

泥水シールド工事におけるスラリー輸送用ポンプ部品の 摩耗量予測

PREDICTION OF WEAR AMOUNT OF CENTRIFUGAL PUMP PARTS FOR SLURRY TRANSPORTATION IN A SHIELD TUNNELING WORK

深川 良一*・室 達朗**・河原 荘一郎***・脇田 悟****

By Ryoichi FUKAGAWA, Tatsuro MURO, Soichiro KAWAHARA and Satoru WAKITA

The aim of this paper is to predict the wear life of the parts of centrifugal pump for slurry transportation, used in a shield tunneling work, in order to set up the pump parts management and supply system. In this study, some factors affecting the wear of pump parts, including grain size distribution, quartz content, amendment roundness of slurry particles and the pump rotational speed, are considered. Based on the study about these factors, equations estimating the wear amount of frontliner and impeller are proposed. These estimation equations are also applied to another case.

Keywords: wear, slurry pump, shield tunnel, sand, gravel

1. 結 論

泥水シールド工事において礫混じり砂質土をスラリー輸送する際、ポンプ部品の摩耗が排泥用パイプの摩耗寿命に比して著しく短いため円滑な施工を妨げている。ポンプの設計法や材質の改善は直接的に事態の改善につながるが、一方ポンプ部品の摩耗をある程度正確に予測し、管理・補給体制を整えることも、工事コストを低減するために重要である。

ポンプ部品の摩耗特性を解析するためには、スラリーを構成する粒子の性質（形状、粒度、鉱物組成など）、ポンプの性質（回転数、金属材料、部品形状など）およびポンプ内のスラリー運動特性（濃度分布、速度分布など）を明確にする必要がある。ただし、実際問題として地盤・スラリー特性および単位時間当たりポンプ回転数が複雑に変化する場合、以上の3要因と摩耗との関係を理論的に記述することは現状ではまだまだ困難であるといえよう。著者らはこの数年来ポンプ部品の摩耗の現地

計測を続けてきたが^{1),2)}、関連する従来の実験的な研究についても、たとえば室内摩耗試験結果と実際の現場での計測結果が著しく異なるなど³⁾、一般的な結論を導くにはまだまだ課題が残されている。

こうした現状を踏まえ、本論文では、現場におけるポンプ部品の摩耗に影響を及ぼす要因を総合的に分析し、より実務的に摩耗量および摩耗寿命を推定することを目的とした。ポンプ部品の摩耗に影響を及ぼす要因はすでに述べたとおり数多いが、今回対象とした2シールド工事現場ではほぼ同様のスラリー輸送システムおよびポンプ部品が採用されていた。そこで影響要因として特に地盤特性のうち、粒度、石英分含有量および粒子形状、またポンプ特性のうち単位時間当たりポンプ回転数をとり上げ考察を加えた。

最終的にポンプ部品（フロントライナー、インペラー）の摩耗量を定量的に評価する摩耗量推定式を導いた。これらの式を現場Ⅱで行われた摩耗試験のデータに適用し、摩耗量推定式の評価を行った。さらに摩耗寿命予測式を導き、未知の現場における摩耗寿命予測について考察した。

2. スラリー輸送システム

現場Ⅰにおけるシールドトンネルは施工延長が2130

* 正会員 工博 愛媛大学講師 工学部海洋工学科
(〒790 松山市文京町3)

** 正会員 工博 愛媛大学教授 工学部海洋工学科 (同上)

*** 正会員 工修 愛媛大学助手 工学部海洋工学科 (同上)

**** ローランド(株)(元・愛媛大学学生)

(〒431-13 静岡県引佐郡細江町中川 2036-1)

mと長いので、北側より発進したシールド機と、南側より発進したシールド機を海底下でドッキングさせ、トンネルの接合工事を行っている。現場Ⅱでは1方向掘進が行われている。Table 1に現場Ⅰ、Ⅱにおけるトンネル諸元、地盤性状および送・排泥ポンプ特性を示す。

Fig. 1は、シールドトンネル現場Ⅰ、Ⅱにおけるスラリー輸送システムを示したものである。切羽またはクラッシャー直後に設置された排泥用 P_2 ポンプは負荷に応じて回転速度を350~1050 rpmの範囲で調整できる可変速ポンプである。排泥用末端ポンプ P_6 は輸送システムのバランスを保つために885/1185 rpmの2種類の回転数を選択できるようになっている。なお中間ポンプは1185 rpmの定速回転で運転された。

Fig. 2にスラリーポンプの分解図を示す。ポンプ内に流入したスラリーはインペラーの回転によってエネルギーを与えられ、ケーシング上部の吐き出し口より排泥される。Fig. 3, 4にフロントライナーおよびインペラーの形状および初期寸法を示す。現場ⅠおよびⅡで使用さ

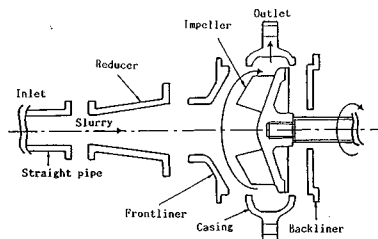


Fig. 2 Deal drawing of slurry pump.

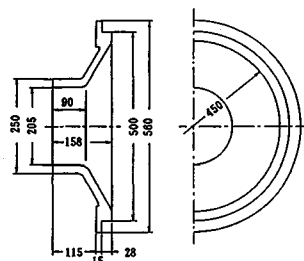


Fig. 3 Frontliner.

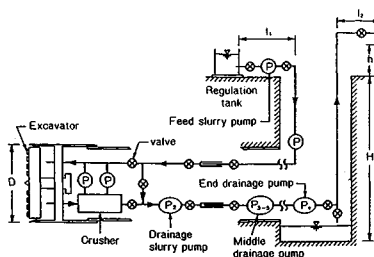


Fig. 1 Slurry transportation system.

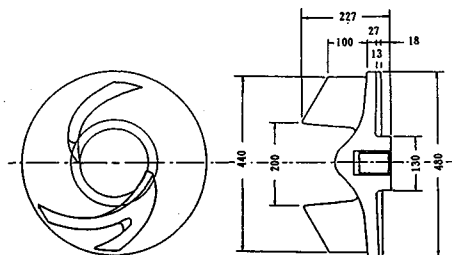


Fig. 4 Impeller.

