

キニヨンポンプの動力消費に対する一考察

西岡富士夫*

A Study of Power Consumption of the Kinyon Pump

By Fujio Nishioka
Kawasaki Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

In spite of its extensive use for transportation of cement or pulverized coal there have been no specific studies published concerning the construction and function of the Kinyon pump. This may give a main reason for the fact that in some instances the kinyon pump is found using a motor drive of the capacity two times or more larger than actually required, proving a poor economy of the user.

In an attempt to cope with this situation, the writer tried to determine the power consumption on the axle of the kinyon pump. And for this purpose, the power consumption was analysed into the following four discriminations.

- (1) Horse power lost mechanically throughout the mechanism.
- (2) Shaft horsepower consumed by the helix thrusting cement in the axial direction.
- (3) Horsepower consumed in friction loss which is caused by the cement flow inside the casing around surfaces of helix and shaft.
- (4) Occasional power consumption chiefly caused by friction of cement occasionally got jammed between inside surface of the casing and outer periphery of the helix.

Along with the above, the characteristic of pulverized form of materials under compression was studied. By the results of these two researches the axial horsepower requirement has been brought into possible range of calculation.

[I] 緒言

キニヨンポンプの軸動力は、各部の機械損失馬力と、スクリュ羽根によつてセメントを圧縮推進せしめる動力の外に、スクリュ羽根の表面に於けるセメントの迂りに基く摩擦損失馬力、又シャフト周面に於ける同様の損失馬力、並びにスクリュ羽根とケーシング内面との間に、セメントを嚙む為に生ずる損失馬力とに区別する事が出来る。

本論文は全消費動力を、前記の各項目に分析し考察せる結果を論じたものである。

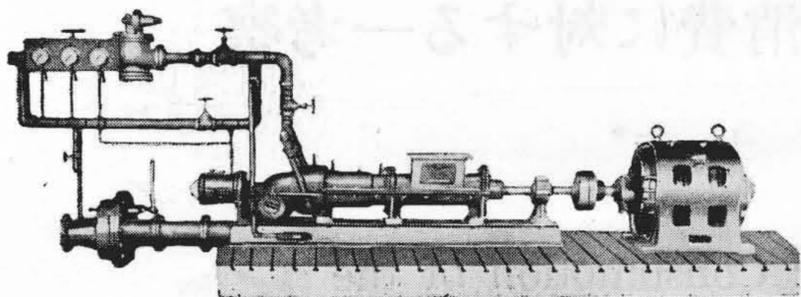
所謂 Kinyon Pump は微粉体を輸送するもので、古くから火力発電所やセメント工場等に於て使われているが、その構造や作用に就いては、殆ど研究されたものが

* 日立製作所川崎工場

発表されていない現状である。従つてその駆動に要する軸動力なども不明の為、中には所要動力の2倍容量の電動機が取り付けられているものもある。この消費軸動力を解析的に考察してみたが、粉体の圧縮性質を知る事に依り、その軸動力を概略算定出来たので、これと今後の計画上の参考となるべき点とを取纏めて記す。

[II] 構造及び作用

キニヨンポンプは微粉体を推進して輸送管内に挿入する特殊のスクリュポンプである。第1図(次頁参照)はその外観写真であり、その構造は第2図(次頁参照)に示す通りである。図の如く鑄鉄製ケースの中に、電動機と直結された特殊スクリュが入れてある。この羽根は電動機側より反対側にゆくに従つて、漸次そのピッチを縮



第 1 図 キニヨンポンプ
Fig. 1. Kinyon Pump

めて作つてあり、この羽根がなくなつた箇所のケーシング内面に圧縮空気の吹出管がある。スクリュ軸は両側がラジアルボール軸受で支えられ、且一端には推力受のボール軸受が入れてある。

鋳鉄製ケースのホッパ部より落下したセメントは、回転しているスクリュにより順次に圧縮され乍ら前方へ押出される。最終羽根部がそれに続く圧縮充填されたセメント層で輸送管内の圧縮空気圧力を完全に阻止し、圧縮空気がセメント入口から吹出さぬようにしてある。スクリュで空気吹出管部に送込まれたセメントは、圧縮空気により吹飛され輸送管内に入つてゆく。これがキニヨンポンプの作用である。

本機の主要仕様：

容 量	15 ton/hr
輸 送 距 離	約 75 m
軸動力用電動機	EF-KK, 22 kW, 6 p.
スクリュ軸回転数	950 r. p. m.
圧 縮 機	HSD-WRC. 40 kW.
輸 送 管 径	3 1/2"
空 気 管 径	2"

