褐色）
	2	10.8	〃	4,510	2,360	0.32	2.64	1.08	1,006	新鮮岩（灰白色の地に褐色縞まじる）
	3	14.4	〃	4,480	2,290	0.32	2.65	1.40	558	風化岩（茶褐色）
	4	18.6	〃	4,560	2,240	0.34	2.65	0.89	1,173	新鮮岩（黄土色の部分あり）
	5	29.0	〃	4,470	2,230	0.33	2.66	0.87	831	やゝ風化した岩（褐色）
No 2	1	0.9	〃	3,790	2,150	0.26	2.68	1.25	896	やゝ風化した岩（茶褐色）
	2	7.6	〃	3,990	2,150	0.28	2.68	1.24	1,022	新鮮岩（onion 緑辺部）
	3	12.8	〃	4,770	2,440	0.32	2.69	0.57	932	やゝ風化した岩（褐色）
	4	26.0	〃	5,120	2,540	0.34	2.66	0.91	1,180	新鮮岩（灰白色の地に褐色部分がわずかに混る）

地下数メートル付近からは，新鮮な部分が出はじめて風化岩と新鮮岩が混在している。特に第２孔では，地下24m付近からほとんど新鮮な花崗岩となっている。

岩石の強度は新鮮花崗岩で一軸圧縮強度が1,000～1,200Kg／cm²，風化花崗岩では２００～５００Kg／cm²となっている。（表６－８参照）

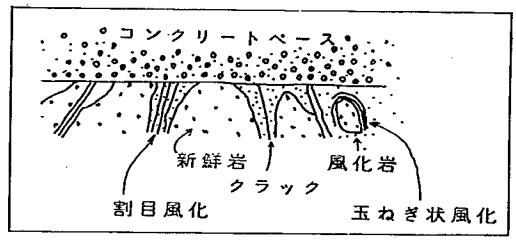


図６－３１　第１孔－２．３３mの付近の孔壁展開スケッチ

風化部分と新鮮部分との混在の状態は図６－３１に孔壁のスケッチで示すように「割目風化」と「玉葱状風化」とがあり，「割目風化」の場合は割目から離れるに従って風化が進み，「玉葱状風化」は外周部風化から中心部に入るほど新鮮岩となっている。

この実験では，泥水に混って排出されるずりを0.5㎜フルイを用いて掘進約１０cm毎に採取して風化岩と新鮮岩の比率を記録した。この結果を削孔速度と対応させると図６－３２のようになり，地質ボーリングの結果よりもよい関係が得られる。その理由として，調査ボーリングが点の調査であるとすれば，ずり採取による観察方法は面的要素をもった結果を与えるためと考えることができる。

このように大口径削孔では軟，硬の岩石が混在する場合に，削孔性は全体を平均化した強度に依存していることがわかる。

6.4.3.4　削孔条件の設定

大口径削孔機の場合は小口径と違ってカッタにかかる負荷条件を変えて，それぞれの影響度を定量的に求める実験を行うことは考えられない。従って，本実験にあたっても，摩耗率に影響すると考えられるビット回転速度及びビット推力設定は，これまでの経験から最も標準的と考えられる条件の１つを選び，それで削孔することにした。すなわち，ビット回転速度は，経験的にMorlan の提案している最大ビット回転速度である３6.6／D(m)の約３／５弱の８rpm に設定した。

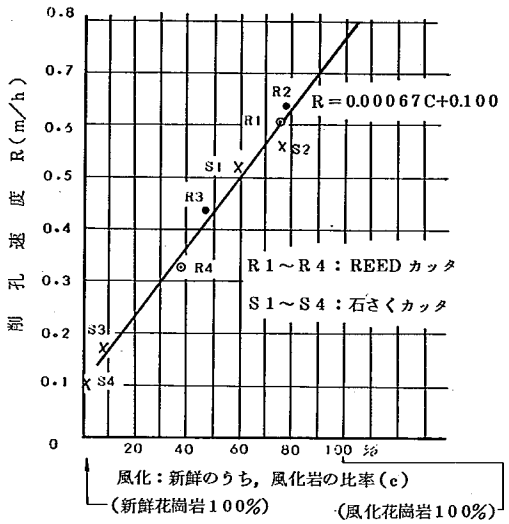


図6－32　花崗岩の新鮮比と削孔速度

さらに，ビット推力は，新鮮花崗岩に対する目標値をビット口径当り荷重で３００～４００Kg／cm（径2.5ｍに対しては７５ｔ～１００ｔ）とした。削孔機本体のビット推力の容量は100ｔであるが，設計最大削孔トルクが9.8ｔ－ｍであるのに空転トルクが約1.8ｔ－ｍ要することから削孔トルクに余力が乏しく，本実験では削孔トルクがビット推力の限界となった。径2.5ｍの高倉山の実績ではビット推力が７０ｔ付近のときの８rpm の削孔トルクが空転トルクを含めてほぼ８ｔ－ｍであったことから，８０ｔが連続削孔可能なビット推力の限界とみなし，W＝80ｔを設定した。

連続削孔条件をこのように設定したが，初期削孔において削孔面が地山に入ってからグリッパで十分な回転及び推力の反力を受けられるようになるまでの間，並びに削孔が破砕帯に入りビット回転にかかる負荷が異状に大きくなったところでは，例外的に４０～５０ｔのビット推力に下げて削孔した。このほか削孔途中において削孔特性を調べるため，ビット回転速度及びビット推力を変える条件削孔を計５回実施した。

6.4.3.5　測定項目と測定法

測定項目のうちビット推力W，ビット回転速度N，削孔速度R，削孔トルクTは前項の高倉山の実験と同じ方法によってペン書きオシログラフに記録させた。このほかすでに述べたように，水槽による揚水量の測定，ずりの粒度分析，ずり採取による風化度の観察，孔形の測定及びカッ

タの摩耗量の測定を行った。

カッタの摩耗量の表示方法としては，石油さく井などに主に用いられる3カッタビットの摩耗量の表示法，すなわち4章図4－28に示した8分法を用いた。この方法は，1963年に米国削孔業者協会（AAODC）で制定したもので，次の3項目について摩耗量を表示している。

(a) 刃先の摩耗

(b) 軸受の摩耗

(c) ゲージの摩耗

3カッタビットの場合はゲージ面が摩耗するとその分だけ削孔径が小さくなり，次に新しいカッタに交換したとき孔の中にビットが入らなくなる恐れがあるため，このゲージの摩耗を他の2項目の摩耗と同等に重視している。しかし，大口径の場合はある程度の余掘ができるのが普通であるから，数ミリメートル程度のゲージの摩耗量はほとんど問題にならない。

本実験においてもこのゲージの摩耗は削孔径2,500㎜に対して2～3㎜であり，ゲージの摩耗に関しては異状ないものとして処理した。従って，以後カッタの摩耗に関してはカッタツースの摩耗及び軸受の摩耗についてのみ取上げることにする。

この実験で使用したセンターカッタ以外のカッタはReedカッタ，石さくカッタ共に3列のツースの列があり，刃先の摩耗度は各ツース列毎に測定したが，カッタ1個を取上げてその摩耗量を表わす場合には次の2つの方法が考えられる。

(a) 3列の摩耗量の平均で表わす方法

(b) 3列のうち最も大きい摩耗量で代表させる方法

本実験におけるカッタの摩耗の進行状況からみると，ほとんどのカッタが3列の各刃先の摩耗の進行が不均一である。例えば，3列のうち内側及び外側のツースの列が1／2摩耗であるのに，中央のツースの列は完全に摩耗してしまっているものもある。この場合は他の2列のツースがまだ残っているときでも中央列の削孔能力がほとんど0になっているため，中央列にビット推力が集中することになり，このカッタ全体としての掘削能力は極端に低下する。従って，このような場合は中央の列の摩耗度をT8にとった方が実際的である。しかしながら，大口径ビット全体の削孔性又は削孔トルクの影響を考えるとき，個々のカッタツースの摩耗のばらつきを考慮することは，データの整理上も複雑になるため，以下カッタの摩耗に関しては平均値を用いることにする。

参　考　文　献

6-1) Young, F.S.: Computerized Drilling Control, SPE of AIME, 43rd Annual Fall Meeting, 1968, Preprint No. SPE-2241

6-2) Morlan E.A.: Designing Large Diameter Hole Drilling Programs, World Oil, April, 1962

6-3) Presley, C.K.: What's Ahead for Big Hole Drilling, SPE of AIME, Aspects of Drilling and Prod. Symp., 1967, Preprint No. SPE-1754

6-4) Burke, R.G.: Big holes point to deep wells, THE OIL AND GAS JOURNAL, January 22, 1968, P.65

6-5) 千田昌平 ： 大口径海中基礎掘削工法調査，土木研究所昭和４５年度道路事業調査費報告，昭和４６年７月，P.348

6-6) 千田昌平 ： 大口径掘削機（2.5ｍφ～3.0ｍφ）試験報告書　第二報高倉山における掘削実験，土木研究所資料第７７９号　昭和４７年１１月

6-7) 建設機械化研究所 ： 施工機械設備の調査検討報告書，本州四国連絡橋公団委託報告書，昭和４７年３月

第７章　大口径削孔機械の削孔公式

第７章　大口径削孔機械の削孔公式

7.1　概　　説

ドリルビットに下向きの推力と回転力を与えて削孔する基本原理は，大口径削孔でも小口径の場合でも変わりはないが，ビットの構成やクリーニングなどの点で両者の間に大きな開きがある。

小口径ビットとして主に用いられているダイヤモンドビットと３カッタビットのうち，大口径用ローラビットの原型である３カッタビットは，メーカによって刃先形状やジェット水ノズルの構造に，多少の違いはあるにしても，削孔性にあまり差がなく，４章で述べたような多くの削孔公式が導かれ，実用されている。

大口径削孔においては，ローラカッタビットが使用されるようになってから２０年余りになるが，十分な削孔データが得られていないばかりでなく，カッタの形式，カッタの配列，ビットの形式などに，まだ定まったものがない。それだけに，与えられた削孔条件に対する削孔能力の推定や，削孔機械に要求されるビット推力，回転トルク，回転速度等の主要諸元値は，数少ない大口径削孔例又は小口径の削孔公式から類推しているのが現状である。

大口径削孔機械の特性を把握することは，単に削孔機械の設計のためだけでなく，経済的かつ信頼度の高い大口径削孔工法を確立するために不可決なことである。

本章では，これまで行ってきた大口径削孔に関する実験データをもとに，削孔の主要４要素である削孔速度Ｒ（ｍ／ｈ），ビット推力Ｗ(t)ビット回転速度Ｎ（ｒｐｍ）及び削孔トルク（ｔ－ｍ）の相互の関係を求めようとするものである。もちろん，すでに述べたように，大口径削孔ではビットの構造形式に定形がなく，異なったビットを用いるとき，仮に地質条件など他の削孔条件が同じであっても削孔特性が異なることが予測される。しかしながら，現在最も一般的形式と目されている。フラットボトム型の全断面削孔方式のローラカッタビットによる大口径削孔を対象に取上げ，他の形式のビットについては削孔性に関する基礎資料を提供しようとするものである。

7.2　カッタの配列と動的カッタ荷重の分布

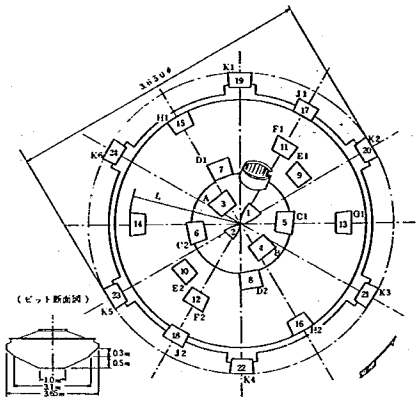
３章で述べたように，大口径のローラビットは，刃型の異なる２個のカッタが対になって同一軌跡を転動し，削孔面全面を掘削するようにビットボディに配列されている。大口径ビットでは当然のことながら，小口径ビットと異なり，カッタの取付け位置によって，ビット回転当りの転動距離が異なり，外周に取付くカッタほど負荷条件が苛酷になる。そのため，カッタの負荷がいくらかでも均等になるように，一般に外周近くに取付くカッタの対の数を多くしている。

特にゲージカッタは，回転当りの転動距離が長いばかりでなく，側面の仕上げ掘削の作用もす

るため，径１ｍ級のビットでも２対のゲージカッタを取付けるのが普通である。

径3.6ｍ級ビットについて，図７－１にＩＨＩ－ＷＩＲＴＨＬ－１０Ｓのカッタの配置を，図７－２には三菱ＭＤ４４０型のカッタの配置を示す。いずれの場合も１つのカッタパス上に配置されるカッタの数の点でゲージカッタの方がインナカッタに比べて多いことがわかる。

図７－３は岡山県塩生で，径2.5ｍ削孔機で行った削孔摩耗試験における６章図６－２６に示したカッタ配置のときの配列図である。また，図７－４はReed　ＱＨ型ツースカッタの１型，２型，３型の各刃型による１，２型の組合わせ及び２，３型を組合わせた場合の刃の重なり具合を示したものである。



番	記号	ケース	L(mm)
1	センター	07用 44335	245
2	〃	07用 55080	200
3	A	94806-12MNX-DS071	420
4	B	〃 〃 -EP337	475
5	C 1	01184-12MG2X-4375	630
6	C 2	01183-12MG1X-3668	〃
7	D 1	〃 〃 -4430	810
8	D 2	01184-12MG2X-4378	〃
9	E 1	01183-12MG1X-3882	990
10	E 2	01184-12MG2X-4403	〃
11	F 1	〃 〃 -3696	1150
12	F 2	01183M12MG1X-4419	〃

番	記号	ケース	L(mm)
13	G 1	01183-12MG1X-4411	1325
14	G 2	01184-12MG2X-4367	〃
15	H 1	01183-12MG1X-4421	1500
16	H 2	01184-12MG2X-3629	〃
17	J 1	01183-12MG1X-4409	1660
18	J 2	01184-12MG2X-3632	〃
19	K 1	〃 〃 -4364	1825
20	K 2	01183-12MG1X-4069	〃
21	K 3	01184-12MG2X-4094	〃
22	K 4	01183-12MG1X-3899	〃
23	K 5	01184-12MG2X-4371	〃
24	K 6	01183-12MG1X-4412	〃

図７－１　ＩＨＩ－ＷＩＲＴＨ
Ｌ－１０Ｓ型のカッタ配置

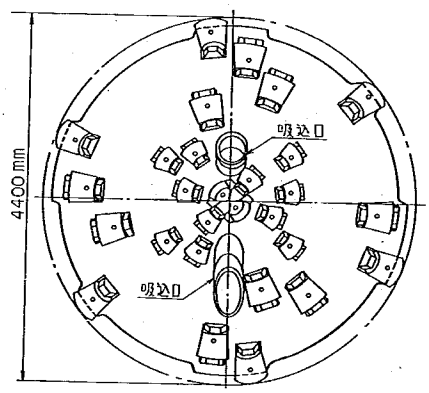


図７－２　三菱ＭＤ
４４０型用ビットのカッタ配列

１対のカッタは刃型が異なるとはいえ，刃先の軌跡が均一に掘残しのないように削孔面に接するのではなく，カッタメーカによって多少の差はあるにしても，掘残しの部分と重なりの部分ができるようになっている。また，カッタをビットボディに取付ける場合，図７－３に示したように隣り合っているカッタの軌跡がわずかに重なるように配置することが多い。このようにカッタの配列もビット構造上のノウハウの１つである。これに対しては後に述べることとし，ここではビットが１回転する間にカッタツースが同一軌跡を通過する回数(以下カッタの重なり数と呼ぶ)による削孔時の荷重分布（以下動的荷重分布と呼ぶ）について考察する。

静的にビットが荷重を受けて各カッタが削孔面に接しているときは，カッタの重なり数には無関係に，荷重が各カッタに均等に分布する。一方，削孔時には各カッタによる掘削が伴うため，ビット回転当りの掘進量は，カッタの重なりには関係なく削孔面全面にわたって等しくなければならない。従って，重なり数の多い軌跡上にある組の

カッタほど，１個のカッタが分担する回転当りの掘進量が少くなることになる。

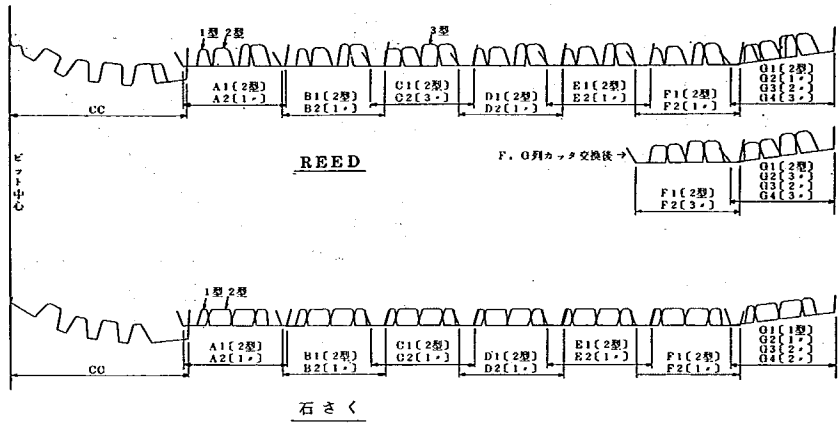


図７－３　径2.5ｍビットのカッタの横断配列図

このように，各列によってカッタの重なり数の異なる大口径削孔では，それぞれのカッタにかかる推力が複雑に分布する。つまり以下の理由による。４章に述べた Maurer 他の単一刃先貫入実験又は小口径削孔実験結果からも得られているように，ビットの回転当り貫入量はビット推力の1.5～２乗に比例し，推力と回転当り貫入量は直線関係にはならない。従って，単一刃先又は刃先の重なり数が一様とみなすことのできる小口径ビットの回転当り掘進量Ｒ／Ｎ（単一刃先の場合は貫入量）と推力Ｗは図７－５に示す関係で表わすことができる。同図はカッタの重なり数１回のときの貫入量と推力の関係ともみなすこともできる。例えば，ビット推力W_1のときの回転当り掘進量をR_1／Ｎとすると，カッタの重なり数２回のカッタでも回転当り掘進量はR_1／Ｎであるはずである。従って，このときの１つのカッタの回転当り掘進量はR_1／Ｎ・１／２でなければならない。R_1／２Ｎのときのビット推力をW_2とすると，図より，$W_1 < 2W_2$となり重なり数２回のカッタでは荷重分布は１／２W_1とならない。重なり

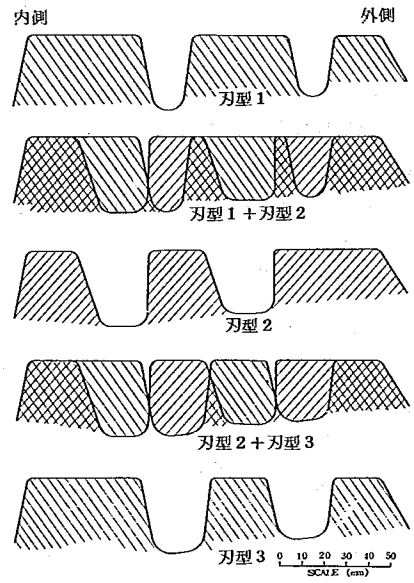


図７－４　REED カッタの重なり

数が２回以上の場合でも同様の関係にあり，大口径削孔におけるカッタにかかる動的荷重分布が問題になることがわかる。

ここに，カッタの重なり数の異なる大口径カッタのビット推力の分布を求めてみる。

まず，全体のビット推力Wは次式のように分布するものとする。

$$W = r_1 W_1 + 2 r_2 W_2 + \cdots + i r_i W_i \quad \cdots (7-1)$$

又は，

$$W = \sum_i i r_i W_i \quad \cdots (7-1')$$

とする。ここに，

i ：カッタの重なり回数

r_i：i回重なる部分のカッタの幅

W_i：i回重なる部分のカッタに分布する推力

である。

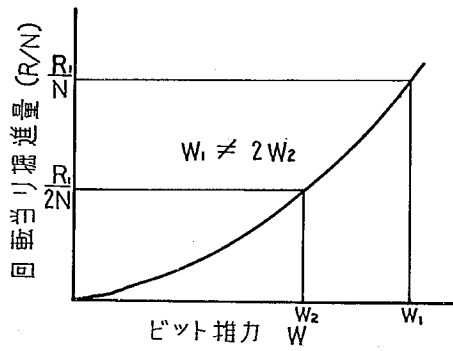


図７－５　ビット推力とＲ／Ｎの関係

r_i はi回重なるカッタの幅の小計であるから，それぞれの重なり数におけるカッタの幅の小計を合計した Σr_i はビットの半径になる。ビットが回転していないとき，すなわち静的には，$W_1 = W_2 = \cdots = W_i$ となり等分に荷重を分担する。

小孔径削孔の１回転当り掘進量Ｒ／Ｎは一般に図７－５より次式で表わすことができる。

$$\frac{R}{N} = \alpha W^a \quad \cdots (7-2)$$

ここに，α，a はパラメータである。

これより，１回転当り１回通過するカッタとi回同一軌跡を通過する組のカッタの貫入量は，それぞれ次の関係で表わされる。

$$\begin{cases} \dfrac{R_1}{N} = \alpha W_1^a \\ \dfrac{R_i}{N} = \dfrac{R_1}{N} \cdot \dfrac{1}{i} = \alpha W_i^a \end{cases} \quad \cdots (7-3)$$

これより

$$\left(\frac{W_i}{W_1}\right)^a = \frac{1}{i}$$

となり

$$W_i = i^{-\frac{1}{a}} W_1 \quad \cdots\cdots (7-4)$$

が得られる。これを（7－1）式に代入してW_1について整理すると，

$$W_1 (1 \cdot r_1 + 2^{1-\frac{1}{a}} r_2 + \cdots\cdots + i^{1-\frac{1}{a}} r_i) = W$$

となり，これより

$$W_1 = \frac{W}{\sum_i i^{1-\frac{1}{a}} r_i} \quad \cdots\cdots (7-5)$$

となる。これを再び（7－4）式に代入すると分布荷重W_iが求まる。

$$W_i = i^{-\frac{1}{a}} \left(\frac{W}{\sum_i i^{1-\frac{1}{a}} r_i} \right) \quad \cdots\cdots (7-6)$$

表7－1は，a＝1.5のときのカッタツースの軌跡の重なり回数によるビット荷重の分布率，すなわち，重なり回数1回を基準に割合で示したものである。例えば，重なり数が2回のカッタツースには1回の場合の1.26倍の荷重分布になる。

このように削孔時にはカッタにかかる荷重の分布は，W／Dでもなくまた全荷重をカッタの数で割った値ともならない。

図7－6(a)は，図7－3に示したカッタツースの重なりの度数をビット断面に対して表わしたものである。

同一軌跡上を通るカッタの重なり数は，カッタの形式やビットボディにカッタを取付けるときの幾可学的配置によって決まるもので，荷重分布を求めるのにそれぞれのビットによって異なる分布を個々に細かく計算するのは実際的でない。そこで，図7－6(a)のような重なりについては重なり密度によってグループに分割し，それらの平均値に対して（7－6）式を適用して動的推力分布を求めれば十分であろう。

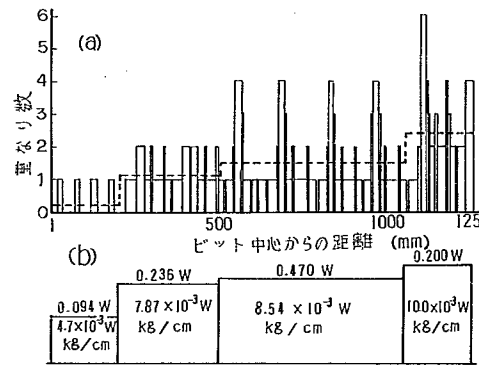


図7－6　カッタの重なり数と動的荷重分布

例えば，図7－6(a)において各カッタのグループを4つに分け，その平均重なり密度を求めると破線で示すように，左側より0.25，1.17，1.50，2.47となる。さらに，各グループの幅がそれぞれ，20，30，55，20，であるから（7－5）式より1回転当り1回カッタが通過する列の荷重W_1は次式によって求まる。

$$W_1 = \frac{W}{0.25^{\frac{1}{3}} \cdot 20 + 1.17^{\frac{1}{3}} \cdot 30 + 1.50^{\frac{1}{3}} \cdot 55 + 2.47^{\frac{1}{3}} \cdot 20} = \frac{W}{134}$$

これと荷重分布率 $i^{-\frac{1}{15}}$ より，（7－4）式から各カッタのグループ列の分布荷重が求まる。図7－6(b)は各グループ毎の荷重分担率（上段の数値）及び荷重密度（下段の数値，WはKg）を示したものである。また，表7－2には各グループの動的荷重分布とそれによって発生する各グ

表7－1　カッタの重なり数と荷重分布率

重なり数 (i)	荷重分布率 ($i^{-\frac{1}{8}}$)	単位カッタ幅当り荷重率 ($i^{1-\frac{1}{8}}$)
1	1	1
2	0.62	1.26
3	0.47	1.44
4	0.39	1.58
5	0.34	1.70
6	0.30	1.80

表7－2　各グループ列のカッタに分布する荷重と削孔トルク

カッタの重り密度によるグループ列 L_i	ビット中心から各列外周までの距離 r_i (cm)	分布荷重 W_i (Kg/cm)	グループ列当り荷重分布 ΣW_i (Kg)	削孔トルク分布 $Ti=\frac{1}{2}(r_i^2-r_{i-1}^2)\mu w_i$ (Kg—cm)
L 0.25	20	4.7×10^{-3} W	0.094 W	0.9 μW
L 1.17	50	7.9×10^{-3} W	0.236 W	8.3 μW
L 1.50	105	8.5×10^{-3} W	0.470 W	36.2 μW
L 2.47	125	10.0×10^{-3} W	0.200 W	23.0 μW
計	—	—	W	68.4 μW

ループ別の削孔トルクの分布を示す。削孔トルクの計算にあたっては，単位幅当りの主分力 f_c が各カッタグループによって異なることから，それぞれのグループにおける単位径当り主分力 f_{ci} を次式で表わしたものを用いた。

$$f_{ci} = \mu \ w_i \quad \cdots\cdots (7-7)$$

ここに，μはカッタの転動抵抗係数に相当するもので，被削材の種類や強度のみならずカッタの種類，削孔径，及びビット推力それ自体にも関係する値である。詳しくは次節の削孔トルク公式で論ずることにし，ここでは動的ビット推力の分布による影響を求めるにとどめる。また，表7－2の削孔トルクはビット径2,500㎜の例について求めたものであるが，等分布のビット推力の場合と比較するため，ビット径Dを含む削孔トルクの関係で表わすと，

$$T = \Sigma T_i \cdot \left(\frac{D^2}{2}\right) \Big/ \left(\frac{250}{2}\right)^2 = 1.09 \times 10^{-3} \mu W D^2 \quad \cdots\cdots (7-8)$$

となる。この場合口径Dはcm，Tは$Kg-cm$の単位である。これに対してビット推力が等分布のときは次節に述べるトルク式$T = 0.25 \mu WD$に径250cmを基準にしたD／250をかけると

$$T = 1 \times 10^{-3} \mu W D^2 \quad \cdots\cdots (7-9)$$

で表わされ，動的荷重分布で求めた方が等分布荷重W／Dを基に求める場合より，1割近く大きな削孔トルクになる。

しかしながら,大口径削孔のトルク又は削孔速度を求めるには，個々のカッタの負荷条件を細かく考慮するよりも，小口径の場合と同様に1個のビット全体として取扱う方が実際的である。但し，後章で取上げるカッタツースの摩耗率の解析に当っては，このビット推力分布が重要になる。

7.3 削孔トルク公式

小口径削孔においては，ドリルパイプが孔壁をこすったり，泥水を攪拌する抵抗に要するトルクの割合が大きく，地層の変化やビットの構造による微少な差をトルクの変動として精度よくとらえることが困難である。そのため小口径削孔における削孔トルクと削孔性の関係は，これまでほとんど問題にされていない。しかしながら，大口径削孔における削孔トルクは，削孔径に比例して増大し，削孔馬力に直接関係するもので，削孔機械の設計に欠くことのできない重要な要素であるばかりでなく，後述する削孔性の予測に関しても大きく影響する。

2章でも述べたように，削孔トルクは，岩石の破壊機構上，カッタを押付けるスラスト荷重によって生ずる水平抵抗力すなわち主分力の総計がドリルパイプの回転抵抗となって現われるもので，カッタの配置や形式とそれに分布するビット推力によって決まる。

いま単純に，ビットの半径方向各列に加わる接線方向の掘削抵抗が等しいものとし，図7－7に示すように，その単位幅当りの主分力をf_cとすると，ビットにかかる削孔トルクTは次式で表わすことができる。

$$T = f_c \int_0^{D/2} r \, dr = \frac{f_c D^2}{8} \quad \cdots\cdots (7-10)$$

ここに，Dはビットの直径である。これより単位幅当り主分力f_cを求めると

$$f_c = \frac{8T}{D^2} \quad \cdots\cdots (7-11)$$

となる。一方，単位径当りのビット推力をW_dで表わすと，主分力f_cとの間に次の関係が成立つ。

$$f_c = \mu \frac{W}{(D/2)} = 2\mu W_d \quad \cdots\cdots (7-12)$$

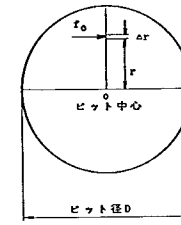


図7－7　単位カッタ幅に作用する掘削抵抗

ここに，μはカッタによる切削力及びカッタと被削材との摩擦力を総合した抵抗係数で，削孔時の見掛け上の摩擦係数に相当することから，切削型ビットによる削孔では切削摩擦係数（Coefficient of Cuttiug Friction）と呼び，f_cを切削摩擦と呼ぶことがある。一般にμは，被削材の種類や強度及び切削型カッタの場合はそのすくい角や食込み量によって異なる。Cook[7-1]は，切削型カッタの切削摩擦係数について，図７－８に示すように食込み量が少ない間はすくい角に関係なくほぼ$\mu=1$となり，食込み量が大きくなるとすくい角の影響が現われてくると述べている。

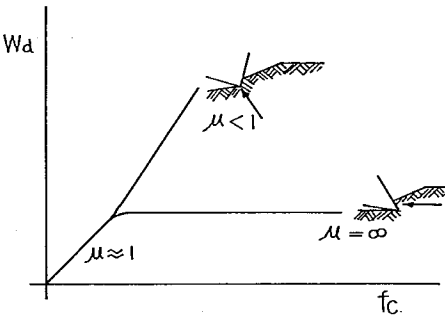


図７－８　すくい角による切削摩擦係数の違い（Cookによる）

また，（７－１２）式を（７－１０）式に代入すると削孔トルクTは次のように表わされる。

$$T = \frac{1}{4} \mu \overline{W}_d D^2 \quad \cdots\cdots (7-13)$$

又は

$$T = \frac{1}{4} \mu W D \quad \cdots\cdots (7-13')$$

この式は，ビット推力分布を平均化して表わした切削型ビットの場合について示したものであるが，ローラビットについてもカッタの配列を単純化した状態を考えれば同様に適用できる。しかしながら，（７－１３）式はあくまでも基本式であって，削孔速度公式のドリラビリティ定数と同様に多くの要因を含んでいる切削摩擦係数μが求まらなければ実用にならない。

7.3.1　従来の削孔トルク公式とその適合性

7.3.1.1　Hughes Tool社の削孔トルク公式

Hughes Tool社の削孔トルク公式は経験的に求めたもので次式で与えられている。[7-2)]

$$T = 5,252\, k D^{2.5} W_d^{1.5} \quad \cdots\cdots (7-14)$$

これをメートル系単位で表わすと次式になる。

$$T = 2.96 \times 10^{-2}\ k D^{2.5} W_d^{1.5} \quad (Kg-m) \qquad (7-14')$$

又は

$$T = 2.96 \times 10^{-2}\ k D W^{1.5}\ (Kg-m) \qquad (7-14'')$$

で表わされる。ここに，

T ： 削孔トルク（ft－lb又は$Kg-m$）

D ： ビット径

W_d ： ビット単位径当り推力（1,000 lb／in 又はKg/cm）

W ： ビット推力（lb又はKg）

k ： 地質によるパラメータ

である。

Morlan[7-3]によれば，この式は少なくとも削孔径3mまで適用できると述べている。また，地質によるパラメータkについては，例えばBerea Sandstone（約175Kg/cm^2）で10×10^{-5}，Gray Granite（約2,200Kg/cm^2）で6×10^{-5}と，硬岩になるほど値が小さくなっている。

7.3.1.2 Bretby 研究所の掘削トルク公式とその解釈

Bretby 研究所のHayとHughes[7-4]は，図7－9に示すようにツース型ローラカッタの断面について削孔トルク式を求めている。カッタに単位幅当りの推力W'_dを加えたときそれを転動させるに必要な主分力をf_cとすると，これらの合力Rの方向と刃先円周との交点の廻りのモーメントから，まず次式が成立つ。

$$f_c = \frac{y W'_d}{r_0 - \lambda} \fallingdotseq \frac{y W'_d}{r_0} \cdots (7-15)$$

また，図より

$$y^2 = 2 r_0 \lambda - \lambda^2 \fallingdotseq 2 r_0 \lambda \quad \cdots (7-16)$$

とおくことができる。

これを（7－15）式に代入すると転動に要する主分力f_cは次式で表わされる。

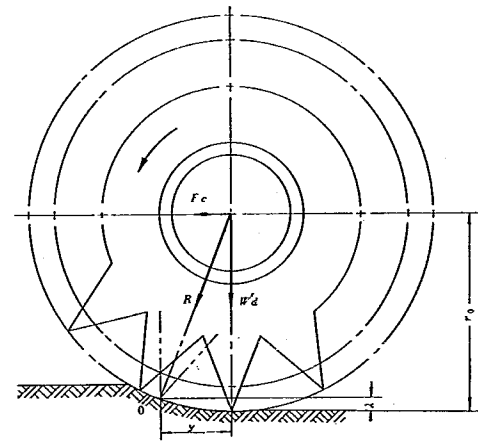


図7.－9 ツースカッタによる掘削モデル
（Gayらによる）

$$f_c = W'_d \sqrt{\frac{2\lambda}{r_0}} \qquad (7-17)$$

ここに，r_0はカッタの平均半径であり，また，λは長さの単位をもつ掘削係数で，図におけるカッタの回転当り掘削量とは直接関係がない。つまり，単位幅当り推力W'_dを加えてカッタを転動させるのに，主分力f_cを必要とするときの力の釣合いから，あたかも図における0点に次のカッ

タツースがきているようになっている。実際には数多くのカッタを取付けたビットに推力を与えて回転させるとき，見掛け上のカッタツースの平均ピッチがyであると考えれば説明がつく。

いま，カッタが図7－10に示すように，ビット中心からx_iの位置に取付けたカッタがビット推力W_d'を受けたとき，それを転動させるに必要なトルクT_iは次によって表わされる。

$$T_i = W_d' \sqrt{\frac{\lambda}{2 r_0}} \quad (2 a x_i + a^2) \quad \cdots\cdots (7-18)$$

ここに，

r_0 ： カッタの平均半径

a ： カッタの幅

x_i ： ビット中心からカッタ取付位置までの距離

である。これをビット全体について求めると，

$$T = W_d' \sqrt{\frac{\lambda}{2 r_0}} \sum_i (2 a x_i + a^2) \quad \cdots\cdots (7-19)$$

となる。この場合，W_d'は各カッタに分布するカッタの単位幅当りの平均ビット推力で，全ビット推力をビット径で除した単位径当りのビット推力W_dとは異なる。

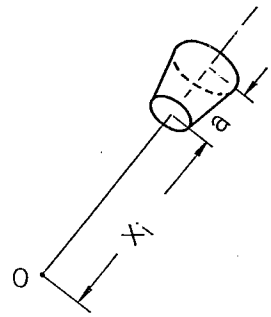


図7－10 単一カッタの取付位置とカッタ幅

いま，全カッタをビット中心から外周に1列に配列したと仮定し，W_d'をビット径当り推力W_dの2倍，すなわちビット推力がビット半径に均等に分布した状態を考えると，削孔トルクは（7－10），（7－17）式より

$$T = \frac{f_c}{8} D^2 = \frac{W_d D^2}{4} \sqrt{\frac{2 \lambda}{r_0}} \quad \cdots\cdots (7-20)$$

で表わされるから，$\sqrt{2\lambda / r_0}$が（7－13）式における切削摩擦係μに相当する。

7.3.1.3 従来式の適用上の問題

（7－20）式はHayとHughesの導いた（7－19）式を筆者が拡張したもので，厳密にはBretby研究所の式ということにはならない。しかし，すでに述べたように（7－19）式を実用化するためには，動的なビット推力分布を適用しなければならず，W_d'の推定が困難であるかぎり，カッタの個数や配列にかかわらず（7－20）式を用いた方が考え易い。

Hughes Tool社の（7－14）式はビットの直径Dの2.5乗に比例するのに対して，（7－20）式は2乗であり両式は異なる。また，（7－14）式のk，（7－19）式のλはともに地質の影響要因を含むパラメータであり，例示の範囲だけでは一般的条件に適用するときの値が与えられていないから，削孔試験によって求めなければならない不便さが残る。建設機械化研究所[7-5]では（7－19）式のλについて，$W/D \leqq 400$ Kg／cmのときに$\lambda = 0.066$になると述べている。しかしながら，λが地質によるパラメータである限り岩石の種類や強度によっ

て変わるものと考えるのが自然である。また，これまで筆者が行った数多くの実験データと，Hughes Tool社の（7－14)式及びBretby 研究所の（7－19）式を比較するとき，根本的に異なる点は単位径当りビット推力W_d 又はビット推力Wが0においても削孔トルクTが残ることである。これについては次項で論ずる。

7.3.2 削孔トルク公式の導入

ローラビットについて，削孔トルクに関係すると考えられる主な物理量と2次量を表7－3に示すようにとり，次元解析により削孔トルク式を求めてみる。

表7－3 削孔トルクに関する物理量と2次量

物理量	記号	2次量	計算式に用いた単位
削孔トルク	T	F L	ton－m
ビット口径	D	L	m
カッタ半径	r	L	cm
ビット推力	W	F	ton
削孔強度	S	$F L^{-2}$	Kg/cm^2
カッタの摩耗度	H	—	—

循環流体に粘性がある限り，回転速度Nが削孔トルクに関係すると考えられるが，掘削負荷のかからない空転時のトルクを別に測定した結果，正味削孔トルクは回転速度に影響されないこと，及び実用回転速度範囲においては，速度による空転トルクの変動が極めて小さいことからここでは回転速度を要因から除くことにした。

まず，表7－3より次の完全方程式が成立つものとする。

$$f(T, D, r, W, S) = 0 \quad \cdots\cdots (7-21)$$

この中でrとDは同次元であるから，1つの無次元積 $\pi_1 = D/r$ となる。従って，これを省略すると次の次元マトリックスができる。

$$\begin{array}{c} \\ F \\ L \end{array} \begin{array}{c} \begin{array}{cccc} T & S & D & W \end{array} \\ \begin{pmatrix} 1 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & -2 & 1 & 0 \end{pmatrix} \end{array}$$

このマトリックスはランクが2であるから，これから作られる無次元積は2個である。すなわち，

$$W = -\pi_2 - \pi_3$$

$$D = -\pi_2 - 2\pi_3$$

である。π項について整理すると，残るπ_2，π_3項は次によって求まる。

$$\begin{array}{c} \\ \pi_2 \\ \pi_3 \end{array} \begin{array}{c} \begin{array}{cccc} T & S & D & W \end{array} \\ \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & -1 \\ 0 & 1 & 2 & -1 \end{bmatrix} \end{array}$$

$$\pi_2 = \frac{T}{DW}$$

$$\pi_3 = \frac{W}{SD^2}$$

さらに，バッキンガムの定理に従って，次のような無次元積の形で表わすことができる。

$$\phi\left(\frac{T}{DW}, \frac{r}{D}, \frac{W}{SD^2}\right) = 0 \qquad \cdots\cdots (7-22)$$