Table 1 Tunnel dimensions, feed and drainage slurry pump equipments.

Site			I		II			
Outer diameter of shield	D (mm)		3840		3550			
Max. excavation distance	(m)		697		779			
Depth of shaft	H (m)		33		11			
Distance between shaft and regulation tank	l ₁ (m)		85		20			
Distance between shaft and slurry treatment plant	l ₂ (m)		80		20			
Height of outlet at slurry treatment plant	h (m)		5		10			
Excavation speed	(cm/min)		3		1.24			
Ground	Specific gravity		2.65		2.626			
	Water content		24.1		11.7			
Specific gravity of liquid	Feed slurry (t/m ³)		1.25		1.20			
	Drainage slurry (t/m ³)		1.342		1.23			
Concentration	Feed slurry	Vol. (%)	15.2		11.8			
		Wt. (%)	32.2		29.1			
	Drainage slurry	Vol. (%)	20.7		13.5			
		Wt. (%)	35.5		29.6			
Flow rate	Feed slurry (m ³ /min)		3.45		3.34			
	Drainage slurry (m ³ /min)		3.80		3.50			
Inner diameter of straight pipe	Feed slurry (mm)		204.7		204.7			
	Drainage slurry (mm)		155.2		155.2			
Velocity of flow	Feed slurry (m/s)		1.75		1.69			
	Drainage slurry (m/s)		3.35		3.09			
Characteristics of feed and drainage slurry pump			P ₂	P _{3,4}	P ₆	P ₂	P _{3,4}	P ₆
Head	(m)		27.5	21.3	35/18.5	31	22.5	22.5
Rotation speed	(r.p.m.)		1050	1185	1185/885	1050	1185	1185/885
Slurry efficiency	(%)		46.7	43.4	45.9/48.3	50.3	48.6	48.6/55.7
Axial power	(Kw)		49	40.8	63.4/31.8	43.60	32.75	32.75/28.58
Range of rotation speed	(r.p.m.)		1050-350	1185	1185/885	1050-350	1185	1185/885
Output of power	(Kw)		75	75	75	75	75	75

れたインペラーはそれぞれ羽根の形状が異なっており、上半分に現場Ⅱ、下半分に現場Ⅰにおける羽根の形状を示している。現場Ⅰにおいては特殊2枚羽根が使用され、この羽根の形状が摩耗に与える影響は明らかではない。

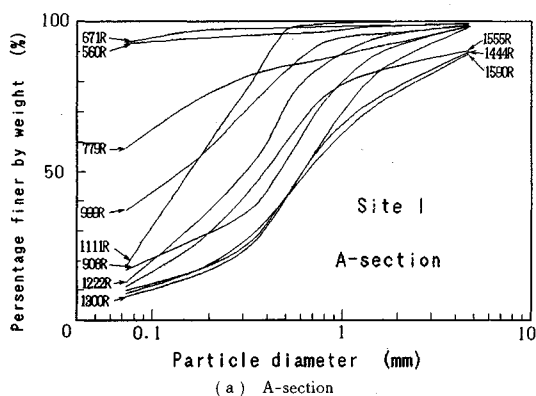
現場Ⅰにおいては、フロントライナー、インペラーを計測対象とし、現場Ⅱにおいては、フロントライナーを計測対象とした。おのおののポンプ部品は部品の天地を常に同じ位置に装着した。

3. ポンプ部品の摩耗特性および影響要因

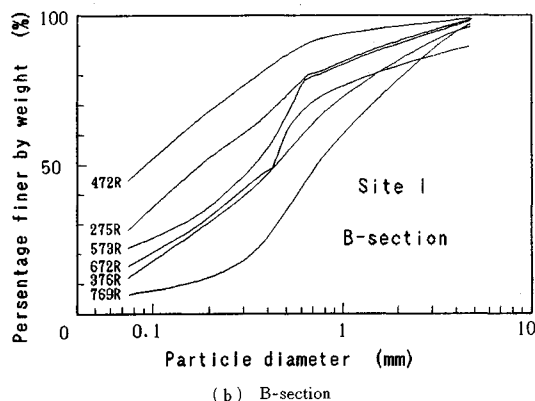
(1) 地盤特性

a) 平均粒径

Fig. 5 に現場Ⅰにおけるスラリー土砂の粒径加積曲線の分布を示す。試料採取位置 R (リング数) で示している。ここに1リングとは1セグメントの幅およそ900 mmを指す。トンネルの両側から施工しているため、A-section, B-sectionと区別して示している。現場Ⅰにおいて粒度分析を行った結果、最大粒径4.8~19.1 mm, 平均粒径0.095~0.75 mm, 均等係数7.4~10.9となった。現場Ⅰは、全体を通して均一な地盤ではなく、かなり変化している様子がうかがえる。特にA-sectionの約800リング以前は粘土質地盤であり、その他の砂礫



(a) A-section



(b) B-section

Fig. 5 Grain size distribution of slurry at site I.

質の地盤とは明らかに異なる。後の解析に容易にするために、各サンプル地点における平均粒径 d_{50} を地盤を定量的に評価する値として採用した。現場Ⅰの平均粒径 d_{50} の変化および各ポンプ稼働範囲を Fig. 6 に示した。

b) 鉱物組成

摩耗特性を与える鉱物の影響を明らかにするにあたって、スラリー構成粒子内のどの鉱物が最も摩耗を促進させるのが問題となるが、砂粒子としてごく一般的にみられる鉱物で最も硬度の大きい石英 ($H_{mv}=750\sim1280$) の含有量の影響が大きいと予想される。

Fig. 7 に現場Ⅰの各地点における石英分含有率を示す。約800リング以前は粘土質地盤であり、石英分がほとんど含まれていない。約800リングから約100リングごとに9地点で粒径2.0~4.74 mmの粒子を約20~30 g採取したものを調査対象粒子とし、目視観察によって測定を行った。その結果、現場Ⅰにおいて石英分含有率は平均59.4%となった。現場Ⅱで採取された岩石の鉱物組成は、石英28%、斜長石39%、カリ長石28%、黒雲母5%、および石英4%、斜長石4%、カリ長石3%、