〔III〕 解 析

キニヨンポンプの駆動に消費される軸動力を次の 4 項

目に分けて考察する。

- (1) P_f ; 負荷時の機械損失馬力
- (2) P_1 ; スクリュがセメントを軸方向に推進せしめる為に消費される軸動力
- (3) P_2 ; スクリュ羽根の表面及びシャフト周面に於て、セメントの迂りによつて消費される摩擦損失馬力、又ケーシング内面に於てセメントが失う摩擦損失馬力
- (4) P_3 ; 不定な損失馬力、主としてセメント塊が羽根の外周面とケーシング内壁面との間に噛まれ、ために生ずる摩擦損失馬力

従つてポンプの駆動に要する全消費動力 P_t は

$$P_t = P_f + P_1 + P_2 + P_3 \dots \dots \dots (1)$$

で表わされる。以下各項目に就いて検討する。

- (1) P_f ; —

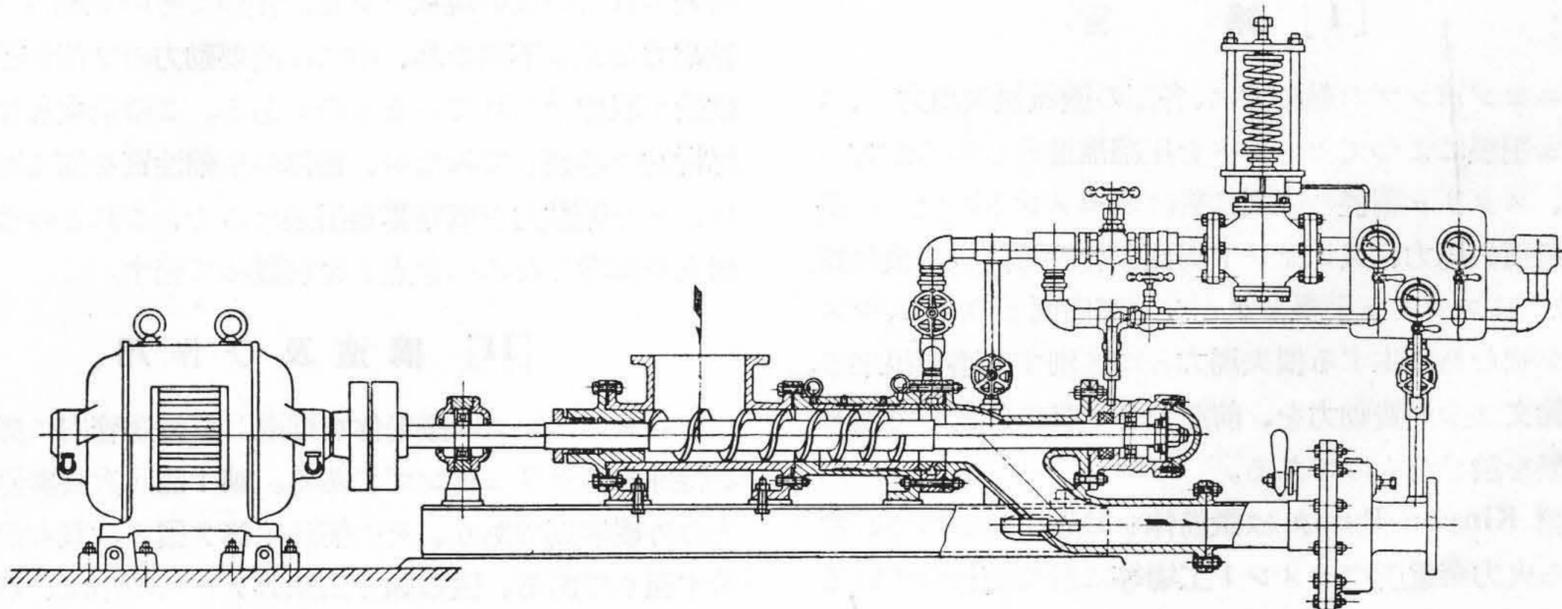
これは無負荷状態で電動機を回転する事により容易に見出されるものである。実際に荷重が加わると相当量の推力が働き且つ振動も出るので、負荷時の損失は無負荷時の機械損失とは完全には一致しないが、近似的には無負荷時の動力をそのまま採用して差支えないと考える。