これを削孔トルクを含むT／（DW）について表わすと

$$\frac{T}{DW} = \phi\left(\frac{r}{D}, \frac{W}{SD^2}\right) \qquad \cdots\cdots (7-23)$$

となり，これを

$$\frac{T}{DW} = C\left(\frac{r}{D}\right)^{\alpha}\left(\frac{W}{SD^2}\right)^{\beta} \qquad \cdots\cdots (7-23')$$

とおくものとする。ここに，C，α，βは共にパラメータである。この式から削孔トルクTを求めると，

$$T = C\, r^{\alpha}\, D^{-\alpha-2\beta+1}\, W^{1+\beta}\, S^{-\beta} \qquad \cdots\cdots (7-24)$$

となる。

これまでの数多くの実験データからビット推力と削孔トルクは一般的に図7－11に示すような関係に表わすことができる。

ここで特に注目すべきことは，ビット推力が0のときでもT_0なる初期トルクが残存することである。この場合，カッタを掘削面から離した状態で空転させたときに，ロータリテーブルやスィーベル等の抵抗によって発生するいわゆる空転トルクは，削孔時の全トルクから差引いてあるので，T_0は空転トルクを表わすものではなく，特に初期トルクと呼ぶことにした。ビットに推力が加えられなければカッタは掘削面に接触しないから，削孔トルクは生じないはずである。従って厳密にはカッタが掘削面に接触した瞬間に初期トルクが発生すると考えるべきである。この現象は切削型ビットには起らず，ローラビットにのみ起ることから，ローラカッタが掘削面に接触して削孔作用が起ると同時にカッタの自転が始まり，そのときのカッタ自体の回転に要する軸受け抵抗が初期トルクとなって現われると考えれば説明がつく。特に，3章の図3－8で示したよう

に殆んどのカッタは，その形状と取付け位置の関係からひねり起しと引かき作用が加わり，それだけ軸受に偏荷重が加えられ，初期トルク発生の原因となるものと考えられる。図７－１２は高倉山の実験におけるビット推力と削孔トルクの関係を例示したもので，切削型とは明かに異なることがわかる。そこで初期トルクT_0を，（７－２４）式に加えたものを削孔トルク公式として表わすと，

$$T-T_0=C\,r^{\alpha}D^{-\alpha-2\beta+1}W^{1+\beta}S^{-\beta}\cdots(7-25)$$

となる。

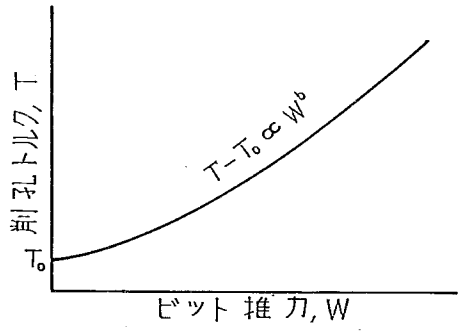


図７－１１　ビット推力と削孔トルクの基本的関係

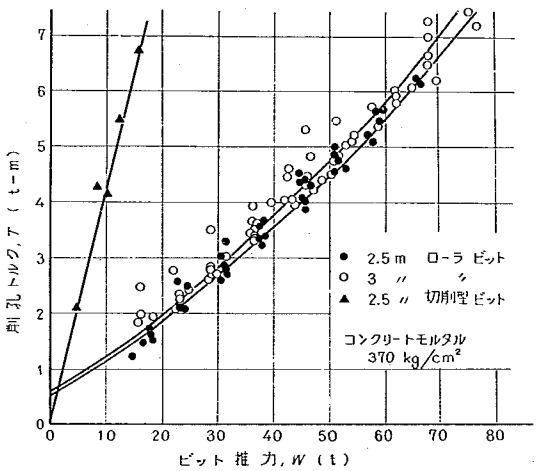


図７－１２　ビット推力と削孔トルク

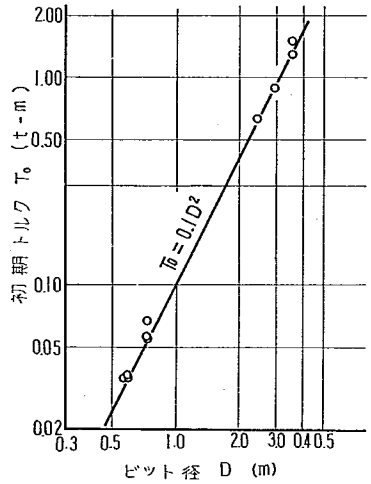


図７－１３　ビット径と初期トルク

初期トルクT_0については，有効推力Wに対してローラカッタを回転させるに要する仮想ビット荷重W_0が作用したものとして，Wにそれを加えてトルクの式を表わしてきた[7-6]が，図７－１３に示すように，削孔径と初期トルクは，被削材やカッタの種類（ツースカッタ又はインサートカッタ）に関係なく次式を用いた方が求め易く，実測値に近い。

$$T_0=100D^2\ (Kg-m) \quad \cdots\cdots (7-26)$$

又は

$$T_0=0.1D^2\ (t-m) \quad \cdots\cdots (7-26')$$

例えば，径２ｍの削孔においては初期トルクT₀は４００Kg－ｍということになる。

これまでの削孔実験はｒ，Ｄ，Ｓを一定にして行ったものであるから，実験結果からW－Tの関係を用いて未知のパラメータの１つであるβを求めてみる。図７－１４は実験データのうち，それぞれ条件の異なる削孔例における，ビット推力Wと削孔トルクTの関係を両対数グラフに示したものである。図からも明かなように，削孔径，被削材の異なるそれぞれのケースに共通して勾配がほぼ1.5になっている。このことから（７－２５）式において１＋β＝1.5すなわち，β＝0.5が求まる。

βが求まったから（７－２５）式にこれを代入してパラメータαのグループとパラメータの値がすでにわかっているグループに分けて，実験１ケースにつき１点ずつの対応でプロットしたのが図７－１５である。図において勾配はパラメータαを表わし，その値－0.5が求まる。さらに，縦軸との切片Cが削孔トルク式のパラメータCを与える。

以上のことから，ツースカッタビットの削孔トルク公式は次式によって表わすことができる。

$$T=C\left(\frac{D}{rS}\right)^{0.5}W^{1.5}+0.1D^{2}\cdots(7-27)$$

ここに，T：削孔トルク（ton—m）

ｒ：ツースカッタの平均半径(cm)

Ｄ：削孔径（m）

Ｓ：削孔強度（Kg／cm²）

Ｗ：ビット推力（t）

である。

図７－１６は，いくつかの実験結果より，削孔トルクと初期トルクの差（T－T₀）と（Ｄ／ｒＳ）$^{0.5}$W$^{1.5}$の関係を示したものである。図からパラメータＣは0.40～0.46の範囲にあることがわかる。

被削材の削孔強度Ｓについては，ここでは一軸圧縮強度を適用したが，実際には削孔公式のために用いられる強度で一軸圧縮強度とは異なる。

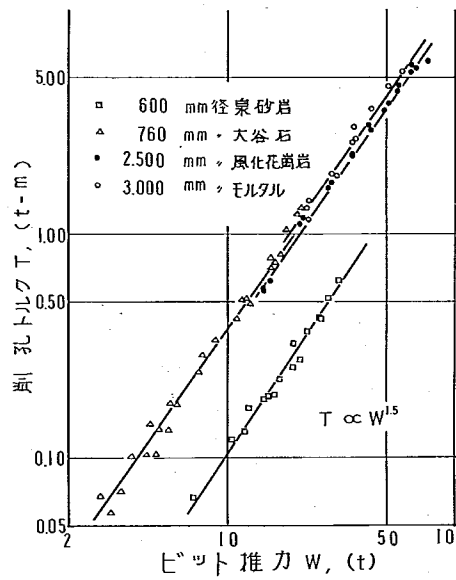


図７－１４　ビット推力と削孔トルク

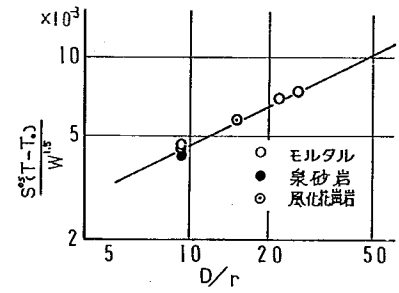


図７－１５　Ｄ／ｒと$S^{0.5}(T-T_0)/W^{1.5}$の関係

これについて詳しくは後章で論ずることにする。

インサートカッタビットについては，使用実績が少なく削孔性能に関する計測記録が他にないため，不十分ではあるが筆者らが行った口径４２０㎜及び６００㎜の２種類の実験用ビットによる削孔実験結果[7-8]を整理して求めてみると，多少のばらつきはあるがツースカッタの公式がそのまま適用できる。

まず，ビット推力Wと削孔トルクTの関係は図７－１７に一例を示すように，その傾向はツースカッタビットと同じでばらつきはあるが，縦軸の切片T_0を$0.1D^2$（Dはメートル）と見なしても実用上差支えがない。また，図７－１８は（T－T_0）とWの関係を両対数でプロットしたもので，これもまたツースカッタビットと同様に，削孔トルクTは，条件によって多少の差異はあるが，いずれもビット推力Wのほぼ1.5乗に比例していると見なすことができる。

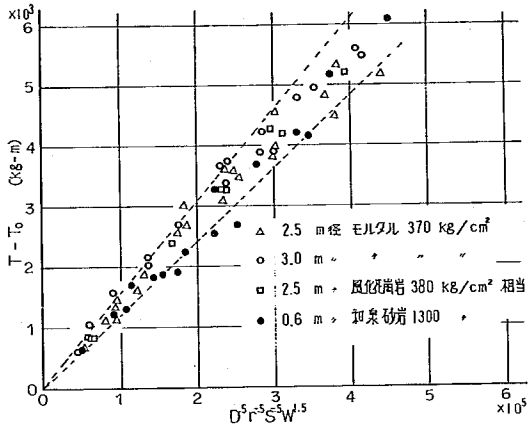


図７－１６　$(D/rS)^{0.5}W^{1.5}$と（T－T_0）の関係

実験条件は表７－４に示すように，モルタルを試料としたものが１種類だけで，ツースカッタの場合のように強度の異なるモルタルを基準にした削孔トルク公式を導くことができないため，それぞれ被削材の圧縮強度を削孔強度として解析してみる。

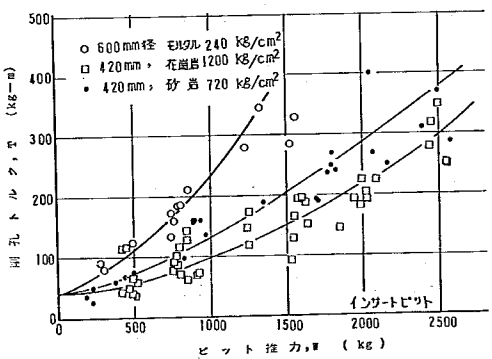


図７－１７　インサートカッタの
ビット推力と削孔トルク

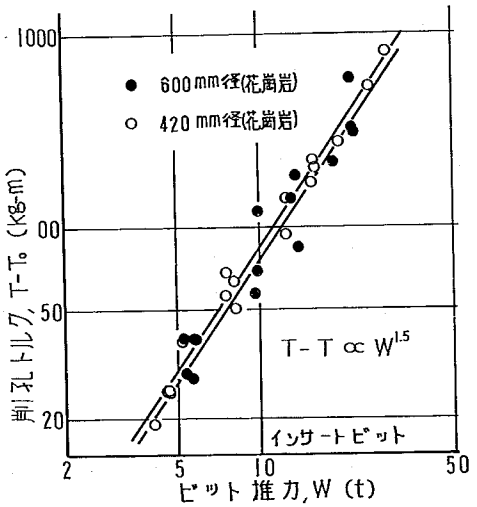


図７－１８　インサートカッタのWと（T－T_0）

図７－１８の勾配がほぼ1.5であるからツー

スカッタの場合と同様にパラメータ$\beta=1.5$が求まる。また，それぞれの条件における$S^{0.5}(T-T_0)/W^{1.5}$の平均値を求め，それと削孔径Dの関係を示すと図７－１９のようになる。２種類の口径だけでは十分ではないが，この場合も削孔トルク（$T-T_0$）は$D^{0.5}$に比例するとみなすことにする。ここでは，径４２０㎜及び６００㎜のビットは共に同一のカッタを用いているから，

表７－４　インサート型ビットによる実験

実験年月	削孔径（㎜）	試料	平均一軸圧縮強度（Kg／cm²）
47. 9	600	花崗岩	1,200
47.10	420	花崗岩	1,200
47.10	600	モルタル	240
47.10	600	砂岩	720
47.10	420	砂岩	720

$D^{0.5}$に比例することは（７－２３′）式の$(D/r)^{\alpha}$の指数$\alpha=0.5$を与えることになる。以上の結果を整理すると，インサートカッタビットの削孔トルク公式も（７－２７）式に示したツースカッタビットの式と同様に表わすことができる。さらに，$S^{0.5}(T-0.1D^2)/W^{1.5}$と$(D/r)^{0.5}$が対応するそれぞれの平均から定数Cを求めると0.35となり，ツースカッタビットの0.40～0.46に比べるとわずかに小さくなっている。しかし，これは天然の岩石試料とモルタルの違いによるか又はインサートカッタビット個有の値であるかは明確でなく，これについては後章で論ずるものとし，ここではインサートカッタを用い，岩石の圧縮強度を削孔強度とみなした場合の削孔トルクT_Iを上式の定数$C=0.30$～0.40の範囲で表わされる次式となることを提案しておく。

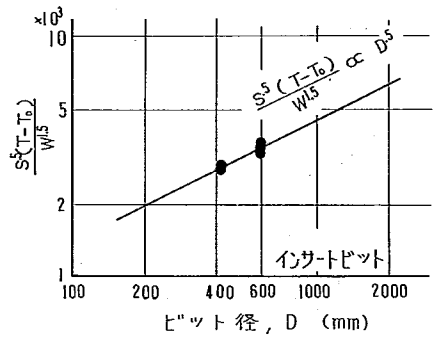


図７－１９　インサートビットの径と削孔トルク

$$T_I = 0.30 \sim 0.40 \left(\frac{D}{rS}\right)^{0.5} W^{1.5} + 0.1D \quad \cdots\cdots (7-28)$$

7.4 削孔速度公式

小口径の石油井戸の削孔では，経済的な削孔管理を行うため，4章で示したように数多くの削孔速度公式が提案されているが，大口径削孔に関しては施工例が少なく，削孔速度公式を導くのに十分なデータが得られていない。その理由には削孔速度に影響する要因が多数あるのに対して，ある程度管理された実験計画法に基づく実験条件が実際の削孔現場では得られないことや，実験室で削孔実験を行うには大型のテストピースを必要とし莫大な費用がかかることなどがあげられる。

幸い筆者はわが国の大規模プロジェクトの1つである本州四国連絡架橋調査の一環として，削孔試験装置及び実用機の製作の機会を与えられ，それらの削孔実験におけるデータを得ている。ここに，大口径削孔機械による削孔速度公式を導いてみる。

7.4.1 従来の削孔速度公式の適応性

運転管理条件に当るビット推力とビット回転速度は，削孔速度公式の最も基本的な要因で，4章表4－1に示した従来の各公式にも，これらビット推力W及びビット回転速度Nが必ず含まれている。従来の削孔速度公式を一般化して表わすと次式となる。

$$R = K W^{a} N^{b} \quad \cdots\cdots (7-29)$$

ここに，

R ：削孔速度

K ：ドリラビリティ定数

a,b：パラメータ

である。この場合，ドリラビリティ定数KはW及びN以外の全ての要因を含むもので，表4－1の各式においては，取上げる要因によってそれぞれのKの値が異なっている。

パラメータa，bのうち，まずaについて，表4－1ではa＝1～2の値をとっており，大口径削孔の場合とほぼ同じ傾向にあるとみなすことができる。EdwardsやVidrine[7-10]あるいはBingham[7-11]のパーフォーマンスラインのようにR－W曲線において，良好な運転状態となるビット推力の範囲だけを取上げ，その区間を直線とみなした式もいくつかある。しかしこの場合，Binghamのケイパビリティ数のようにその切片の値が与えられるものでなければ，MDC法[7-12]などにみられる5点法のような現地試験値からスレショルド荷重を求めなければならず，あらかじめRとWの関係を予測するには不便である。その点では，前もってパラメータaを与えるR－W曲線で取扱う方が求め易い。

ビット回転速度Nのパラメータbについて表4－1ではb≦1になっているが，図7－20に削孔実験結果の1例を示すように大口径削孔ではむしろb≧1となり，ビット回転速度が速くな

るに伴なって増加する削孔速度の割合が大きくなっている。これは次章に述べるクリーニング実験の結果からも確認されている傾向で，大口径削孔と小口径削孔の特性上の基本的違いの1つである。もちろん，循環流量がクリーニング効果に対する主要因であることには変りはなく，循環流量がある限界以下のところではb≧1は成立しなくなる。

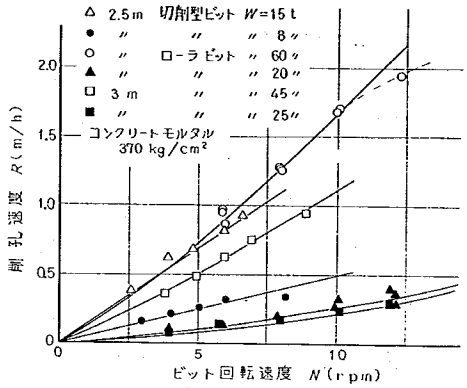


図7－20　ビット回転速度と削孔速度

削孔径の影響について，従来の式の大部分は口径が一定の場合を対象にしたもので，特にそれを取上げたものは少なく，取上げている場合のほとんどがビット推力を削孔径当り推力という形で表わしている。これらは小口径の範囲で論じられたもので，そのまま直径1m以上の大口径削孔に適用できるとは考え難い。事実削孔実験からも大口径削孔においては，削孔速度に対する口径の影響はW／Dで処理できる範囲にとどまらず，削孔径を削孔速度公式の中に独立した変数としてとり入れる必要があるという結果を得ている。

カッタツースの摩耗による削孔速度の低減については，Edwards[7-9]やYoung[7-12]らによって取上げられているが，小口径の場合はツースの平均摩耗でその影響を評価できるものの，大口径ではカッタの取付け位置等によって個々の摩耗率が異なり，削孔速度公式への取込み方が問題になる。

このほか，被削材の強度については，ドリラビリティ定数Kをフォーメーションドリラビリティ（formation drillability）と呼んでいるように，それをKに含めているものが大部分である。しかし，Maurer[7-13]やSomerton[7-14]らのように削孔強度という形で強度を削孔速度公式に取込んでいるものもある。これは削孔にとって最も適切な被削材強度の評価手法の一つであり，大口径削孔にも適用できよう。

以上のように，従来の小口径削孔に関する削孔速度公式は，式の構成上大口径削孔公式を導くのに参考になるにしても，そのままを適用するのには問題が多い。ここに，大口径削孔のための削孔速度公式を導入してみる。

7.4.2　大口径削孔に適用する削孔速度公式の提案

削孔速度は，ビット回転当りの貫入量とビット回転速度の積が基本形であるから，それを求めるには，Maurer が示したように単一刃先の貫入試験による貫入特性又は2章で述べたくさび荷重による貫入理論から導くもの，及び実際の削孔試験データからマクロ的に求める方法が考え

られる。しかし，貫入理論から導く場合，実際の削孔では削孔面のクリーニング作用や，カッタが転動するときのひねり起し又は引っかき作用などの複雑な載荷形態を構成するため，削孔速度を精度よく導くことは困難である。

そこで，削孔トルク公式の導入と同様に次元解析により削孔速度公式を導いてみる。まず，削孔速度に影響すると考えられる主な物理量とそれらの2次量を示せば表7－5のようになる。これより次の完全方程式が成立つものとする。

$$f\ (R,\ r,\ S,\ \nu,\ D,\ W,\ N,\ H) = 0 \quad \cdots\cdots (7-30)$$

この場合も，D，rが同次元であるから1つのπ項が省略できる。そこで次元マトリックスは次によって表わされる。

$$\begin{array}{c} \\ L \\ F \\ T \end{array} \begin{array}{c} \begin{array}{ccccccc} R & S & \nu & D & W & N & H \end{array} \\ \begin{pmatrix} 1 & -2 & 2 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & -1 & 0 \end{pmatrix} \end{array}$$

表7－5　削孔速度に関する物理量と2次量

物理量	記号	2次量	計算式に用いた単位
削孔速度	R	LT^{-1}	m／h
ビット口径	D	L	m
ビット回転速度	N	T^{-1}	rpm
ビット推力	W	F	ton
削孔強度	S	FL^{-2}	Kg／cm²
カッタの摩耗度	H	—	—
循環流の粘度	ν	L^2T^{-1}	Kに含める
カッタの半径	r	L	cm

ここに，Hはカッタツースの摩耗高さを基準化して表わしたもので，シャープなカッタを0，完全に摩耗した状態を1とする。従って，H自体が無次元項であって1つのπ項を形成するからこれもここでは省略してほかのπ項を求める。Hを除くと上記マトリックスは7つの2次量に対して1次量が3であるから，6－3＝3個のπ項ができる。

$$D = -\pi_1 + 2\pi_2 - 2\pi_3$$

$$W = -\pi_2$$

$$N = -\pi_1 \quad -\pi_3$$

これより，

$$\begin{array}{c} \\ \pi_1 \\ \pi_2 \\ \pi_3 \end{array} \begin{array}{c} \begin{array}{cccccc} R & S & \nu & D & W & N \end{array} \\ \left[\begin{array}{cccccc} 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 \\ 0 & 1 & 0 & 2 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -2 & 0 & -1 \end{array}\right] \end{array}$$

となり3個の無次元積は次のように表わされる。

$$\pi_1 = \frac{R}{DN}$$

$$\pi_2 = \frac{SD^2}{W}$$

$$\pi_3 = \frac{\nu}{D^2 N}$$

これに省略してあるπ項，r／D，Hを加え，バッキンガムの定理にしたがって表わすと

$$\phi\left(\frac{R}{DN}, \frac{SD^2}{W}, \frac{\nu}{D^2 N}, \frac{r}{D}, H\right) = 0$$

を得る。これを

$$\frac{R}{DN} = K\left(\frac{SD^2}{W}\right)^{\alpha} \cdot \left(\frac{\nu}{D^2 N}\right)^{\beta} \cdot \left(\frac{r}{D}\right)^{\gamma} \cdot H^{\delta} \quad \cdots\cdots (7-31)$$

で表わすものとする。

ここに，K，α，β，γ，δ はパラメータである。もちろんこの式の適用は，クリーニングが普通の状態で行われているいわゆるBinghamのパーフォーマンスライン上にある条件の範囲にとどまるものとし，以下諸定数値を実験結果より求める。

7.4.2.1　ツースカッタビットの削孔速度公式

クリーニングが正常であるという条件にもかかわらず，式の中に流体の粘度をとり入れたのは，経験的に削孔速度は回転速度と直線関係にはなく，R，Nの他の時間の次元をもつ要素が，実用上のビット推力及びビット回転速度範囲内の条件においても存在すると考えた方が，実際の現象に合うからである。図7－20に示したように，ツー

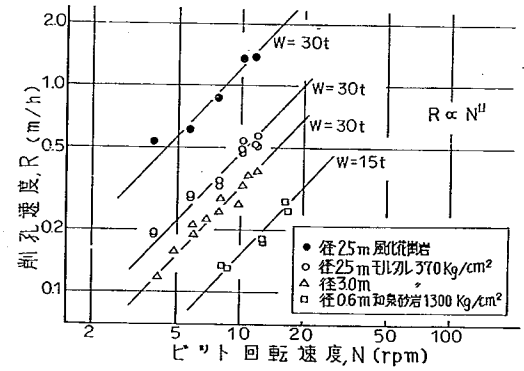


図7－21　ビット回転速度と削孔速度

スカッタビットの回転速度Nと削孔速度Rの曲線はやや下に凸，すなわち$R \propto N^a$において，$1 < a$となる傾向にある。このことは，4章表4－1に示した小口径の削孔公式には見られない関係で，ビット回転速度の増加とともに削孔面に循環流体による攪拌作用が起りクリーニングが助長されるためと解釈することができる。条件の異なる削孔データからR－Nの関係を対数グラフにプロットしたのが図7－21である。図より，泥水の粘度を一定とみなせば各直線の勾配が（7－31）式におけるNを含む無次元項の定数$\beta = -0.1$を与える。

次にビット推力Wと削孔速度Rの関係を求める。R－Wの関係は図7－22にいくつかの例で示すように，小口径の場合と同様の傾向にある。但し，風化花崗岩においては，硬岩や他の種類の岩石の削孔のように，本来スレショルド荷重，すなわち，カッタツースが貫入し始めるための最低推力を必要とするのとは逆に，R－W曲線を延長すると図7－23に例示するように，ビット推力Wが0でも掘進作用が残っている。この曲線の形は，ビット推力と削孔トルクの関係にも似ていることから，風化花崗岩のような粗い粒子の岩石では，カッタが自転するときすでに掘進作用が起ると考えれば説明がつく。さらに，$R \propto N^{1.1}$の関係が得られているから$R/N^{1.1}$とWの関係を対数グラフにプロットすると図7－24のようになる。図はビット回転速度の場合と同様に，ビット推力以外の諸条件が一定のときの関係であるから，図の各直線の勾配から（7－31）式の指数$\alpha = 1.5$が求まる。（7－31）式をRについて表わすと

$$R = K S^{\alpha} D^{2\alpha - 2\beta - \gamma + 1} W^{-\alpha} \nu^{\beta} N^{1-\beta} r^{\gamma} H^{\delta} \quad \cdots\cdots (7-32)$$

となるから，これに$\alpha = -1.5$，$\beta = -0.1$を代入すると次式となる。

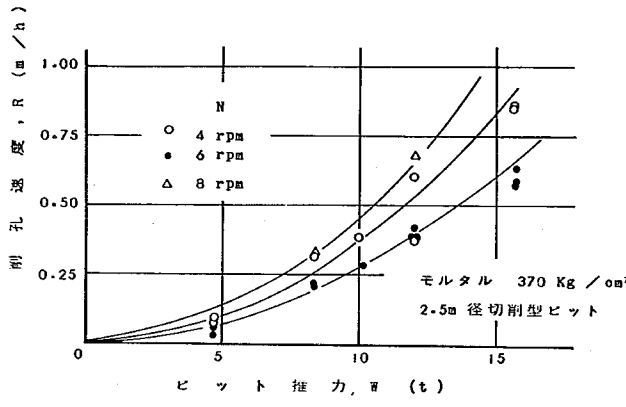
$$R = K S^{-1.5} D^{-1.8-\gamma} \nu^{0.1} N^{1.1} r^{\gamma} H^{\delta} W^{1.5} \quad \cdots\cdots (7-33)$$

ここに，式を簡単にするためカッタが新しいときの基本式を考えれば$\delta = 0$，すなわち$H = 1$となる。

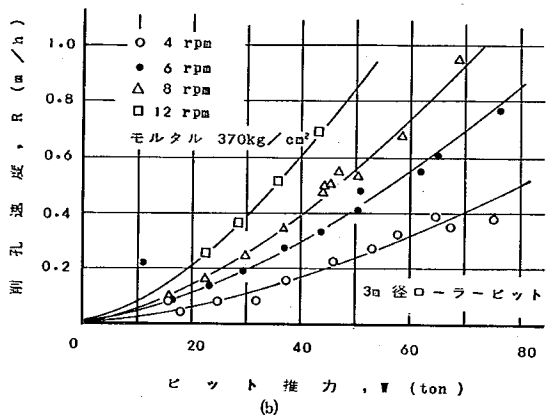
また，削孔トルク公式の場合と同様にカッタの平均半径rを用いたが，これまでの実験からはrの影響を明確に区別することはできない。さらにビット径によってカッタの種類が異なるのは径がほぼ1mのところで，それ以上の径では同じサイズのカッタを使用していることからrをビットの他の構造的要因として定数Kに含めることにした。同様に，循環流の粘度νの影響についても，特別な種類の泥水を使用しない限り，泥水の粘度に大きな差がないとみなすことができるから，これもKに含めることにした。従って（7－33）式は次式のように整理される。

$$R = K N^{1.1} \left(\frac{W}{S}\right)^{1.5} D^{-1.8-\gamma} \quad \cdots\cdots (7-34)$$

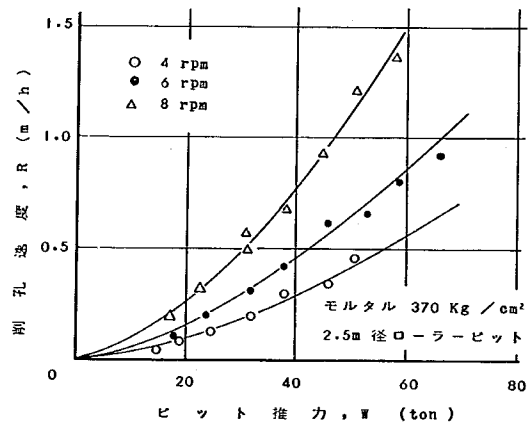
この式におけるビット径Dの影響については各種式式のビットが開発試作されているなかで，これら全てのビットに共通したDのパラメータは存在しないと考える方がよい。従って，削孔径D及びビットの形式による影響については今後さらにデータを積重ねることによって，その式が補完されなければならない。しかし，このままでは（7－34）式は実用にならないから，これま



(a)



(b)



(c)

図7－22　径2.5～3mビットによるビット推力と削孔速度

での各種の削孔データから平均的なDのパラメータを求めてみる。

そのためにはまず，削孔強度Sについて従来の物理試験の値との対応を明かにしておかなければならない。削孔強度に関して詳しくは次の章で論ずるので，ここでは単に人造岩として用いたモルタルの一軸圧縮強度と削孔強度Sの関係を取上げる。（7－34）式では削孔速度Rが削孔強度Sの－1.5乗に比例することになっているが，削孔強度Sそのものがわからないので，ここではSにモルタルの一軸圧縮強度S_cを用いてみる。強度が異なる4種類のモルタルを対象に行った同一ビットによる削孔実験の結果から，それぞれの強度におけるR／($N^{1.1}W^{1.5}$)の平均値と，その試料の一軸圧縮強度S_cとの関係をプロットしたものが図7－25である。図では削孔速度と一軸圧縮強度の関係は$R \propto S_c^{-1.8}$となり，（7－34）式の$S^{-1.5}$とは一致しない。これより，モルタルの削孔強度は圧縮強度の－0.3乗に等しいともいえる。しかしながら，削孔トルク公式でモルタルの一軸圧縮強度がそのまま削孔強度とみなすことができたことから，削孔速度公式においてもモルタルの一軸圧縮強度を用いてはじめから$R \propto S^{-1.8}$においても実用上不都合は起らない。（7－34）式で，N，W，Sと削孔速度Rの関係が得られたので，あとは削孔径Dとの関係が残る。そこで，削孔径と強度の異なるモルタルを被削材として行った10種類の試験データから，削孔径Dと($RS^{1.8}$)／($N^{1.1}W^{1.5}$)の関係を整理して両対数グラフで示したが図7－26である。図の中の破線で囲んだ4点は，それぞれ強度の異なるモルタルを径760㎜の同一のビットで削孔したときの値であり，ビット形式の違いによる削孔性の差が出たものと考えることができる。すなわち，このビットは，国産第2号の大口径削孔用のカンチレバ型軟岩用の段状ローラビットであるのに対して，他の6点に示したビ

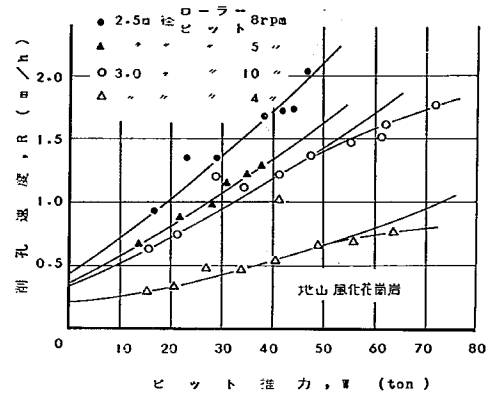


図7－23　風化花崗岩に対するビット推力と削孔速度

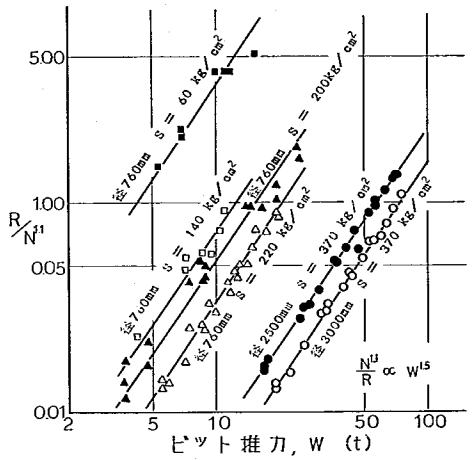


図7－24　ビット推力とR／$N^{1.1}$

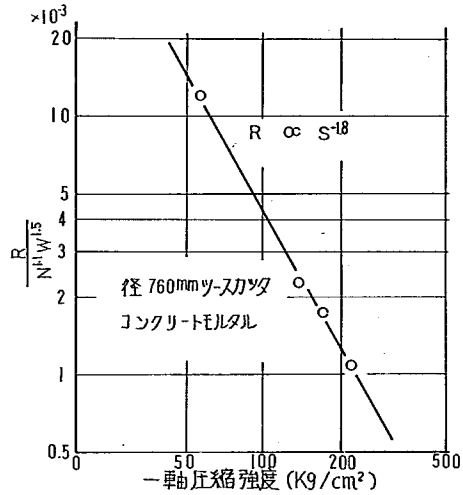


図７－２５　一軸圧縮強度と $R/(N^{1.1}W^{1.5})$

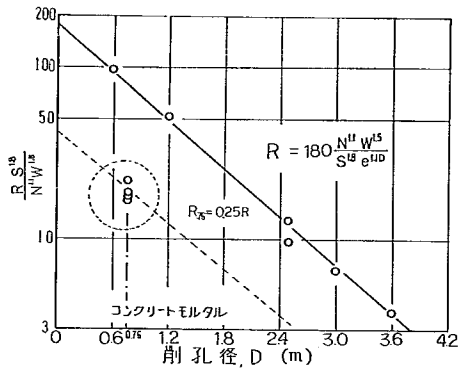


図７－２６　削孔径Dと $RS^{1.8}/N^{1.1}W^{1.5}$

ットがサドル型中硬岩用フラット型であるため，削孔性能が異なるものである。このビットによる試験のグループを除く図７－２６の関係は，ほぼ直線となる。直線の勾配から $R \propto e^{-1.1D}$ が得られるから，削孔速度公式は次式で表わすことができる。

$$R = KN^{1.1}W^{1.5}S^{-1.8}e^{-1.1D} \quad \cdots\cdots (7-35)$$

この場合のドリラビリティ定数Kはビットの種類や形式によるパラメータと考えてさしつかえなく，モルタルの圧縮強度を基準にした削孔強度でSを表わす場合，図７－２６の縦軸の切片又は図７－２７に示す各種実験データを一括した（$N^{1.1}W^{1.5}S^{-1.8}e^{-1.1D}$）とRの関係における勾配から，ほぼ１８０が得られる。すなわち，サドル型中硬岩用フラットビットの平均的な削孔速度は次式から求まる。

$$R = 180\,N^{1.1}\,W^{1.5}\,S^{-1.8}\,e^{-1.1D} \quad \cdots\cdots (7-36)$$

7.4.2.2　インサートカッタビットの削孔速度公式

前項では強度の異なるモルタルを対象にして，ツースカッタビットの基準となる削孔速度公式を導いた。しかし，インサートカッタビットによる既知の強度の被削材を対象にした削孔データは全くなく，削孔トルク式導入に用いたのと同様に径４２０㎜及び径６００㎜の削孔実験データから削孔速度公式を導入してみる。しかし，この式が適応する削孔径範囲を確認するだけのデータが得られていないため，今後大口径のインサート型ビットによる削孔データを加えて式を補正する必要があることを始めにことわっておく。

インサートカッタビットの特徴は，従来の石油さく井用の小口径ビットの場合と同様に，ビット回転速度を増しても削孔速度の増加の割合が小さく，ツースカッタビットでは削孔速度がビッ

ト回転速度の1.1乗に比例したのに対して，インサートカッタビットでは図7－28に示すようにほぼ0.8乗と1より小さな値になっている。その理由として次のことが考えられる。ツースカッタビットでは，ビット回転による泥水の撹拌作用が削孔ずりのクリーニング効果を助長するため，削孔速度が増加する。これに対して，口径1m以下のインサートカッタビットでは撹拌作用がクリーニング効果を高めるに十分な口径でないこと，及びインサートカッタの特性上ツースカッタよりクリーニングが完全なときにのみその効果が削孔速度にに影響する。そのため，この場合のインサートカッタビットの回転による撹拌作用では，削孔速度を改善するほどのクリーニング効果が得られないものと考える。

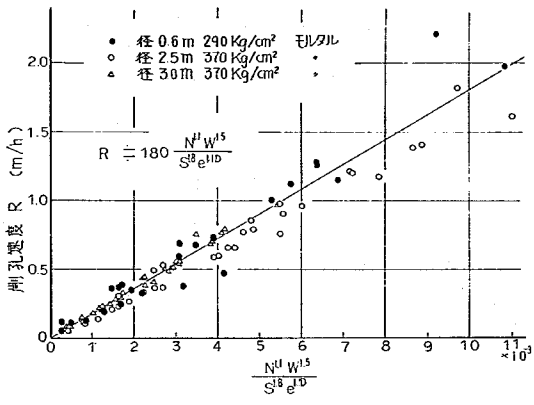


図7－27　$N^{1.1}W^{1.5}/S^{1.8}e^{1.1D}$ と削孔速度

図7－28より削孔速度がビット回転速度の0.8乗に比例するものと見なされることから，その結果を（7－35）式のツースカッタビットの削孔速度公式を基本式として，次のように補正する。

まず，Dellinger[7-2]やMorlan[7-3]が提唱している最大ビットの回転速度 $36.6/D$（Dはビット径m）の2／5（経験的に）を基準回転速度 N_s とし，ビット回転速度Nとの比 N/N_s に実験から求めた指数0.8を用いて補正する。これより，（7－35）式より，インサートカッタビットの削孔速度Rは次式で表わすことができる。

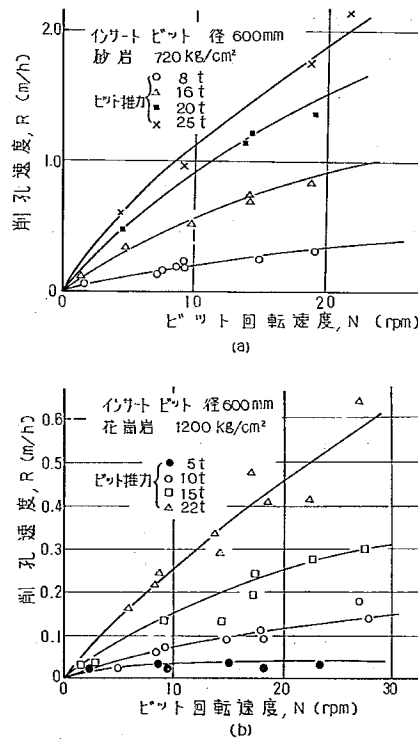


図7－28　インサート型カッタによるビット回転速度と削孔速度

$$R_I = K\left(\frac{N}{N_s}\right)^{0.8} N_s^{1.1} \cdot W^{1.5} \cdot S^{-1.8} \cdot e^{-1.1D} \ (m/h) \quad \cdots\cdots (7-37)$$