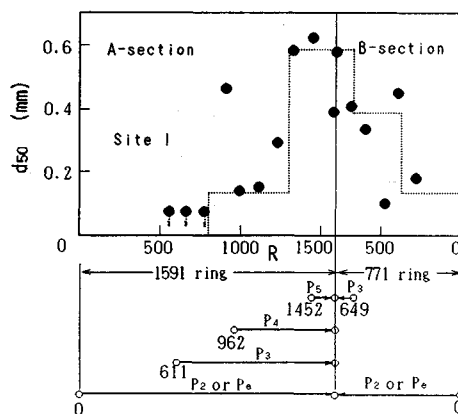


Fig. 6 Distribution of mean grain size and working periods of each pump at site I.

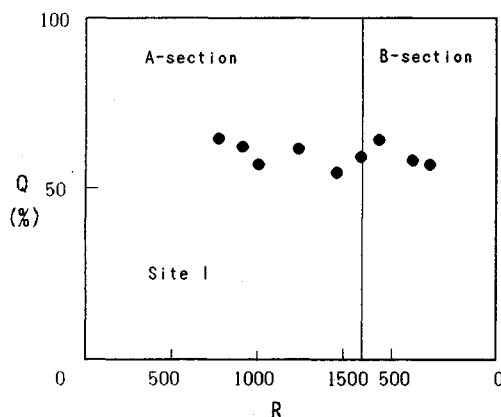


Fig. 7 Quarts content Q and Ring number R at site I.

岩片 6%，質 83% であった。

c) 修正円摩度⁽¹⁾

土粒子の粒子形状を表現する量として修正円摩度があり、この値は測定に伴う個人差が少なく、さらに短時間に測定可能という利点がある。ここで、1つの粒子の修正円摩度を

$$R_{mi} = \frac{1}{2} \left(\frac{r_{2i} + r_{4i}}{l_{1i}} + \frac{r_{1i} + r_{3i}}{l_{2i}} \right) \dots \dots \dots (1)$$

で定義する。

Fig. 8 に示すように r_{1i} , r_{2i} , r_{3i} , r_{4i} はおのの粒の任意断面の点 P_1 , P_2 , P_3 , P_4 における曲率半径とし、 l_{1i} , l_{2i} をおのの ab , bc の長さとする。2 r_{2i}/l_{1i} , 2 r_{4i}/l_{1i} , 2 r_{1i}/l_{2i} , 2 r_{3i}/l_{2i} が小さいほど、点 P_2 , P_4 , P_1 , P_3 の先端は丸みのないものとなる。粒子の断面が円となるならば、2 $r_{2i}/l_{1i} = 2 r_{4i}/l_{1i} = 2 r_{1i}/l_{2i} = 2 r_{3i}/l_{2i} = 1$ となり、 $R_{mi} = 1$ である。2 $r_{2i}/l_{1i} > 1$ の場合は、 P の先端部分を凸部として認めず、 R_{mi} を

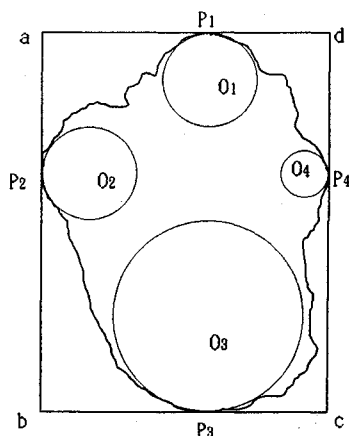
$$R_{mi} = \frac{1}{2} \left(\frac{2 r_{4i}}{l_{1i}} + \frac{r_{1i} + r_{3i}}{l_{2i}} \right) \dots \dots \dots (2)$$

で求める。

Fig. 9 は、現場 I の各地点における修正円摩度を示したものである。これらは石英分含有率の測定で使用したものと同じ試料を用いて決定されている。試料をスライド撮影し拡大したものの中から各地点で無作為に 20 個の粒子を抽出し、 R_{mi} の平均値

$$R_{mi} = \frac{1}{2M} \sum_{i=1}^M \left(\frac{1}{2} \frac{r_{2i} + r_{4i}}{l_{1i}} + \frac{r_{1i} + r_{3i}}{l_{2i}} \right) \dots \dots \dots (3)$$

でスラリー粒子の修正円摩度とした。その結果現場 I において平均円摩度は 0.24 となった。また現場 I にお



P_1, P_2, P_3, P_4 : Random section of grain particle
 $P_1P_3 = ab = l_{1i}$ (apparent major-axis)
 $P_2P_4 = bc = l_{2i}$ (apparent minor axis)
 $P_1O_1 = r_{1i}$, $P_2O_2 = r_{2i}$, $P_3O_3 = r_{3i}$, $P_4O_4 = r_{4i}$

Fig. 8 Measurement of amendment roundness.

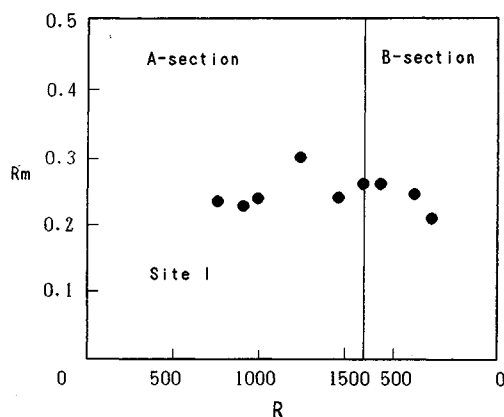


Fig. 9 Amendment roundness R_m and ring number R at site I.