- (2) P_1 ; —

スクリュのピッチは先端に向つて漸進的に 4 段階に分けて縮少してある。この為に羽根の間に挟まれたセメントは先方にゆくに従い漸次に圧縮作用を受け、その圧力が増し乍ら羽根の表面で推進される。セメントがスクリュに沿つて前進する間に生ずる増加圧力 F_i は近似的にピッチの縮少率 (p_i/p_1) の函数となり、

$$F_i = k(p_i/p_1)^n \dots \dots \dots (2)$$

なる式で表わされる。茲に p_1 は最初のピッチ、 p_i は i 番目の羽根のピッチ、 k, n は常数である。



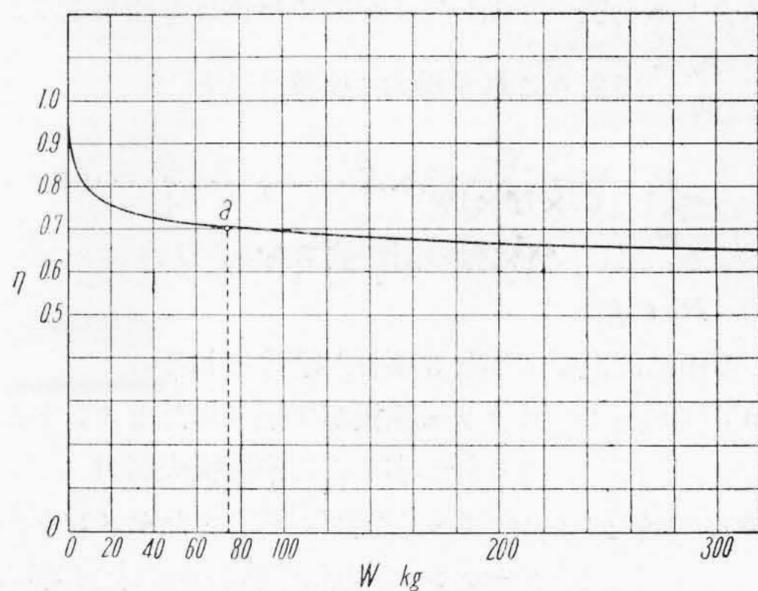
第 2 図 キニヨンポンプ断面図 Fig. 2. Sectional Sketch of Kinyon Pump

第 1 表 セメントの圧縮試験測定値及び計算値
Table 1. Calculated and Measured Values Regarding Cement Compression

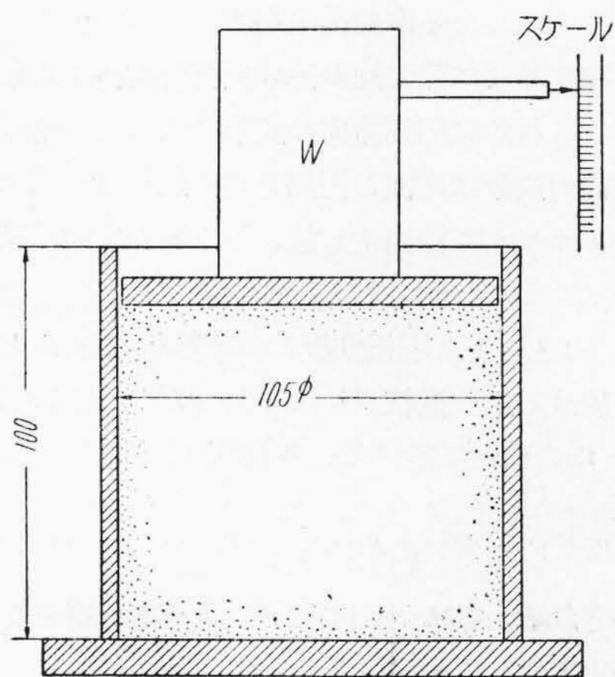
W : 荷重 kg
H : 荷重 Wkg を加えた時のセメント柱の高さ mm
A : 荷重 Wkg を加えた面積 cm²
η : 原縮比

W	H	W/A	η	W	H	W/A	η
0	110	0	1.0	0	110	0	1.0
1.15	99	0.0147	0.9	1.15	100	0.0147	0.91
2.82	93.5	0.036	0.85	2.82	94	0.036	0.855
7.82	88.2	0.0995	0.802	7.82	88.7	0.0995	0.806
12.82	85.2	0.163	0.775	12.82	85.7	0.163	0.778
17.82	83.2	0.227	0.755	17.82	83.7	0.227	0.76
22.82	82.0	0.291	0.745	22.82	82.5	0.291	0.75
27.82	80.7	0.355	0.733	27.82	81.5	0.355	0.74
32.82	80.2	0.418	0.73	32.82	80.5	0.418	0.732
42.82	79.2	0.545	0.72	42.82	79.5	0.545	0.723
72.82	76.7	0.928	0.697	72.82	77.0	0.928	0.70
92.82	75.9	1.18	0.67	92.82	76.0	1.18	0.691
102.82	75.7	1.31	0.688	102.82	75.5	1.31	0.689
122.82	74.9	1.57	0.68	122.82	75.0	1.57	0.682
142.82	74.2	1.82	0.674	142.82	74.5	1.82	0.677
162.82	74.0	2.07	0.673	162.82	74.0	2.07	0.672
182.82	73.4	2.33	0.668	182.82	73.5	2.33	0.668
202.82	73.2	2.58	0.665	202.82	73.0	2.58	0.663
227.82	72.7	2.9	0.66	227.82	72.5	2.9	0.659
252.82	72.4	3.22	0.658	252.82	70.0	3.22	0.636
277.82	71.7	3.54	0.652	277.82	69.5	3.54	0.632
302.82	71.7	3.86	0.652	302.82	69.5	3.86	0.632