これに，$N_s = (36.6/D) \cdot 2/5$ を代入すると

$$R_I = K_I \ N^{0.8} \ W^{1.5} \ S^{-1.8} \cdot D^{-0.3} \ e^{-1.1D} \ (m/h) \quad \cdots\cdots (7-38)$$

を得る。この場合，$K_I = 2.24K$ ということになる。

図７－２９は稲田産花崗岩（一軸圧縮強度：1,２００kg／cm²）の削孔実験結果をR／N とビット推力Wの関係で示したものである。R／N を用いたのは，削孔速度Rがビット回転速度Nの0.8乗に比例することから，ビット回転速度の影響を除いたRとWの関係を求めるためのもので Binghamらの R／Nに相当する。図に示したように一軸圧縮強度が1,０００kg／cm²を越す硬い岩石に対しては，大きなスレショルド荷重を必要とし，軟岩やモルタルを対象にしたときの，R ∞W の関係は成立しなくなる。このように，硬い岩石又は風化岩のようにカッタの初期トルクだけで掘削作用の起る岩石に対してはスレショルド荷重の補正が必要になる。風化岩に対する補正は後章で論ずるが，ここでは図７－２９の花崗岩についてスレショルド荷重W_0 ＝３トンとみなし，$W-W_0$ と $R/N^{0.8}$の関係を求めてみる。この関係は図７－３０に示すように，径４２０㎜及び径６００㎜の場合，いずれも勾配が1.5となり

$$R/N^{0.8} \quad \propto \quad (W-3)^{1.5} \quad \cdots\cdots (7-39)$$

で表わすことができる。このスレショルド荷重の補正を（７－３８）式にとり入れると

$$R_I = K_I \ N^{0.8} \ (W-W_0)^{1.5} \ S^{-1.8} \ D^{-0.3} \ e^{-1.1D} \quad \cdots\cdots (7-40)$$

が得られる。

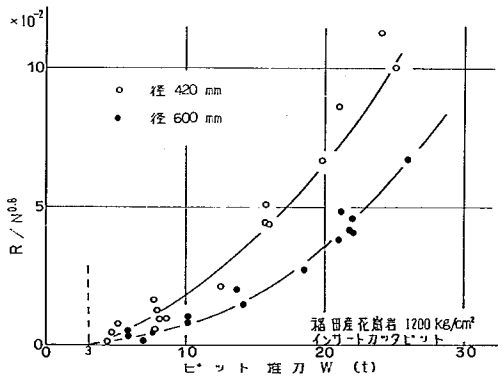


図７－２９　インサートカッタビットによる硬岩の削孔特性

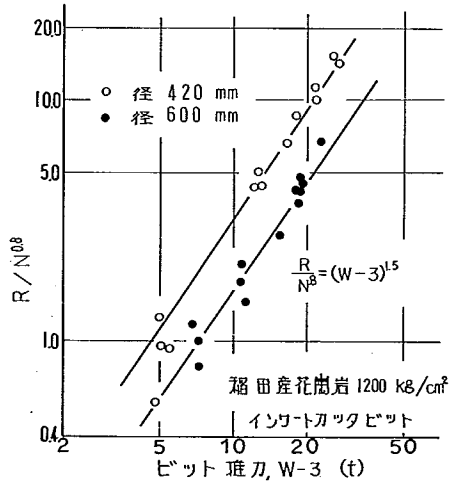


図７－３０　lnWとln（$R/N^{0.8}$）の関係

図７－３１は，上記花崗岩の他に銚子産砂岩（一軸圧縮強度：７２０Kg／cm²）の削孔実験結果をも含めた，（７－４０）式の右辺のK$_I$を除く値と削孔速度R$_I$の関係を示したものである。

図より，インサートカッタビットのドリラビリティパラメータK$_I$＝３００～５００が得られる。但し，砂岩についてはW$_0$＝０として求めたものである。

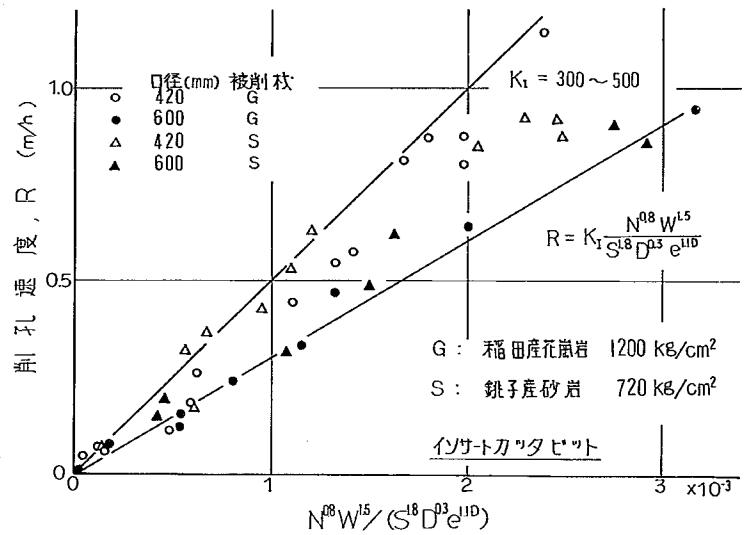


図７－３１　インサートカッタビットのドリラビリティ定数

7.5 結　　語

削孔公式には，削孔トルク公式，削孔速度公式，カッタソースの摩耗率公式，及びカッタ軸受の摩耗率公式がある。削孔トルク公式を除く他の公式は，石油さく井用の３カッタビットを対象に導かれたもので，いずれも経済的な削孔管理条件を得るには重要な役割をもっている。

大口径削孔に関して提案されているものに削孔トルク公式があるが，これも小口径の実験から求めたものであることや諸条件が明確に与えられていないことから，筆者らが行った実験結果を満足するに至っていない。

本章では，大口径削孔について，削孔公式のうち，削孔トルク公式及び削孔速度公式を導入し，提案した。これらの各公式と過去に発表されている小口径削孔のための諸式と異なる主な特徴をあげると以下のとおりである。

(1) 削孔トルク公式において，ローラーカッタビットを用いる場合，空転トルクを除くビット推力０の付近でも削孔トルクが残る。これは，カッタが削孔面に接触したところからカッタの自

転が始まり，このカッタの自転抵抗がビット推力０付近での削孔トルク（初期トルクと呼ぶことにした）を発生させる原因になっていると考える。

(2) 削孔速度公式には，削孔径及び被削材の強度をそれぞれ独立因子として含め，各要因の影響度を表わすパラメータを定量的に示した。

(3) 削孔速度Ｒに対するビット回転速度Ｎの関係$R \propto N^b$において，$b \geqq 1$となり，大口径削孔の場合ビット回転速度がクリーニング効果を助長する結果となっている。

参　考　文　献

7-1) Cook, N.G.W. : Analysis of Hard-Rock Cuttability for Machines, Proceedings of the Tunnel and Shaft Conference, Minneapolis, May, 1968, P.39

7-2) Dellinger, T.B. : Economic Factors Relative to Drilling Large-Diameter Holes, 2nd Northern Ohio Geol. Soc. Symp. on Salt, Proc. V.1, May, 1965

7-3) Morlan, E.A. : Boring Large Hole Mine Openings, Annual Meeting of Mining Engineers of AIME, Feb. and March, 1961, Paper No. 61AU27

7-4) Hay, J.D. and Hughes, H.M. : The Bretby Tunneling Machine, Civil Engineering, March, 1963, P.649

7-5) 日本建設機械化協会 ： モデルビットによる岩石トンネル掘進機の性能向上に関する研究，機械工業振興補助金による研究報告書，昭和４５年３月

7-6) 千田昌平 ： 大口径掘削機（2.5 $m\phi$～3.0 $m\phi$）試験報告書，第２報，土木研究所資料，第７７９号，昭和４７年１１月

7-7) 千田昌平 ： 大口径掘削に関する研究，土木研究所彙報，第２８号，昭和４７年１２月

7-8) 田中康之，千田昌平，石島威 ： インサート形ローラビットによる硬岩掘削試験，土木研究所資料，第８３２号 昭和４８年３月

7-9) Edwards, J.H. : Engineering Design of Drilling Operations, Spring Meeting of Southern Dist., API, March, 1964, P.39

7-10) Vidrine, D.J. and Benit, E.J. Jr., : Field Verification of the Effect of Differential Pressure on Drilling Rate, 42nd Annual Fall Meeting of AIME, October, 1967 Paper No. SPE 1859

7-11) Bingham, M.G. : A New Approach to Interpreting Rock Drillability, THE OIL AND GAS JOURNAL, Nov. 2, 1964, P.52 - April 5, 1965, P.195

7-12) Young, F.S. : Computerized Drilling Control, SPE of AIME, 43rd Annual Fall Meeting, 1968, Preprint No. SPE-2241

7-13) Maurer, W.C. : The Perfect-Cleaning Theory of Rotary Drilling, Journal of Petro. Tech., Nov., 1962, P.1270

7-14) Somerton, W.H. and EI-Hadidi, S. : Well logs can indicate formation drillability, WORLD OIL, December, 1971, P.93

第8章　ドリラビリティに影響する諸要因

第8章　ドリラビリティに影響する諸要因

8.1　概　説

リッパを用いて岩盤を掘削するとき，その岩の掘削し易さの指標をリッパビリティ(rippability)と呼び，岩石の種類別に弾性波伝播速度で表わしている。

これと同じように削孔においても，削孔し易さをドリラビリティ（drillability）と呼んで，削孔性能に及ぼす影響因子を取扱っている。元来ドリラビリティという呼び方は，さく岩機による穿孔性を表わすのに用いられていたのが，石油さく井などの削孔でも削孔性能を表わすのに便利であることから，この呼び名が広く使用されるようになった。本章では，大口径削孔を対象にしたドリラビリティについて論ずるものである。

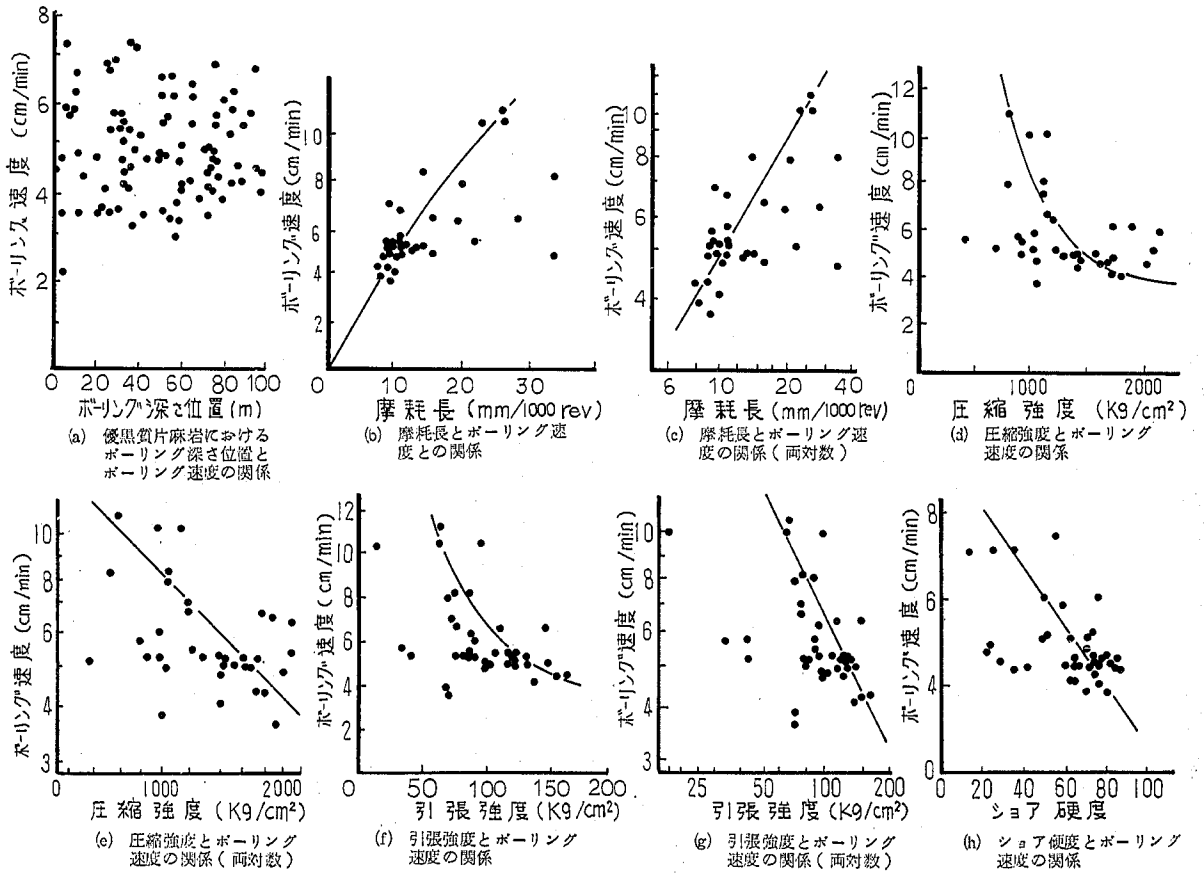
リッパの場合は，その構造や掘削機構が比較的単純であることから，弾性波速度や岩の種類によりリッパビリティをある程度定量的に推定できるようになっているが，大口径削孔におけるドリラビリティは，ビットの種類やクリーニングの条件など削孔性に直接影響する要素が多く，一義的に求めることができない。

石油さく井のような小口径削孔では，これまで削孔速度公式のパラメータKをドリラビリティ定数（drillability constant）又はフォーメーションドリラビリティ（formation drillability)と呼んで用いているが，これはそれぞれの削孔公式に取入れる要因によって異なるため，一般的な削孔条件に適用できる定量的な値を提示するには至っていない。

本章で取上げるドリラビリティとは，削孔性能に関係する諸要因の影響度を総称するもので，地質条件の影響を狭義のドリラビリティとするならば，これは広義のドリラビリティと解釈するべきものである。

8.2　削孔強度

ボーリングコア又は岩石のブロックをテストピースとして行う室内試験の結果は，現位置の岩石の性状と異なることが多く，試験の目的によっては室内試験の他に現位置試験を併用することが岩石に限らず，土質試験においてもよく行われることである。削孔性を予測する場合も例外ではなく，多くの室内試験による岩石の破壊理論から岩石強度と削孔性への関連付けが試みられているが，それらは必ずしも実用的な結果を与えていない。特に，大口径削孔の場合の削孔性能は，個々のカッタの掘削性能を単純に加えたものではなく，各カッタ相互の影響を含めた総括的な性能で評価するべきものである。例えば，亀裂のある岩盤に大口径削孔を行うとき，コアによる試験ではコアに亀裂があればその強度は0に，亀裂のない部分では高い強度となり，いずれか一方の結果からでは適正な岩盤強度の評価とはならない。



(a) 優黒質片麻岩におけるボーリング深さ位置とボーリング速度の関係
(b) 摩耗長とボーリング速度との関係
(c) 摩耗長とボーリング速度の関係（両対数）
(d) 圧縮強度とボーリング速度の関係
(e) 圧縮強度とボーリング速度の関係（両対数）
(f) 引張強度とボーリング速度の関係
(g) 引張強度とボーリング速度の関係（両対数）
(h) ショア硬度とボーリング速度の関係

図 8 — 1　岩石の諸性質とボーリング速度
（下村，高多による）

このように，大口径削孔では，亀裂の度合によって現れる削孔特性が異なり，総合した強度が削孔性に影響する。

現位置の状態での岩石の強度や性質を知ることが望ましいことは当然であるが，その信頼し得る計測方法が確立されていない現状において，コア又はブロックサンプルによる試験法を無視するわけにはいかない。これまで数多く行われている削孔のデータは，各種岩石強度の表示法の中で一軸圧縮強度と対比されている例が最も多い。

8.2.1 削孔速度と岩石強度

岩石の強度を表わすのに，一軸圧縮強度，引張強度，せん断強度などの室内物理試験の結果を用いるほかに，弾性波伝播速度のような現位置試験などの試験法が用いられている。いずれの試験法においても，岩石そのものの強度のばらつきと，試験法そのものによるばらつきが重複した形で得られるから，岩石強度の評価はある程度の許容幅をもって行われなければならない。また，岩石試験法は，調査目的によって選定されるものであるから，削孔の場合には岩石強度のうち何が最も削孔性に影響するかを把握しておくことが肝要である。

削孔にあたっての調査目的が，所要径及び所要深度の孔を工期内に，最も経済的に削孔するための条件を見出すのにあるとすれば，削孔しようとする岩石の性質で要求される強度は，削孔速度に最も関係の深い強度を表わすものであることが望ましい。ほかに削孔に関係する岩の性質で重要なものに，カッタツースの耐摩耗性に影響する研摩性（Abrasiveness）がある。

過去に岩石の物理試験の値とボーリング速度（削孔速度をここではこう呼んでいる）の関係を実験的に求めたものの1つに，下村，高多[8-1)]の研究がある。これは口径36㎜のダイヤモンドコアドリルを用いて水平ボーリングを行い，削孔速度とそのとき採取したコアの物理試験の結果を対比したものである。図8－1はその主な関係を示す。図8－1(b)，(c)における摩耗長さとは，カーボンランダムを研摩剤にして行ったDorryの摩耗試験機により，1,000回転当りの摩耗高さで摩耗量を表したものである。この場合，摩耗長さの逆数をその岩石の摩耗硬度と呼んでいる。図8－1(b)はやや曲線が上に凸の状態であるが，これを両対数でプロットした同図(c)では直線の関係にあることを示している。また，図(d)～(g)は圧縮又は引張強度との関係を示したもので，この場合も，圧縮強度，引張強度とも両対数で直線の関係にある。これらのことはボーリング速度が圧縮又は引張強度の何乗かに比例することを意味し，大口径削孔の場合と定性的には一致している。この図は十数種類の岩石について行った試験結果を一括して示したもので，それだけにばらつきも大きい。

図8－2は，機械化研究所がツース型3カッタビットを用いて行った試験結果[8-2)]から同一削孔条件，すなわち，ビット推力が同一の場合の1回転当りの掘進量（R／N）と被削材の圧縮強

度の関係を示したものである。同様に，図８－３は削孔試験機を用いてインサート型ビット（６００㎜径）で行った４種類の被削材に対する削孔試験のうち，ビット推力１２ｔのときの１回転当り掘進量と被削材の一軸圧縮強度の関係を示したものである。図８－２に示したツース型３カッタビット及び図８－３に示した径６００㎜インサート型ビットでは，共に被削材の圧縮強度を対数にとる片対数で表わせばほぼ直線になり，下村，高多の両対数の場合と異なった性状を示す。しかし，これらの関係は岩石の種類に関係なくまとめて１つの目安として示したもので，削孔速度公式にこのまま岩石強度の影響として用いるには岩石の種類や亀裂状況などの補正が複雑になるため適当でない。

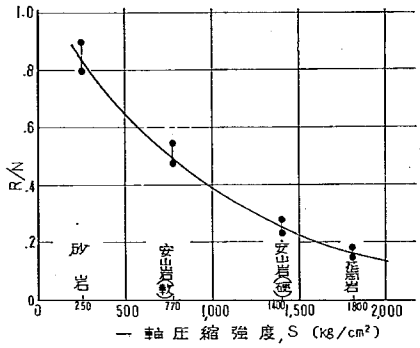


図８－２　３カッタビットのSとR／Nの関係
（建設機械化研究所による）

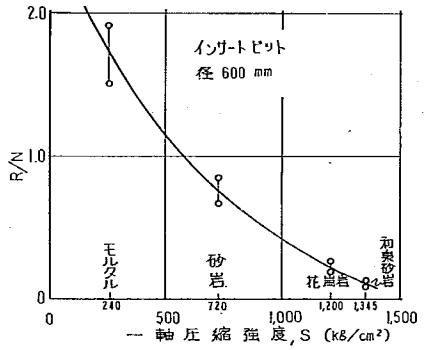


図８－３　インサートカッタビットによる
SとR／N

8.2.2　削孔強度と一軸圧縮強度

コアサンプルが採取できる条件のところでは，その試験法も比較的簡単なことから，削孔時の岩の強度の評価に一軸圧縮試験がよく用いられており，前項に示したように削孔性に対する関連がある程度求められる段階に至っている。しかし，実際の現位置における岩石の性状が亀裂や深度による圧力状態により変わるため，削孔しようとする地盤の各層のコアを多数採取して試験を行ったとしても，必ずしもよい精度で強度が推定できるとは限らない。そこで提案されたのが，削孔速度が岩石強度に強い相関があることを利用して，定った機械負荷条件で削孔したときの掘進速度から，その岩石の強度を評価する方法である。すなわち，次元解析により岩石の強度を含む削孔公式を得たのち，諸定数を実験結果から与え，岩石強度を逆算するものである。つまり，岩石強度以外の要因である既知の削孔運転条件と，それによって得られる削孔速度を用いて，削孔速度公式から削孔強度を求めることができる。この場合の強度は，圧縮強度や引張強度又はせん断強度と同様にKg/cm^2の単位を有するが，それらの強度とは区別して特に削孔強度（ｄｒｉｌｌ－ｉｎｇ ｓｔｒｅｎｇｔｈ）と呼んでいる。

わが国でも，ボーリング機械に掘進速度記録計を取付けた掘進率計と呼ばれる地盤調査方法[8-3)]が試みられており，この場合も削孔強度が得られることになる。調査用ボーリング機械を用いて地盤強度を求めるには，用いるカッタの種類，カッタソースの摩耗度，掘削機械の特性，循環泥水の量と種類，ボーリング負荷条件などを一定にして削孔しなければならない。これらの削孔条件を一定にして岩石強度を求めるのに弾性波伝播速度測定を併用した米国の例[8-4)]では，機械の操作員までも同一人として精度を上げるようにしている。

Somerton[8-5)]らは図８－４に示すように，削孔強度が側圧2,０００psi（約１４０Kg／cm²）のときの三軸圧縮強度に強い関係があると述べている。また，Somertonによる一軸圧縮強度と削孔強度の関係は４章表４－３にすでに示してある。図８－４，表４－３の関係はいずれも４章表４－１の削孔速度公式一覧表の中の公式が適用されたものである。表４－３からもわかるように，コンクリートモルタルの場合は，一軸圧縮強度と削孔強度はほぼ同じ値となっているが，岩石の場合は，削孔強度の方が砂岩では小さく，頁岩で大きくなっている。さらに，SomertonとEI－Hadidi[8-6)]は図８－５に示すような弾性波伝播速度と削孔速度の関係を与えている。

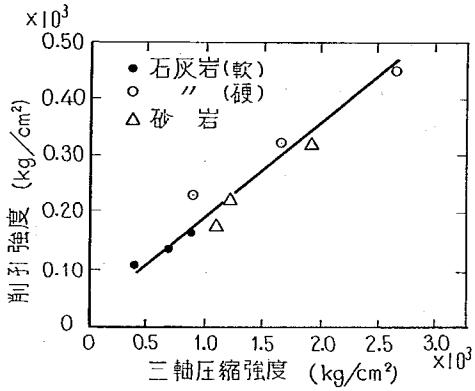


図８－４　三軸圧縮強度と削孔速度
（Somertonによる）

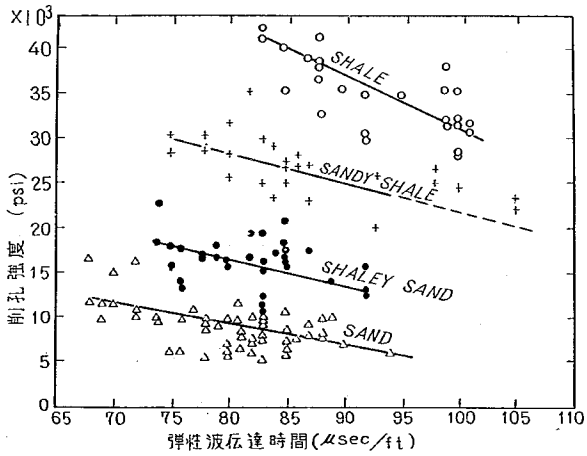


図８－５　弾性伝播速度と削孔強度
（Somerton，EI－Hadidiによる）

弾性波速度が地盤の強度をある厚さの範囲でマクロ的に与えるのに対して，削孔強度を用いるときは短かい削孔長での単位時間当り掘進量から地盤強度が求まるから，ある程度のばらつきは避けられないが，地層の変化を把握できる利点がある。

表８－１はこれまでに行った削孔実験結果から，平均的な削孔強度と一軸圧縮強度の関係を示したものである。すでに述べたように大口径削孔の場合は，均質な岩盤に遭遇することはまれで，大部分が亀裂や風化の度合の異なる状態が削孔面に混在する条件で削孔することになる。従って，一軸圧縮強度は削孔の難易を表わす１つの尺度であっても，大口径削孔に対しては必ずしも最適な表示方法ではない。しかし，削孔試験機による実験に用いた試料は，コアサンプルによる強度試験が可能であるため，一軸圧縮強度と対比して示してある。表８－１では，削孔トルク公式から求められる削孔強度のばらつきが大きくなっている。その原因として，削孔トルクとビット回転速度の間に機械の油圧系統の特性が出ること，カッタにかかる掘削負荷が不均等になることによる回転むらができること，などがあげられる。

表８－１　平均一軸圧縮強度と削孔強度

被削材	平均一軸圧縮強度 (Kg／cm²)	削孔速度から求めた削孔強度 (Kg／cm²)	削孔トルクから求めた削孔強度 (Kg／cm²)	摘　要
モルタル	75	60～ 80		
モルタル	125	120～ 150	90～ 160	
モルタル	190	160～ 180	150～ 230	
モルタル	220	260～ 280	220～ 280	
モルタル	290	210～ 290	220～ 230	
モルタル	260	300	240～ 375	
大谷石	30	70～ 100	65～ 120	
花崗岩A	1,200	1,200～1.500	1,300～1,800	
花崗岩B	1,500	1,500～1,900	1,200～2,000	
砂岩A	720	800～1.000	800～1,400	インサートカッタビットによる
砂岩B	1,300	1,000～1,500	800～1,500	

表８－２は，塩生実験においてコアの採取ができた深度における削孔性能から，コアの一軸圧縮強度と削孔強度（削孔速度による）を対比して示したものである。この地層は新鮮と風化花崗岩が混在しているため，掘削ずりの分析から新鮮，風化の混入比をも併記してある。表からもわかるように新鮮部分がコアとなって採取されているため，削孔強度はコアの一軸圧縮強度よりは

表８－２　塩生におけるコア強度と削孔強度

一軸圧縮強度 (Kg／cm²)	削孔強度 (Kg／cm²)	風化／新鮮
255	161	7／3
1,006	367	7／3
558	489	7／3
1,173	648	3／7
1,022	537	5／5
932	457	6／4
1,180	1,128	0／10

地質　：　風化及び新鮮岡岩

るかに小さく，風化岩の影響が現われている。このことは，新鮮岩が１００％のところでは，コアの強度と削孔強度がほぼ同じような値になっていることからもわかる。

削孔速度公式から求められる削孔強度については，速度計測に当って１条件区間の削孔長さを十分にとれば，ばらつきの少ない値を得ることが期待できる。また，削孔トルク公式では，削孔トルクが削孔強度の－0.5乗に比例するのに対して，削孔速度公式では，削孔速度が，削孔強度の－1.8乗に比例するというように，削孔速度の方が削孔強度に対して敏感で，それだけ高い精度が得られることになる。従って，削孔時の地層の変化を定性的にとらえるには，油圧計から容易に得られる削孔トルク公式による削孔強度を用い，削孔速度公式から得られる削孔強度は現位置試験の１つとして，その地盤の強度を評価するのに利用するなど使い分ける方がよい。

リッパビリティを表わす弾性波伝播速度が岩石の種類によって，リッパの適用範囲が異なるように，削孔強度の場合も岩石の種類によって一軸圧縮強度との差が出てくる。表８－２に示した実験結果も表４－３のSomertonの結果と同様に，モルタルでは一軸圧縮強度と削孔強度はほぼ等しい値になっているが，自然岩の場合は削孔強度の方が一軸圧縮強度より大きくなる傾向にある。

図８－６は本州四国連絡橋公団が行った鳴門の削孔試験工事の結果[8-7)]から，前章で提案した削孔速度公式を用いて，地層の変化を削孔強度で表わしたものである。図に示すように礫層や異なる岩種の互層においても削孔速度公式を用いると，それらを総合した削孔強度で表わすことができる。

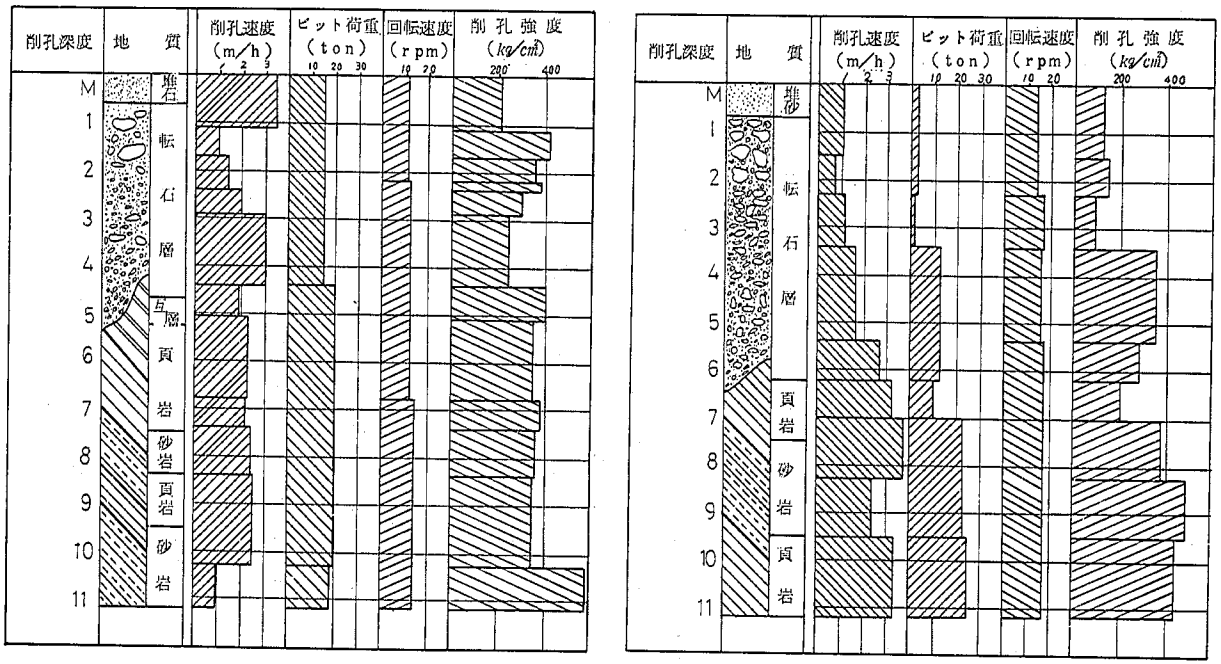


図８－６　鳴門の削孔実績から得られた各層の削孔強度

8.2.3　削孔速度公式の補正

8.2.3.1　Binghamのビットキャパシティ

一軸圧縮強度が1,000Kg／cm²を越す硬岩の削孔では，ビット推力が小さい間は削孔作用が起らない。すでに述べたように，ビット推力と削孔速度は図8－7に示す関係にあり，曲線が横軸に接する点W_0，又はBinghamが述べているように曲線の1部を直線とみなし，その直線の切片W_0'を共にスレショルド荷重と呼んでいる。

Bingham は，W_0'と直線の勾配から4章に述べたビット特有の定数であるビットケイパビリティ数なるものを打出し，岩石の強度が削孔速度に及ぼす影響を一般化している。[8-8] しかしながら，大口径削孔実験の結果からは，ビット推力Wの1.5乗に比例する回転当りの掘進量が図8－7に示す曲線のどの部分を直線とみなすかによって，ビットケイパビリティ数が異なってくる。また，実験結果では削孔速度がビット回転速度Nの1.1乗に比例するため，ビット回転速度の異なる条件の削孔速度から1回転当りの掘進量で比較することは適当でない。図8－8は径600㎜ツースカッタによる被削材の異なる削孔実験結果から，Binghamのビットケィパビリティ数を求めてみたものである。図からも明らかなように，被削材の種類や強度によりビットケィパビリティ数が異なっている。

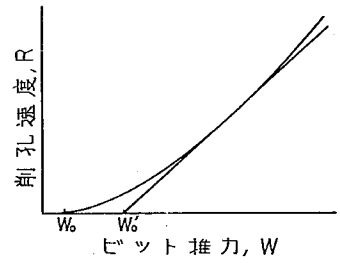


図8－7　2つのスレショルド荷重

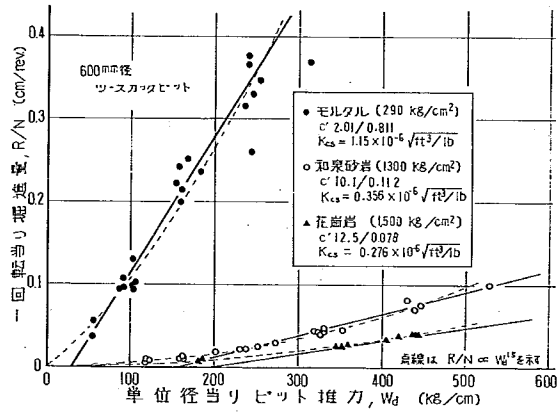


図8－8　径600㎜ビットによる削孔実績と
Binghamのビットケイパビリティ数

8.2.3.2　カッタ形式による補正

カッタの種類やビットの形式によって同じ回転速度とビット推力で同一の岩を削孔しても，その削孔特性が異なることは実験結果からも明確である。これまでの実験から，ツースカッタとインサートカッタ，又は同じツースカッタでも軟岩用と硬岩用では，削孔特性に差が出ている。また，ビットの構造上，クリーニングの効果の違いによっても削孔性能が異なるが，これについては，その差の現れない範囲に削孔公式を適用することにしてある。ここではインサートカッタビ

ット及び軟岩用ビットについて，削孔速度公式を以下のように補正することにした。

インサートカッタビットについては，径６００㎜及び４２０㎜の小口径の２種類のビットによる削孔実験データを基に補正した。また，軟岩用のツースカッタビットについては，主に径760㎜の実験に用いた国産初のカンチレバー型段状ビットと最近用いられているフラットボトム型とは形式が異なることから前者を補正したものである。しかしいずれの場合もそのまま一般的なカッタ形式の補正値ということにはならない。

ビット形式による削孔性能の差異については，Binghamが提唱しているビットケイパビリティ数に類するビット個有の常数を求めておくと便利である。それを仮にビット常数Ｂで表わし，（７－３６）式に示した基本式である硬岩又は中硬岩用フラットボトム型ツースカッタビットの削孔速度公式に取込み，

$$R = 180B\frac{N^{1.1}W^{1.5}}{S^{1.8}e^{1.1D}} \quad \cdots\cdots (8-1)$$

で表わすものとする。（７－３６）式がフラットボトム型ツースカッタビットの削孔速度公式を与えたものであるから，この場合のビットの常数Ｂは１ということになる。ビット常数Ｂを求めるには，モルタルを試料にしてビット回転速度Ｎ及びビット推力Ｗを任意にとり，数条件の削孔試験結果の平均にモルタルの一軸圧縮強度を削孔強度として代入し，（８－１）式から算出する。例えば軟岩用ツースカッタ（径７６０㎜）では，７章図７－２６に示したように径７６０㎜の削孔速度$R_{760}\fallingdotseq 0.25R$であることからビット常数0.２５とする。モルタルの試料を打設して試験することが困難な場合には，あらかじめ強度の確認されている比較的均質な軟岩又は中硬岩を対象にした削孔データを用いて算出してもおおよその値は求めることができる。

8.2.3.3　径１ｍ以下のビットのクリーニング効果の補正

削孔径が１ｍ以下の場合は，回転速度Ｎの増加に伴うクリーニング効果に差が現われず，むしろ$R\propto N^a$ においてａ＜１の関係になる場合が多く，Ｎの1.１乗を広い回転速度の範囲で適用する場合には，インサートカッタビットで行ったように，Morlan の最大回転速度[8-9)]の２／５を基準に補正する方がよい。すなわち，その回転速度をN_{opt}とし$R\propto N$の場合を例にとると，

$$R\propto (N_{opt})^{1.1}\cdot\frac{N}{N_{opt}} = \left(\frac{2}{5}\cdot\frac{36.6}{D}\right)^{0.1}\cdot N = 0.76D^{-0.1}N \quad \cdots\cdots (8-2)$$

のように表わすことができる。これを（８－１）式に代入すると次式を得る。

$$R = 140B\frac{NW^{1.5}}{S^{1.8}D^{0.1}e^{1.1D}} \quad \cdots\cdots (8-3)$$

8.2.3.4　スレショルド荷重の補正

岩石の一軸圧縮強度が1,０００㎏／㎠以下では，スレショルド荷重を特に考慮する必要がないが，

1,０００Kg／cm²を越える場合は，図８－９に例示するようにビット推力の小さい間は削孔速度がほとんど０である。そのためR∝W$^{1.5}$の関係は成立せず，ビット推力Wのパラメータは1.5～2.0の範囲を変動し，回転速度によってその関係は変る。そこで，ビット推力の原点をスレショルド荷重の位置まで移動すると，それらの曲線はほぼWの1.5乗で表わすことができることはすでに述べた。この逆の現象が風化花崗岩の削孔において起る。図８－１０は，径2.5ｍのツースカッタビットによる風化花崗岩の削孔実験によるもので，削孔速度Rがビット回転速度Nの1.1乗に比例することから，ビット回転速度の異なる各条件の削孔データについてR／N$^{1.1}$をビット推力Wの関係で示したものである。図においてビット推力が２０ton 付近にボールドアップポイントB′が現われ，それ以上のところではビット推力を増強してもR／N$^{1.1}$の増加の割合が小さくなっている。B′点からB点の間はビット回転速度が特に小さい３～3.5ｒｐｍのところのもので，他の条件に比べ単位時間当りの掘削量が小さく，見掛け上クリーニング能力が伸びて，B点にその回転速度のときのボールドアップポイントが現われている。しかし，C，B，B′を結ぶ曲線をそのまま延長すると原点を通らずビット推力がほぼ－１０ton のところに達する。これはローラビットの特徴であって，ビット推力が０のときに残る初期削孔トルクが掘削作用をすると考えれば説明がつく。この現象は風化花崗岩のように比較的径の大きい粒子が粘着力の小さい状態にあるときに起る。

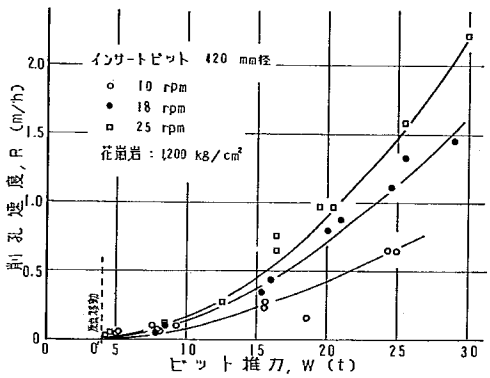


図８－９　硬岩削孔時のスレショルド荷重

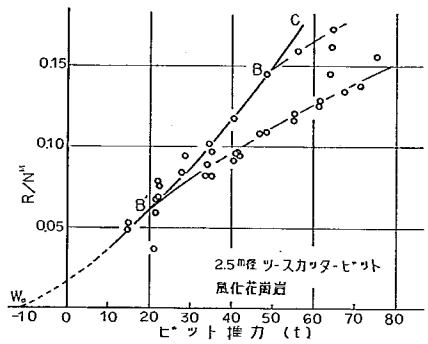


図８－１０　風化花崗岩のスレショルド荷重

このように，スレショルド荷重が負になる場合もその削孔強度を求めるには，硬岩の場合と同様にビット推力の原点をスレショルド荷重の位置W$_0$まで移動して，その点から延びるW$^{1.5}$の曲線を用いるとよい。但し，図８－１０の例のようにボールドアップポイントが小さい推力範囲にあるときは，低推力の削孔実験を行わなければその曲線を把握できず，削孔速度公式の適用範囲も狭くなることに注意しなければならない。このように補正すると，図８－１０の風化花崗岩の削孔強度は，削孔速度公式及び削孔トルク公式から求めたものも共に３２０～３３０Kg／cm²にな