る測定区間での修正円摩度の変動が少ないことがわかった。このことは修正円摩度の摩耗に及ぼす影響は測定区間を通じてほぼ同程度であることを意味する。現場 II における平均円摩度は 0.40 であり、現場 I の方が現場 II によりも粒子が角ばっているといえる。粒子形状の摩耗に及ぼす影響については、たとえば空気中での噴射砂の場合は、下田・北条・津田 (1989)⁽⁵⁾の研究がある。しかしスラリー状の流体中の粒子形状の影響を定量的に評価することは現時点では困難である。

d) ポンプ部品の摩耗に及ぼす地盤特性の影響

Fig. 10, 11 に現場 I におけるフロントライナーおよびインペラーの摩耗重量とリング数あるいは乾砂量との関係を示した。乾砂量とは地山の土粒子あるいは岩石の実質部分の比重を平均的に算定して得られたもので、通過したスラリーの実質部分の乾燥重量である。現場 I の摩耗量データは、施工終了時点のものであり途中でポンプ部品の交換は行われていない。摩耗に及ぼす地盤特性の影響要因としては、粒度分布、粒径、粒子形状、鉬物

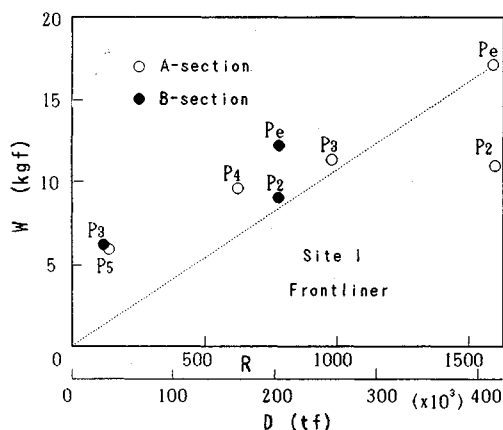


Fig. 10 Wear loss of frontliner W and Ring number R (or Dry weight of soil D) at site I.

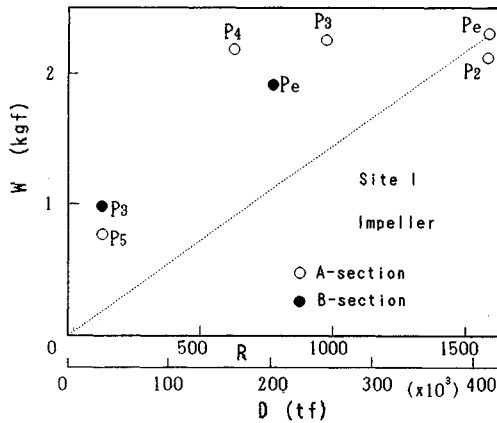


Fig. 11 Wear loss of impeller W and Ring number R (or Dry weight of soil D) at site I.

組成など種々のものを考慮することができる。しかしすでに述べてきたように、粒子形状、石英分含有率は測定区間を通してほぼ一定とみなせたから、これらは相対的な摩耗量の差を規定する支配的な要因とはなり得ない。ここでは粒度に着目し、それを代表する平均粒径 d_{50} を選択した。ポンプ部品の摩耗に及ぼす d_{50} の影響を調べるためには d_{50} 以外の要因がなるべく同一であるような試験条件であることが望ましい。そこで、現場Ⅰにおいてポンプ回転数の影響を受ける P_2 , P_e ポンプを除いた、定速回転で稼働しているポンプ P_{3-5} (A-section) と P_3 (B-section) について解析を進める。

摩耗重量と平均粒径との関係を示す式は、Cornet (1975)⁶⁾ によって次式が示されている。

$$W = a \cdot (d_{50})^{0.75-0.80} \cdot D \quad (0.1 \text{ mm} < d_{50} < 10 \text{ mm}) \quad (4)$$

この式において D は通過スラリーの総乾砂量、 a は定数である。Fig. 6 より d_{50} が一定であるとみなせるような m 個の区間に区分し、おのおのの区間における a , d_{50} , D をおのおの a_i , d_{50i} , D_i ($i=1 \sim m$) とすると、各区間におけるポンプ部品の摩耗量は、

$$W_i = a_i \cdot (d_{50i})^n \cdot D_i \quad (5)$$

となり、ポンプ部品の総摩耗量 W は、

$$W = \sum_{i=1}^m a_i \cdot (d_{50i})^n \cdot D_i \quad (6)$$

と表わすことができる。ここで1リング当たりの平均的な乾砂量を D_0 、その区間の稼働リング数を R_i とすると式(6)は、

$$W = \sum_{i=1}^m a_i \cdot (d_{50i})^n \cdot R_i \cdot D_0 \quad (7)$$

と表わせる。 d_{50i} , R_i は Fig. 6 より求めることができる。 a_i はポンプ特性(単位時間当たりポンプ回転数およびポンプ部品の金属特性など)の変化がなければ他の区間

でも同一の値をとる。

次に各ポンプの摩耗量の比をとって未知の定数 a を取り除き、さらに指数 n の値を種々変化させて実測値を満足するような指数 n を求める。たとえば A-section の P_3 と P_4 ポンプにおいて

$$\frac{W_{P_4}}{W_{P_3}} = \frac{(0.15)^n \cdot 338 + (0.6)^n \cdot 291}{(0.15)^n \cdot 500 + (0.6)^n \cdot 291}$$

となり、結局次式のようになる。

$$\frac{W_{P_4}}{W_{P_3}} = \frac{(0.25)^n \cdot 338 + 291}{(0.25)^n \cdot 500 + 291} \quad (8)$$

式(8)に式(4)を考慮してとりあえず $n=0.75$ を代入すると、理論値 W_{P_4}/W_{P_3} は 0.88 となった。このときのフロントライナーおよびインペラーにおける実測値 W_{P_4}/W_{P_3} はそれぞれ 0.84, 0.96 である。A-section における P_3 , P_5 についても同様にして理論値 W_{P_3}/W_{P_5} は 0.27 となりこのときのフロントライナーおよびインペラーにおける実測値 W_{P_3}/W_{P_5} はそれぞれの 0.54 および 0.35 である。 W_{P_5} のフロントライナーにおいては他の結果に比べると若干高めの値を示している。原因は不明である。しかし総合的にみて、 $n=0.75$ を式(5)に代入して得られる

$$W_i = a_i \cdot (d_{50i})^{0.75} \cdot D_i \quad (9)$$

は、ポンプ部品の摩耗に与えるスラリー粒径の影響を定量的に把握するためには有効な式であると思われる。ちなみに式(9)において $n=0.8$ を代入しても摩耗比の理論値はほとんど変化しないため、ここでは、 $n=0.75$ を採用することとする。

(2) ポンプ特性

a) 単位時間当たりポンプ回転数

Fig. 12 に現場Ⅰにおける10リングごとの P_2 , P_e ポンプの平均的な回転数 (rpm) の変化を示した。現場Ⅰにおいて、 P_e ポンプ (Fig. 12 点線) は、中間ポンプ (Fig. 12 実線・プロット点) を投入する前のシステム全体の圧力が低下する時期に高速度回転を行い、それ以外ではもっぱら低速度回転を行っていることがわかる。これに対し、 P_2 ポンプは、管内圧力の変動に伴ってその回転数を著しく変動させていることがわかる。 P_2 ポンプの平均回転数は 630 回転であり、 P_2 ポンプの 940 回転に比べると摩耗は生じにくいことが予想される。

b) ポンプ部品母材金属特性

Table 2 は、現場ⅠおよびⅡにおけるポンプ部品の母材金属の材料特性として化学組成と力学試験の結果を示したものである。現場ⅠおよびⅡにおいて使用されたポンプ部品の金属材料は耐摩耗性の改善を目指して開発された高クロム鋳鉄である。現場Ⅰにおいて 27 % クロム鋳鉄、現場Ⅱにおいて 20 % クロム鋳鉄が使用された。

高クロム鋳鉄は、一般に炭素量 1.8~2.5 % でオース

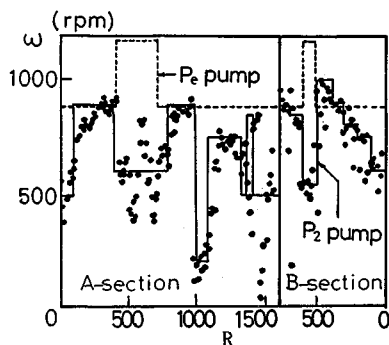


Fig. 12 Relation between pump rotational speed ω and Ring number R at site I.

テナイト系基地となり、この範囲で機械的性質および耐摩耗性は最大値に達する⁷⁾。また硅素含有量 1.2 % 以下、マンガン含有量 0.6 %、ニッケル含有量 1.5~2.0 % において耐摩耗性が最も優れている。現場 I、II におけるポンプ部品の化学組成および力学特性に若干の差異がみられるが、どちらの母材金属もほぼ上記の条件を満足しており、この母材金属の違いがポンプ部品の摩耗量に与える影響はわずかなものであろう。

c) ポンプ部品の摩耗に及ぼすポンプ回転数の影響

ポンプ部品の摩耗に及ぼす単位時間当たりポンプ回転数の影響を調べるために、ポンプ回転数以外の要因がほぼ同一条件となる試験データを用いて解析を行った。現場 I において、可変速回転である P₂ ポンプと定速回転（2段階選択可能）である P₁ ポンプにおける各ポンプ部品の摩耗量を比較することにより、ポンプ回転数の影響を定量的に把握することが可能となる。

Fig. 13 に現場 I における P₂ ポンプおよび P₁ ポンプにおける単位乾砂量当たりの摩耗量の相互関係を示している。参考までにケーシングの摩耗についても示している。P₁ ポンプ部品の方が P₂ ポンプよりおおむね摩耗が進行しやすいことがわかる。これはポンプ回転数の相違に起因しているものと推定される。

Wiedenroth (1984)⁸⁾ は、総延長 25 m、内径 125 mm の管を用いたテストループより直管、曲管および浚渫ポンプ部品（特にインペラー）の摩耗を調べた。平均粒径 1 mm の硅砂を用いてポンプ回転数を変化させた実験（500~900 rpm）を行い、摩耗量 W がポンプ回転数 ω

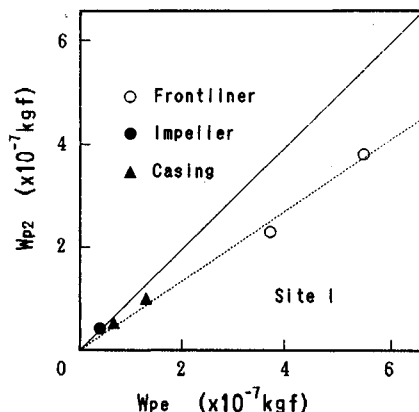


Fig. 13 Relation between wear loss per unit weight of dry soil at P₂ pump and P₁ pump.

と乾砂量 D の関数として次式のように表わされることを実験データで示した。

$$W = b \cdot \omega^k \cdot D \quad (10)$$

b および k は実験的に決まる定数である。指数 k は金属材料特性やポンプ形状などの影響を強く受けるため、ここでは、一応式 (10) のべき関数が各ポンプ部品の摩耗量とポンプ部品の回転数の間に成立すると仮定して以下の考察を進める。

まず P₂ ポンプの回転数については Fig. 12 の実線のような単純化を行い、解析を容易にし、解析方法は (1) d) と同じ手法を用いて行った。そこで平均粒径 d_{50} の影響を考慮して式 (9) を用いて ω , d_{50} が一定とみなし得る m' 個の区分に分け、おのおのの区間での摩耗量 W_i ($i=1 \sim m'$) を次式として表わした。

$$W_i = c_i \cdot (d_{50i})^{0.75} \cdot (\omega_i)^k \cdot D_i \quad (11)$$

この式 (11) における c_i , d_{50i} , ω_i , D_i は、その区間における定数、平均粒径、ポンプ回転数、乾砂量である。 c_i は、スラリー輸送システムおよびポンプ部品の金属特性に変化がなければ他の区間でも同一の値 c となる。結局全区間の摩耗量 W は、次式によって表わされる。

$$W = \sum_{i=1}^{m'} c_i \cdot (d_{50i})^{0.75} \cdot (\omega_i)^k \cdot D_i \quad (12)$$

式 (12) を用いて現場 I における P₂, P₁ ポンプについて摩耗量の計算を行い、P₂, P₁ ポンプの実測摩耗量間の関係を満足するためにはいかなるべき関数が仮定され

Table 2 Metal properties of pump parts.