る。

以上のように，風化花崗岩や硬岩のようなスレショルド荷重が原点を通らない材料条件のとき，現地削孔試験においてそれを求めるには，次に示す2点削孔法を用いると便利である。すなわち，図8－11に示すように削孔速度曲線Aに対して，それと平行な原点を通る曲線Bを想定する。まず，ビット推力W_{1a}で削孔したとき削孔速度R_1が得られ，この削孔速度が曲線Bに対応するビット推力をW_{1b}とする。同様に，ビット推力をW_{2a}に上げ，その削孔速度R_2が曲線Bに対応するビット推力をW_{2b}とすると以下によってスレショルド荷重W_0が求まる。

$$\left.\begin{aligned} R_1 &= \alpha W_{1b}^{\beta} \\ R_2 &= \alpha W_{2b}^{\beta} \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (8-4)$$

ここに，α，βは共にパラメータである。これより

$$\left.\begin{aligned} W_{1b} &= \left(\frac{1}{\alpha}\right)^{\frac{1}{\beta}} \cdot R_1^{\frac{1}{\beta}} \\ W_{2b} &= \left(\frac{1}{\alpha}\right)^{\frac{1}{\beta}} \cdot R_2^{\frac{1}{\beta}} \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (8-5)$$

のように書換えることができる。また

$$W_{1a} - W_{1b} = W_{2a} - W_{2b} = W_0 \quad \cdots\cdots (8-6)$$

であるから，（8－5），（8－6）式より

$$\left(\frac{1}{\alpha}\right)^{\frac{1}{\beta}} = \frac{W_{1a} - W_{2a}}{R_1^{\frac{1}{\beta}} - R_2^{\frac{1}{\beta}}}$$

となり，これを（8－6）式に代入して整理すると，スレショルド荷重W_0は次式で表わされる。

$$W_0 = \frac{R_1^{\frac{1}{\beta}} W_{2a} - R_2^{\frac{1}{\beta}} W_{1a}}{R_1^{\frac{1}{\beta}} - R_2^{\frac{1}{\beta}}} \quad \cdots\cdots (8-7)$$

ここにパラメータβには過去の実験結果から1.5を用いることができる。

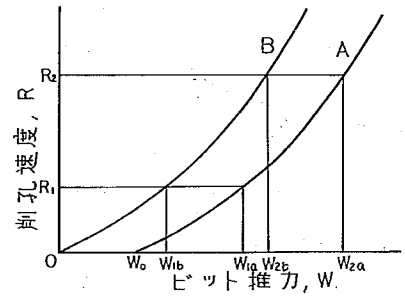


図8－11　2点削孔法による
スレショルド荷重の求め方

8.3　カッタツースの摩耗による削孔速度及び削孔トルクの低減

これまでは，カッタツースの摩耗がほとんどない刃先のシャープなカッタを用いた削孔を対象に論じてきた。しかし，実作業ではカッタを交換してもすぐに摩耗が進むから，大部分の削孔はいくらか摩耗した状態にあるカッタを使用していることになる。

経済的削孔管理を行うときのカッタの寿命とは，カッタツースが摩耗して削孔不能になる時点をいうのではなく，摩耗による削孔速度が低下することにより，カッタ費以外の経費の占める割

合が大きくなり削孔単価が上昇する分と，新しいカッタに交換する場合の経費の比較からいわゆる経済寿命が決まる。従って，カッタツースの摩耗度による削孔速度低下の割合を，より精度よく把握しておくことは，削孔計画においても，経済的削孔管理を行うためにも重要なことである。

本章ではカッタツースの摩耗によって影響される削孔性，すなわち削孔速度又は削孔トルクについて論じるものであって，カッタツースそのものの摩耗率については次章で取上げる。

8.3.1　削孔実験によるカッタツースの摩耗度と削孔速度

カッタツースの摩耗度による削孔速度の低減率を求めるには，同じ被削材を用いて各摩耗段階にあるカッタを取付けたビットにより削孔試験を行う必要がある。小口径ビットによる削孔試験は，テストピースの大きさやカッタ費の点で比較的容易に行うことができるため，いくつかの関係式が導かれているが，大口径削孔の場合には多くの時間と費用を要するため，他に実験例が見当らず，その関係も明らかにされていない。

そこで，比較的口径は小さいが大口径ビットと同様のカッタ構成をもつ径600㎜のツースカッタビットを用いて，各摩耗段階のカッタによる削孔実験を行い，カッタツースの摩耗による削孔性の影響を調べることにした。被削材には鳴門産和泉砂岩（一軸圧縮強度：約1,300Kg／㎠）を用い，カッタツースの摩耗促進には稲田産花崗岩（約1,200Kg／㎠）及び真壁産花崗岩（約1,500Kg／㎠）を用いた。

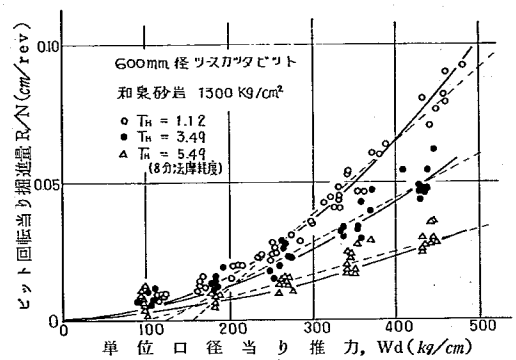


図８－１２　各摩耗段階におけるビット推力と回転当り推進量

図８－１２は，カッタツースの摩耗度をパラメータに，ビット推力と１回転当りの掘進量の関係を示す。また，図８－１３には，（８－１）式の常数Bにカッタツースの摩耗の影響を含め，各摩耗段階におけるBの平均値を摩耗度０のときを基準にした削孔速度の低減率の形で，片対数グラフに示した。図は８分法によるカッタツースの摩耗度T_Hで表わしたもので，これより，カッタツースの摩耗による削孔速度の低減は次の関係で表わすことができる。

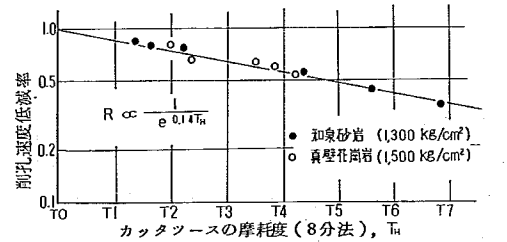


図８－１３　カッタツースの摩耗度による削孔速度の低減

$$R \propto \frac{1}{e^{0.14T_H}} \quad \cdots\cdots (8-8)$$

これを摩耗度Hで表わすと，$H = T_H / 8$ であるから

$$R \propto \frac{1}{e^{1.12H}} \quad \cdots\cdots (8-8')$$

となる。

8.3.2 在来理論の適合性

4章にあげた従来の小口径の削孔速度公式に含まれているカッタツースの摩耗度が，削孔速度に影響する項を，主な公式について和泉砂岩の削孔条件にあてはめ，その適合性を検討してみる。

8.3.2.1 Binghamのパーフォーマンスラインの公式

BinghamはR／NとW／Dすなわち，ビット1回転当り掘進量とビット口径当りビット推力の関係を表わす曲線のうち，主要ビット推力区間の曲線の一部を直線に近似させて，その直線の勾配と横軸の切片の関係を解析し，削孔速度に関する公式を導いている。この式を導入する過程でシャープなツースのビットと摩耗したビットの間に，4章に示した次の関係にあると述べている。

$$C_b = m_{cs} (W_{cs} / D)^2 = m_{cw} (W_{cw} / D)^2 \quad \cdots\cdots (8-9)$$

ここに，再び記号整理しておくと

C_b ：ビットの摩耗に関する定数

m_{cs}：シャープなビットのパーフォマンスラインの勾配

W_{cs}/D：シャープなビットのパーフォマンスラインの横軸の切片

m_{cw}：摩耗ビットのパーフォマンスラインの勾配

W_{cw}：摩耗ビットのパーフォマンスライン横軸の切片

である。

これは図8－12における点線で示す各直線の勾配と横軸の切片の2乗との積が等しいことを意味するが，実際には，図に示したようにカッタツースの摩耗の小さい条件の方が，直線の勾配及び切片共に摩耗の大きい場合より大きくなっており，パーフォマンスラインのとり方によって勾配及び切片が異なり，上式の関係は，実験結果に適合するとはいえない。

4章表4－1に示した削孔速度公式，すなわち，

$$\frac{R}{ND} = (K_c / k_c) e^{-\frac{4}{3}SH} (\tau_0 / \tau_p) \{ (W/D^2 \tau_0) - (W_{cs}/D^2 \tau_0) (\tau_p / \tau_0)^2 e^{\frac{2}{3}SH} \} \quad \cdots\cdots (8-10)$$

からカッタツースの摩耗の影響を求めてみる。ここに，

$\frac{R}{ND}$ ：無次元化した削孔パラメータ

K_c ：ビットケィパビリティ数

k_c ：ビットファクタ

S ：摩耗定数

H ：基準化した刃先の摩耗度

τ_0 ：大気圧状態における岩石の強度

τ_p ：側圧Pのときの岩石の強度

W／D：単位径当りのビット推力

である。（8－10）式において，（K_c／k_c）はビットの構造上個有の定数であり，$e^{-\frac{4}{3}SH}$ はビットの摩耗度に関する項，τ_0/τ_p は被削材の側圧による強度変化に関する項目，$W_{cs}/D^2\ \tau_0$ はシャープなビットで大気圧の状態で削孔するときの横軸の切片である。また，$(\tau_0/\tau_p)^2\ e^{\frac{2}{3}SH}$ は被削材の加圧状態及びビット摩耗に関する補正項を表わす。

ビットの摩耗に関する項目のうち，摩耗定数Sには0.7が与えられておりHはカッタソースの摩耗度を無次元化して表わしたものである。すなわち，シャープなカッタでH＝0，完全に摩耗したときはH＝1である。

上式において，$\tau_0/\tau_p=1$におき，$K_c/k_c/\tau_0$ を一括してパラメータκに含め，摩耗度の影響のみを考えるとき，（8－10）式は次式に書換えることができる。

$$\frac{R}{ND}=k\,e^{-\frac{4}{3}SH}\left\{(W/D^2)-(W_{cs}/D^2)\,e^{\frac{2}{3}SH}\right\} \quad \cdots\cdots (8-11)$$

これより，任意の摩耗状態にあるカッタによる削孔速度の測定から，そのカッタの摩耗が進んだときの低減率を求めることができる。

（8－11）式において，削孔条件が与えられたとき，パラメータκとカッタがシャープなときの切片W_c/Dが未知数となる。これらは，実際の削孔において図8－14に示すパーフォーマンスライン上の適当に離れた2点となるようにビット推力W_1，W_2をとり，それぞれに対応する。$(R/N)_1$,$(R/N)_2$を（8－11）式に代入することによって求めることができる。すなわち，

$$k=\frac{(R/N)_1-(R/N)_2}{(W/D)_1-(W/D)_2}\,e^{\frac{4}{3}SH} \quad \cdots\cdots (8-12)$$

となり，さらに

$$W_{cs}/D=\frac{(R/N)_2\,(W/D)_1-(R/N)_1\,(W/D)_2}{e^{\frac{2}{3}SH}\left\{(R/N)_2-(R/N)_1\right\}} \quad \cdots\cdots (8-13)$$

から求まる。

8.3.2.2　Edwards系の理論による削孔速度の低減

Edwards[8-10]は削孔速度が基準化したカッタの摩耗度Hの関数$f(H)$の逆数に比例するものとし，次の基本的関係を示している。

$$R \propto \frac{1}{f(H)} \quad \cdots\cdots (8-14)$$

これに対してVidrineとBenit[8-11]は$f(H)=(1+2.5H)$の関係にあると述べている。この式では，カッタツースの摩耗による削孔速度の低減は，被削材の種類やビットの種類又は形式に関係なく，カッタツースの摩耗高さのみに関係することになる。

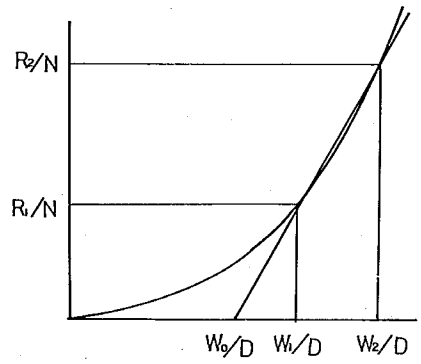


図 8 － 1.4　2 点削孔法

また，YoungやMurphyのMCD法[8-12]はVidrineとBenitの2.5Hに対してC_2 Hで表わし，パラメータC_2は，シャープなカッタの削孔速度とある程度摩耗したカッタの削孔速度から求めるようにしてある。すなわち，以下によって求められる。

$$R_f = \frac{R_0}{1+C_2 H} \quad \cdots\cdots (8-15)$$

ここに，R_f：摩耗度Hのときの削孔速度

R_0：シャープなカッタによる削孔速度

である。これより，摩耗度H_1，H_2のときの削孔速度をそれぞれR_1，R_2とすればパラメータC_2は次式から求められる。

$$C_2 = \frac{R_2 - R_1}{H_1 R_1 - H_2 R_2} \quad \cdots\cdots (8-16)$$

8.3.2.3　AAODCの経験式による削孔速度の低減

3章でも述べたように，GalleとWoods[8-13]はAAODC委員会の経済的削孔のための最適ビット推力，ビット回転速度の研究のまとめとして，摩耗度が削孔速度に影響する関係式を次のように表わしている。

$$R \propto \frac{1}{a^p} \quad \cdots\cdots (8-17)$$

ここに，pはパラメータで自動研摩形式のビットでは0.5にしてある。また，aは次式で与えられている。

$$a = 0.928H^2 + 6.0H + 1 \quad \cdots\cdots (8-18)$$

Hは，これまでと同様にカッタツースの摩耗を基準化して表わしたものでシャープなカッタで0，完全に摩耗した状態のカッタで1となる。

8.3.2.4　大口径削孔データとの適合性

以上の式はいずれも小口径の3カッタビットを対象に導かれたものであるため，大口径削孔に対する適合性を検討しておく必要がある。

図8－15は，過去に提案されている摩耗による削孔速度の低減率を図8－12に例示した和泉砂岩の削孔実験結果と対比させて示したものである。

図において，VidrineとBenitの式とGalleとWoodsによる経験式は被削材等の影響を受けないからそのまま図示したものであるが，BinghamとMCD法については（8－13），（8－14）及び（8－15）式に任意の摩耗状態のときのデータを代入してそれぞれの式のパラメータを求め，カッタツースの摩耗による削孔速度低減率を求めたものである。

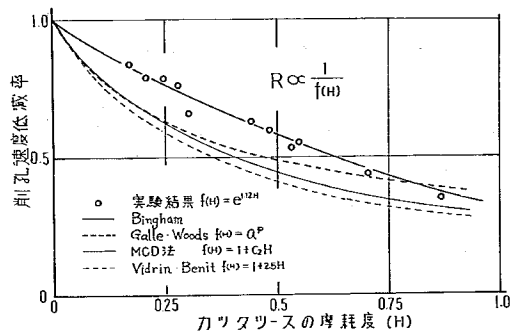


図8－15　カッタツースの摩耗度と削孔速度の低減

図8－15からもわかるように，実験結果はBinghamの結果にほとんど一致している。他の3式はいずれも同様の傾向を示すが，摩耗量の少ない領域で削孔速度の低下の割合が実験結果より大きくなっている。しかしこの程度の差はドリラビリティ定数の変動幅の範囲に含まれる値で，1つの目安を得るためには最も簡単なVidrineとBenitの $R \propto 1/(1+2.5H)$ を用いるのが便利であろう。但し，本研究では実験の結果得られた（8－8）式又は（8－8′）式を用いることにする。すなわち，7章（7－35）式に摩耗の影響を含めると

$$R = K \frac{N^{1.1} W^{1.5}}{S^{1.8} \exp(1.1D + 0.14T_B)} \quad \cdots\cdots (8-19)$$

又は，

$$R = K \frac{N^{1.1} W^{1.5}}{S^{1.8} \exp(1.1D + 1.12H)} \quad \cdots\cdots (8-19')$$

で表わすことができる。

この場合，ドリラビリティ定数Kは，中硬岩用フラットボトム型のツースカッタビットで160

～２００の値をとるが，ビット形式又はカッタの種類によって異なるため，それら固有の定数Ｂ値の補正が必要になる。また，この場合もカッタツースの摩耗度Ｈは，従来の削孔速度公式と同様に基準化して表わしたものである。従って，カッタの摩耗度を８分法T_{8}で表わすときはＨを８倍にすればよい。

8.3.3　摩耗カッタの削孔トルク

歯車状断面をもつツースカッタでは，刃先の摩耗が進むに従って多角形の筒を回転させる状態から円筒の回転状態に近づき，カッタの転動抵抗が減少することは容易に想像がつく。すでに述べたように，在来の削孔公式は，小口径の削孔を対象にしたもので，削孔トルクはほとんど問題にならないほど小さいことから，摩耗カッタによる削孔トルクに関して論じられた例は見当たらない。

大口径削孔では，掘削抵抗の変化が大きな削孔トルクの変化となって現われるため，削孔中のトルクの変動をとらえることができれば地層の変化を検知することができる。最近の削孔機械のロータリーテーブルは油圧駆動のものが多く，削孔時の油圧と回転速度を読取りロータリーテーブルの油圧モータの特性から比較的容易に削孔トルクを求めることができる。削孔地盤強度の推定又は地盤変化に応じたビット推力及びビット回転速度の選定など，削孔機械の運転管理に削孔トルク管理手法を用いるためには，削孔時のカッタの摩耗による削孔トルクの変化を前もって把握しておく必要がある。

以下，これまでに行った摩耗実験などの削孔データから摩耗度による削孔トルクの低減率について求めてみる。

図８－１６は削孔試験機による径６００㎜ツースカッタビットの摩耗実験における摩耗度の異なるカッタの削孔トルクと，ビット推力の関係を示したものである。摩耗度は８分法を用いてカッタ全体について平均して表わしたもので，平均摩耗度が５以上ではカッタのツースの列によっては完全に摩耗した状態の８分法摩耗度$T_{8}=8$のものもでてくる。従って，平均摩耗度が５～６ぐらいになると，ビット推力の増加に伴って増加する削孔トルクの割合は，ビット推力が小さい間はあまり摩耗度による差が現われないが，ビット推力の大きな範囲では摩耗度の少ないカッタを取付けたビットによる削孔トルクの増加率が大きくなる。

図８－１７は，摩耗度の増加に伴う削孔トルクの低減の関係を求めるため，各摩耗段階にあるビットによる削孔実験データから（７－２７）式の削孔トルク公式のパラメータＣと摩耗度の関係を図示したものである。

図においてモルタルとあるのは，モルタルだけをテストピースとして削孔試験したものの他に，砂岩や花崗岩の岩石ブロックを試験台に固着するときモルタルを岩石ブロック上部に２０～３０㎝厚に打設し，それを削孔したときの記録をも加えて示したものである。このとき用いたモルタ

ルの配合設計は２００Kg／cm²であるが，コアサンプルによる強度試験を行っていないものが大部分であるため，ここでは摩耗度を考慮した削孔速度公式（７－３６）式から得られた削孔強度を用いて摩耗カッタの削孔トルク公式のパラメータＣを求めた。花崗岩についても，実験用岩石ブロックによって，また，同じブロックでも強度にばらつきが多いため，モルタルの場合と同様に摩耗カッタの削孔トルクのパラメータＣの算出に削孔強度を用いた。また，図の中の白丸の３点は岡山県塩生における 2.5 m径の大口径削孔機械の摩耗試験の上部のモルタルを削孔したときの値を示したものである。この場合は，新しいカッタを含めて３段階の摩耗度のビットによりモルタルを掘削したものであるが，口径６００㎜の削孔試験機における摩耗度による削孔トルクの低減とほぼ一致している。

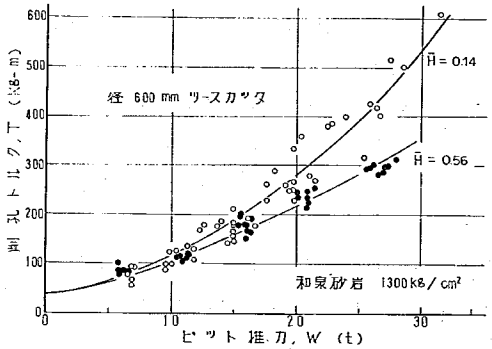


図８－１６　摩耗度の異なるビットのビット推力と削孔トルク

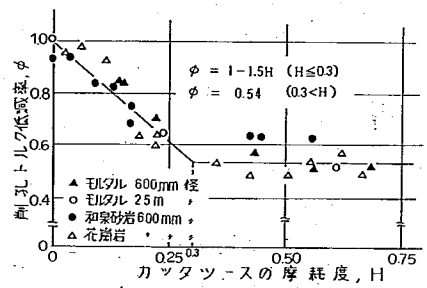


図８－１７　カッタツースの摩耗による削孔トルクの低減

図８－１７より，摩耗カッタの削孔トルクのパラメータＣは，摩耗度が０のときは（７－２７）式のパラメータＣに等しく，摩耗度が約 0.３のところまでは一定の割合で減少し，摩耗度 0.３を越したところからほぼ一定の値に落着く。このことは，カッタの回転が摩耗度 0.３付近までは多角形のドラムが転動する状態にあるが，摩耗度 0.３を境に円形ドラムの転動に変ると考えれば説明がつく。また，図８－１７はシャープな刃先のカッタの削孔トルクを基準に低減率で示したもので，これを摩耗度Ｈの関数 $f(H)$ とすると削孔トルク公式は次式で表わすことができる。

$$T = C\,f(H)\left(\frac{D}{r\,S}\right)^{0.5} W^{1.5} + 0.1\,D^2 \quad \cdots\cdots (8-20)$$

ここに，図８－１７より

$f(H) = 1 - 1.5\,H$　（$0 < H \leqq 0.3$）

$f(H) = 0.55$　　（$0.3 < H$）

の関係を得る。

つまり，削孔トルクは摩耗度が３０％までは３／２・Ｈの割合で減少し，３０％を越したところではシャープなカッタのときのほぼ１／２近くに削孔トルクが減少するということを意味する。

8.4 削孔ずり吸込み口形状とクリーニング効果

削孔トルク公式及び削孔速度公式の導入に当っては，削孔面のクリーニングが完全に行われる条件の範囲であるBinghamのパーフォマンスライン上の状態，すなわち，削孔速度とビット推力の関係におけるクリーニングの限界点までを対象とした。

しかしながら，実験の結果からBinghamらの示したパーフォマンスラインの終点であるボールドアップポイントが明確に現われず，クリーニング効果が削孔速度Rに及ぼす影響は，ビット推力Wに対する$R=\alpha W^{b}$の関係における指数b又は比例定数αの変動幅の中に含まれるものと考えられる。例えば，Maurer[8-14]の単一刃先の貫入実験からb＝2が示されているのに対して，大口径削孔実験結果からはb≒1.5の関係を得ており，この差もまたクリーニングの影響とみなすことができる。つまり，完全にクリーニングが行われずに，削孔面に残る削孔ずりの再破砕による削孔速度低下の特性は，あるビット推力（ボールドアップポイント）を境に急激に大きくなると考えるよりも，ビット推力の増加に伴うずりの発生量の増加がクリーニング効果を減少させ，ビット推力が大きくなるにつれて削孔速度の増加の割合が小さくなると考えるものである。

しかし，すでに提示した削孔トルク及び削孔速度公式は，通常用いられている循環流量範囲でフラットボトム型のローラビットを用いる条件について実測値を基に導入したものであるから，それらの適用に当って，従来方式の条件範囲では特にクリーニングが問題になることはない。

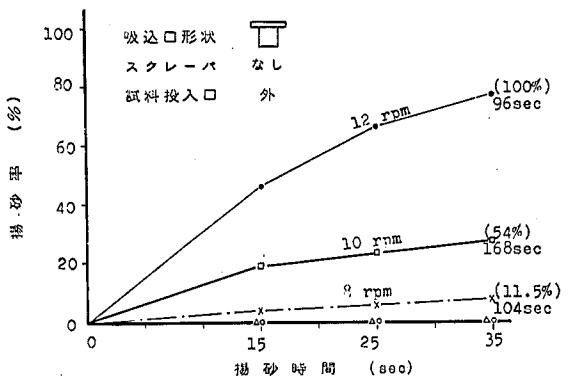
本章では，6章で述べた室内削孔試験装置を用いて行った削孔ずりの各種吸込み実験結果のうち，主な関係について取りまとめるものである。例えば，実験には削孔ずりの代りに2種類の細砕石及び小砂利を用いたが，全体的に丸みのある小砂利の方が揚砂能力が低いけれども，吸込み口の形式を定性的に比較する場合，いずれの試料の結果を用いても大差ないことから，より実際に近い角のある砕石を試料にした条件を取上げてある。

実験に用いた装置は，実際に近い状態となるように心掛けたもの，削孔ずりの発生機構，発生ずりの粒度分布，カッタソースの形状など実態とは大分異った模型であることからここでは定性的な特性の比較にとどめる。

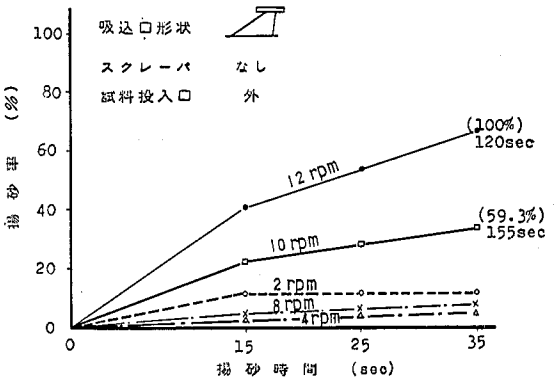
8.4.1 吸込み口形状の比較

図8－18は，細砕石試料を模型ビットの外周付近に投入したときの4種類の吸込み口形式毎の揚砂時間に対する揚砂率を示したものである。

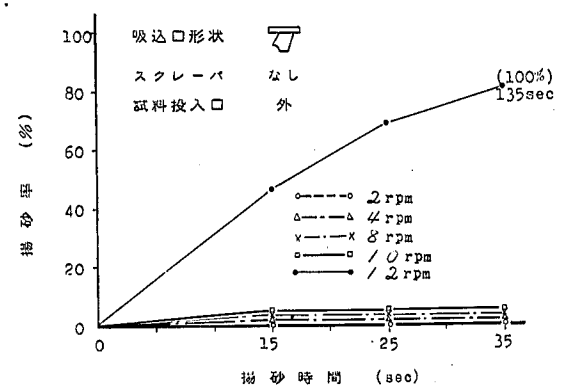
揚砂率とは，一定量の試料を投入したのち，それが循環水とともに吸込まれて計量籠に排出され始めたときから一定時間（秒）後の累計揚砂量を投入量で割った値のことである。従って揚砂率100％とは，水槽内の試料が完全に吸込まれて残量0の状態を指す。図8－18ではいずれの吸込み口の場合も，ビット回転速度が12 rpm のときのみが100％の揚砂に達しているが，その時間が95～135秒とビットが 0～25回転するまでの状態であることや，揚砂率が



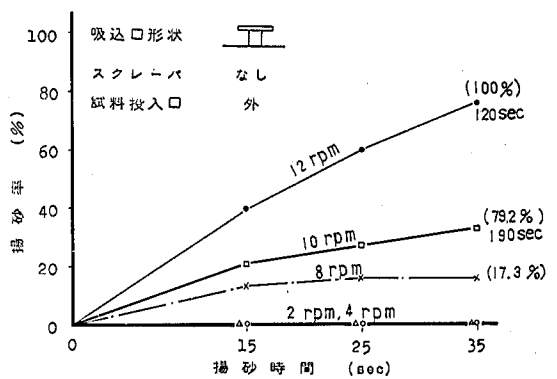
(a) Ⅰ型吸込み口



(c) Ⅲ型吸込み口



(b) Ⅱ型吸込み口



(d) Ⅳ型吸込み口

図 8 — 1 8 揚砂時間と揚砂率

１００％近くなると吸込みが間欠的になることから，１００％のときの時間で吸込み口形式を比較することにはあまり意味がない。従って，ここでは，図に示してある揚砂時間が３５秒までの揚砂量測定結果を用いて，各形状の吸込み効果を比較する。

表８－３には図８－１８に示したピットの外周付近に試料を投入したときの条件に，中間部に投入したときの結果をも加えて，各吸込み口形状毎の揚砂率の大小の比較を示した。

図８－１８及び表８－３より，最もクリーニング効果の及びにくいピット外周付近に試料を投入した場合を主に比較すると，定性的に以下のとおり解釈することができる。

表８－３　クリーニング能力優劣比較表

回転速度＼経過時時＼試料投入口		外	中
１２ｒｐｍ	１５ｓｅｃ	Ⅰ＝Ⅱ＞Ⅲ＝Ⅳ	Ⅳ＞Ⅰ＞Ⅱ＝Ⅲ
	２５ｓｅｃ	Ⅱ＞Ⅰ＞Ⅳ＞Ⅲ	Ⅳ≫Ⅰ＞Ⅲ＝Ⅱ
	３５ｓｅｃ	Ⅱ＞Ⅰ＝Ⅳ＞Ⅲ	Ⅳ≫Ⅰ≫Ⅲ＞Ⅱ
１０ｒｐｍ	１５ｓｅｃ	Ⅲ≃Ⅳ＞Ⅰ≫Ⅱ	Ⅲ＞Ⅰ＞Ⅵ＞Ⅱ
	２５ｓｅｃ	Ⅲ≃Ⅳ＞Ⅰ≫Ⅱ	Ⅲ＞Ⅳ＞Ⅰ＞Ⅱ
	３５ｓｅｃ	Ⅲ≃Ⅳ＞Ⅰ≫Ⅱ	Ⅲ＞Ⅳ＞Ⅰ＞Ⅱ
８ｒｐｍ	１５ｓｅｃ	Ⅳ≫Ⅲ＝Ⅰ＞Ⅱ	Ⅲ≫Ⅳ＞Ⅰ＞Ⅱ
	２５ｓｅｃ	Ⅳ≫Ⅲ＞Ⅰ＞Ⅱ	Ⅲ≫Ⅳ＞Ⅰ＞Ⅱ
	３５ｓｅｃ	Ⅳ≫Ⅲ＝Ⅰ＞Ⅱ	Ⅲ≫Ⅳ＞Ⅰ＞Ⅱ
４ｒｐｍ	１５ｓｅｃ	Ⅲ＞Ⅱ＞Ⅰ＝Ⅳ＝０	Ⅲ＞Ⅳ＞Ⅰ＞Ⅱ
	２５ｓｅｃ	Ⅲ＞Ⅱ＞Ⅰ＝Ⅳ＝０	Ⅲ＞Ⅳ＞Ⅰ＞Ⅱ
	３５ｓｅｃ	Ⅲ＞Ⅱ＞Ⅰ＝Ⅳ＝０	Ⅲ＞Ⅳ＞Ⅰ＞Ⅱ
２ｒｐｍ	１５ｓｅｃ	Ⅲ≫Ⅰ＝Ⅱ＝Ⅳ＝０	Ⅲ≫Ⅳ＝Ⅰ＞Ⅱ
	２５ｓｅｃ	Ⅲ≫Ⅰ＝Ⅱ＝Ⅳ＝０	Ⅲ≫Ⅳ＝Ⅰ＞Ⅱ
	３５ｓｅｃ	Ⅲ≫Ⅰ＝Ⅱ＝Ⅳ＝０	Ⅲ＝Ⅳ＝Ⅰ＞Ⅱ

凡例　：　A＝B：A，Bに差が認められない。
A≃B：A，Bがほぼ等しい。
A＞B：AはBより優れている。
A≫B：AはBよりはるかに優れている。

(1)　ピット回転速度が１２ｒｐｍと速いところでは，カッタによる撹拌効果が大きいため試料が舞上ることから，上向きに開口部のあるⅡ型の吸込み口が最も良好な揚砂率を得ている。続いてⅠ型Ⅳ型がよく，スイープピックアップ型と呼ばれる細長口のⅢ型はあまり高速撹拌の恩恵を受けていない。

(2) わずかに回転速度の下った８～１０ｒpm の領域では，試料の舞上りが少なく，Ⅰ，Ⅱ型が悪く，Ⅲ，Ⅳ型が逆転してよくなっている。この回転速度では特にⅡ型が悪く，この形式に対しては十分な撹拌作用を必要とすることを示唆している。全体的にⅠ，Ⅱ型は似たような傾向を示すが，Ⅰ型はⅡ型ほど回転速度条件に対して敏感ではない。

(3) この回転速度の範囲（８～１０ｒpm ）ではⅣ型が特に良好で，外周付近の周速の大きいところでは撹拌効果が現われ，吸込み口付近の中央部では循環流の加速板が有効に働いている。

(4) スィープピックアップ形式のⅢ型は，模型ビットの構造上細長い吸込み口が外周まで達していないため，撹拌効果の及ぶ１０ｒpm ではⅣ型と同じ揚砂率を示しているが，８ｒpm になると吸引力の点でⅣ型より劣る。

(5) ビット回転速度が２～４ｒpm になると，Ⅰ，Ⅳ型のように３６０° 方向から吸込む形式では撹拌の補助がなくなり，外周部の試料を吸引するに足りる流速が得られず揚砂は起らないが，偏心して一方向に開口部のあるⅡ型が４ｒpm でわずかに揚砂力を残している。これに対して，Ⅲ型は吸込み口が外周近くまで伸びているため低速になっても揚砂能力を持続している。このように，流速だけでクリーニングする場合，家庭用電気掃除機と同様の原理から４ｒpm より周速の遅い ２ｒpm の方がより大きい揚砂率を得ていることが注目される。

(6) 試料の投入をビット中心と外周の中間部にした場合，ビット回転速度１２ｒpm を除いてⅢ型が卓越しており，続いてⅣ型の順となる。これはⅢ型が回転とともに吸込み口直下の試料を吸込めばよいのに対して，他の形式は吸い寄せ作用を必要とすることを示すもので，撹拌効果の十分大きい１２ｒpm でⅠ，Ⅳ型がⅢ型よりよくなっていることからもわかる。Ⅳ型の場合，流れの加速板付近に試料が投入されていることから，Ⅰ，Ⅱ型よりよい結果になっている。

8.4.2 スクレーパの効果

削孔型が１m以上のビットにⅠ型又はⅡ型の吸込み口を取付けるときは，元来何らかのクリーニング対策が施されているのが普通である。従って，前項の比較からそのままⅠ，Ⅱ型の吸込み口が劣っていることにはならない。そこで，これらの吸込み口にずりのかき寄せ板であるスクレーパを取付けた場合について効果を比較してみる。

Ⅰ，Ⅱ型の吸込み口それぞれにスクレーパを取付けて，ビット外周に試料を投入したときの揚砂時間と揚砂率の関係を図８－１９に示す。これを図８－１８(a) (b)と比較すると，Ⅰ型においては全体に揚砂率が改善されており，特に低いビット回転速度のところでその効果が著しい。また，Ⅱ型の吸込み口においてビット回転速度１２ｒpm のところでは，スクレーパがむしろ吸込みを妨げ，それを取付けないときより悪くなっており，回転速度８～１０ｒpm と低くなったところでややスクレーパの効果が現われている。

実験の観察を含めて，ら線状に取付けたスクレーパの作用を考察するとき，ビット回転速度が

速くなると，削孔ずり（砕石試料）の動きはスクレーパに追従しきれなくなり，スクレーパにはずりのかき寄せ効果を高めるというよりも，渦流を発生させたり撹拌作用を増大させることにより，ずりの吸込み能力を高めるのに役立っているとみなす方がよい。

Ⅰ型吸込み口とスクレーパの組合わせは，表８－３に示した比較表のいずれよりも卓越した揚砂効果を示している。このように，スクレーパは優れたクリーニング効果をもっているが，これを実機に取付けて削孔実験を行った結果からは，スクレーパの構造又は材料の面から削孔面と接触部分の摩耗及び破損が大きくなる欠点がある。従って，スクレーパを用いる場合，耐摩耗性材料を用いるかスクレーパを削孔面からわずかに離した状態に取付けるかして，上記吸込み実験の結果から得たように渦流発生又は撹拌作用を利用することが望ましい。また，スクレーパにずりのかき寄せ作用を期待する場合には，図８－２０に示すら線角の小さな（図のQ′）曲線になるように取付ける必要があろう。

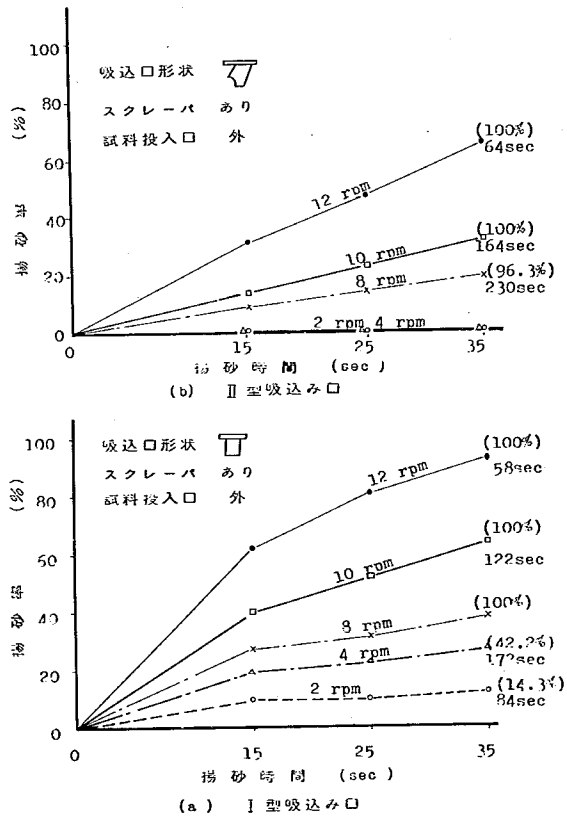


図８－１９　スクレーパを取付けた吸込み口の揚砂時間と揚砂率

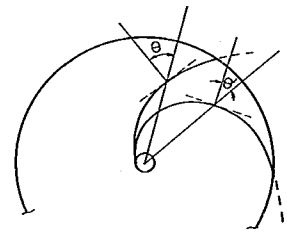


図８－２０　スクレーパのら線角とら線形状

8.4.3　ビット回転速度の影響及び各吸込み口の特徴

スクレーパを取付けない状態でも，ビットボディに取付けたカッタ自体が攪拌翼の作用をするため，クリーニング効果を高めるのに寄与することはすでに示した図８－１８の結果からも明らかである。ここに，図８－１８及び図８－１９に示した結果は，いずれも循環流量を一定にしてビット回転速度のみを変えて行った実験であることを再度述べておく。

図８－２１はビット回転速度に対する揚砂率の関係を，揚砂を始めてから１５秒，２５秒，３５秒経過したときの状態をパラメータに書換えたものである。図８－２１(c)は揚砂後３５秒のもので，吸込み口形式の中にはすでに１００％近い揚砂率に達しているものもあるため，ビット回転速度の影響をみる場合は図８－２１(a)(b)の方が好ましい。しかし，傾向はいずれの場合もあまり差はなく，すでに前項で述べたようにⅠ型にスクレーパを取付けたものが他の条件より優れていることがよくわかる。このⅠ型及びⅡ型のスクレーパ付き，並びにⅣ型の吸込み口は，揚砂率の差はあるがその曲線の傾向は似ており，ビット回転速度の増加に伴ってほぼ滑かに揚砂率が増加している。