Metal	Chemical composition (%)							Charpy impact value (Nm/cm ²)	Tensile Strength (N/mm ²)	Surface hardness		Center hardness Hv
	C	Si	Mn	Ni	Cr	Mo	Fe			Hv	Hs	
27 Cr Cast Iron	2.62	0.56	0.73	0.74	25.9	0.45	-	3.0	735	615	75	-
20 Cr Cast Iron	2.49	0.33	1.00	0.12	18.9	0.07	77.1	3.2	744	725	80	680

ていなければならないが考察した。解析にあたっては約800リング以前の地盤は粘土分が多く摩耗を促進しないことが予想されるため無視した。 c_i は、全区間を通じて一定値をとるものと仮定すると、 P_2 、 P_e ポンプの摩耗量比 W_{P2}/W_{Pe} は、次式のように表わされる。

$$W_{P2}/W_{Pe} = \sum_{i=1}^m (\omega_{2i})^k / \sum_{i=1}^l (\omega_{ei})^k \dots\dots\dots (13)$$

この ω_{2i} 、 ω_{ei} はそれぞれ P_2 、 P_e ポンプにおける i 区間のポンプ回転数であり、 m' 、 l' はそれぞれ定速回転とみなし得る区間数である。式 (13) を利用して、Fig. 13 の実測データ $W_{P2}/W_{Pe}=0.70$ を満足するような指数 k を求めるために k の値を種々変化させ、その W_{P2}/W_{Pe} の値を Fig. 14 に示した。

Fig. 14 より $W_{P2}/W_{Pe}=0.70$ を満足する指数 k の値は1.12となる。結局式 (11) は、

$$W_i = c_i \cdot (d_{50i})^{0.75} \cdot (\omega_i)^{1.12} \cdot D_i \dots\dots\dots (14)$$

となる。

(3) 摩耗量推定式

最終的に現場Ⅰより導かれた摩耗量推定式は以下の次式によって表わされる。

$$W = c \cdot (d_{50})^{0.75} \cdot (\omega)^{1.12} \cdot D \dots\dots\dots (15)$$

ここに、 W ：摩耗量 (kgf)、 d_{50} ：平均粒径 (mm)、

ω ：ポンプ回転数 (rpm)、 D ：乾砂量 (tf)、

c ：定数

この摩耗量推定式における定数 c は、 ω 、 d_{50} および D 以外の諸要因によって規定される値である。以下、この定数 c を摩耗定数とする。摩耗定数に影響を及ぼす他の要因としてはポンプ部品の金属特性、スラリー粒子の形状、硬度など多数あるが、幸いに通常のシールド工事では類似したスラリー流送システムが採用されることが多いため、地盤条件に類似性がみられるなら、式 (15) はそのまま実際の有用性を有することになる。

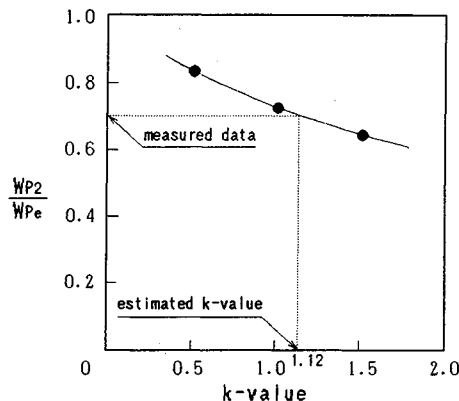


Fig. 14 Determination of k -value.

(4) 摩耗定数

a) 現場Ⅰにおける摩耗定数

現場Ⅰの各ポンプにおけるフロントライナーとインペラーに摩耗量推定式を適用し、実測結果を満足する平均的な摩耗定数 c を求める。その結果、

フロントライナーの摩耗定数

平均値 9.55×10^{-7} 、標準偏差 2.93×10^{-7}

インペラーの摩耗定数

平均値 1.61×10^{-7} 、標準偏差 0.34×10^{-7}

となった。計算に際しては、実務の便を考慮して W (kgf)、 d_{50} (mm)、 D (tf) なる単位を使用した。これらの単位を用いれば現場Ⅰにおける摩耗量推定式は以下になる。

フロントライナーの場合

$$W = 9.55 \times 10^{-7} (d_{50})^{0.75} (\omega)^{1.12} D \dots\dots\dots (16)$$

インペラーの場合

$$W = 1.61 \times 10^{-7} (d_{50})^{0.75} (\omega)^{1.12} D \dots\dots\dots (17)$$

Fig. 15, 16 に式 (16)、(17) より得られる理論値と実際の計測値との関係を示す。

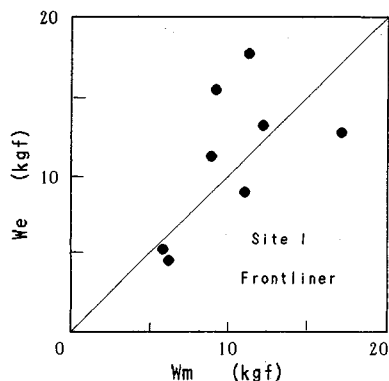


Fig. 15 Relation between estimated wear loss W_e and measured wear loss W_m of frontliner at site I.

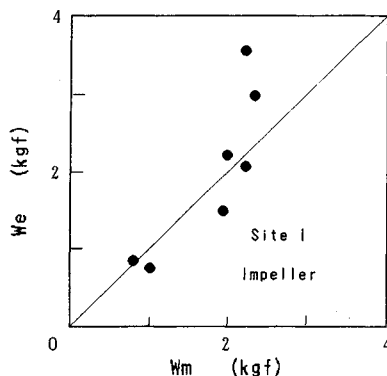


Fig. 16 Relation between estimated wear loss W_e and measured wear loss W_m of impeller at site I.

b) 現場Ⅱにおける摩耗定数

Fig. 17 に現場Ⅱにおける 10 リングごとの P_2 ポンプの回転数の変化を示した。現場Ⅱにおいて回転数および摩耗量が明らかなポンプは、可変速ポンプ P_2 のフロントライナーのみである。現場Ⅱにおける P_2 ポンプの平均回転数は 870 rpm であり大きな回転数の変動はみられない。

Fig. 18 に摩耗量計測を行った区間での平均粒径 d_{50} の変化を示す。現場Ⅱの地盤特性は、最大粒径 20~40 mm, 平均粒径 2~10 mm, 均等係数 2.9~7.6 である。

Fig. 19 に現場Ⅱにおけるフロントライナーの摩耗量と乾砂量の関係を示す。現場Ⅱでは、摩耗量の経時変化のデータが得られている。そこで、実測結果を満足する各稼働区間の摩耗定数 c を求めると、おのおの

0.17×10^{-7} , 4.09×10^{-7} , 10.68×10^{-7} , 9.68×10^{-7} となった。現場Ⅱにおける摩耗量推定式は、各区間において以下になる。

$$W = 0.71 \times 10^{-7} \cdot (d_{50})^{0.75} \cdot (\omega)^{1.12} \cdot D \quad (1 \text{ R} \sim 39 \text{ R}) \dots\dots\dots (18)$$

$$W = 4.09 \times 10^{-7} \cdot (d_{50})^{0.75} \cdot (\omega)^{1.12} \cdot D \quad (40 \text{ R} \sim 95 \text{ R}) \dots\dots\dots (19)$$

$$W = 10.68 \times 10^{-7} \cdot (d_{50})^{0.75} \cdot (\omega)^{1.12} \cdot D \quad (96 \text{ R} \sim 134 \text{ R}) \dots\dots\dots (20)$$

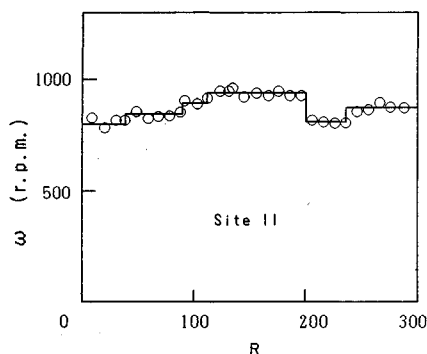


Fig. 17 P_2 pump rotational speed ω and Ring number R at site II.

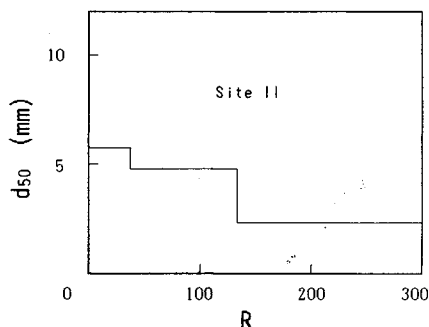


Fig. 18 Distribution of mean grain size at site II.

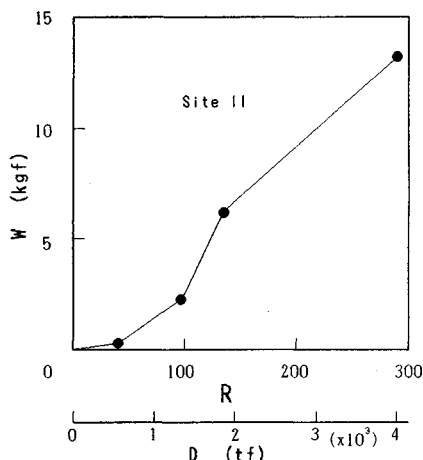


Fig. 19 Wear loss of frontliner W and Ring number R (or Dry weight of soil D) at site II.

$$W = 9.68 \times 10^{-7} \cdot (d_{50})^{0.75} \cdot (\omega)^{1.12} \cdot D \quad (135 \text{ R} \sim 289 \text{ R}) \dots\dots\dots (21)$$

現場Ⅰにおいて推定された摩耗定数は 9.55×10^{-7} であるが、96 R~289 R の定数はこれにほぼ近い。また上記摩耗定数の 1~289 R の平均値(期待値)は、 7.52×10^{-7} となり、40~289 R の平均値は 8.58×10^{-7} となる。これらの値は、式(16)中の現場Ⅰに対して示した摩耗定数の決定法の近似的有用性をよく表わしている。ただし、1~39 R では 0.71×10^{-7} と 1 桁小さい値を示している。母材金属によっては数倍もの耐摩耗性の違いを示すという報告もあるが、現場Ⅰ、Ⅱにおいて計測対象としたポンプ部品の形状、金属材料は同一ないし類似しているため、この 1~39 R における摩耗定数の相違は、平均粒径以外の施工地盤の地盤条件などの影響によるものと推測される。

4. ポンプ部品の摩耗寿命予測

(1) 耐用寿命定数

ポンプ部品の摩耗寿命を予測するためには、ポンプ部品の破壊時の摩耗重量を決定しなければならない。そこで、ポンプ部品の摩耗重量を W_N とするとポンプ部品の破壊時の摩耗重量 W_F は以下の式によって表わされる。

$$W_F = c' \cdot W_N \dots\dots\dots (22)$$

この式において c' は定数であり各ポンプ部品において固有の値である。この定数 c' を耐用寿命定数とする。現場Ⅰにおいてポンプ部品の破壊はなく、室・深川(1986)²⁾ の行った摩耗試験結果よりフロントライナーにおける耐用寿命定数の値は約 0.4 となった。なお他のポンプ部品における耐用寿命定数は、データ不足のため明白でない。

(2) 地盤特性、ポンプ回転数が一定とみなせる場合
 摩耗寿命を予測するために、実務の便を考慮してポンプ部品破壊時までの使用可能リング数を目安とし、破壊時の摩耗重量、総乾砂量、リング数をそれぞれ W_F , D_F , R_F とすると摩耗量推定式より

$$W_F = c \cdot (d_{50})^{0.75} \cdot (\omega)^{1.12} \cdot D_F \dots \dots \dots (23)$$

となる。式 (22) を式 (23) に代入すると

$$c' \cdot W_N = c \cdot (d_{50})^{0.75} \cdot (\omega)^{1.12} \cdot D_F \dots \dots \dots (24)$$