これに対してⅠ型，Ⅱ型のスクレーパのない場合及びⅢ型は，ビット回転速度が８～９ｒｐｍまでほとんどビット回転速度の影響を受けないが，そこを境に急激に揚砂率が上昇している。このことから，これらのビットでは８～９ｒｐｍが低速限界回転速度となると解釈できる。

図においてⅢ型吸込み口のビット回転速度3.5ｒｐｍのところが４ｒｐｍ付近のときより揚砂率が高いのは，すでに指摘したようにスィープピックアップ形式の特徴を表わしているものと考えられる。また，ビット回転速度3.5ｒｐｍとあるのは，２ｒｐｍの条件に対してビット回転速度設定時の手違いからそのようになったもので，他に意味がない。

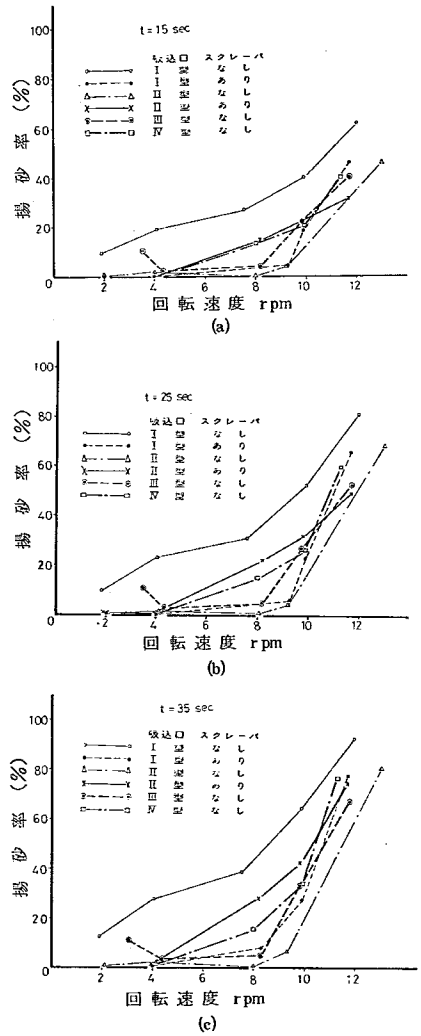


図８－２１　定時間後の回転速度と揚砂率

以上の結果及び経験上，4形式の吸込み口について以下のとおりとりまとめることができる。

(1) Ⅰ型吸込み口はスクレーパと組合わせることによって良好なクリーニング効果を与えるが，スクレーパの構造形式及び耐摩耗性材料の点に改善の余地がある。

(2) Ⅱ型吸込み口は，ずりの流入性をよくするために斜め下向きに偏心させてあり，実機にも時折用いられているが吸込み口に方向性ができるため，ビット回転速度や循環流量の影響を受け易くあまり良好な形式とは言い難い。

(3) Ⅲ型吸込み口は現在もなお用いられているもので，実験からも一応よい結果を得ている。しかし，観測の結果は外周部ほど吸込み口の移動が速いことから，ずりの浮上がりと吸込み口までの移動が吸込み口の回転による動きに追従しきれなくなることがある。従って，ビット回転速度の設定，削孔面と吸込み口との間げきのとり方など，クリーニングが良好となる条件を把握しておかなければならない。一方，地層によって大塊のずりが発生し易いところでは，細長い吸込み口にそれが詰まる恐れがある。

(4) Ⅳ型の吸込み口は新しく提案した形式で，ビット中心付近の撹拌効果が期待しにくい部分に加速板を取付けて削孔面との間の循環流路の幅をせばめることによって流速を高めようとするものである。この形式は，外周部が適度に撹拌されるビット回転速度の条件では，良好なクリーニング効果が得られる。特に，スクレーパが材質的に耐摩耗性に問題があることから，クリーニング能力に大きな差がない限り，大塊の発生する地層に対して加速板と削孔面の間で破岩作用をする利点のあるⅣ型が有効な吸込み口となり得るものと考える。

8.5 比削孔エネルギー

削孔に限らず，一般の掘削にその能率の目安として単位エネルギー当り掘削量又は単位量の掘削に要するエネルギーで表示する方法がしばしば用られている。もちろん，被削材の種類，組成，風化の度合，クラックの状態等材料そのものの条件が左右するところが大きく，一義的に削孔機械やビットの性能を比削孔エネルギーで評価することは適当でないにしても，削孔方式による差や適正削孔条件を見出すための1つの指標になることは確かである。

8.5.1 Bretby研究所のCutting Index及び加藤の掘削指数

Bretby 研究所のHayら[8-15]は岩石トンネル掘進機のカッタの掘削能率を表わす指標に，馬力時間当りの掘削量を取上げ，これをCutting Index (CI)と呼び次式で表わしている。

$$CI = \frac{\text{孔の断面積} \times \text{削孔速度}}{\text{削孔馬力}}$$

Hayらによれば，削孔馬力をP_dとするとき7章（7－17）式より

$$P_d = w'_d \sqrt{\frac{2\lambda}{r_0}} \quad \frac{2\pi xN}{75\times 60} \qquad \cdots\cdots (8-21)$$

で与えている。ここに，xはビット中心からカッタ取付け位置までの距離，Nはビット回転速度である。しかし，（8－21）式はカッタ1個について示したものであるから，ビット全体については（7－19）式の削孔トルクTと回転速度から削孔馬力が決まる。さらにHayらはCIがビット推力と関係が深いことから，次の関係にあると述べている。

$$CI = K_0 - \frac{K_1}{W_d} \qquad \cdots\cdots (8-22)$$

ここに，K_0，K_1 は定数である。

これに対して，加藤[8-16]は（8－22）式で表わされるCIを「掘削指数」と呼び，軟岩用，中硬岩用，硬岩用の3種類の3カッタビット（径76.2㎜）を用いた掘削実験により岩石の強度との関係を以下によって求めている。

この場合の掘削指数をK_1とすれば，Hayらと同様に次式で表わされる。

$$K_1 = \frac{AR}{P_d} = 5.625\times 10^2,\ D^2,\ \left(\frac{R}{N}\right)\frac{1}{T} \qquad \cdots\cdots (8-23)$$

ここに，A：孔の断面積（cm^2）

R：削孔速度（cm／min）

P_d：削孔馬力（PS）

D：削孔径（cm）

N：ビット回転速度（rpm）

T：削孔トルク（Kg－m）

である。

実験の結果は図8－22に例をみるように，ビット推力が増すにしたがって増加する掘削指数K_1が（8－22）式のK_0を漸近線として増加するのではなく，K_0をピークに減少しておりHayらの与えた関係式（8－23）と異なった傾向を示している。特に砂岩においてこの傾向が著しい。

この関係について加藤は，ピーク値K_0は図におけるBinghamのパーフォーマンスラインからトランスポートラインへの屈折点すなわちボールドアップ点付近のビット推力に相当すると述べている。つまり，ビット推力の増加に伴って増加する削孔速度の増加率が，低下しはじまるところに馬力時間当り掘削量の最大値がくるということである。

このことは，K_0値がボールドアップ点にあるとすればクリーニング能力を改良することによ

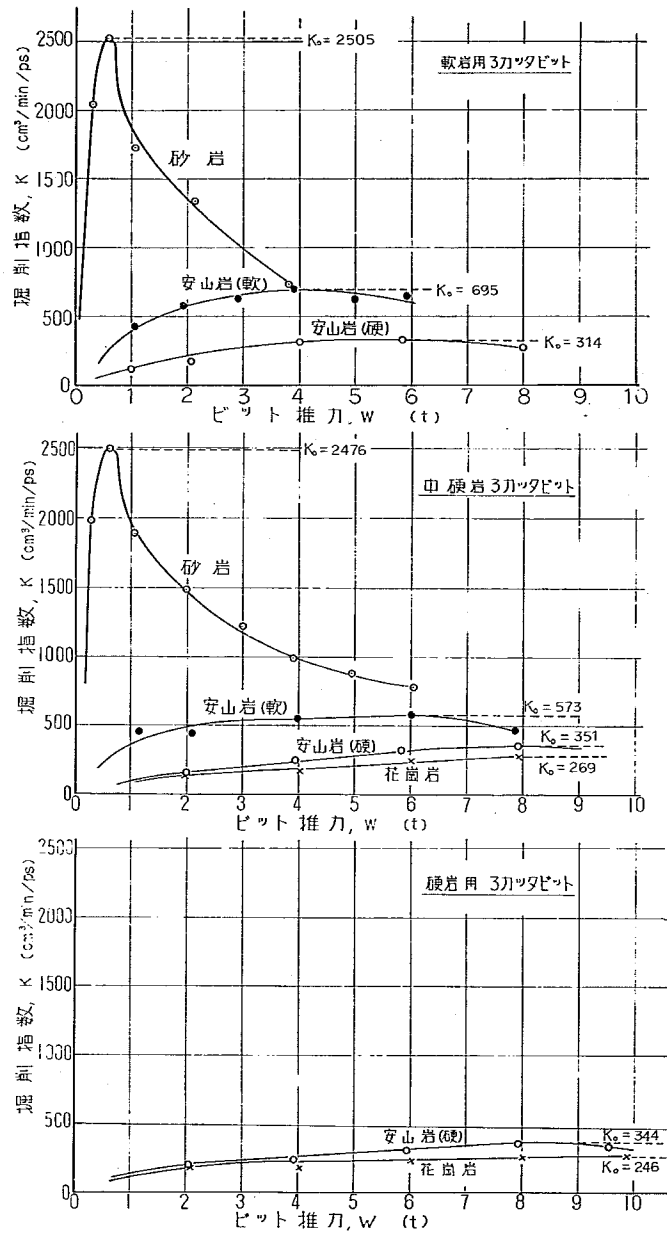


図８－２２　加藤のビット推力と掘削指数

ってさらにK_0値が改良され得ることを意味する。

図８－２３は，加藤の実験による掘削指数の最大値K_0と岩石の一軸圧縮強度S_cの関係を示したもので，両対数で良好な直線関係にあり，この直線は次式で回帰されている。

$$K_0 = 1.534 \times 10^6 , S_c^{-1.166} \cdots (8-24)$$

この場合，軟岩用３カッタビット，中硬岩用３カッタビット及び硬岩用３カッタビットと刃型の異なるカッタを用いたものであるが，その差はあまり認められない。

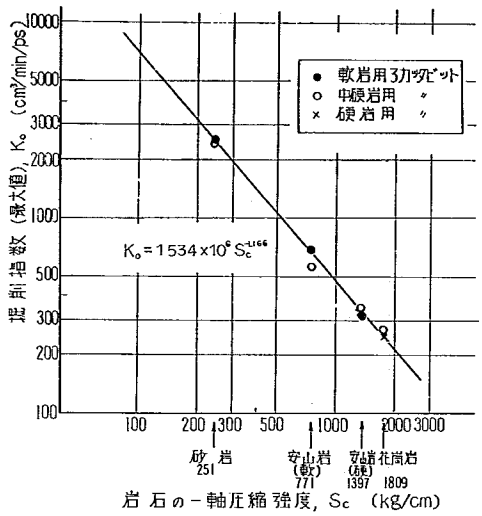


図８－２３　一軸圧縮強度と掘削指数（加藤による）

8.5.2　Cook他の比削孔エネルギー

8.5.2.1　Cookの比削孔エネルギー

HayらのカッティングインデックスCI又は加藤の掘削指数は単位エネルギー当りの掘削量と同じ意味をもつものであるから，単位量を掘削するに要するエネルギーすなわち比削孔エネルギーE_d（比掘削エネルギー又は単に比エネルギーとも呼ぶ）はそれらの逆数に比例することになる。すなわち，次の関係にある。

$$E_d \propto \frac{1}{CI} = \frac{1}{K_1} \cdots (8-25)$$

この場合，比削孔エネルギーはkg/cm^3の単位を有することになる。

Cook[8-17]は図８－２４に示す二次元掘削状態における単位掘削幅当りの掘削抵抗の平均$\overline{F_c}$を掘削深さD_cで割った値で比掘削エネルギーE_dを表わしている。

$$E_d = \overline{F_c} / D_c \cdots (8-26)$$

この場合，掘削抵抗F_cはカッタにかかる鉛直推力W_dと掘削摩擦係数μ_cの積で表わされるから，（８－２６）式より掘削深さD_cは次式で表わされる。

$$D_c = \mu_c W_d / E_d \cdots (8-27)$$

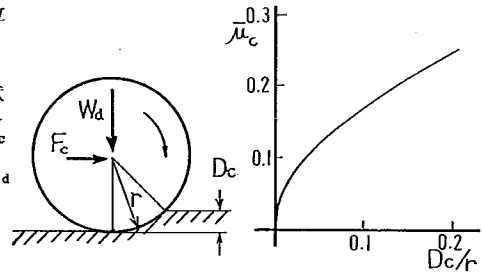


図8－24　ローラカッタによる切削深さと切削摩擦係数（Cookによる）

表８－４はCookによる１９６７年までの主なトンネル掘進機の作業性能を示したものである。これらのカッタ形式と比掘削エネルギーの比較については8.5.3項で述べる。

表８－４　米国におけるトンネル掘進機の作業性能

掘進機	カッタ形式	トンネル径 in	岩石強度 Psi	比掘削エネルギー E_d Psi	掘削推力 W_d lb/im	掘削摩擦係数 μ_c	W_d/E_d I_a
910/1954	P, D	315	3,000	1,100	36	0.18	0.03
Robbins 930/1955	P, D	315	3,000	1,100	39	0.21	0.04
Robbins 131/1956	D	129	9,000	4,100	38	0.16	0.01
Robbins 161/1961	D	193	15,000	7,700	40	0.19	0.005
Robbins 261/1961	P, D	308	3,000	3,500	105	0.82	0.03
Robbins 71A/1963	D	84	11,000	7,200	142	0.09	0.02
Robbins HRT/12/ 1964	B	144	16,000	22,000	145	0.06	0.007
Lawrence MK8/1965	B	94	14,000	17,000	135	0.09	0.008
Jarva MK14/1965	B	164	16,000	11,200	645	0.07	0.06
Jarva MK14/1966	B	126	16,000	21,400	1,100	0.09	0.05
Jarva 1966	D	136	8,000	6,800	580	0.15	0.09
Calweld 836/1966	P	138	20,000	10,800	540	0.25	0.05
Habegger TBM214/ 1967Wirth 836/1967	G	84	45,000	17,900	1,130	0.11	0.06
Habegger Raise Borer/ 1967 Robbing	P	138	18,000	19,200	542	0.25	0.03
	B	48	30,000	20,500	872	0.17	0.04

注）P：切削型，D：ディスク型，B：チップインサート型，G：ミルドツース型を表わす

8.5.2.2　西松らの単一カッタによる実験

単一カッタを用いての掘削実験は，小は１粒のダイヤモンドによる掘削から実物のディスクカッタを用いたものまで数多く行われている。わが国においても高岡[8-18]らや西松ら[8-19]の実験がある。また，掘削実験装置は工作機械のシェーパのように直線に掘削するものや，カッタ又は試料を回転させて掘削する形式のものとが用いられている。

西松らは，ディスクカッタ，ツースカッタ及びインサートカッタの3種類について回転掘削実験を行っている。ここで用いられたカッタは実験用のために特別に製作されたものである。ディスクカッタは実用カッタそのままの形状のものであるが，他のローラカッタについてはカッタを薄く輪切りにしたスプロケット状のものを使用している。この場合の比掘削エネルギーは掘削抵抗のなした仕事量を，リング状にできた掘削溝の容積で除したものであることから，掘削溝までの半径をRとし，

$$E_d = \frac{F_c \times 2\pi R}{A \times 2\pi R} = \frac{F_c}{A} \quad \cdots\cdots (8-28)$$

で表わしている。ここに，Aは掘削溝の断面積である。さらに西松らは，溝の断面積Aが掘削抵抗F_cと共に推力W_dの関数であるとして，次式で与えている。

$$A = a_1 \quad W_d^{b_1} \quad \cdots\cdots (8-29)$$

$$F_c = a_2 \quad W_d^{b_2} \quad \cdots\cdots (8-30)$$

ここに，a_1 a_2，b_1 b_2は後に述べるパラメータである。

比掘削エネルギーE_dは（8－30）式を（8－29）式で除したものであるから，

$$E_d = \frac{a_2}{a_1} W_d^{(b_2-b_1)} \quad \cdots\cdots (8-31)$$

が成立する。これを一般式で表わすと比掘削エネルギーE_dと推力W_dは次の関係で表わされる。

$$E_d = a_3 \; W_d^{b_3} \qquad (8-31')$$

ここに，a_3，b_3共にパラメータで，これらパラメータa_1～a_3，b_1～b_3について，西松らが三城目安山岩（圧縮強度８９０～９３２Kg／cm²）をテストピースに行った回転円板型試験機による掘削実験結果のうちから，主なものを表８－５にまとめて示す。

また，図８－２５は回転半径１６cmのときのカッタ形式別の比掘削エネルギーと推力の関係を示したものである。図において，インサート型カッタは他のカッタに比べて推力の小さいところで比掘削エネルギーが大きく，カッタの特性上，十分大きな推力を与えることが掘削効率を高めるために不可欠であると，西松らは指摘している。

表８－５及び図８－２５において回転半径とあるのは，回転円板型試験機に取付けたカッタの円板中心からの距離のことである。この回転半径の影響に３章図３－１１に示したトルウローリングの考え方を適用すると，西松らの実験における回転半径最大２０cmまでの単一カッタによる掘削は，小口径ビットやディスクカッタにみられるひねり起し作用が起っていると考えることができる。これは，直線に進もうとするカッタを強制的に曲げようとするときにできるひねり起しの現象で，比掘削エネルギーが小さく掘削効率もよくなるのが一般である。また，ツースカッタ及びインサートカッタを単一カッタとして円板状にして掘削する場合，ディスクカッタと異なり３章でも述べたように多角形ドラムを転動させたような状態となり，多数のカッタを取付けたビットの個々のカッタにかかる推力とは違った特性の推力が作用するものと考えられる。

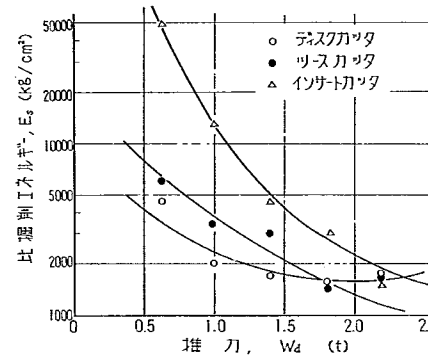


図８－２５　推力と比エネルギー
（西松による）

表８－５　西松の計算に用いる掘削条件とパラメータの値

カッタ形式＼回転半径(cm)		4	8	12	16	20
ディスク	a_1	0.095	0.068	0.053	0.060	0.048
	a_2	117	127	143	147	143
	a_3	1,230	1,640	2,450	2,530	3,130
	a_3'	1,230	1,860	2,660	2,450	3,000
	b_1	220	1.96	230	247	294
	b_2	1.46	1.62	1.71	1.85	1.97
	b_3	−0.84	−0.36	−0.51	−0.66	−0.94
	b_3'	−0.74	−0.34	−0.59	−0.62	−0.97
ミルドツース	a_1	0.153	0.104	0.072	0.063	0.051
	a_2	168	192	190	193	197
	a_3	1,100	1,850	2620	3,060	3,440
	a_3'	1,100	1,860	2640	3,060	3,840
	b_1	1.58	216	250	252	272
	b_2	1.24	1.42	1.47	1.44	1.47
	b_3	−0.35	−0.73	−1.02	−1.08	−1.15
	b_3'	−0.32	−0.74	−1.03	−1.08	−1.25
チップインサート	a_1	0.034	0.025	0.018	0.015	0.014
	a_2	138	155	169	175	197
	a_3	4,060	6,060	9,650	11,600	12,400
	a_3'	4,050	6,080	9,640	11,600	14,200
	b_1	272	329	388	399	397
	b_2	1.21	1.26	1.33	1.34	1.39
	b_3	−1.51	−2.03	−2.56	−2.67	−2.96
	b_3'	−1.51	−2.03	−2.55	−2.65	−2.58

a_3'，b' は（8－30）式÷（8－29）式を表わす。

8.5.2.3　ＴＣＭＲＣにおける掘削実験

米国鉱山局のＴＣＭＲＣ（Twin Cities Mining Research Center）[8-20]ではトンネル掘進機のための岩石掘削に関して実験研究を行っており，その中で直線掘削試験装置を用いて単一ディスクカッタによる掘削実験を行っている。実験は刃先角６０度及び９０度の２種類のディスクカッタを用いて，表８－６に示す４種類の岩について行ったものである。その結果，推力と掘削抵抗の関係は図８－２６に一例を示すように西松らと同様に $F_c = a W_d^b$ で表わされ，その指数ｂも 1.4～1.7 となっている。これはすでに述べたツースカッタ及びインサートカッタを取付けた，大口径ビットのビット推力Ｗと削孔トルクＴの関係におけるＷの指数 1.5 をも包含する範囲にある。

図８－２７は掘削に要したエネルギーとクレータ量，すなわち掘削量の関係を示す。これを回帰式にまとめ平均比掘削エネルギーと共に示したのが表８－７である。図８－２８は刃先角９０度のカッタによる関係を示したものであるが，６０度カッタによるクレータの量が９０度カッタの1.２５～1.５５倍になっていることを用いれば，図８－２８から６０度カッタの関係もほぼ想定できる。

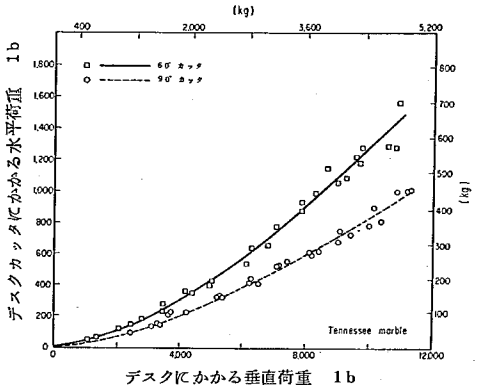


図８－２６　水平荷重と垂直荷重の関係

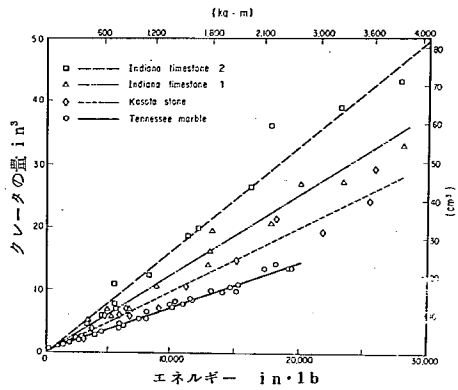


図８－２７　クレータの量と入力エネルギーの関係

表８－６　TCMRC の試験に用いられた岩の物理的性質

地質学的岩石名	Saleme limestone	Saleme limestone	Oneota member Prairie du Chien formation	Holston limestone
岩石の俗称	Indiana limestone type 2	Indiana limestone type 1	Kasota stone	Tennessee marble
産地	Bedford, Ind.	Bedford, Ind.	Kasota, Minn.	Knoxville Tenn.
一軸圧縮強度 psi (Kg/cm²)	9,126 (639)	9,991 (699)	13,184 (923)	16,809 (1,177)
引張り強度 psi (Kg/cm²)	679 (47.5)	502 (35.1)	792 (55.1)	1,219 (85.3)
シュア硬度	27	32	37	55
見掛け比重 g/cm³	2.302	2.395	2.487	2.681
静的ヤング率 10⁶ psi (Kg/cm²)	3.5 (0.24)	4.4 (0.30)	5.7 (0.39)	9.0 (0.63)
P 波速度 fps (m/s)	14,570 (4,380)	14,610 (4,380)	17,519 (5,140)	20,058 (6,020)
バー速度 fps (m/s)	13,062 (3,920)	12,007 (3,602)	14,708 (4,410)	16,845 (5,050)
S 波速度 fps (m/s)	11,482 (3,450)	8,489 (2,550)	9,360 (2,810)	10,590 (3,180)
動的ヤング率 fps (m/s)	529 (0.37)	4.65 (0.32)	742 (0.51)	1029 (0.72)
ポアソン比	0.27	0.32	0.28	0.32
せん断弾性係数 10⁶ psi (Kg/cm²)	2.09 (0.14)	2.32 (0.16)	2.90 (0.20)	4.07 (0.28)

表8－7　入力エネルギーの関数としてのクレータの量

岩の種類	クレータの量とエネルギーとの関係式	標準誤差	単位当りエネルギー
Indiana limestone type 1	$V_{90}=4.904\times10^{-5}\ E^{1.122}$	0.357	[1] 6,548
	$V_{90}=0.07319+1.305\times10^{-4}\ E$	0.158	8,200
Indiana limestone type 2	$V_{60}=3.368\times10^{-5}\ E^{1.195}$	0.479	[2] 4,100
	$V_{90}=0.08537+1.702\times10^{-4}\ E$	0.234	6,350
Kasota stone	$V_{60}=0.1761+1.708\times10^{-4}\ E$	0.252	6,850
	$V_{90}=0.0590+1.041\times10^{-4}\ E$	0.174	10,100
Tennessee marble	$V_{60}=0.0153+9.607\times10^{-5}\ E$	0.114	10,400
	$V_{90}=0.00347+7.079\times10^{-5}\ E$	0.043	13,800

掘削効率だけをみれば６０度カッタの方が９０度カッタより優れている。さらに，この研究では岩石の物理的性質とディスクカッタの掘削性の関係を，次の統計的回帰基本式から求めている。

$$Y_{90}=\beta_0+X\left(\frac{\beta_1}{RP_1}+\frac{\beta_2}{RP_2}+\cdots\cdots+\frac{\beta_n}{RP_n}\right)\quad\cdots\cdots(8-32)$$

ここに，

Y：クレータの深さ又はクレータの量

X：カッタにかかる推力又は掘削エネルギー

β_i：回帰解析によって得られるパラメータ

RP_i：岩石の物理的性質

である。

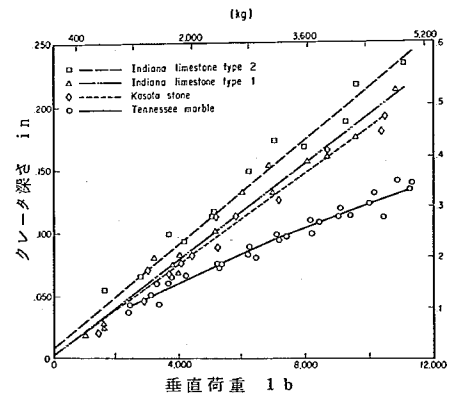


図8－28　刃先角90°カッタによるクレータの深さと垂直荷重の関係

（８－３２）式は刃先角９０度のカッタについて示したものであるが，６０度のカッタの場合でも定性的には９０度カッタと等しいとみなし，別に求めてある９０度カッタと６０度カッタとの比率，すなわち，クレータの深さについては 1.3～1.5，クレータの量の場合は 1.25～1.55 が与えられているから，これらの値と９０度カッタの結果との積から６０度カッタの値が求まる。解析結果のみを示すとクレータの深さ及びクレータの量は，それぞれ次の関係にある。

$$D_{90}=0.0155+F_v\left(\frac{5.425\times10^{-4}}{SH}+\frac{5.940\times10^{-6}}{\rho}\right)\quad\cdots\cdots(8-33)$$

$$V_{90} = 0.0437 + E\left(\frac{5.367\times10^{2}}{YM} + \frac{1.2185\times10^{-4}}{\rho} - \frac{1.001\times10^{-2}}{\sigma_t}\right) \quad \cdots\cdots (8-34)$$

ここに，

D_{90}：９０度カッタのクレータの深さ（in）

F_v ：９０度カッタにかかる推力（lb）

SH：ショア硬度

ρ ：岩の密度（slugs／ft³ ：slug×g≒32lb）

V_{90}：９０度カッタのクレータの量（in³）

E ：カッタに与えられる全エネルギー（in—lb）

YM：ヤング率（psi）

σ_t ：引張強度（psi）

（８－３３）式の重相関係数は0.９７９で岩の性質のうちクレータの深さはショア硬度に最も相関が強く，次いで密度の順になっており，他の性質の影響は５％の危険率で棄却されている。

（８－３４）式のクレータの量に関しては重相関係数が0.９８９で，岩の性質のうち，ヤング率密度，引張り強度の順に相関が強くなっている。

8.5.3 比削孔エネルギーの比較

削孔に要するエネルギーは，ビット推力と掘進量の積で表わされる下向きのものと，掘削抵抗としてビット回転に費されるエネルギーとに分けられる。このうち下向きの仕事量は，推力が大きいけれども掘進量が極めて小さいためそれを無視し，削孔エネルギーを表わす場合は，一般にビット回転エネルギーのみが用いられる。

ビット回転のエネルギーは削孔トルクとビット回転数の積から求まり，これを削孔１時間当りのエネルギーE_hとすると次式となる。

$$E_h = 60.2\pi NT = 120\pi NT \ (t\text{—}m/h) \quad \cdots\cdots (8-35)$$

ここに，

N：ビット回転速度（rpm）

T：削孔トルク（t—m）

である。

一方，時間当りの掘削量は削孔速度R（m／h）と孔断面積の積であるから，それをVとする

$$V = \frac{\pi D^2 R}{4} \quad (m^3/h) \cdots\cdots (8-36)$$

となる。ここに，Dは削孔径（m）である。

さらに，比削孔エネルギーは単位掘削量当りの所要エネルギーであるから，それをE_sとすると（8－35）式と（8－36）式の商より，

$$E_s = \frac{E_h}{V} = \frac{480NT}{D^2 R} \quad (t/m^2) \cdots\cdots (8-37)$$

となる。これにすでに導いた削孔トルク公式（7－19）式及び削孔速度公式（7－35）式を代入して整理し，比削孔エネルギーE_sをKg/cm^2の単位で表わすと次式になる。

$$E_s = \frac{48 \quad e^{1.1D}}{K N^{0.1}} \left(\frac{C \quad S^{1.3}}{D^{1.5} \quad r^{0.5}} + \frac{S^{1.8} \quad T_0}{D^2 \quad W^{1.5}} \right) \cdots\cdots (8-38)$$

ここに，再び記号を整理しておくと

E_s ：比削孔エネルギー（Kg/cm^2）

D ：削孔径（m）

K ：ドリラビリティ定数：160～200

N ：ビット回転速度（rqm）

C ：削孔トルク定数（0.40～0.46）

S ：削孔強度（≒圧縮強度：Kg/cm^2）

r ：カッタ平均半径（cm）

T_0 ：初期トルク（t－m）

W ：ビット推力(t)

である。

（8－38）式中，ビット回転速度Nの影響がわずかに残っているが，実用上の回転速度範囲内では3章の回転速度の補正のところで述べたように，$N^{0.1}$に実用回転速度を代入して定数項に含めても大きく変動する値ではないから，ビット回転速度の影響はほぼ一定と考えてさしつかえない。従って，右辺の第1項は削孔設備条件によって定まる値であり，第2項のビット推力Wのみが削孔運転管理上，比削孔エネルギーに関係する要素ということになる。また，この第2項は，初期トルクT_0によってできたものでビット推力の小さい間，すなわち，削孔トルクが小さいときには削孔エネルギーに大きく影響し，ビット推力が大きくなるにつれて急激にその影響度は小さくなる。

カッタツースの摩耗の影響による比削孔エネルギーがT／Rに比例することから，削孔速度R，

削孔トルクTとそれぞれの摩耗による低減の項だけを取出した形で表わし，それをE_{sw}とすると次式で表わされる。

$$\left.\begin{aligned} E_{sw} &= (1-0.19T_H)\,e^{0.14T_H}E_s \quad (T_H \leqq 2.4) \\ E_{sw} &= 0.54\,e^{0.14T_H}E_s \quad (2.4 < T_H) \end{aligned}\right\} \cdots\cdots\cdots\cdots (8-39)$$

ここに，T_H は8分法によるカッタツースの摩耗度で示したものである。

さらに，花崗岩のようにスレショルド荷重W_0を考える必要のある材料に対しては，削孔トルク公式に含まれるビット推力Wと削孔速度公式のビット推力Wとは同じ値とならないから（8－37）式のようにビット推力に関係する項と，しない項に分かれるのではなく，両項共にビット推力の影響が現われる。すなわち，（8－38）式を含めて比削孔エネルギーを表わすと次式となる。

$$E_s = \frac{48S^{1.8}e^{1.1D+0.14T_H}}{KD^2N^{0.1}(W-W_0)^{1.5}}\left\{C\left(\frac{D}{rS}\right)^{0.5}W^{1.5}+T_0\right\} \cdots\cdots\cdots\cdots (8-40)$$

図8－29はこれまでの削孔実験のうち，比較的摩耗の少ない状態のカッタによる結果を比削孔エネルギーとビット推力の関係で示したものである。図において，実線は（8－29）式から計算で得られた関係を示したものであり，また，各プロットは実測値の削孔速度R及び削孔トルクTから（8－38）式を用いて求めた値である。図中，花崗岩はスレショルド荷重が約3 tonであったことから，それを考慮したため他の曲線より減衰曲線がゆるやかになっている。

このように，比削孔エネルギーはビット推力の比較的小さい範囲で急激に小さくなり，その後，非常にゆるやかに減少している。従って実作業においては比削孔エネルギーがある程度定常になっている範囲内で稼動するから，削孔条件を求める削孔管理に比削孔エネルギーが用いられるというより，むしろ削孔設備条件によって比削孔エネルギーが決まるものと考えてもさしつかえな

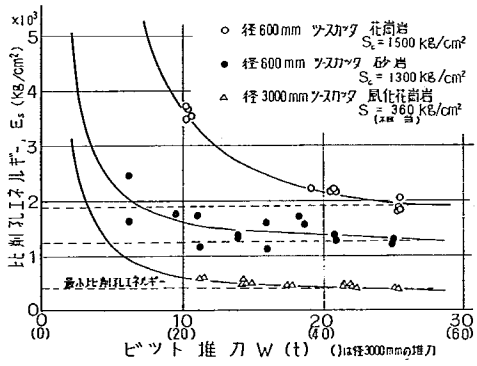


図8－29　ビット推力と比削孔エネルギー

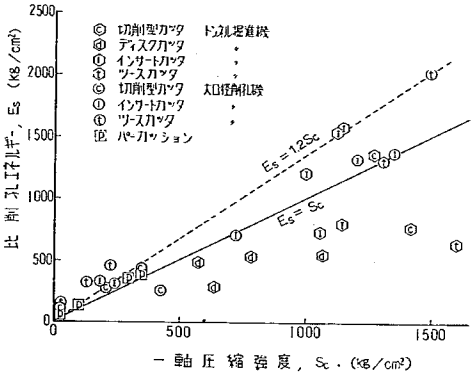


図8－30　各種掘削工法における岩石の一軸圧縮強度と比削孔エネルギー

い。馬力時間当りの掘削量を表わす１つの指標である掘削指数は，削孔エネルギーの逆数に比例するから，図８－２９の線の横ばいの部分が馬力時間当りの掘削量で表わしたときの上限となる。

このことは，大部分の大口径削孔機械にみられるように循環泥水用ポンプ設備の能力に限界ができるのではなく，掘削馬力やビット推力に経済的限界があるため，実際の使用条件ではBingham のボールドアップ点までに至っていないことを示すものである。つまり，加藤の述べている掘削指数の最大値K_0が存在するとすれば，それは一般に使用されているより大きいビット推力範囲にあることを意味する。

図８－３０は各種カッタによる比削孔エネルギーを比較するため，表８－５に示したCookのトンネル掘進機による比削孔エネルギーに加えて，筆者らが行ってきた削孔実験及び本州四国連絡橋公団が行った重錘掘削機によるデータ[8-21]など，各種掘削の実績を被削材の圧縮強度に対応させて示したものである。もちろん，圧縮強度が同じでも被削材の種類によって比削孔エネルギーが異なることは明かであるが，マクロ的評価として意味がある。図に示すように比削孔エネルギー，一軸圧縮強度と共に（Kg/cm^2）単位をもつもので，これらの関係をEs／Sc 比で表わすと図８－３０はその比1.2を上限に分布していることがわかる。ドライ掘削であるトンネル掘削機では概して比削孔エネルギーが小さく，Es／Sc が１以下のケースが多いのに対して，掘削ずりの排除が直接影響する重錘掘削装置や，口径の小さい室内実験によるEs／Sc 比が1.2近く，又はそれ以上になっているのがわかる。

8.6 結　　語

本章では，削孔性に関係する要因を取上げ，その影響度について論じた。以下にその要点を取りまとめる。

(1) 削孔強度：削孔に直接影響する被削材の強度表示法として削孔強度が用いられている。削孔強度とは，ビット推力及びビット回転速度の削孔負荷条件を与えたときに得られる削孔速度を，削孔強度を含む削孔速度公式に代入して求められる値で，応力と同じKg/cm^2（又は１ｂ／in^2）の単位で表わされる。

大口径削孔の場合は，掘削面が常に均質な岩石であることはほとんどなく，亀裂や風化の度合の異なる岩石が混在する。このような場合，削孔強度を用いれば，コアを採取して得られる一軸圧縮強度よりはるかに実態に即した強度が得られることは明かで，地山削孔実験からも地層の変化をよくとらえていることが確認できた。

(2) 削孔速度公式の補正：実験はフラットボトム型のツースカッタを取付けたビットを用いて行い，これより削孔速度公式を求めた。そのため，異ったビットの形状やカッタの種類に対してはドリラビリティ定数の補正が必要になる。実験からは，軟岩用ツースカッタを取付けた段状

ビット及びインサート型ビットについて補正係数を求めた。また，脆い風化花崗岩や高強度の岩石ではスレショルド荷重が存在し，この影響が大きいことから，スレショルド荷重についても補正する必要がある。風化花崗岩の場合は，負のスレショルド荷重になると仮定した。つまり，カッタの自転による初期トルクだけで掘削作用が始まるものとした。

(3) カッタツースの摩耗による削孔速度の低減：刃先の摩耗の進行に伴って削孔速度が低下することは，従来の小口径削孔でも確認されており，削孔速度公式の中にも取り入れられている。実験結果は，大口径の場合も小口径の各低減率の式をほぼ満足しており，特にBighamの式がよく一致する。しかしBighamの式は適用が複雑であることから，別途，削孔速度Rに対する摩耗度Hの関係を$R \propto e^{-1.12H}$で与えた。

(4) 摩耗による削孔トルクの低減：大口径削孔のトルクの低減に関しては，これまで報告されたものが全くない。そこで，実験により，カッタの摩耗度による低減を含む削孔トルク公式を提案した。削孔トルクは，初めカッタがほぼ1／3摩耗のところまで直線的に低下するが，それ以後は摩耗が進んでもほとんど変らない。

(5) 削孔面の削孔ずりのクリーニングが削孔性に大きく影響することは，削孔実験結果のみならず現場作業からも経験していることである。しかしながら，クリーニング実験を行うには，実験装置や計測法などに困難な問題が多く実験例が見当らない。そこで，本研究ではクリーニング実験装置を製作して実験を行い，定性的ではあるが，従来の代表的な吸込口の比較を行った。その結果，ビット回転速度がクリーニングを助長することや，スクレーパの効果などの確認ができた。さらに新しく提案したクリーニング対策として，中央部に加速板を取付けた吸込口が効果的であることがわかった。

(6) 比削孔エネルギー：削孔に限らず一般の岩石の掘削においても，その掘削能率を表わすのに比掘削エネルギー（又は単に比エネルギーとも呼ぶ）を用いている。これは単位量の岩石を掘削するのに要するエネルギーのことで，Kg／cm²又はt／m³の単位をもつ。各種削孔方式における被削材の一軸圧縮強度をScとし，比削孔エネルギーをEsとしたときの比Es／Scで各種削孔方式を比較すると，ほぼEs／Sc≦1.2となり，泥水循環である大口径孔の場合，トンネル掘進機の掘削に比べて大きいエネルギーを要している。

参　考　文　献

8-1)　下村弥太郎，高多明 ： 岩石の物理性とボーリング速度との関連に関する研究，日本鉱業会誌，７４巻８４４号，昭和３３年１０月，P.852

8-2)　日本建設機械化協会 ： モデルビットによる岩石トンネル掘進機の性能向上に関する研究，機械工業振興補助金による研究報告書，昭和４５年３月

8-3)　小島圭二 ： ボーリング掘進性能による軟岩地盤強度の推定，土木技術資料，Vol.15 №12 ，昭和４７年１２月，P.9

8-4)　"Earthwork with Less Cuesswork" Road and Street, October, 1966, P.44

8-5)　Somerton, W.H., et al., : Futher Studies of the Relation of Physical Properties of Rock to Rock Drillability, 4th Conf. on Drilling and Rock Mech., Jan. 14-15, 1969

8-6)　Somerton, W.H. and EI-Hadidi, S. : Well logs can indicate formation drillability, WORLD OIL December, 1971, P.93

8-7)　本州四国連絡橋公団，建設機械化研究所 ： 掘削実験結果の解析報告書，昭和４９年１１月

8-8)　Bingham, M.G. : A New Approach to Interpreting Rock Drillability, THE OIL AND GAS JOURNAL, Nov. 2, 1964, P.52 - April 5, 1965, P.195

8-9)　Marlan, E.A. : Designing Large Diameter Hole Drilling Programs, WORLD OIL, April, 1962

8-10)　Edwards, J.H. : Engineering Design of Drilling Operations, Spring Meeting of Southern Dist., API, March, 1964

8-11)　Vidrine, D.J. and Benit, E.J. Jr., : Field Verification of the Effect of Differential Pressure on Drilling Rate, 42nd Annual Fall Meeting of AIME, October, 1967, No. SPE 1859

8-12)　Murphy, D. : A Practical Engineering Approach to Running Bits, THE OIL AND GAS JOURNAL, Feb. 3, 1969, P.88 - March 24, 1969, P.150

8-13)　Galle,E.M. and Woods, H.B. : How to calculate bit weight and rotary speed for lowest-cost drilling, Annual Meeting of AAODC, 1960

8-14)　Maurer, W.C. : The "Perfect-Cleaning" Theory of Rotary Drilling, JOURNAL OF PETROLEUM TECHNOLOGY, November, 1962, P.1270

8-15)　Hay, J.D. and Hughes, H.M. : The Bretby Tunneling Machine, Civil Engineering, March, 1963

8-16)　加藤三重次 ： 岩石トンネル掘進機施工における岩石の工学的性質とビットの掘削性能に関する実験的研究，建設の機械化，第２５３号，昭和４６年３月，P.32

8-17)　Cook, N.G.W. : Analysis of Hard-Rock Cuttability for Machines, Proceedings of the Tunnel and Shaft Conference, Minneapolis, May, 1968,P.39

8-18) 高岡三郎，他 ： ロータリカッタによる岩石の破砕に関する研究，第１報日本鉱業会誌
８４巻９６０号，昭和４３年４月，P.427
第２報，日本鉱業会誌，８５巻９７５号，昭和４４年７月，P.491
8-19) 西松裕一，奥野昇，平沢幸久 ： ローラカッタによる岩石掘削に関する研究，日本鉱業
会誌，９１巻１０５２号，昭和５０年１０月，P.653
8-20) Bruce, W.E. and Morrell, R.J. : Principles of Rock Cutting Applied to
Mechanical Boring Machines，千田昌平訳，土木研究所資料第７７４号
昭和４７年９月
8-21) 建設機械化研究所 ： 重錘式掘削機実験報告書，本州四国連絡橋公団委託報告書，
昭和４７年９月

第９章　大口径削孔の経済性

第9章　大口径削孔の経済性

9.1　概　　説

すでに述べたように，小口径の石油さく井関係ではYoung, Murphy, Edwards らによって経済的削孔を行うための，循環泥水の管理を含めたビット回転速度及びビット推力の管理用計算プログラムが開発され，実用の段階に入っている。このプログラムによる削孔管理の要点は，削孔速度とビットの寿命に直接影響するビット回転速度とビット推力を，削孔単価が最低になるように管理することにある。すなわち，削孔深度が数千メートルにも及ぶ石油さく井では，寿命に達したビットの交換に多大な時間と費用を要するため，その回数をできるだけ少くすることと，カッタの摩耗による削孔速度の低下が，削孔費の増大をまねくこととの見合いによって経済寿命が決まる。そのため，適正な，経済寿命を判定することが重要である。従って，経済削孔に最も関係の深い最適ビット回転速度及びビット推力の選定が削孔管理では要点となる。

大口削孔では，削孔深度が小口径削孔に比べてその1／10～1／30程度の場合が最も多く，削孔途中でカッタを交換することはほとんどないから，1つの工事での交換回数は1～2回程度を考えれば十分であろう。従って，大口径削孔を論ずる場合は，小口径ビットの数十箇分も取付けているカッタの寿命，すなわち，削孔延長を最大にすることが主要課題になる。もちろん，大口径削孔には大型の削孔機械を必要とするばかりでなく，付帯設備費も大きいから，カッタの物理的寿命と経済的寿命とが必ずしも一致するとは限らない。

大口径削孔の単価も基本的には4章に示した小口径の場合と同様に，次式で表わすことができる。

$$\text{削孔単価} = \frac{\text{固定径費＋運転経費}}{\text{削孔延長}} \quad (\text{円／m}) \quad \cdots\cdots (9-1)$$

ここでの固定経費には，カッタ費，機械組立解体費，機械輸送費を含め，施工条件によって変動する仮設備費は除くことにした。運転経費は機械類の損料，エネルギー費（燃料，電力等），運転員及び作業員の賃銀，並びに管理費から成る。運転経費は時間当り経費と作業時間との積で表わされ，カッタ交換までを1サイクルとしたとき，その間の削孔時間と削孔延長から，削孔単価が求まる。作業時間は実削孔時間とその他作業時間から成り，その他作業時間とはドリルパイプ継足し，取りはずし時間など，実削孔時間以外の作業時間を指す。また，削孔延長は，カッタの寿命までの削孔長さのことであるから，カッタの寿命（時間）と平均削孔速度の積から求まる。

以上をまとめると削孔単価 c_D は次式で表される。

$$c_D = \frac{C_c + C_t + (c_d + c_e + c_w + c_a)(T_\ell + T_0)}{T_\ell \quad \overline{R}} \quad (\text{円／m}) \quad \cdots\cdots (9-2)$$

ここに，

C_c ：カッタ費（円）

C_t ：運搬組立費他（円）

c_d ：機械類の時間当り損料（円／h）

c_e ：時間当りエネルギー費（円／h）

c_w ：運転員及び作業員の時間当り賃金（円／h）

c_a ：時間当り管理費（円／h）

T_ℓ ：カッタの寿命（h）

T_o ：その他作業時間（h）

である。以上の各項の中で，削孔機械の損料及びカッタ費の占める割合が大きく，削孔機械及びカッタの選定の適否が削孔単価に大きく影響することに留意しておく必要がある。それだけに，削孔機械の設計に当っては設計条件の設定が，また，削孔作業に当っては，ビット負荷条件の設定が重要なポイントとなる。

経済的削孔とは（9－2）式の削孔単価を最小にすることであり，そのためにはカッタの寿命を決めるカッタツースの摩耗率，及びカッタ軸受の摩耗率をより精度よく推測することと，各摩耗段階にあるカッタによる削孔特性を把握しておく必要がある。

大口径削孔におけるカッタツース及びカッタの軸受の摩耗率を求める計算式を導いた例はまだないが，摩耗カッタによる削孔特性については前章で取上げ，ある程度予測を可能にした。そこで本章では，6章に述べた室内及び塩生における摩耗実験の結果から，在来の小口径削孔の摩耗率公式を大口径削孔に適用できる摩耗率公式に修正し、大口径削孔の経済性について主に論ずることにする。

9.2 カッタの寿命

岩盤の削孔を対象にした大口径削孔機械に取付けられるカッタには，ローラカッタビットの他に，軟岩用としてタングステンカバイト鋼チップを溶着した切削型カッタも用いられている。しかしながら，この切削型カッタはまだ材質的に破損と摩耗に対して十分信頼し得るものになっていない。これまでの経験からタングステンカーバイト鋼チップ付の切削型カッタは，チップの材質が摩耗や破損に対して非常に敏感であることが確認されている[9-1)]。すなわち，チップの材質がわずかでも軟らかいと摩耗が早く，また，少しでも硬くなるとたちまち破損するカッタの数が増加するといった現象を示し，被削材の種類や強度に対応する切削型カッタの材質及び負荷条件の適値が得られていないのが現状である。従って，ここでは岩石用カッタとして最も多く使われているツース型ローラカッタを対象にその寿命を考える。

9.2.1　カッタツースの摩耗率

小口径の3カッタビットの摩耗率公式には4章で述べたEdwards, Murphy, Young, WoodsとGalleらの式がある。いずれの場合も被削材の研摩性ファクタを実際の削孔データから算出し，これより最適削孔条件となるビット回転速度及びビット推力を求め，その値を削孔現場にフィードバックする削孔管理システムに応用しているものである。従って，より精度よくカッタの摩耗率を求めるには，あらかじめ削孔しようとする地層の研摩性ファクタを把握しておく必要がある。

大口径削孔用ビットには多数のカッタが取付けられており，それぞれの取付け位置によってビット回転当りの転動距離が異なることや，1回転当りの各カッタの軌跡の重なり方によって個々のカッタにかかる動的荷重分布（ビット推力の分布）が異なることはすでに指摘した。このことから，大口径ビットに取付けられる各カッタの摩耗率について，前記3者（MurpbyとYoungは同一式を用いている）の摩耗率公式に，これまで行った室内摩耗実験及び塩生における径2.5m削孔機による摩耗実験の結果を当てはめ，大口径ビット用カッタツースの摩耗量推定法を求めてみる。

9.2.1.1　室内摩耗実験による摩耗率

室内実験は口径600㎜のセンターカッタを含めて6個のカッタを取付けたビットを用いたものである。

摩耗実験は，同カッタの削孔履歴を図9－1に示すように花崗岩と砂岩を交互に削孔して行った。このうち，砂岩は各摩耗段階における削孔特性を求めるためにビット回転速度及びビット推力を変えたいわゆる条件削孔に用いたものである。一方花崗岩では，各摩耗段階における条件削孔を行ってはいるが，大部分は摩耗促進のための定推力，定回転速度で削孔したものである。

各カッタツースの摩耗率に関する既存の摩耗率公式は，大口径と小口径削孔では負荷条件が異なり，そのままは適用できないことから，各カッタ列のグループ毎に，それらの負荷条件を従来の3カッタビット条件に近似させる仮想ビット法を提案し，これを用いることにする。つまり，同一列にあるカッタで構成される小口径の仮想3カッタビットを以下のように想定する。

(1)　仮想ビット径

各列のカッタの有効刃先幅を半径とし，その2倍を仮想ビット径とする。

(2)　仮想ビットにかかる推力

7章では動的荷重分布を全カッタの重なり状態から細かく求めたが，ここでは各カッタ1個の平均摩耗量でそのカッタの摩耗度を評価するため，1個のカッタを単位に，同一カッタの軌跡上を通るカッタの数を重なり数として，動的荷重分布を求める。例えば，径600㎜ビットのカッタの重なり数はセンタカッタ1，インナカッタ2，ゲージカッタ3となる。また，摩耗率公式では3カッタビットが対象であるから，仮想ビットも3カッタビットとして考える。そ

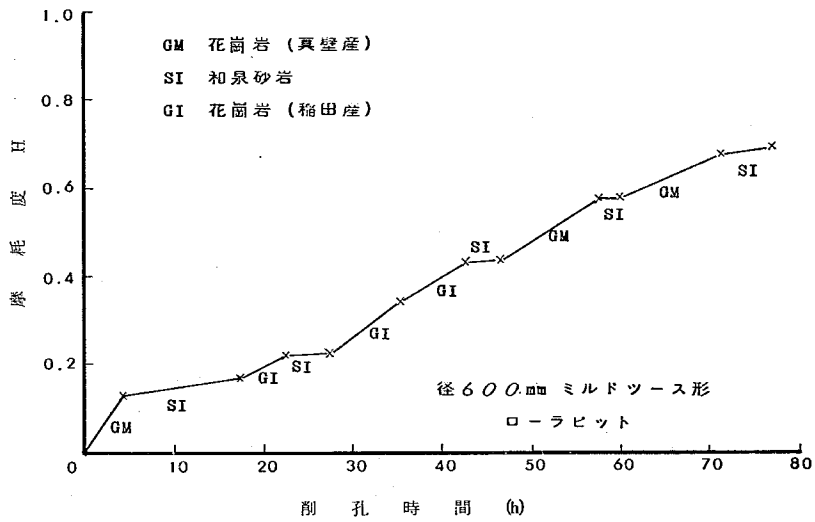


図９－１　径６００㎜ビットの削孔履歴

のため，カッタ列に２個あるインナカッタのビット推力は，分布推力の３／２倍が計算上のビット推力となる。同様に，１個のカッタで中心を掘削するセンタカッタの仮想推力は分布推力の３倍となる。さらに径 2.5 m ビットのゲージカッタの配列では同じ軌跡の中に４個のカッタが取付いているから，この場合の仮想ビットの推力は分布推力の３／４倍となる。

(3)　ビット回転速度

仮想ビットの回転速度は，それぞれのカッタの取付け位置における最外周の周速と仮想ビットの周速を同じものとして算出する。すなわち，大口径ビットの中心から各カッタの外周までの距離と，カッタの有効刃先幅で表わされる仮想ビット半径の比が，仮想ビットの回転速度増加比となり次式で与えられる。

$$N_s = \frac{D_d}{D_s} \cdot N \quad (\mathrm{rpm}) \qquad \cdots\cdots (9-3)$$

ここに

N_s ：仮想ビットの回転速度　（rpm）

D_d ：大口径ビット中心から各カッタの外周までの距離の２倍（mm）

D_s ：仮想ビット径　（mm）

N　：大口径ビットの回転速度　（rpm）

室内摩耗実験に用いたカッタの形状と，ビットボディに対する配置は６章に示した通りであるが，それぞれの列のカッタの重なりの状態は図９－２に示すとおりである。この室内実験は，比

較的均質な被削材を用いて行ったものであることから，在来の摩耗率公式による上記仮想ビット手法の適応性を確認するため，外周3個のカッタについて計算による摩耗量と実測値とを比較してみる。外周3個のカッタに作用する分布荷重は7章で導いた（7－6）式より0.358Wが求まり，これより，ビット推力Wの35.8％が外周3個に分布することがわかる。また，ビット回転速度はカッタの有効刃先幅が90㎜であることから，それとビット半径300㎜の比から求まる。以上をまとめると，径600㎜ビットの外周列3個のカッタの仮想ビットの主要値は次のようになる。

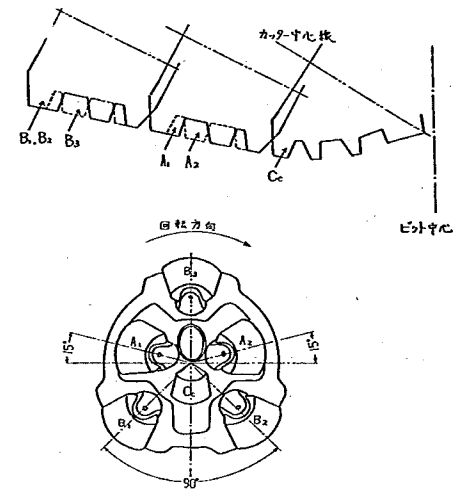


図9－2　径600㎜ビットのカッタの配置と重なり

D_s ＝90（㎜）×2＝180（㎜）≒7.1（in）

…… (9－ 4)

W_s ＝0.358W（t）＝0.789W（×10^3 lb）

…… (9－ 5)

N_s ＝（600／180）×N＝3.33N（rpm） …… (9－ 6)

ここに

W_s ：仮想ビットのビット推力（t又は10^3 lb）

W　：ビット推力（t）

である。一方，花崗岩を対象にした摩耗実験に用いた平均ビット推力及び平均ビット回転速度がそれぞれ$\overline{W}$＝19.5 t　$\overline{N}$＝18.5 rpmであるから，

W_s ＝6.98 t≒15.37×10^3 lb　　(9－ 5′)

N_s ＝61.6 rpm　　(9－ 6′)

となる。これらの条件で各種岩石試料を削孔したときの図9－1に示した摩耗進行状態のうち，一定条件で比較的長時間削孔した真壁産の花崗岩に対して，Edwards，Murpry，GalleとWoodsの摩耗率公式を適用してみる。

Edwardsはカッタの摩耗量をシャープなカッタの刃の高さを1とした場合の残った刃の高さで表わしているため，Murphy やGalleとWoodsのシャープなカッタの摩耗量を0とし，完全に摩耗したカッタを1で表す方法に統一するように式を修正して示すことにする。すなわち，Edwardsの式から研摩性ファクタを求める式は次のようになる。

$$A_e = \frac{N^{1.1} \int dt}{\int (1+7H)\, dH\, (Q-W)} \quad \cdots\cdots (9-7)$$

ここに，

A_e ：Edwardsの式における研摩性ファクタ

Q ：カッタの限界荷重（10×10^3 lb／in）

N ：ビット回転速度rpm（仮想ビットの場合はN_sを用いる）

H ：カッタの摩耗度

である。

実験では真壁産花崗岩（平均圧縮強度1,500Kg／cm²）を摩耗度H＝0.245から16時間削孔したのちH＝0.505となっているから，これより研摩性ファクタは

$$A_e = \frac{61.6^{1.1}\times16}{\int_{0.245}^{0.505}(1+7H)\,dH\,(71-15.37)} = 28.36 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (9-8)$$

で求まる。

GalleとWoodsの式による研摩性ファクタは

$$A_w = \frac{(N+4.348\times10^{-5}N^3)\int dt}{(1359-714\log\bar{w})\int(0.927H^2+6H+1)\,dH} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (9-9)$$

で与えられている。ここに，

A_w ：GalleとWoodsの研摩性ファクタ

$\bar{W}$ ：径7.88 inビットを標準として表したビット推力（＝7.88W／Ds；lb／in）

D_s ：仮想ビット径（in）

である。これに，Edwards と同様に諸数値を代入して研摩性ファクタを求めると

$$A_w = 2.72 \qquad (9-10)$$

となる。

Murphy の公式は，ビット形式，削孔径等に対して諸常数が4章表4－6，4－7に示したように与えられている。この中でビット口径に対するD_1，D_2 値は仮想ビットを想定しているので標準孔径とは合わないので，表4－7の値を図9－3のように図示し，これより求めることにした。

まず，Murphy の公式より研摩性ファクタA_m は次式で表わされる。

$$A_m = \frac{(D_1-D_2W)\int(1+C_1H)\,dH}{(PN+Q_mN^3)+10^{-3}\int dt} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (9-11)$$

ここに，諸常数は表4－6及び図9－3より次の値をとる。

$P=0.9$　　$C_1=3$

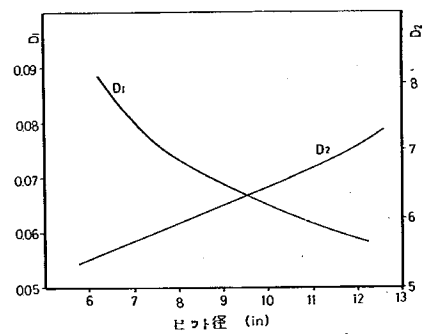


図9－3　Murphy, Youngによるビット径に対する常数　D_1，D_2

$Q_m = 0.392 \times 10^{-4}$　　$D_1 = 5.94$

$D_2 = 0.074$

これより，Murphy の研摩性ファクタ A_m を求めると次の値となる。

$$A_m = 2.58 \quad \cdots\cdots (9-12)$$

以上各公式の研摩性ファクタはそれぞれの公式個有のもので共通性はない。カッタの摩耗が進んでもビット推力の分布が変らないものとすれば，カッタがシャープなときから任意の削孔時間経過後のカッタの摩耗量は，各摩耗率公式を用いて削孔始めからその時間まで積分することによって求めることができる。

Edwardsの公式を例にとってT時間後の摩耗量を求める式は，

$$H + 3.5H^2 = \frac{N^{1.1}\ T}{A_f\ (Q-W)} \quad \cdots\cdots (9-13)$$

で表わされる。ここにHは，シャープなカッタからT時間削孔したのちの摩耗量である。これに（9－8）式で求めた研摩ファクタ及びその時の仮想ビットの推力，並びにビット回転速度を代入して整理すると，削孔時間と摩耗量は次式の関係になる。

$$T = 16.96\ (H + 3.5H^2) \quad \cdots\cdots (9-14)$$

同様に，GalleとWoodsの式では，

$$T = 18.17\ (0.309H^3 + 3H^2 + H) \quad \cdots\cdots (9-15)$$

となり，Murphyの式は

$$T = 29.04\ (H + 1.5H^2) \quad \cdots\cdots (9-16)$$

となる。以上の各関係式から，各摩耗段階までの所要時間の関係を求めると表９－１のようになる。表では摩耗度を８分法によって示したもので，それを T_H とすればこれまでの１０段階摩耗度HとTは次の関係にある。

$$H = \frac{T_H}{8} \quad \cdots\cdots (9-17)$$

表９－１　在来計算式による摩耗度と削孔時間

摩耗度 (T_H) ／ 著者名(社名)	T 1	T 2	T 3	T 4	T 5	T 6	T 7	T 8
Young, Murphy (Humble Oil)	4.31	10.00	17.02	25.41	35.17	46.28	58.76	72.60
Edwards (Tenneco Oil)	3.05	7.95	14.71	23.32	33.79	46.11	60.29	76.32
GalleとWoods (Hughes Tool)	3.14	8.04	14.49	23.42	34.03	46.68	61.41	96.48

条件（ビット：径６００㎜ツースカッタビットのゲージカッタ３個平均
　　試　料：真壁産花崗岩，$\bar{W} = 19.5$ t，$\bar{N} = 18.5$ rpm）

また，表９－１の関係を図示したものが図９－４である。図からも明らかなように前記３者の公式にはほとんど差が認められない。さらに図には摩耗がほとんど進行しない和泉砂岩の部分を除いた，２種類の花崗岩を削孔した場合の摩耗進行情況に書き換えて実験結果を示したもので，稲田産花崗岩（平均圧縮強度約1,２００Kg／cm²）については破線で示してある。図からもわかるように，わずかではあるが稲田産の花崗岩の方が摩耗の進行が早い。図９－４及び表９－１より，他の種類の岩を削孔せずに，新しいカッタのときから同じ花崗岩を同じ条件で削孔するものとすれば，いずれの公式においても，50時間足らずで８分法摩耗度Ｔ６に達することになる。これをさらに，Ｔ７になるまで削孔するものとすればそれまでの時間がほぼ６０時間となる。これらの値は図９－１の実測値のうち和泉砂岩の研摩性を考慮すればほぼ妥当なものであり，上記３者による摩耗率公式を用いる仮想ビット方式の削孔時間に対する適応性を裏付けている。

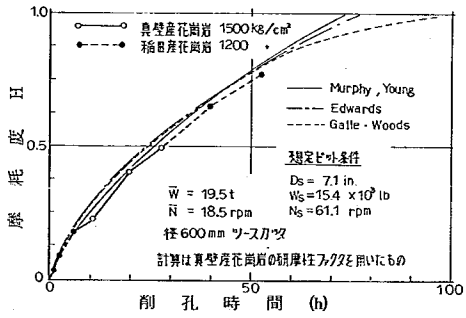


図９－４　在来計算式による削孔時間と摩耗度

9.2.1.2　塩生実験における大口径ビットの摩耗率

小口径ビットと大口径ビットの摩耗に対する根本的な相異は，カッタの取付く位置によってビット回転当りの転動距離が大幅に異なること，及びそれを補償するため同一軌跡を通るカッタの数を，ビットの外周の列に取付くものほど多くとっていることである。このように，カッタ取付け位置によって転動距離と転動速度が違い，また，カッタパスの重なり数によってカッタに加わるビット推力の分布が異なるため，カッタの摩耗度に差ができる。

室内実験における径６００㎜のビットでは口径が小さいことから，摩耗度の進行による荷重分布の変化を無視して，外周カッタのみについて在来の摩耗率公式と仮想ビット法の適応性を確認したが，大口径削孔の場合はカッタの取付け位置による摩耗度が極度に異なることが予想されるので，摩耗度進行による荷重分布の変化を無視することはできない。すなわち，カッタにかかる荷重が同じであっても摩耗度が異なれば削孔速度も異なるはずであるが，大口径ビットに取付けられるカッタは，その取付け位置や重なり状態に無関係に，すべてのカッタのビット回転当り掘進量が同じでなければならない。換言すれば，各カッタの摩耗度の進行によってビット推力の分布が変ってくることを意味する。従って，まず摩耗カッタによる推力の分布（カッタ荷重の分布）を求めてみる。

すでに論じたように削孔速度Ｒとビット回転速度Ｎ，ビット推力Ｗ及びカッタの摩耗度Ｈの関係を一般式で表せば次のようになる。

$$R = K W^{a} N^{b} e^{\gamma H} \quad \cdots\cdots (9\text{--}18)$$

ここに，K，a，b，γ はパラメータで，カッタの摩耗度による削孔速度の低減の項は室内実験から得られた関係で示したものである。これより

$$\frac{R}{N^{b}} = K W^{a} e^{\gamma H} \quad \cdots\cdots (9-19)$$

となり，1回転1個のカッタが掘進する列のカッタ（重なり数1回のカッタ）を基準にとり，それにサフィックス1を付け，特に以後の混同を避けるため基準荷重をWとすると，

$$\frac{R_1}{N_1^{b}} = K W_1^{a} e^{\gamma H_1} \quad \cdots\cdots (9-20)$$

で表され，1回転にi回同一軌跡を通る列のカッタの重なり数をiとすれば

$$\frac{R_i}{N_i^{b}} = K W_i^{a} e^{\gamma H_i} = \frac{1}{i} \cdot \frac{R_1}{N_1^{b}} \quad \cdots\cdots (9-21)$$

であるから，（9－20）式及び（9－21）式より重なりが数iで，カッタ幅が r_i である列のカッタにかかる荷重 W_i は次式で表される。

$$W_i = r_i \, i^{1-\frac{1}{a}} \, e^{\frac{\gamma (H_1 - H_i)}{a}} W_1 \quad \cdots\cdots (9-22)$$

一方，全ビット推力Wは各カッタに分布している荷重の総計であるから，

$$W = \Sigma W_i \quad \cdots\cdots (9-23)$$

となる。ここに r_i は重なり数iのカッタのビット半径に占める幅である。（9－22），（9－23）式より全ビット推力Wは次式で表される。

$$W = \left\{ r_1 + r_2 \, 2^{1-\frac{1}{a}} \, e^{\frac{\gamma (H_1 - H_2)}{a}} + \cdots\cdots + r_i \, i^{1-\frac{1}{a}} \, e^{\frac{\gamma (H_1 - H_i)}{a}} \right\} W_1$$

$$= \Sigma r_i \, i^{1-\frac{1}{a}} \, e^{\frac{\gamma (H_1 - H_i)}{a}} \cdot W_1 \quad \cdots\cdots (9-24)$$

これを再び（9－22）式に代入し，r_i 列のカッタにかかる荷重を求めると次式が得られる。

$$W_i = \frac{r_i \, i^{1-\frac{1}{a}} \, e^{-\frac{\gamma H_i}{a}}}{\Sigma r_i \, i^{1-\frac{1}{a}} \, e^{-\frac{\gamma H_i}{a}}} W \quad \cdots\cdots (9-25)$$

これまでの実験から，$a = 1.5$，$\gamma = -1.12$ が得られているからこれを（9－25）式に代入すると，各カッタ列の分布荷重は次式となる。

$$W_i = \frac{r_i \, i^{\frac{1}{3}} \, e^{0.747 H_i}}{\Sigma r_i \, i^{\frac{1}{3}} \, e^{0.747 H_i}} W \quad \cdots\cdots (9-26)$$

これを用いて，7章図7－3に示した塩生における径2.5mの大口径ビットの摩耗実験のカッタの配列に対する荷重分布を求めてみる。カッタは刃型が異なるが，いずれも3列の刃先を有する

サドル型ツースカッタで，実際には，図９－５に摩耗の１例を示すように，組合せカッタの刃型や重なりの状態によって刃先の摩耗形状が極端に違うが，摩耗度に一般性をもたせるため，ここでも室内摩耗実験と同様に，各カッタ１個の平均摩耗量でそれぞれのカッタの摩耗量を取扱うことにする。従って，１回転１個のカッタが同一軌跡を通る場合をカッタの軌跡の重なり数１とするから，１対の軌跡に対しては重なり数が２となる。また，径2.5ｍビットのカッタの配列では図７－３に示したように各列のカッタが少しずつ両端に重なりがあるから，その重なり数と幅を１個のカッタ幅に平均した値で表すことにした。そのため，それぞれのカッタ列にあるカッタ

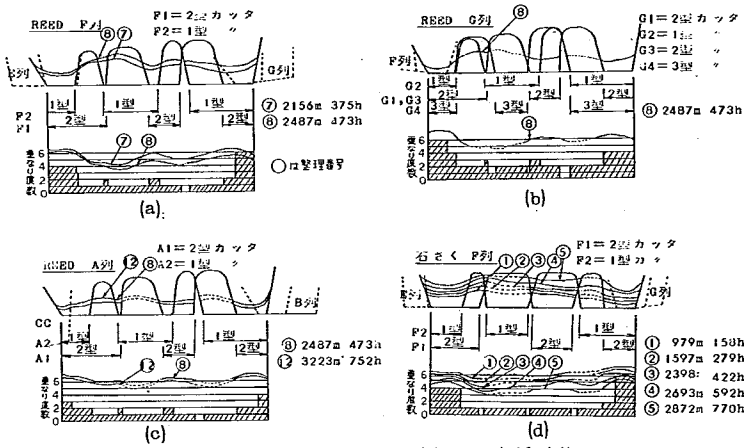


図９－５　カッタツースの重なりと摩耗形状

の重なり数は整数にはならない。図９－６に各カッタの平均重なり数を示す。

なお，図９－７，９－８は，塩生の実験における８分法によるカッタの摩耗度と削孔延長及び削孔時間の関係をそれぞれ示したものである。Reedカッタについては高倉山における実験に用いたカッタを再び使用したため，その分も加えて示したもので，高倉山とあるのがそれである。石さくカッタによる削孔では２４ｍ付近から新鮮花崗岩の割合の大きい地層がでたため，削孔長に両社製カッタに差がでたほかは輸入及び国産カッタの摩耗の進行状態に大きな差は認められない。

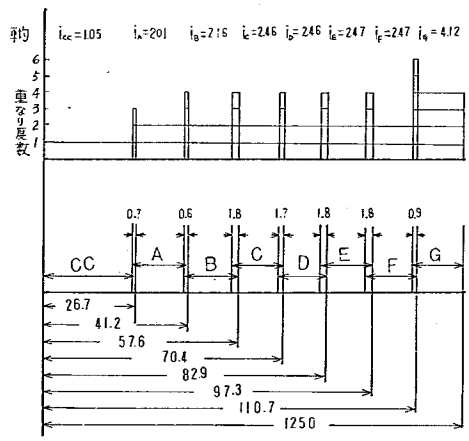


図９－６　径2.6ｍビットのカッタの位置と平均重なり度数

表９－２は図９－６に対応するカッタ列に対する仮想ビットの孔径，ビット回転速度及びシャープなカッタのときのビット推力の分布を示す。仮想ビットは３カッタビットを対象としたもので

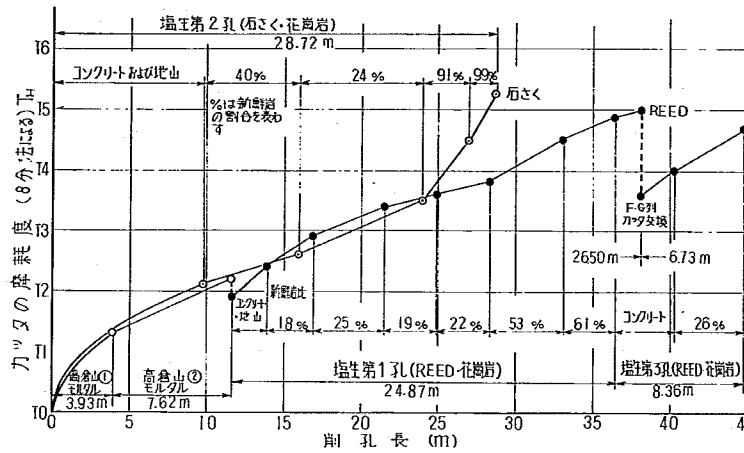


図９－７　削孔長とカッタの摩耗度

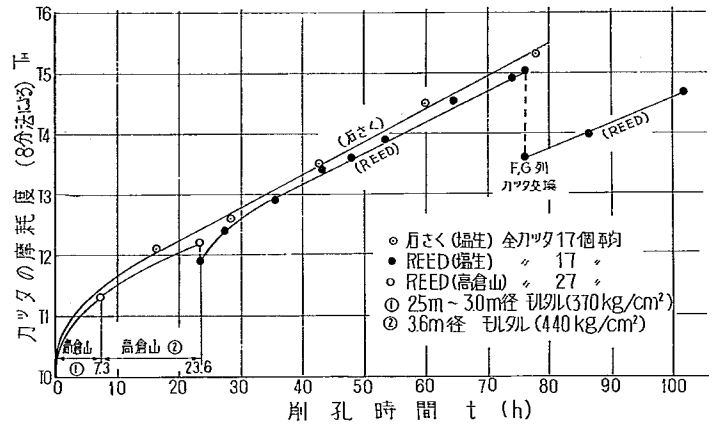


図９－８　削孔時間とカッタの摩耗度

あるから，ここでも各列の仮想ビットのビット推力には（９－２２）式で求められる値に３／ｉ倍したものを用いることにする。なお，従来の摩耗率公式は，フィートポンド系単位を用いているので，表９－２及び以下の摩耗率に関する項でも削孔径にｉｎ，ビット推力に10^3 ｌｂの単

位を用いる。

表９－２　径2.5㎜ビットの各列カッタの仮想ビット条件

カッタの取付け列	CC	A	B	C	D	E	F	G
仮想ビット径 Ds (in)	21	12	12	12	12	12	12	12
仮想ビット回転速度 Ns	N	2.71N	3.75N	4.63N	5.52N	6.40N	7.28N	8.22N
仮想ビット推力 Ws	0.157W	0.112W	0.114W	0.119W	0.119W	0.119W	0.119W	0.141W

運転条件として摩耗に影響する主な要因は，ビット推力とビット回転速度であることはすでに述べた摩耗率公式からも明らかである。大口径ビットでは，カッタの取付け位置や重なり数によって摩耗度の分布が異なり，さらに摩耗度が変れば，ビット推力の分布が変るといった，摩耗度とカッタにかかる推力の分布とが互に影響し合う複雑な関係にある。従って，任意時間削孔後のカッタの摩耗量を求めるには，電子計算機を利用するのが便利である。

摩耗度の推測に当っては，前記いずれの摩耗率公式を用いる場合も削孔しようとする地盤の研摩性ファクタをあらかじめ求めておく必要がある。これには小口径の削孔によって推定するか，大口径の場合には短い区間の試験削孔によりその間のカッタの摩耗状態から求める方法が用いられる。

研摩性ファクタが与えられているときに，任意削孔時間後のカッタツースの摩耗量を推測するには，まず，削孔開始前の各カッタの摩耗度を計測しておき，その摩耗度とカッタの重なり状態における動的ビット推力分布を（９－２６）式から求める。次に，この推力分布状態で一定時間削孔した後の摩耗量を摩耗率公式から求め，再びその摩耗状態におけるビット推力の分布を計算し，次のインターバルの削孔後の摩耗量を算出するといった計算を繰返す。計算に用いる削孔時間間隔は地盤の研摩性ファクタによって異なり，短いほど精度がよく，実用上は３０分～２時間の範囲の時間をとれば十分であろう。

表９－３はEdwardsの公式を基に，全カッタの重心位置に最も近いD列の摩耗度からの研摩性ファクタを用いて，上記仮想ビット法による各カッタの摩耗量を算出したものに加えて，実測値及びのちに述べる補正計算法による計算結果をまとめて示したものである。

まず，仮想ビットの回転速度の影響をみるため，ビット推力分布がほぼ等しくいずれも２パスの列であるB～F列のカッタについて，ビット中心からの取付け位置と摩耗度の関係をみると，図９－９に示すように，Edwardsの公式を用いた仮想ビット法による計算値の勾配が実測値に

表９－３　削孔時間と各カッタの摩耗の計算値との比較

時　間	計算式＼カッタ位置	CC	A	B	C	D	E	F	G
16.6 h	実　測　値	0.2	0.35	0.8	1.15	1.6	1.9	2.5	1.78
	Edwards の式	0.19	0.85	1.11	1.30	1.5	1.69	1.87	1.94
	補　正　式	0.63	0.65	0.98	1.19	1.53	1.87	2.24	1.78
28.6	実　測　値	0.4	0.8	1.2	1.8	2.0	2.5	3.0	2.3
	Edwards の式	0.3	1.27	1.64	1.9	2.19	2.44	2.68	2.78
	補　正　式	0.93	0.97	1.44	1.75	2.2	2.72	3.26	2.5
42.8	実　測　値	0.9	1.2	1.9	2.1	2.7	3.1	4.1	3.18
	Edwards の式	0.42	1.68	2.15	2.48	2.84	3.15	3.46	3.58
	補　正　式	1.21	1.27	1.88	2.27	2.89	3.55	4.3	3.37
60.0	実　測　値	1.3	1.6	2.2	2.7	3.6	4.3	5.45	4.13
	Edwards の式	0.55	2.11	2.67	3.08	3.51	3.88	4.26	4.39
	補　正　式	1.48	1.56	2.31	2.79	3.58	4.43	5.44	4.18
77.8	実　測　値	1.7	1.8	3.05	3.2	4.0	5.2	6.3	5.0
	Edwards の式	0.67	2.5	3.16	3.63	4.12	4.56	5.0	5.15
	補　正　式	1.73	1.82	2.7	3.27	4.21	5.27	6.56	5.0

に比べて小さくなっていることがわかる。このことは，Edwardsの式を用いた仮想ビット法では，ビット回転速度の増加に伴う摩耗率の増加が実測値よりも小さいことを意味するものである。すなわち，従来の摩耗率公式そのままを用いる仮想ビット法では，ビット回転速度が関係する転動距離と転動速度のうち，後者の摩耗率への影響度が実測値より小さくでる。

例えば，Edwardsの式ではビット回転速度の0.1乗がこの転動速度に対する摩耗率の変化分であることからもわかる。このように従来の式を用いる仮想ビット法で計算した値と実測値を比較すると，摩耗率の増加の割合は外周に取付くカッタほど実測値の方が大きくなる。その理由として，カッタのトルーローリングに関するカッタツースのスクレーピング作用や，掘削ずりのクリーニング効果の影響が考えられる。

ビット推力の影響については，表９－３からもわかるように，ビット回転速度の場合と同様に

従来の摩耗率公式をそのまま仮想ビット法に適用すると，推力を増したとき増加する摩耗率は従来の式より，実測値の方が大きくなっている。このように従来式を用いる仮想法と実測値では，実測値の方が敏感にビット回転速度及びビット推力の影響を受けていることになる。