ここに c , c' はそれぞれ摩耗定数および耐用寿命定数である。さらに 1 リング当たりの平均的な乾砂量を D_0 とすると

$$D_F = R_F \cdot D_0 \dots \dots \dots (25)$$

式 (25) を式 (24) に代入し変形すると R_F は次式のよ
 うに得られる。

$$R_F = \frac{c' \cdot W_N}{c \cdot (d_{50})^{0.75} \cdot (\omega)^{1.12} \cdot D_0} \dots \dots \dots (26)$$

地盤特性にさほどの変化がなく、また末端ポンプ P_e や
 中間ポンプのように定速回転のポンプが対象の場合、式
 (26) が適用できる。

(3) 地盤特性、ポンプ回転数が変化する場合

(2) よりさらに一般的な場合である。 d_{50} , ω が一定
 であるとみなせるような m' 個の区間に区分し、おの
 の区間における d_{50} , ω , R を d_{50i} , ω_i , R_i とすると区間
 数 m' における総摩耗重量は次式となる。

$$\sum_{i=1}^{m'} W_i = c \left[\sum_{i=1}^{m'} (d_{50i})^{0.75} \cdot (\omega_i)^{1.12} \cdot R_i \right] D_0 \dots \dots \dots (27)$$

式 (27) において、地盤特性はあらかじめボーリングデ
 ータなどより推定し得る。またポンプの回転数 (可変速の
 場合) も通常隣接するポンプとの距離によって概略推定
 し得る。つまり、次のポンプが近接すればさほどパイプ
 内圧を高める必要はないし、距離が拡大すれば逆に回転
 数を上げて圧力を高めてやらなければならない。区間数
 m' において以下の次式が成立するとき、ポンプ部品が
 破壊する。

$$c' \cdot W_N \leq \sum_{i=1}^{m'} W_i \dots \dots \dots (28)$$

このとき破壊時までのリング数 R_F は式 (28) において
 等号となる区間数 m_F において次式によって示される。

$$R_F = \sum_{i=1}^{m_F} R_i \dots \dots \dots (29)$$

式 (27) によって計算された総摩耗量が、式 (28) の左
 辺 $c' \cdot W_N$ に等しくなるよう区間数 m' , 第 m' 区間の長
 さ R_i を変化させる必要がある。結果的に試行錯誤的な
 計算となるが、いずれにしろ容易に求めることができる。

5. 結 論

ポンプ部品の摩耗寿命を予測することは、円滑な施工

を行うための摩耗対策として重要な問題である。本研究
 では、現場Ⅰにおいてフロントライナーおよびインペ
 ラーの摩耗特性を調査し、摩耗量推定式を導き、この式
 を現場Ⅱに適用した。その結果、得られた新しい知見を
 以下に示す。なお、本論文で得られた結果は 2 現場のみ
 の計測に基づくため、直ちに一般的に使用できるとい
 うわけではないが、類似したスラリー流送システムを使
 用する場合は近似的に有効な情報を与えるだろう。

(1) 現場Ⅰから得られた実測データにより摩耗量と
 平均粒径、単位時間当たりポンプ回転数の関係は次式に
 よって表わされる。

$$W = c \cdot (d_{50})^{0.75} \cdot (\omega)^{1.12} \cdot D$$

ここに、 W : 摩耗量 (kgf), d_{50} : 平均粒径 (mm), ω
 : ポンプ回転数 (rpm), D : 乾砂量 (tf), c : 摩耗定数
 である。現場Ⅰにおける摩耗定数は、フロントライナー
 : 9.55×10^{-7} , インペラー: 1.61×10^{-7} となった。

(2) 現場Ⅱに現場Ⅰより得られた摩耗量推定式を適
 用し、摩耗定数を求めた。その結果、摩耗定数は現場Ⅱ
 の測定区間のうち 67% の区間で、現場Ⅰの摩耗定数に
 近い値を示した。現場Ⅱでは、現場Ⅰと類似したスラリ
 ー流送システムを使用しているため、このような現場では
 現場Ⅰでの測定結果に基づき提案された摩耗量推定式が
 近似的に有効であることを示す結果であるといえよう。

(3) 摩耗量推定式を用いて、地盤特性、単位時間当
 たりポンプ回転数が一定の場合および両者が変化する場
 合のポンプ部品の摩耗寿命予測式を導いた。

謝 辞: 本論文を作成するにあたりご援助を頂いた
 日本建設機械化協会関西支部技術部会摩耗対策委員会の
 各委員の方々に心から謝意を表する。

参 考 文 献

- 1) Muro, T. and Fukagawa, R.: Wear characteristics of slurry pump parts at shield tunneling work, Proc. of JSCE, No. 352/III-2, pp. 197~205, 1984.
- 2) 昌昭治郎・室 達朗・深川良一: 泥水シールド工事におけるスラリー輸送ポンプの摩耗, テラメカニクス, 第 6 号, pp. 72~79, 1986.
- 3) Madsen, B. W.: A comparison of the wear of polymers and metal alloys in laboratory and field slurries, Wear, 134, pp. 59~79, 1989.
- 4) 小田匡寛・榎本文勇・鈴木 正: 砂粒子の形状・組成が砂の土質工学的性質に及ぼす影響に関する研究, 土と基礎, 19-2 (156), No. 607, pp. 5~7, 1971.
- 5) 下田 潔・北条英光・津田 健: サンドエロージョンに及ぼす粒子形状の影響, 材料科学, Vol. 26, No. 4, pp. 189~195, 1989.
- 6) Cornet, Ir R.: Wear in dredgers, The dock & harbour authority, pp. 10~13, May, 1975.
- 7) 丹羽良平・花畑忠夫: 高クロム鑄鉄の機械的性質, 組織

- および耐摩耗性に及ぼす炭素量の影響，栗本技報，
pp. 91～106，1980.
- 8) Wiedenroth, W. : Wear tests executed with a 125 mm
I. D. loop and a model dredge pump, Proc. of 9th Int.
Conf. on Hydraulic Transport of Solids in Pipes, pp. 317
～330, 1984. (1990.10.4・受付)
-