以上の実態に対して実測値も定性的には仮想ビット法と同様の傾向を示していることから，Edwardsの式を用いて次のように補正してみた。

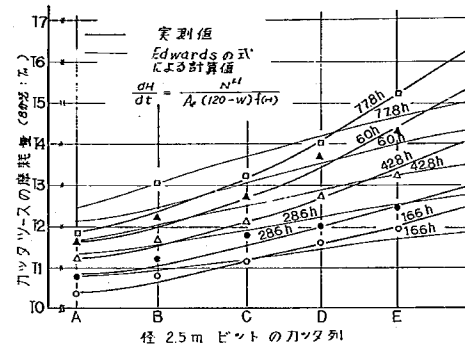


図９－９　カッタ取付位置と摩耗度

$$\frac{dH}{dt}=\frac{N^{1.7}W^{1.2}}{A_f(Q-W)f(H)} \quad \cdots\cdots (9-27)$$

すなわち，Edwardsの式に対しては$N^{0.6}W^{1.2}$倍した形になる。図９－１０は累計削孔時間と各カッタツースの摩耗量の関係を示したもので，実線で示した実測値に対して上式による補正値を点線で示す。この場合，ビット推力の単位は10^3 lbとなり，研摩性ファクタも原式では約２桁の数値であるのに対して塩生の実験結果を（９－２７）式に適用すると，A_f＝１７,６００と大きな値となる。なお，Hは基準化したカッタの摩耗高さで，H＝０がシャープなカッタを表わしてきたのに対して，Edwardsの式では，シャープなものを摩耗度１にとっているのでこれを摩耗度Hの関数$f(H)$＝１＋７Hとして計算した。表９－３の下段はこの補正式によるものである。

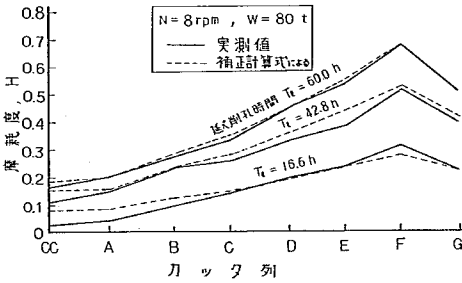


図９－１０　各カッタ列と摩耗度

それぞれのビットに取付くカッタの刃型や配置によって刃先摩耗形状が異なることから，摩耗量の計測値にもある程度のばらつきは避けられない。

図９－１１は補正式による摩耗量の進行とカッタにかかる分布荷重の推移を示したもので，摩耗度の進行の早いカッタすなわち外側のカッタの荷重が増加し，逆に内側のカッタの荷重が減少していることがわかる。なお，カッタツースの摩耗量の計算プログラムを付録として本書末に載せてある。

9.2.2　カッタ軸受の摩耗

カッタの軸受の摩耗率については，4章に述べたようにビット回転速度及びビット推力の関数として次式がよく用いられている。

$$\frac{dB}{dt} = \frac{W^y N}{m} \quad \cdots\cdots\cdots (9-28)$$

ここに，Bはカッタツースの場合と同様に，軸受の摩耗度を基準化して表すもので，新しい軸受を0，完全に摩耗した状態のものを1にとる値である。（9－28）式のtは削孔時間を表わすから，一定ビット推力に対して一定回転速度で削孔するとき，軸受の機械的寿命時間（摩耗度B＝1になるまでの時間）T_ℓ は次式となる。

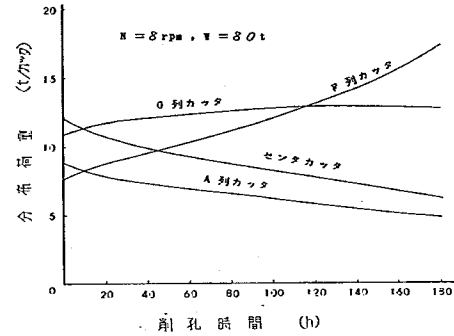


図9－11　摩耗進行による荷重分布の変化

$$T_\ell = \frac{m}{W^y N} \quad \cdots\cdots\cdots (9-29)$$

パラメータyは軸受の潤滑状態に主に関係する定数で，4章表4－10に示した値が提案されている。一方，mは軸受定数と呼ばれるものでビット形式，被削岩の硬さ，岩石粒子の構成などによって定まる値ということになっている。しかし，大口径ビットでは，カッタの形式やビットに取付く配置によっても負荷変動が大きく，軸受の摩耗度に与える影響を予測するには困難な状態にある。

一方，最近の大口径ビット用のカッタには，メカニカルシールによる油潤滑方式が採用されるようになってから，軸受の寿命が延び，大部分のカッタの寿命はカッタツースの寿命によって決まると考えてさしつかえない状態に至っている。小口径3カッタビットでは，カッタツースの寿命と軸受の寿命のうちどちらかがビットの寿命になった場合でも，その予測精度には影響するがあまり大きな実害は伴わない。しかしながら，大口径ビットでは多数のカッタがビットボディに取付けられ，一体になって稼動するから，多数のカッタのうち1個のカッタの軸受が何らかの原因で異状に早く摩耗又は破損する場合，そのカッタと同列の対のカッタはもちろんのこと，他のカッタの摩耗にも影響し掘進性能の低下のみならずカッタ全体の寿命を短縮する原因となる。

塩生における摩耗実験によるカッタツースの摩耗と軸受の摩耗又は破損の推移を表9－4に示す。表において軸受の状態の判定は，カッタを動かした感触で行ったもので「良好」「やや摩耗」「摩耗」「不良」の4階級に分けて行った。

表のうち新しいカッタで行った石さくカッタについて，最も軸受の摩耗又は破損の進行の早い

表９－４　カッタ摩耗量測定結果総括表（その１）

REED(第1孔24.87m，第3孔1.63m，計26.50m)

カッタ番	カッタ列番	配置記号	タイプ	測定番号	REED－1			REED－2			REED－3			REED－4			REED－5			REED－6		
				測定期日	47.10.3			10.7			10.11			10.14			10.19			11.6		
				削孔長	0 m			2.33 m			5.30 m			9.92 m			13.35 m			16.75 m		
				累計削孔時間	0 Hr			4.0 Hr			12.2 Hr			19.8 Hr			24.6 Hr			29.9 Hr		
				カッタ・ビット回転	0 Rev			1,849 Rev			5,794 Rev			9,264 Rev			11,582 Rev			14,208 Rev		
				摩耗度＊	B	T	$\bar{T}$	B	T	$\bar{T}$	B	T	$\bar{T}$	B	T	$\bar{T}$	B	T	$\bar{T}$	B	T	$\bar{T}$
1	1	CC	CC		⊙	1.1	1.1	⊙	1.1	1.1	⊙	1.1	1.1	◑	1.6	1.6	⊙	1.6	1.6	◑	1.6	1.6
2	2	A1	2		⊙	1.8	2.2	⊙	1.8	2.2	◑	1.8	2.2	◑	2.5	2.5	⊙	2.5	2.6	⊙	2.5	2.8
3		A2	1		⊙	2.5		⊙	2.5		⊙	2.5		◑	2.5		⊙	2.7		◉	3.1	
4	3	B1	2		⊙	2.5	1.9	◉	3.1	2.6	◉	3.1	2.6	◑	3.1	2.8	◉	3.1	2.8	◉	3.1	2.9
5		B2	1		⊙	1.3		⊙	2.0		⊙	2.0		◑	2.5		⊙	2.5		⊙	2.7	
6	4	C1	2		⊙	3.1	2.2	◉	3.1	2.5	◉	3.1	2.8	◑	3.1	3.4	◉	3.1	3.4	◉	3.7	3.7
7		C2	3		⊙	1.3		⊙	1.8		◑	2.5		◑	3.7		⊙	3.7		◐	3.7	
8	5	D1	2		⊙	1.3	2.0	⊙	1.8	2.5	◑	2.5	2.8	◑	2.5	3.1	◉	3.1	3.4	◉	3.1	3.4
9		D2	1		⊙	2.7		⊙	3.1		◑	3.1		◑	3.7		⊙	3.7		⊙	3.7	
10	6	E1	2		⊙	2.5	1.9	◉	2.5	2.2	◉	3.1	2.8	◑	3.7	3.4	◉	3.7	3.7	◉	3.7	3.7
11		E2	1		⊙	1.2		⊙	1.8		◑	2.5		◑	3.1		◉	3.7		⊙	3.7	
12	7	F1	2		⊙	1.8	2.3	◉	3.1	3.2	◉	4.3	4.3	◑	4.9	4.9	◉	5.5	5.5	◉	5.5	5.5
13		F2	1		⊙	2.7		⊙	3.3		◉	4.3		◑	4.9		⊙	5.5		⊙	5.5	
14	8	G1	2		⊙	1.8	1.7	◉	2.5	2.5	◑	3.1	3.3	◑	3.7	3.9	◑	4.3	4.2	○	4.3	4.6
15		G2	1		⊙	1.2		⊙	2.5		◑	3.7		◑	4.3		○	4.3		○	4.9	
16		G3	2		⊙	1.8		⊙	2.5		◉	3.1		◑	3.7		◉	4.3		○	4.9	
17		G4	3		⊙	1.8		⊙	2.5		◉	3.1		◑	3.7		◉	3.7		○	4.3	
平均						1.9			2.4			2.9			3.4			3.6			3.8	

表９－４　カッタ摩耗量測定結果総括表（その２）

REED(第3孔6.73m)

カッタ番	カッタ列番	配置記号	タイプ	測定番号	REED－7			REED－8			REED－9			REED－10			REED－11			REED－12		
				測定期日	47.11.11			11.18			12.20			12.24			12.27			48.1.9		
				削孔長	21.56 m			24.87 m			26.50 m			O(26.50) m			223(28.73) m			6.73(33.23) m		
				累計削孔時間	4.09 Hr			50.8* Hr			52.8 Hr			O(52.8) Hr			10.2(63.1) Hr			25.6(78.5) Hr		
				カッタ・ビット回転	19,597 Rev			24,396 Rev			25,391 Rev			O(25,391) Rev			4,875(30,266) Rev			12,186(37,577) Rev		
				摩耗度＊	B	T	$\bar{T}$	B	T	$\bar{T}$	B	T	$\bar{T}$	B	T	$\bar{T}$	B	T	$\bar{T}$	B	T	$\bar{T}$
1	1	CC	CC		⊙	2.1	2.1	⊙	2.1	2.1	◑	2.1	2.1	◑	2.1	2.1	⊙	2.7	2.7	◑	3.2	3.2
2	2	A1	2		⊙	2.5	2.8	⊙	3.1	3.1	◑	3.1	3.4	◑	3.1	3.4	⊙	3.7	3.7	○	4.3	4.0
3		A2	1		⊙	3.1		⊙	3.1		◑	3.7		◑	3.7		⊙	3.7		○	3.7	
4	3	B1	2		⊙	3.7	3.4	⊙	3.7	3.7	◑	4.3	4.0	◑	4.3	4.0	⊙	4.3	4.2	×	4.3	4.3
5		B2	1		⊙	3.1		⊙	3.7		◑	3.7		◑	3.7		○	4.0		△	4.3	
6	4	C1	2		⊙	4.3	4.6	◉	4.9	5.2	◑	4.9	5.2	◑	4.9	5.2	⊙	4.9	5.2	×	4.9	5.6
7		C2	3		⊙	4.9		⊙	5.5		◑	5.5		◑	5.5		○	5.5		△	6.2	
8	5	D1	2		⊙	3.7	4.0	◉	4.3	4.3	◑	4.3	4.3	◑	4.3	4.3	⊙	4.9	4.9	×	4.9	5.2
9		D2	1		⊙	4.3		⊙	4.3		◉	4.3		○	4.3		○	4.9		△	5.5	
10	6	E1	2		◑	4.9	4.9	⊙	5.5	5.5	◑	5.5	5.5	○	5.5	5.5	×	5.5	5.5	✓	6.2	6.2
11		E2	1		○	4.9		○	5.5		○	5.5		○	5.5		△	5.5		△	×6.2	
12	7	F1	2		○	6.2	6.2	○	×7.4	7.1	○	×7.4	7.1	◉	1.3	** 2.2	⊙	1.8	3.1	○	4.9	5.6
13		F2	3		○	6.2		○	×6.8		○	×6.8		◑	3.1		◑	4.3		○	6.2	
14	8	G1	2		△	4.9	5.5	×	4.9	5.9	×	4.9	5.9	◉	1.8	2.3	⊙	2.5	3.1	◉	3.1	3.7
15		G2	3		△	5.5		△	×6.2		△	×6.2		◑	3.1		⊙	4.3		◉	4.9	
16		G3	2		△	5.5		×	5.5		×	5.5		◑	1.3		⊙	1.8		◑	2.5	
17		G4	3		△	6.2		△	×6.8		△	×6.8		◑	3.1		⊙	3.7		×	4.3	
平均						4.5			4.9			5.0			3.6			4.0			4.7	

表９－４　カッタ摩耗量測定結果総括表（その３）

石さく（第２孔 28.72ｍ）

カッタ番号	カッタ列番号	配置記号	タイプ	測定番号	石さく－１			石さく－２			石さく－３			石さく－４			石さく－５		
				測定期日	47.11.25			11.30			12. 6			12.11			12.14		
				累計削孔長	9.79 m			15.97 m			23.98 m			26.93 m			28.72 m		
				累計削孔時間	16.6 Hr			28.6 Hr			42.8 Hr			60.0 Hr			77.8 Hr		
				カッタ・モータ回転数	7,727 Rev			13,494 Rev			20,450 Rev			28,668 Rev			37,336 Rev		
					B	T	$\bar{T}$	B	T	$\bar{T}$	B	T	$\bar{T}$	B	T	$\bar{T}$	B	T	$\bar{T}$
1	1	CC	CC	◉	0.6	0.6	◉	0.6	0.6	◉	1.1	1.1	◉	1.7	1.7	◉	2.3	2.3
2	2	A1	2	◉	1.1	0.8	◉	1.6	1.4	◉	2.1	2.1	◉	2.7	2.4	◉	2.7	2.7
3		A2	1	◉	0.5		◉	1.1		◉	2.1		◉	2.1		◉	2.7	
4	3	B1	2	◉	1.1	1.4	◉	1.6	1.9	◉	2.7	2.7	◉	3.2	3.5	◉	3.7	4.0
5		B2	1	◉	1.6		◉	2.1		◉	2.7		◉	3.7		○	4.3	
6	4	C1	2	◉	2.1	1.9	◉	2.7	2.7	◉	3.2	3.2	◉	3.7	4.0	◉	4.3	4.6
7		C2	1	◉	1.6		◉	2.7		◉	3.2		◉	4.3		◉	4.8	
8	5	D1	2	◉	2.1	2.4	◉	2.7	2.7	◉	3.7	3.7	○	4.3	4.6	○	4.8	5.4
9		D2	1	◉	2.7		◉	2.7		◉	3.7		○	4.8		○	5.9	
10	6	E1	2	◉	2.7	2.7	○	3.2	3.2	○	3.7	4.0	○	4.8	5.4	○	5.9	6.4
11		E2	1	◉	2.7		◉	3.2		○	4.3		○	5.9		○	×6.9	
12	7	F1	2	○	3.2	3.5	○	3.7	4.0	△	4.8	5.1	△	6.9	7.2	△	×8.0	8.0
13		F2	1	○	3.7		○	4.3		△	5.3		×	7.5		×	8.0	
14	8	G1	1	◉	2.7	2.5	○	3.2	3.1	○	4.3	4.3	○	5.3	5.3	○	×6.4	6.3
15		G2	1	○	3.2		○	3.7		○	4.8		△	5.9		△	×6.9	
16		G3	2	◉	2.1		◉	2.7		◉	3.7		○	4.8		○	×5.3	
17		G4	2	◉	2.1		○	2.7		○	4.3		○	5.3		○	×6.4	
平均					2.1			2.6			3.5			4.5			5.3	

＊　B：軸受摩耗度（外観）　　T：刃先摩耗度　　$\bar{T}$：同一カッタ列のT平均

◉：（B２）良好　　T０（新品）～

○：（B４）やや摩耗　　T８（刃先完全摩耗）

△：（B６）摩耗　　×＝刃先寿命

×：（B８）不良

＊＊　REED－１０のF列，G列はカッタ交換した。交換カッタは新品でなく，再使用カッタである。

のは，ビット推力分布が大きくかつカッタの転動距離の最も長いF列のカッタという結果になっている。このことは（９－２８）式の傾向を裏付けてはいるが，軸受の摩耗は，シールや被削材などの影響を受け摩損に至る時間的ばらつきが大きいことから，（９－２８）式のような摩耗率公式で表すより，ある確率事象として取扱う方が実際的である。

表９－５は，石さくカッタの７７.８時間削孔後の軸受を分解して，その摩耗度を８分法で表わしたもので，表９－５の感触による判定をも併記してある。軸受の８分法摩耗度はツースの場合と同様に，１／８摩耗をＢ１，２／８をＢ２のように表わす。表より軸受の摩耗度はツースの摩耗と合せてほとんど寿命に達したとみなされるE_1～G_4の８個のカッタにおいて，８分法摩耗度Ｂ１～Ｂ８の範囲にばらついている。この例だけからみても，軸受の摩耗を摩耗率公式から予測することの困難さがうかがわれる。また累計削孔時間７７.８時間後にはほとんどの軸受が寿命に達しているＥ．Ｆ．Ｇ各列のカッタのうち，軸受が完全に摩損して回転不能になったものはF_2

表9－5　石さくカッタの軸受摩耗（最終）

カッタ名	軸受摩耗度測定値	
	石さく測定（軸受分解）	外見所感
CC	1	2
A1	1	2
A2	1	2
B1	1	2
B2	2	4
C1	2	2
C2	2	2
D1	2	4
D2	2	4
E1	2	4
E2	3	4
F1	6	6
F2	8	8
G1	1	4
G2	7	6
G3	7	4
G4	3	4

（77.8h削孔）

表9－6　軸受の寿命

REED実績（高倉山実験を含む）

カッタ列	取付け半径	ビット1回転の走行軌跡	軸受の寿命に至るまでの走行軌跡	同左の削孔時間	記事
CC	0.27m	1.70m	80Km以上	102h以上	軸受寿命は，走行軌跡距離で，20Km以上であり，平均250Km前後と考えられる。
A	0.42 (1.83)	2.64	176Km以上	102h以上	
B	0.57 (1.83)	3.58	×216Km	×102h	
C	0.71 (1.67)	4.43	×244Km	×102h	
D	0.84 (1.67)	5.27	×279Km	×102h	
E	0.97 (1.52)	6.11	×262Km	×86h	
F	1.11 (1.52)	6.96	257Km以上	76h以上	
G	1.25 (1.20)	7.85	×269Km	×76hr	

石さく実績

カッタ列	取付け半径	ビット1回転の走行軌跡	軸受の寿命に至るまでの走行距離	同左の削孔時間	記事
CC	0.27m	1.70m	63Km以上	77h以上	軸受寿名は，20Km以上と考えられ2個組カッタ（A～F）寿命は250Km前後，4個組カッタ(G)300Km程度か。
A	0.42	2.64	99 〃	77〃	
B	0.57	3.58	134 〃	77〃	
C	0.71	4.43	165 〃	77〃	
D	0.84	5.27	197 〃	77〃	
E	0.97	6.11	228 〃	77〃	
F	1.11	6.96	×200Km	×60hr	
G	1.25	7.86	293Km以上	77hr以上	

＊　カッタ取付位置は高倉山で一度入換えられている
×＝軸受寿命

カッタ1個であり，このカッタでも刃先がすでに平均摩耗度T 5.9に達しており刃先もすでに物理寿命に近い状態にあるといえる。これを軸受の摩損が先行したと解釈した場合でも，石さくカッタではツースの平均摩耗度T 4.5に達したカッタ8個のうち軸受が摩損したものが1個，すなわち，1／8のカッタが軸受の寿命がツースカッタの寿命に先行してカッタの寿命となったということになる。カッタツースの平均摩耗度T 4.5 の場合，カッタの列によっては最大摩耗度が

T５～T８と部分的には完全に摩耗したところがでてくる。

表９－６は，Reedカッタ及び石さくカッタの軸受の寿命の状況を，カッタの転動距離及び削孔時間について表わしたものである。両社のカッタともばらつきはあるが，転動距離でおおよその軸受の寿命を考えた場合，２００Km以上，平均寿命２５０Kmとも読取ることができる。これらの場合，G列のカッタは４個１組になって取付けてあるだけビット推力分布が小さいため，寿命に至る転動距離が延びている。なお，Reedカッタは高倉山の実験で使用したのち塩生実験に用いたもので，センタカッタを除いては取付け位置を表６－５のReedカッタの削孔履歴に示したように入れ換えている。高倉山実験では，比較的研摩性の小さいモルタル及び風化花崗岩を削孔しており、このときのF列及びG列の平均転動距離が７９Kmである。そのため，Reedカッタでは全体の転動距離に対してツース摩耗度が小さくなっている。一方，軸受の寿命が転動距離で240～２７０Kmにあるのは，高倉山で使用したものを１年後に再使用したことや，保存期間中のシールの劣化などによりツースの摩耗に比べて比較的早い時期に，軸受が寿命に達するカッタが多くなったものと推測される。小口径の石油さく井では１個のビットを寿命に達するまで一気に使用するため，一度使用したカッタをある期間保管しておき再使用する例はほとんどなく，使用途中のカッタを整備保管する必要がないが，大口径カッタにおいては，軸受の防錆防腐及びシールの劣化を防ぐ保管方法が，次に使用するときのカッタの寿命を長く保つ結果につながるだけに重要なことである。

9.3 削孔単価とカッタの経済的寿命

（９－２７）式に示したカッタツースの摩耗率及び（８－１９）式に示したカッタの摩耗状態を含めた削孔速度公式が得られたから，（９－２）式よりカッタの経済寿命を求めることができる。（９－２）式はカッタの寿命までの掘進長と，その間の経費から削孔単価を求める式になっているから，カッタ費以外の固定経費である機械類の運搬組立て解体費等の費用Ct は，全削孔工事量に対する１セットのカッタの分担分ということになる。換言すれば，運搬組立費他Ct の単価はカッタの寿命や削孔性能に関係なく，全削孔延長で割った値で表わされているから，カッタの経済寿命を求める場合には（９－２）式からそのカッタ費以外の固定経費の項を除いて計算してもさしつかえない。すなわち，（９－２）式は

$$c_D = \frac{C_c + (c_d + c_e + c_w + c_a)(T_\ell + T_o)}{T_\ell \quad \overline{R}} + c_T \ (¥/m) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (9-30)$$

で表わされる。ここに c_T は運搬組立費他 C_t を全削孔延長（m）で割った値である。従って，カッタの経済性については（９－３０）式の右辺の第１項で論ずればよい。計算に当って、同式中，カッタ費 C_c 及び各時間当り経費 c_d，c_e，c_w，c_a は共に一定であるものとする。さらに，その他作業時間 T_o は，削孔時間 T_ℓ に対して一定の割合となるとすれば次式で表わすことができる。

$$T_0 = \alpha T_\ell \quad \cdots\cdots (9-31)$$

ここに，αは係数である。従って，（９－３０）式の削孔単価はＲとT_ℓの関数で表わされる。前節の計算における新しいカッタによる削孔開始からの削孔インタバル(h)と，その間の削孔速度（ｍ／ｈ）の積を加算することによって削孔延長$\overline{R} \times T_\ell$が求まり，各削孔インタバルの削孔速度の平均から$\overline{R}$が求められるから，削孔累加時間$T_\ell$が得られる。一方，削孔速度を求めるためのカッタツースの摩耗率公式及び削孔速度公式は，ともに運転管理上の要因であるビット推力並びにビット回転速度によって与えられる。従って，（９－３０）式において，$\overline{R}$を大きくする厳しい負荷条件で削孔すれば，T_ℓが短かくても削孔長は延るがカッタの寿命もまた短かくなるという複雑な関係にある。しかし，ビット推力及びビット回転速度を一定とする条件では，削孔単位が最低となる総削孔時間T_ℓが存在し，これが経済的カッタ寿命となる。図９－１２は経験上の概略の経費を（９－３０）式に代入して求めた削孔条件と経済寿命を，塩生の実験（Ｗ＝80ｔ，Ｎ＝８０ｒｐｍ）の条件による削孔例に負荷条件を変えた場合をも加えて示したもので，ここでは最小値が現われている。

図９－１３はビット回転速度をパラメータにして，ビット推力に対する経済寿命，すなわち，図９－１２における最小値との関係に削孔馬力のコンターを加えて示したものである。削孔馬力は新しいカッタが最も大きくなることからそれを用い，実用馬力として計算馬力を1.2倍にして示した。図からもわかるようにビット回転速度の小さい範囲では，ビット推力を大きくするほどカッタの削孔単価が小さくなる傾向にある。但し，図９－１３はクリーニングの条件や所要削孔馬力が増大するに伴って増加する削孔機械本体の経費，付属機械費，仮設費及びエネルギー費等を一定と見なして求めたものであるから，削孔機械等の出力限界を越す条件ではそれよりも一段上

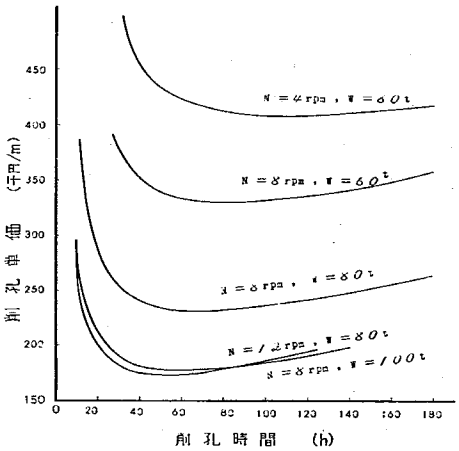


図９－１２　各種負荷条件による削孔時間と削孔単価

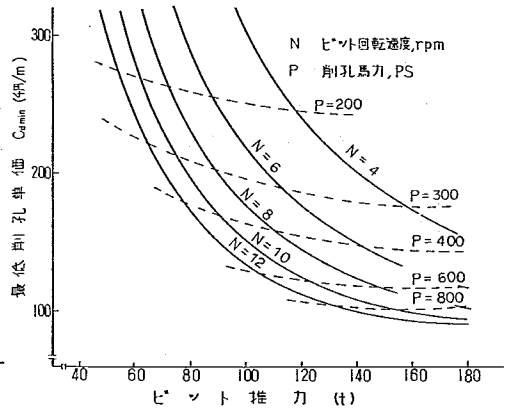


図９－１３　ビット推力と最低削孔単価

の仕様の機械及び付帯機械設備等を必要とする。それだけに，より大きな馬力の範囲で使用する場合には，時間当りの経費が増大することを考慮しておかなければならない。

図９－１４は同じ塩生の実験データを用いて，１００馬力きざみに時間当りの運転経費が上がるものとして，ビット回転速度をパラメータにビット推力と最低削孔コストの関係を示したものである。図より明らかなように，この条件では機械の所有馬力の最大のところで削孔した方が経済的になる結果になっている。なお，図９－１２～１４に示した計算例は，すでに述べたように機械経費の計算に概算値を用いたもので，物価の変動，各機械，種類などにより実態と大幅に違ってくる可能性があるので，ここでは計算手順を示すために仮に用いた値であることをことわっておく。

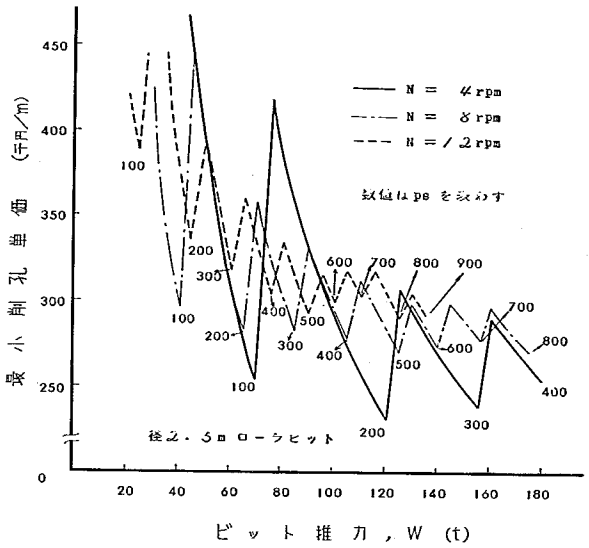


図９－１４　ビット推力と最小削孔単価

9.4　大口径削孔機械及び応用工法の提案

マルチパス方式から段状ビット，全断面のフラットボトム型へと変遷してきている大口径削孔機械は，わが国においても径4.4 mまでがすでに製作され，実用段階に入っていることはすでに述べた。そしてまた，さらに大型化への要望が少なくない。わが国における大口径削孔のニーズは，本州四国連絡橋の基礎のような，土木，建築の大型構造物の基礎施工用が主で，海外の主要な削孔例にみるような鉱山のたて坑掘削への需要は当面あまり多くない。大型基礎構造物の施工用としては，削孔深度が百メートル以下であること及び削孔数が多くなることから，従来の数百メートル以上の大口径削孔とは条件が異なり，削孔機械形式又は削孔方式も当然違ったものでなければならない。

削孔方式が異なっても，ロータリビットにより機械的に岩石を破壊するメカニズムは基本的に変りがないから，これまではフラットボトム型の全断面削孔機械を対象に，その削孔性，カッタの摩耗，さらには削孔の経済性について論じてきた。以下ではここまでに述べた基本的概念をもとに，土木，建築の大型基礎施工のような比較的削孔深度の浅い条件に適応する大口径削孔機械

及び工法について考察する。

9.4.1　1セット2パス方式の提案

作業足場を用いる海上工事では，足場の積載荷重限界や作業面積の制約から，大口径削孔機械又は削孔方式がその施工性に大きく影響する。従来のドリルカラ方式の全断面削孔では，削孔径が大きくなるに従って削孔機械及び付帯機械の重量が増大するため，海上作業足場上での適用におのずと限界ができる。例えば，1章表1－2に示したわが国で最も大型機に属する径3.6m及び4.4m級の削孔機械では，川崎重工（株）の水中駆動型を除けばその最大ビット荷重が250～400tonにも達し，すでにこのクラスが仮設作業足場での作業に適用できる限界に近い。

削孔径がさらに5～7mの大型削孔が要求されている現状にあって，従来の形式のまま大型化することは施工性，安全性，経済性の面から不利な点が多く，他の機械形式又は工法を検討することが余儀なくされる。そこで提案されているものの1つに，ラップ掘削法がある。これはすでに本州四国連絡橋公団が，システム掘削という呼び方で専用の案内フレームを兼用した海上足場を用いて行った掘削実験[9-2]のほか，同じく同公団が行った高倉山における平面掘削実験[9-3]，三井三池鉱業所が行った三池島の通気立坑掘削[9-4]，あるいは現在小河内ダム（東京都）で行っている湖底平面掘削の例などがある。専用の案内フレームを作業足場に装備したシステム掘削方式以外は，始め一定間隔で小口径のパイロット孔を削孔したのち，これをガイドに削孔面が重なるような口径の削孔を行い，広がりのある平面に掘削する方式が用いられている。しかしながら，大口径削孔機械は本来削孔した孔そのものをガイドに掘進する方式のものであるから，平面掘削に，適用する場合必ずしも効率的な方法とはならない。以下，口径7～8m級に適応すると考えられる大口径削孔機械及び削孔方式について述べる。

経済削孔を行うには，削孔機械の稼働率を上げることが1つの要件であり，そのためには工事量と施工機械能力のバランスがとれていなければならない。基礎掘削のように比較的削孔深度が浅く，全体の掘削量が少ない場合には，大容量の削孔機械が必ずしも経済的とはならない。比削孔エネルギーを一定の条件とした削孔を考えるとき，削孔馬力がそのまま削孔能力に比例する。また，単純に削孔馬力が機械経費に比例するとすれば，削孔単価は機械設備容量には無関係に一定になるようにも思えるが，実際の海上工事などにおいてはドリルパイプの継ぎ足し，取りはずし，スタンドパイプ又はクーシングの建込み，削孔機械の移設など，大容量の機械になるほど実作業時間率（全体の作業時間に対する実削孔時間の割合）が小さくなり削孔単価は高くなる。

一方，小容量の削孔機械を用いる場合，削孔速度が上らないから削孔時間の割合が大きくなり，当然実作業時間率が上る。しかし，スレショルド荷重付近の削孔馬力では掘進が伴わず空転のときと同じ状態になり，作業量もまた上がらず，これも当然不経済になる。

以上の観点から，比削孔エネルギーを最低に保ちながら，より小さな馬力でより大口径の削孔

を行う方式を考えるとき，基本的にはすでに用いられているマルチパス方式，リアクションドリル方式及びコアドリル方式が有効であることがわかる。コアドリル方式を除く前2者は，いずれも小動力で最適負荷条件を与えることのできる小口径削孔を組合せたものと考えられることから，大口径断面に対しては小動力でありながら低い比削孔エネルギーで削孔することができる。

上記の各方式の中で，小口径ビットを複数個取付けそれぞれのビットを自転公転させる形式のリアクションドリルは，すでに述べたようにカッタの軌跡の特性上岩石用ローラカッタを用いるときには，カッタの転動に滑りが生じ，カッタの摩耗の点で不利になり経済削孔の条件を満足しなくなる。

コアドリル方式も比削孔エネルギーの点からは有用な工法となり得るが，一般に亀裂の多いわが国の地質条件ではコアの形成が困難であるばかりでなく，対象とする条件である径7～8mの削孔には採用し難い。

小口径の孔を順次拡孔して所期の口径に仕上げる従来のマルチパス方式は，本来比較的高深度の削孔に有利な工法であり，削孔深度が小さい上に大型基礎掘削ではよく遭遇する崩壊性の高い地層に対して，ケーシングの建込みを必要とするなど施工性の面から経済的な削孔方式にはなり

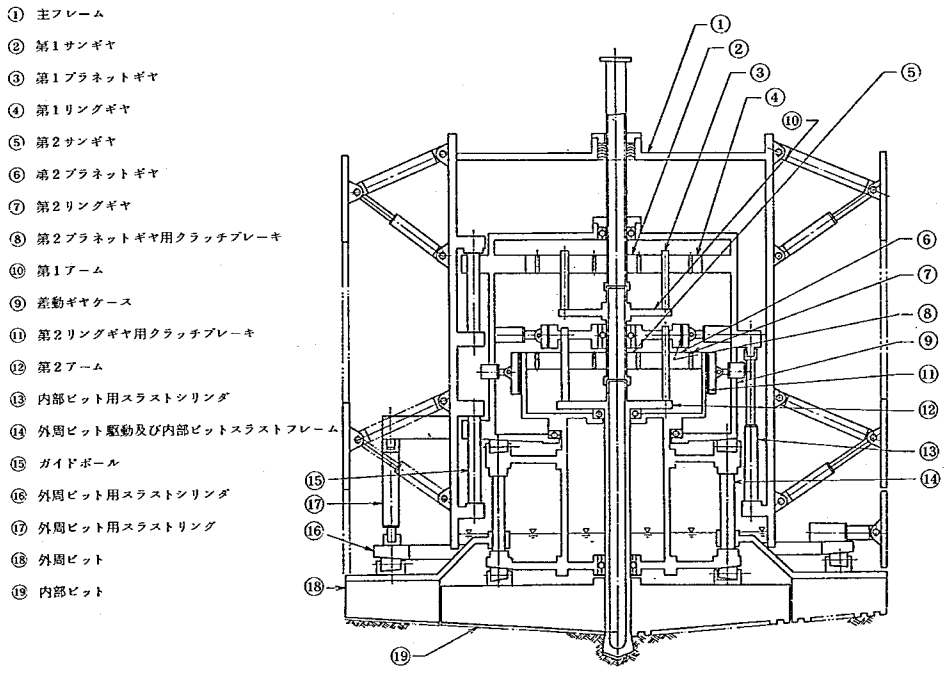


図9－15　1セット2パス掘削工法概念図

得ない。従って，ここに提案する１セット２パス方式は，文字どおり削孔機械の設置を１回行うことで２パスの削孔を交互に繰返しながら所要口径の削孔をしようとするものである。図９―15は，この方式による削孔機械の概念を示したものである。図に示した大口径削孔機械案は，回転トルクが上部のロータリテーブル又はパワースイベルによって与えられるもので，下部に減速装置，動力分配装置，推力付加装置及びグリッパ装置等を有する。図はやや複雑になっているが，作動の基本原理は⑲の内部ビットと⑱の外周ビットにより交互に削孔しながら掘進するものである。作動順序は以下のとおりである。

(1) まず，図の状態に機体を孔底に着地させ，グリッパを拡張する。初期の削孔時にはグリッパをスタンドパイプに張ることになる。

(2) サクションポンプ又はエアリフトポンプによる循環流を発生させる。

(3) ドリルパイプに回転を与え第２リングギヤ用クラッチブレーキ⑪を作動させ，第２プラネットギヤ用クラッチブレーキ⑧を開放するとドリルパイプの回転が減速されて内部ビットに伝えられる。

(4) シリンダ⑬を縮めるとドリルパイプ及び差動ギヤケース⑨に押される内部ビットスラストフレーム⑭を介して，内部ビットに推力が与えられ，内部ビットのみによる削孔が起こる。内部ビット及びフレーム⑭の上部にはローラを取付け，推力を受けながらそれぞれ独立した回転をする構造にしてある。

(5) 内部ビットによる所要ストロークの削孔が終ったのちクラッチブレーキ⑪を開放にし，上部のクラッチブレーキ⑧を作動させると内部ビットの回転が止まり，外周ビット駆動用フレーム⑭が回転させられ，そのフレームに上下に滑動するようにはめ込まれている外周ビットが回転する。

(6) 外周ビットの推力はスラストシリンダ⑰によってスラストシリンダ⑯を介して与えられる。

(7) 外周ビットの場合も，所定ストロークの拡孔した後，内部ビット用スラストシリンダは縮み，外周ビット用シリンダは伸びきった状態になっているから，そのままの状態でグリッパを孔壁から離し，それぞれのシリンダ作業前の状態に戻すと，主フレーム①が沈降する。

(8) 再びグリッパジャッキを拡張して次のサイクルの削孔に入る。

主フレーム内部は下部開放の圧気室になっているから，差動歯車等の潤滑は一般の気中の機械と同様に取扱うことができる。また，図では切削型ビットを示してあるが岩石用ローラビットを用いても原理機構には変わりない。差動歯車装置を用いて減速してあるのは，ドリルパイプをより高速にすることによってより低トルクで，低速の場合と同じビット回転馬力の伝達を可能にするためである。

図９－１６は２ステージの２段削孔方式の作動原理図を示したもので，図９－１５のものと同様に内部ビットによる削孔及び外周ビットによる拡孔を交互に行い所定の口径の削孔を行うものである。この場合，内外両ビットに与える動力源を１つにして，油圧バルブの切換によりそれぞれのビットを駆動し，削孔する。

上記２種類の削孔機械は，いずれも油圧シリンダを用いてビット推力を与える方式を採用しているから，ドリルカラ方式に比べて機体重量が小さく，海上足場のような限られた作業面積でも，大型のクレーンを必要とせず，施工性の高い工法として提案することができるものである。

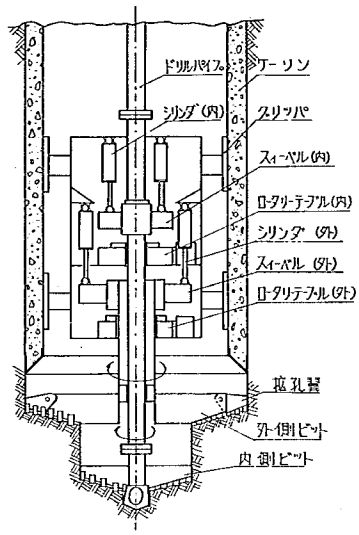


図９－１６　下部駆動型削孔機によるケーソン沈設工法

9.4.2.　大口径削孔の応用

9.4.2.1　グラウト工法を併用する大口径削孔

口径の大小にかかわらず，削孔技術上の難問の一つに孔壁の崩壊防止対策がある。特に地質条件の複雑なわが国においては，大部分の削孔に対して何らかの孔壁保護工を必要とし，これまでは孔壁の保設にケーシングや泥水が用いられている。

泥水だけで孔壁の崩壊防止が可能な地層ではあまり問題はないが，削孔径が大きくなると土圧や間隙水圧による崩壊というよりも，むしろはだ落ちが大崩落を導く原因となることから，おのずと泥水の利用にも限界ができる。ケーシングを用いる場合でも大口径のときには，削孔した後，その孔の中にケーシングをそう入することになるからある程度地層条件がよくならなければならない。削孔しながらケーシングを入れる工法はそのままケーソン工法ということになるが，大口径削孔機械を用いるケーソン沈設工法はまだ普及されていない。大口径削孔を利用するケーソン工法については次項で述べる。

このように，削孔の可否にも影響する崩壊性の高い地層に対する対策工法の１つとして，ここでは図９－１７(a)に示すようにあらかじめ孔壁となる部分に，薬液又はセメントグラウト等を注入する前処理をしたのちに，削孔する工法を提案する。前処理後の削孔状態は図９－１７(b)に示すように，セメントグラウト等により固結した部分が地中壁を形成するから崩壊の恐れがない。

地層の固結工法には，現在すでに一般の地盤固結工法として用いられている。薬液注入工法，又はセメントグラウト等のほか固結材を高圧噴射する工法などが適用できる。また，対象地盤は

破砕帯を含む岩石地盤のみならず，一般の土砂層に対しても有効であることはいうまでもない。このように地盤固結工法を併用する削孔技術の信頼性が高まれば，コアドリルにふさわしい工法として取上げられるであろう。すなわち，コアドリルは，コア掘削機開発の技術よりも，コアが形成される地層であるという条件のもとに成立するものであるから，クラックや破砕帯を含む岩石地盤には注入工法を用いて固結させることによって適用できる。また，薬液注入法のほか，海外の削孔例にも示したように地盤固結工法として凍結工法を用いることも，条件によっては有効な工法となるであろう。

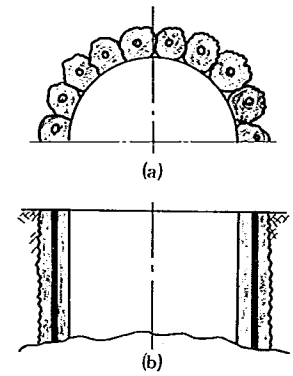


図９－１７　外周グラウト処理後の大口径削孔

9.4.2.2　ケーソン工法への応用

大口径削孔の目的がたて抗やトンネルの通孔あるいは大型構造物の基礎施工にあるとすれば，削孔後その孔の中に構造物を築造するかケーソンのようにあらかじめ製作されている構造物を建込む作業が伴う。そこで大口径削孔のケーソン工法への適用について以下に提案する。

大口径削孔技術を利用できるケーソンの形式は２種類に大別できる。その一つは，井筒と呼ばれる円筒ケーソンであり，この場合はケーソンの全断面を大口径削孔機械で掘削することになる。もう一つのケーソンには，長方形断面のほか任意の断面形状のものが考えられるが，基本的にはドレッジングウェルと呼ばれる複数の円筒型の掘削孔を有する蜂巣ケーソンに属するもので，大口径削孔機械ではそのウエルの中を掘削する。ここに大口径削孔機械を用いる場合，両ケーソン工法に共通する問題に次の２点があげられる。

(1)　ケーソンの掘削孔のみならず刃先下まで完全に掘削する必要がある。

(2)　ケーソンの刃先下を掘削している間はケーソンが自沈しないことを保証する。

上記２点は大口径削孔機械使用の有無にかかわらずケーソンの機械化施工に対する必須条件で，従来の工法では上記条件のいずれも満足していない。(1)について，岩着部は当然であるが，土層部においてもケーソンの周面摩擦が大きくなると刃先下の抵抗が加わって沈下を妨げる。従って，確実にケーソンを沈下させるためには，ケーソン刃先下の抵抗を完全に除去しなければならず，その部分の掘削が重要になる。特に蜂の巣ケーソンの場合，掘残し部分が多くなるため，拡孔翼幅を大きくするか図９－１８に，平面を示すように大小２種類のドレッジングウエルを取付ける必要がでてくる。

(2)について，すでに実験例でも述べたように，削孔技術上ケーソンの刃先下の掘削は拡孔カッタを用いることにより可能である。しかし，この間ケーソンが自沈すれば拡孔カッタが押しつぶされて削孔不能となるから，掘削中はケーソンが自沈しないように何らかの方法で保持する構造

にしておく必要がある。この点が，ケーソンを押込むことに終始する従来工法と根本的に異なる。

図９－１９は岩盤を対象にしたものではないが，筆者が提案し開発した円筒形ケーソン専用の削孔機械[9-5)]を示したもので，本機による本工事を兼ねた試験工事が現在進行中である。

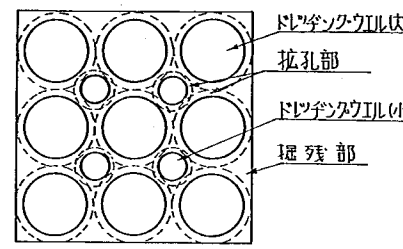


図9－18　大小のドレッヂングウエルを有する蜂巣ケーソン平面

このケーソン専用の削孔機械は在来のリバースサーキュレーションドリルのアタッチメントとして開発したもので，同機のロータリテーブルによって駆動される。

本機の構成は，ドリルパイプに直結した鋼製輪を太陽輪にし，その廻りを３組のタイヤで構成する遊星輪からなる差動回転機構を利用したものである。太陽輪の下部にはセンタービットが，遊星輪の下部には３組の遊星ビットが，また，遊星腕の端には３組の拡孔ビットがそれぞれ取付けられている。さらに，遊星輪の外輪となるフレームは，ケーソン下部の案内金物に上下動が自由で回転方向のみが拘束される状態で取付けられている。

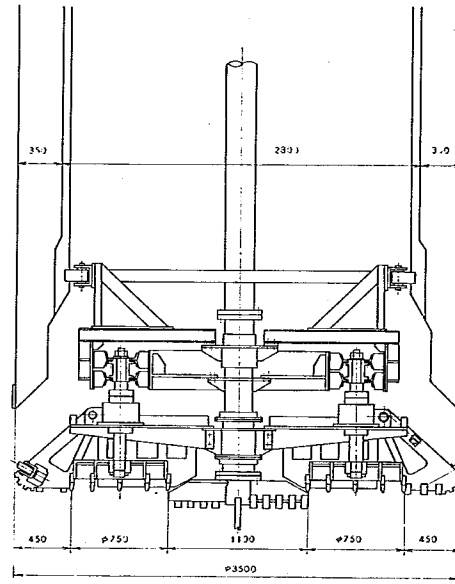


図９－１９　ケーソン沈設用掘削機

ドリルパイプに回転を与えると，太陽輪及びセンタービットはドリルパイプと同一回転するとともに，遊星輪であるタイヤに回転力を伝える。タイヤの転動面となる外輪はケーソンの案内金物によって拘束されているから，太陽輪によって駆動される遊星輪と遊星カッタは，自転公転しながら削孔する。遊星腕となっているフレームに取付けられている拡孔翼は，差動機構により減速されて孔の最外周部を掘削する。この拡孔ビットは外周方向に開き勝手に取付けられ，常に開いた状態になるようにスプリングを組込んである。従って，ケーソン内部を通るとき又はケーソン内部に入り込んだ土砂の部分を掘削するときは，閉じた状態でケーソン内面を回転する。また，拡孔ビットとケーソンの摩擦を軽減するため，拡孔ビットは最外周部にキャスタを取付けてある。

ケーソンはプレファブのもの，場所打ちのものいずれも適用できるが，最初の試験工事に使用したものがＰＣケーソンであることからこれを対象に施工法を述べる。ケーソンは径 3.5 m の輪切り状のＰＣブロックを積重ねる形式のもので，最下端の刃口ブロックから何本かのＰＣ鋼が１～２ブロック毎に継足され，ケーソン全体の上端まで貫通するようにしてある。従って，各ブロックを積重ねた状態でＰＣ鋼端部がケーソン上面に突き出した形になるなら，これらのＰＣ鋼にケーソン吊り金具を取付け，それをケーソン吊り装置である油圧シリンダで保持する構造にしてある。そのため，ケーソン刃先下部掘削中はケーソンが沈降することなく確実に掘削できる。

施工手順は以下のとおりとなる。

(1) ケーソンを着地させた状態でケーソン吊りシリンダを固定する。

(2) 削孔機をそう入し削孔面に到達したところで，わずかに機械を持上げた状態に保ち循環流の作動を開始する。

(3) 削孔機械を回転させ，機体吊りワイヤをゆるめ，ビットに荷重を与えて掘進する。地層が軟弱な場合は，ケーソン継足し又は削孔シリンダを盛替えるために着地させるが，そのときケーソン内部に土砂が浸入する。この場合，ケーソン吊シリンダを固定したままで図９－２０(a)又は図９－２０(b)の状態になる位置に削孔機が来るまで掘り下げる。

(4) 図９－２０(a)，(b)はそれぞれ地盤が軟弱及び硬いときのケーソンとビットの相対位置を示したもので，地盤により所定の相対位置に掘削面がきたのち，削孔にケーソンの沈降を追従させ

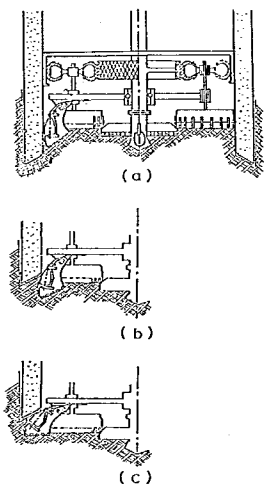


図９－２０　ケーソン刃先下掘削要領

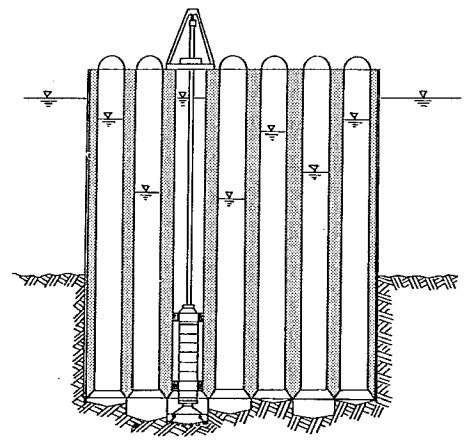


図９－２１　大口径削孔機械によるドームドケーソン工法

る方法を用いると外周地盤を安定に保ちながら沈設することができる。

なお，この工法は，汎用の機械をベースマシンに用いて，経済的かつ確実性の高いケーソン沈設工法の開発を目的としたものであるから，アタッチメントであるケーソン専用の削孔機械以外は特別な大型機械を必要としないところに特徴がある。

図９－２１は蜂巣ケーソンの大口径孔機械による削孔案を示したもので，[9-6)]この場合は前記ケーソンが吊込み型であるのに対して，ドームドケーソンを用い，削孔していない削孔井にはドームの蓋をしてその中に圧気を封入して浮力を働かせておく。削孔は各削孔井の中を任意ストロークずつ掘削しながらケーソン全体を沈設していくものであり，削孔中はケーソンの働きを入力して荷重バランスをとるように各ドームの空気量を個々に調整できるようにしておけば，簡単な計算機を用いるだけで施工管理が容易にできるようになる。

9.5 結　　語

合理的な計画管理のもとに，経済的削孔を行うためには，与えられた削孔条件に対する削孔速度及びカッタの寿命を，より精度よく予測する手法を確立しておく必要がある。

削孔速度を求める削孔速度公式は，７章及び８章で提案した。本章では，さらにカッタの経済寿命を求める計算手法を提案し，大口径削孔に関する経済的削孔条件を求める試算例を示した。このほか，新しく大口径削孔機械及び応用工法についても提案した。

本章で得た要点を以下に取りまとめる。

(1) カッタツースの摩耗率：大口径削孔用カッタの摩耗を平均摩耗度で表わす場合，従来の小口径削孔を対象にした摩耗率公式がほぼ適用できる。しかしながら，大口径用のカッタは，取付けられる列と個数によって負荷条件が異なり，それぞれの列のカッタの摩耗の進行も違ってくる。大口径削孔では，カッタが不均等に摩耗すると，他のカッタにも悪影響を及ぼすため，個々のカッタの摩耗進行状況を把握しておくことが大事である。そこで，各取付け列のグループのカッタを３カッタビットにみたてて，Edwards の式を補正して表わした摩耗率公式を適用したところ，実験による各列のカッタの摩耗進行とよく合うことが判明した。

(2) カッタの軸受寿命：実験結果から，カッタツースの摩耗に先行する軸受の数が少ないこと，及び軸受の摩耗度の判定表示が困難であることと合わせて，軸受の寿命は確率事象として取扱うことを提案する。すなわち，定負荷条で削孔する場合の延べ削孔時間に対して，軸受の摩耗や破損により寿命に達するカッタの数を全カッタ数の割合で表わすものである。

(3) 大口径削孔機械及び工法：大口径削孔の可能性については，ほぼそれを満足する現状にあって，次に来る課題は削孔費の低減になる。

大口径削孔の経済性を高める方法のうち，合理的削孔の計画管理手法についてはこれまで論

じてきた。次の段階では，大口径削孔機械そのものを目的工種に合った形式諸元にすること，及び適用工法範囲を拡大することが重要になる。

ここに，大口径削孔機械については，1セット2パス方式のもの及びケーソン専用の掘削機を提案する。また，応用工法としては，グラウト等による孔壁補護工を併用する削孔法及びドームドケーソン工法をも含めたケーソン沈設工法へ大口径削孔を応用することを提案する。

参　考　文　献

9−1)　千田昌平，笠井哲夫，石島威 ： 大口径掘削機（2.5$m\phi$）試験報告書（第一報），土木研究所資料，第６９９号，昭和４６年９月

9−2)　古閑新也 ： 本四連絡橋児島海上工事の概要，建設の機械化，第２６０号，昭和４６年１０月，P.15

9−3)　本州四国連絡橋公団 ： 掘削実験結果の解析報告書，その１掘削データ集，本州四国連絡橋公団委託報告書

9−4)　美川　章 ： 三井三池鉱業所第３人工島（三池島）築島工事の実績報告と当島からの通気専用立坑掘さく工事の計画概要について，日本鉱業会誌，第８７巻，１００５号，昭和４６年１１月，P.850

9−5)　千田昌平，村尾好昭 ： 大口径基礎工法調査，昭和５０年試験調査報告書，昭和５１年６月，P．６３８

9−6)　千田昌平 ： 大形基礎施工機械の展望，建設機械，昭和４８年１０月，P.41

第10章　結　　論

第10章　結　　論

本研究を取りまとめている間にも，わが国最大の径4.4 mの大口径削孔機械が完成し実用されている。このように大口径削孔は，その技術において十分経済的でかつ信頼度の高い工法となれば，さらに一般的工法として普及することは十分考えられる。しかしながら，大口径削孔に関する実験的研究は膨大な費用を要することと，一定の削孔条件を保つための均質な岩石試料又は実験場を確保するのが困難であることなどから，従来の研究では，小口径の削孔実験又は実作業データによるか，単一刃先の貫入実験，あるいは1個又は1対のカッタによる掘削実験から，大口径削孔の場合を類推する方法をとることが余儀なくされている。そのため，必ずしも大口径削孔に関して満足する情報が得られていないのが現状である。

大口径削孔と，従来の実験研究に用いられている小口径削孔とは，次の点で根本的に異なる。

(1) 大口径削孔では，削孔面の掘削ずりのクリーニングを循環流の流速だけで行うには不十分で何らかの対策が必要である。

(2) カッタの配列又は形状によってカッタの軌跡の重なり数が異なり，これによって削孔時の各刃先にかかる動的ビット推力の分布が異なる。

(3) カッタの取付く位置，すなわち，ビット中心と外周部では，ビット回転当りの転動距離が異なり，カッタの摩耗が均一とならない。

(4) カッタの取付位置と円筒状カッタのテーパによって，自由に転動するカッタの軌跡と，ビットの回転による強制的転動によってできる軌跡との間にずれが生じるため，カッタと削孔面との間にすべり又はひねり作用が伴う。これもまたカッタの摩耗を不均一にする原因となる。カッタの摩耗が不均一であればそれぞれのカッタの掘削特性が異なることから，動的ビット推力分布もカッタの摩耗と共に変わる。

本研究は，実機及び大口径削孔実験専用の削孔試験機を用いた実験を通して，大口径削孔に関する諸特性を明らかにすると共に，経済削孔を提示する目的で行ったもので，以下のとおり結論ずけることができる。

1) 機械的に岩石を破壊する形態には，くさび状刃先の貫入方向によって，切削型，貫入型，複合型に分かれ，単一刃先の貫入によるそれぞれの破壊理論が提示されている。しかしながら，大口径削孔では，削孔面を構成する岩石の強度や亀裂の分布が均等とならないことや，大口径削孔と小口径削孔の差異としてあげた上記の各項が単一刃先の貫入理論そのままを適用することを困難にしている。例えば，Maurer が示したビット推力Wと削孔速度Rの関係は$R \propto W^2$であるのに対して，実験からは$R \propto W^{1.5}$と異った結果が得られている。従って，従来の単一刃先の貫入理論を大口径削孔に適用するに当って，被削岩石と刃先の貫入に対する定性的特性を

得るには役立つが，それから定量的に削孔特性を求める段階には至っていない。

2）循環流発生機構の1つであるエアリフトポンプについて，揚水量に対する所要空気量は，次式の関係にあることを得た。

$$q_b = \left(1+\frac{h_s}{10}\right)\left[\frac{2.18\ (d/100)^4}{q_w}\left\{h_s\ (1-\zeta)-\sqrt{h_s^2\ (1-\zeta)^2-\frac{q_w^2\ H(1-\xi)}{109\ (d/100)^4}}\right\}-q_w\right] \quad \cdots\cdots (10-1)$$

ここに，

q_b ：自由空気量（m^3/min）

h_s ：浸水深さ（m）

d ：揚管内径（mm）

q_w ：揚水量（m^3/min）

H ：揚管長（m）

$$\xi = \frac{2.05}{\phi d^{0.19}}$$

$$\zeta = \frac{2.10}{\phi d^{0.19}}$$

ϕ ：効率に関するパラメータ

である。

なお，上記のパラメータのϕは揚管径や搬送条件などによって変化する値であって，実験結果から1～0.8を得ている。しかしながら，これらとエアリフト条件との明確な関係を求めるに至っていない。そのため，好ましい流型を得る所要空気量を求める目安として，自由空気量q_b（m^3/min）と揚管継面積A（m^2）の間に次の関係を提案した。

$$q_b = 300A\ (m^3/min) \quad \cdots\cdots (10-2)$$

しかし，この式は揚水量を与えていない。空気量と揚水量の比すなわち，単位揚水量当りの所要空気量は浸水比によっておおよその関係が求まる。例えば，浸水比60％では空気量は揚水量の約4倍，また，浸水比80％ではほぼ揚水量の2倍の空気量を必要とする。

以上のほか，実験結果よりエアリフトポンプの特性上明らかになった主な点をあげると次のとおりである。

① 揚管内の流速分布はほぼ一定である。

② フートピースの形状は流型の構成にも揚水能力にも関係がない。

③ 流型は浸水比及び空気量によって定まる。

④ 土砂を含む3相流を考えるとき，土砂と水を一体とした密度流として取扱ってもさしつかえない。

3）大口径削孔機械の馬力決定要素の１つである削孔トルクに関して，次の削孔トルク公式を提案した。

$$T = C\,f(H)\left(\frac{D}{rS}\right)^{0.5} W^{1.5} + 0.1\,D^2 \quad (t-m) \qquad \cdots\cdots (10-3)$$

ここに，

C　：パラメータ

$f(H)$：カッタの摩耗高さによる関数

D　：削孔径（m）

r　：カッタの平均半径（cm）

S　：削孔強度（Kg／cm²）

W　：ビット推力(t)

であり，カッタの摩耗度の進行による削孔トルクの低減はカッタの基準化した摩耗量Hに対して

$$\left.\begin{aligned} f(H) &= 1 - 1.5\,H \quad (0 \leqq H \leqq 0.3) \\ f(H) &= 0.55 \quad (0.3 < H) \end{aligned}\right\} \qquad \cdots\cdots (10-4)$$

の関係を得ている。新しいカッタではH＝０であるから$f(H)=1$において削孔トルクが求まる。なお，（１０－３）式が従来のトルク公式と大きく異なっている点は，同式の右辺の第２項が存在することである。すなわち，大口径削孔においてはビット推力Wが０の状態においても空転トルク以外の削孔トルクが残る。

（１０－３）式のパラメータCについてはツースカッタビットの場合0.40～0.46の範囲にあり，インサートカッタでは0.30～0.40の値を得ている。しかし，インサートカッタでは$f(H)=1$についてのみ示したもので摩耗による低減は考慮していない。

4）経済削孔に関して最も重要な削孔特性を表わす削孔速度公式について次式を提案した。

$$R = K\,\frac{N^{1.1}\quad W^{1.5}}{S^{1.8}\ \exp(1.1\,D + 1.12\,H)} \quad (m/h) \qquad \cdots\cdots (10-5)$$

ここに，

R：削孔速度（m／h）

K：ドリラビリティ定数（１６０～２００）

N：ビット回転速度（rpm）

W：ビット推力(t)

S：削孔強度（Kg／cm²）

D：削孔径(m)

H：基準化したカッタの摩耗量

であり，これはツースカッタビットに適用されるものである。

さらに，インサート型カッタについては大口径削孔の使用例が少なく，十分な関係は得ていないが

$$R_I = K_I \frac{N^{0.8}\ W^{1.5}}{S^{1.8}\ D^{0.3}\ e^{1.1D}} \quad (m/h) \quad \cdots\cdots\cdots\

④ 新しく提案したビット中心部に加速板を取付ける形式は，ビット外周部ではカッタによる撹拌効果を期待し，中心部は循環流の流速を上げてクリーニング効果を高めようとするもので，スクレーパを取付けたビットに次ぐ良好な結果を得ている。この加速板方式は，スクレーパに摩耗，破損の問題があることからすれば有望なクリーニング対策の1つとなり得る。

7）摩耗進行による削孔速度の低減率は，MCD法や他の在来の小口径削孔に提示されている関係よりわずかではあるが，実験結果の方がゆるやかで，Binghamの式にほぼ一致する。なお，基本式は次式で表わされる。

$$R \propto \frac{1}{f(H)} \quad \cdots\cdots (10-9)$$

ここに，在来公式における摩耗の影響$f(H)$を整理すると次の関係にある。

$$\text{Edwards系} \quad f(H) = 3.5 - 2.5H \quad \cdots\cdots (10-10)$$

$$\text{MCD法} \quad f(H) = 1 + C_2 H \quad \cdots\cdots (10-11)$$

$$\text{AAODC} \quad f(H) = (0.928H^2 + 6.0H + 1)^a \quad \cdots\cdots (10-12)$$

Hunble Oil社のMCD法（Minimum Cost Drilling Methcd）のパラメータC_2は摩耗度の異なる2種類のビットによる削孔実験を行って得られるものである。AAODC (American Asociation of Drilling Contractor)の指数aは自動研摩形式の刃先に対して0.5が与えられている。

筆者の実験からは，

$$f(H) = \exp 1.12H \quad \cdots\cdots (10-13)$$

又は

$$R \propto \exp(-0.14T_B) \quad \cdots\cdots (10-13')$$

が得られている。ここにT_Bは8分法によるカッタツースの摩耗度である。なお，Binghamは削孔速度公式の中に摩耗度の影響を含めているため，（10－9）式の関係では表わされない。

8）カッタツースの摩耗率に関しては独自に公式を導くに十分なデータを得ていないことから，在来の小口径削孔に対する摩耗率公式の適合性の確認を行い，それを補正した形で大口径用摩耗率公式を提案した。摩耗実験の結果，大口径ビットに取付く各カッタの平均摩耗度は在来公式をほぼ満足することが判明した。

個々のカッタの摩耗率に関しては仮想ビット法を用い，小口径ビットの摩耗率公式の適用を試みた。この場合，ビット推力はカッタの軌跡の重なり状態によって動的に各カッタに分布するものとして求めた。その結果，個々のカッタの摩耗率はビット推力及びビット回転速度に対して，在来式より敏感でEdwardsの公式を次のように補正した大口径用の摩耗率公式を提案した。

$$WR = \frac{N^{1.7}\, W^{1.2}\, t}{A_f\,(Q-W)} \qquad \cdots\cdots (10-14)$$

ここに，

WR：摩耗率 $\left(\frac{dH}{dt}\right)$

N　：仮想ビットの回転速度（rpm）

W　：仮想ビットの推力（10^3 lb）

Q　：限界ビット推力（ビット径（in）$\times 10\times 10^3$）

A_f：研摩性ファクタ

t　：削孔時間

である。

9）カッタの軸受の摩耗は，大口径ビットの場合保管時の維持管理に問題があるが，ツースカッタの場合刃先の摩耗より劣勢である。摩耗量はカッタツースの場合と同様に標準化して表わすものと8分法による方法が用いられるが，実測が困難であることや摩耗の実態から大口径ビットでは不良軸受の発生を確率事象として取扱うことが望ましい。例えば，一定負荷条件による削孔時間に対して軸受が不良となるカッタの発生個数を求め，それに見合った予備のカッタを準備する。

10）削孔の経済性及びカッタの経済寿命については，カッタの摩耗の進行に伴って削孔速度が低下するため，それだけ機械運転経費が増加し，新しいカッタに交換した方が経済的になるところができる。これがカッタの経済寿命である。削孔単価はc_Dは基本的に次式で表わされる。

$$c_D = \frac{C_c + c_o\, T_\ell}{\overline{R}\quad T_\ell} \qquad \cdots\cdots (10-15)$$

ここに

C_c：固定経費（主にカッタ費）

c_o：時間当り運転経費

T_ℓ：カッタ寿命（時間）

$\overline{R}$　：カッタ寿命までの平均削孔速度

である。この式において，C_c，c_oは一定の値をとり，平均削孔速度とカッタの摩耗率から削孔単価c_Dが最低となる削孔時間T_ℓを求めればよい。すなわち，削孔速度はカッタの摩耗率に依存し，さらにまた，カッタの摩耗率及び削孔速度は共にビット推力及びビット回転速度の関数で表わされるから，すでに提示したカッタの摩耗公式及び削孔速度公式を用いれば経済削孔のための運転管理条件を求めることができる。

上記の関係は削孔機械の所有馬力範囲に限定されるから，これらの関係を逆に利用して経済

削孔を行うための大口径削孔機械の設計条件を求めることができる。

11) 大口径削孔機械形式又は施工方式が未完成である現状において，さらに目的工種に最も適合した機械又は工法の確立が望まれる。本研究では大口径削孔に関する基本的問題について取上げたもので，この成果が今後さらに広く応用されることによって，より大口径のより経済的な大口径削孔方式が開発されることを期待するものである。この意味において，大口径削孔のケーソン工法への応用，グラウトによる崩壊性の高い地盤を前処理して行う削孔法などを提案して本研究の結びとする。

あ　と　が　き

本研究は過去十数年の間，主に本州四国連絡橋基礎施工機械の開発研究として行ってきた実験データ，並びに筆者がタルサ大学（米国）で行った研究資料をもとに取まとめたものである。

本研究の実験及び解析に当っては、歴代機械研究室長をはじめ機械研究室各位の協力を受け，本研究のとりまとめに当っては施工研究室各位の協力を受けた。また，本州四国連絡橋公団及び建設機械化研究所からは、貴重な資料の提供を受けた。

ここに厚く謝意を表する次第である。

付　　録

付　　録

大口径削孔用ビット各列のカッタの摩耗量の計算

(1) カッタ列

センターカッタ　：　CC

インナーカッタ　：　A，B，C，D，E

ゲージカッタ　　：　G

(2) 入力データ

R（I）　：　各列カッタの有効幅（cm）

II（I）：　〃　　重なり度数

RS（I）：　ビット中心から各列カッタ外側まで取付け距離（cm）

W　　：　ビット推力（t）

NNS　：　ビット回転速度（rpm）

AF　　：　研摩性ファクタ

(3) 摩耗量の計算

$$NS = \frac{RS}{R} \times NNS$$

$$WS = \frac{R \times II^{\frac{1}{3}} \times \exp(1.12 \times H_{n-1})}{\Sigma\{RII^{\frac{1}{3}} \times \exp(1.12 \times H_{n-1})\}} \times \frac{W}{0.454} \times \frac{3}{II}$$

$$Hn = \frac{\sqrt{1.0 + 14 \times (An \times \triangle T) + Bn - 1}}{7}$$

$$An = \frac{NS^{1.7} \times WSn^{1.2}}{AF(7.87R - WSn)}$$

$$Bn = H_{n-1} + 3.5 \times H_{n-1}^{2}$$

$$THn = 8Hn$$

ここに，△T：削孔時間きざみ（h）

(4) 出　　力

WS　　：　各列カッタの分布荷重

A，B　：　(3)項の計算過程の値

TH　　：　各列カッタの8分法摩耗度

```
      1            DIMENSION  NS(10)
      2            DIMENSION TH(10,200) ,RS(10) ,WS(10,200)
      3            DIMENSION H01(10) ,H02(10)
      4            DIMENSION A(10,200) ,B(10,200)
      5            DIMENSION WS0(10),A0(10),B0(10),TH0(10),TH1(10)
      6            DIMENSION WS5(10),A5(10),B5(10),TH2(10),H0(10)
      7            DIMENSION R(10) ,II(10) ,H(10,200)
      8            REAL NS,NNS
      9            REAL II
     10            REAL NS1
     11            READ(5,12) (RS(I),I=1,8)
     12         12 FORMAT(5F10.3)
     13            READ(5,13) M
     14         13 FORMAT(I5)
     15            READ(5,31) (R(I),I=1,8)
     16         31 FORMAT(5F10.5)
     17            READ(5,32) (II(I),I=1,8)
     18         32 FORMAT(5F10.5)
     19            READ(5,10)  (H0(I),I=1,8)
     20         10 FORMAT(5F10.5)
     21            READ(5,14) AF
     22         14 FORMAT(F10.1)
     23            READ(5,61) NNS
     24         61 FORMAT(F10.5)
     25            READ(5,62) W
     26         62 FORMAT(F5.1)
     27       C
     28            WRITE(6,401)
     29        401 FORMAT(1H1,5X,'IN PUT DATA'//)
     30            WRITE(6,400)
     31        400 FORMAT(1H ,15X,'CC',8X,'A',9X,'B',9X,'C',9X,'D',9X,
     32           1'E',9X,'F',9X,'G'//)
     33            WRITE(6,41) (RS(I),I=1,8)
     34         41 FORMAT(1H ,5X,'RS=',2X,8F10.5//)
     35            WRITE(6,42) (R(I),I=1,8)
     36         42 FORMAT(1H ,5X,'R= ',2X,8F10.5//)
     37            WRITE(6,43) (II(I),I=1,8)
     38         43 FORMAT(1H ,5X,'II=',2X,8F10.5//)
     39            WRITE(6,40) W
     40         40 FORMAT(1H ,5X,'W= ',3X,F5.1//)
     41            WRITE(6,44) NNS
     42         44 FORMAT(1H ,5X,'NNS=',1X,F10.5//)
     43            WRITE(6,74) AF
     44         74 FORMAT(1H ,5X,'AF= ',3X,F8.1)
     45       C
     46       C
     47            CC1=1.2
     48            FF=1.7
     49            NS1=0.454
     50            CC=1.12
     51            NR=1
     52       C
     53       C
     54            DO 68 L=1,8
     55            NS(L)=RS(L)/R(L)*NNS
     56         68 CONTINUE
```

```
22069 01  02-18-78   09.672

                 57       C
                 58       C
                 59            SUM0=0.0
                 60       C
                 61            DO 34  L=1,8
                 62            SUM0=SUM0+R(L)*(II(L)**0.333)*EXP(CC*H0(L))
                 63         34 CONTINUE
                 64       C
                 65            DO 46 L=1,8
                 66            WS0(L)=(R(L)*(II(L)**0.333)*EXP(CC*H0(L)))/SUM0*
                 67           1   W/NS1*3.0/II(L)
                 68         46 CONTINUE
                 69       C
                 70            A0(1)=  (NS(1)*1.75)**FF*(WS0(1)/1.75)**CC1/AF/
                 71           1   (120.0-(WS0(1)/1.75))
                 72       C
                 73            DO 71 L=2,8
                 74            A0(L)=  (NS(L)**FF)*(WS0(L)**CC1)/AF/(120.0-WS0(L))
                 75         71 CONTINUE
                 76       C
                 77            DO 100 L=1,8
                 78            B0(L)=H0(L)+3.5*(H0(L)**2)
                 79            H01(L)=(SQRT(1.0+14.0*(A0(L)*(0.5)+B0(L)))-1.0)/7.0
                 80            TH1(L)=H01(L)*8.0
                 81        100 CONTINUE
                 82       C
                 83       C      (((   0.5 H   )))
                 84            SUM5=0.0
                 85            DO 35  L=1,8
                 86            SUM5=SUM5+R(L)*(II(L)**0.333)*EXP(CC*H01(L))
                 87         35 CONTINUE
                 88       C
                 89            DO 47 L=1,8
                 90            WS5(L)=(R(L)*(II(L)**0.333)*EXP(CC*H01(L)))/SUM5*
                 91           1   W/NS1*3.0/II(L)
                 92         47 CONTINUE
                 93       C
                 94       C
                 95            A5(1)=  (NS(1)*1.75)**FF*(WS5(1)/1.75)**CC1/AF/
                 96           1   (120.0-(WS5(1)/1.75))
                 97            DO 72 L=2,8
                 98            A5(L)=  (NS(L)**FF)*(WS5(L)**CC1)/AF/(120.0-WS5(L))
                 99         72 CONTINUE
                100       C
                101            DO 112 L=1,8
                102            B5(L)=H01(L)+3.5*(H01(L)**2)
                103            H02(L)=(SQRT(1.0+14.0*(A5(L)*(0.5)+B5(L)))-1.0)/7.0
                104            TH2(L)=H02(L)*8.0
                105        112 CONTINUE
                106       C
                107            SUM1=0.0
                108       C
                109            DO 115 L=1,8
                110            SUM1=SUM1+WS5(L)
                111        115 CONTINUE
                112       C
                113       C       0 AND 0.5 NO WRITE
                114            WRITE(6,504)
```

```
22069 01  02-18-78   09.672

                115         504 FORMAT(1H1/1H ,5X,'  TH...A..B..WS'///)
                116             WRITE(6,200)
                117         200 FORMAT(1H ,5X,'T(H)=0')
                118             WRITE(6,201)
                119         201 FORMAT(1H ,15X,'CC',8X,'A',9X,'B',9X,'C',9X,'D',9X,
                120            1'E',9X,'F',9X,'G')
                121         202 FORMAT(1H ,5X,'TH=',2X,8F10.5)
                122             WRITE(6,202) (HO(L),L=1,8)
                123             WRITE(6,206) (AO(L),L=1,8)
                124         206 FORMAT(1H ,5X,'A= ',2X,8F10.5)
                125             WRITE(6,203) (BO(L),L=1,8)
                126         203 FORMAT(1H ,5X,'B= ',2X,8F10.5)
                127             WRITE(6,204) (WSO(L),L=1,8)
                128         204 FORMAT(1H ,5X,'WS=',2X,8F10.5//)
                129             WRITE(6,300)
                130         300 FORMAT(1H ,5X,'T(H)=0.5')
                131             WRITE(6,301)
                132         301 FORMAT(1H ,15X,'CC',8X,'A',9X,'B',9X,'C',9X,'D',9X,
                133            1'E',9X,'F',9X,'G')
                134             WRITE(6,302) (TH1(L),L=1,8)
                135         302 FORMAT(1H ,5X,'TH=',2X,8F10.5)
                136             WRITE(6,605) (A5(L),L=1,8)
                137         605 FORMAT(1H ,5X,'A= ',2X,8F10.5)
                138             WRITE(6,303) (B5(L),L=1,8)
                139         303 FORMAT(1H ,5X,'B= ',2X,8F10.5)
                140             WRITE(6,304) (WS5(L),L=1,8)
                141         304 FORMAT(1H ,5X,'WS=',2X,8F10.5)
                142             WRITE(6,205) SUM1
                143         205 FORMAT(1H ,5X,'SUM(WS)=',F10.5//)
                144       C
                145             DO 114 L=1,8
                146             H(L,1)=HO2(L)
                147             TH(L,1)=H(L,1)*8.0
                148         114 CONTINUE
                149       C
                150       C
                151             DO 20 I=1,M
                152             SUM=0.0
                153             DO 33 L=1,8
                154             SUM=SUM+R(L)*(II(L)**0.333)*EXP(CC*H(L,I))
                155          33 CONTINUE
                156       C
                157             DO 48 L=1,8
                158             WS(L,I)=(R(L)*(II(L)**0.333)*EXP(CC*H(L,I)))/SUM*
                159            1   W/NS1*3.0/II(L)
                160          48 CONTINUE
                161       C
                162             A(1,I)=  (NS(1)*1.75)**FF*(WS(1,I)/1.75)**CC1/AF
                163            1   /(120.0-(WS(1,I)/1.75))
                164       C
                165             DO 73 L=2,8
                166             A(L,I)=  (NS(L)**FF)*(WS(L,I)**CC1)/AF
                167            1     /(120.0-WS(L,I))
                168             J1=I-1
                169             IF(A(L,I).LT.0.0)  GO TO 1100
                170          73 CONTINUE
                171       C
                172       C
```

```
22069 01  02-18-78   09.672

  173             DO 113 L=1,8
  174             B(L,I)=H(L,I)+3.5*(H(L,I)**2)
  175             IL=I+1
  176             H(L,IL)=(SQRT(1.0+14.0*(A(L,I)*(FLOAT(IL)-FLOAT(I))+B(L,I)))-1.0)
  177            1/7.0
  178             TH(L,IL)=H(L,IL)*8.0
  179       C
  180         113 CONTINUE
  181       C
  182       C
  183             SUMY=0.0
  184             DO 45 L=1,8
  185             SUMY=SUMY+WS(L,I)
  186          45 CONTINUE
  187       C      1 - M NO WRITE
  188             IF(I.LE.12) GO TO 22
  189             IF(I.EQ.NR) GO TO 22
  190             IF(I.EQ.17) GO TO 22
  191             IF(I.EQ.29) GO TO 22
  192             IF(I.EQ.43) GO TO 22
  193             IF(I.EQ.60) GO TO 22
  194             IF(I.EQ.78) GO TO 22
  195             GO TO 25
  196          22 CONTINUE
  197             WRITE(6,50) I
  198          50 FORMAT(1H ,5X,'T(H)= ',I5)
  199             WRITE(6,60)
  200          60 FORMAT(1H ,15X,'CC',8X,'A',9X,'B',9X,'C',9X,'D',9X,
  201            1'E',9X,'F',9X,'G')
  202             WRITE(6,65) (TH(L,I),L=1,8)
  203          65 FORMAT(1H ,5X,'TH=',2X,8F10.5)
  204             WRITE(6,82) (A(L,I),L=1,8)
  205          82 FORMAT(1H ,5X,'A= ',2X,8F10.5)
  206             WRITE(6,80) (B(L,I),L=1,8)
  207          80 FORMAT(1H ,5X,'B= ',2X,8F10.5)
  208             WRITE(6,70) (WS(L,I),L=1,8)
  209          70 FORMAT(1H ,5X,'WS=',2X,8F10.5)
  210             WRITE(6,90) SUMY
  211          90 FORMAT(1H ,5X,'SUM(WS)=',F10.5//)
  212             IF(NR.LE.11) GO TO 91
  213             IF(NR.LE.30) GO TO 92
  214             NR=NR+4
  215             GO TO 25
  216          91 CONTINUE
  217             NR=NR+1
  218             GO TO 25
  219          92 CONTINUE
  220             NR=NR+2
  221             GO TO 25
  222          25 CONTINUE
  223       C
  224          20 CONTINUE
  225        1100 CONTINUE
  226       C
  227             STOP
  228             END
```