一定容器内でセメントに垂直荷重を加えた場合の圧縮比 (p_i/p_1) と荷重 W との関係を実験的に求めたものが第 1 表で、これをグラフに画いたものが第 3 図である。この結果は第 4 図の如き実験装置によつたもので、即ち直径、105 mm のガス管内にセメントを自由落下により充填し、その上に荷重 W を 300 kg 迄変化させてそのセメント層の収縮をスケールで計測したものである。管の面積を A とすると、(W/A) がセメント内に生ずる圧力 F_i である。第 2 図の曲線に於て圧縮比 $p_i/p_1 = 0.7$ に対して、セメント内に生ずる圧力 F_i は a 点の横座標で与えられ、これが(2)式で算出される圧力 $F_i = k(p_i/p_1)^n$ に対応するものである。この圧力 F_i がピッチ p_i に於けるセメント内に生ずる圧力と考えられる。従つて羽根面には圧力 F_i が働き、羽根はこの圧力を受け乍ら回転してセメント柱を前方に推進すると考える。実際にはセメントは軸方向に進まないで螺旋状に進み、スクリュが一つのピッチ進む間にセメントは



第 3 図 セメント圧縮試験結果
Fig. 3. Cement Compressing Test Result



第 4 図 セメント圧縮試験装置
Fig. 4. Cement Compressing Test Equipment

$\sqrt{(p_i \eta_s)^2 + C^2}$ 進むと考えられる。茲に C は円周方向への進む長さである。故にスクリュ軸の 1 回転毎の軸方向の仕事量 (K) は、

$$K = \sum_{i=1}^{i=7} \frac{\pi}{4} (D_0^2 - D_i^2) \cdot F_i \cdot p_i \eta_s \dots\dots\dots (3)$$

で与えられる。

茲に D_0, D_i はスクリュの羽根の外径及び内径である。又 η_s はスクリュ羽根による実際の送り量 V_1 と、セメントがケーシング内に一杯充填されて軸の 1 回転で一つのピッチの長さだけ完全に送られた場合の送り量 V_0 とから決定されるもので、次式によつて表わす。

$$\eta_s = V_1/V_0 \dots\dots\dots (4)$$

この η_s はスクリュ羽根による粉体の進み率とでも名付けられるもので、理論的に推定する事は困難で平均的な値は実際に輸送した廻数から算出した。

スクリュ羽根が回転して1秒間に仕上げる仕事量は、
 $K \times \frac{N}{60}$ でありこれを馬力に換算すると

$$P_1 = \frac{N}{60 \times 75 \times 10^2} \times K \dots \dots \dots (5)$$

となる。茲に N は軸の回転数である。

(3) P_2 に就いて

この中には次のような3項目が挙げられる。

- (a). $(P_2)_1$; スクリュ羽根が圧縮されたセメントと
 迂り合う事による摩擦損失馬力
- (b). $(P_2)_2$; スクリュ羽根間に挟まれたセメントが
 ケーシング内面で円周方向に迂る事に
 依りセメント自体が失う摩擦損失馬力
- (c). $(P_2)_3$; スクリュ羽根間に挟まれたセメントが
 シャフト周面で円周方向に迂る事に依
 る摩擦損失馬力

(2) 項に於ては軸方向の圧縮抵抗に対抗する仕事量を
 計算し、これには円周方向の成分は入っていない。この
 円周方向の成分は壁面と円周方向に迂り合つてセメント
 が失うエネルギーに相当する故、このものを(b)項に計算
 した。

(a). セメントと羽根鉄板との摩擦係数を μ とすれば
 各部に於ける迂り抵抗 F_s は $F_s = \mu F_i$ で与えられる。
 又半径 r の位置に於ける迂り速度 v_s は

$$v_s = \sqrt{(2\pi r)^2 + p_i^2} \cdot \frac{N}{60} \cdot \eta_s \dots \dots \dots (6)$$

で表わされる。茲に η_s は前記の進み率で簡略化のため
 r の変化に対して一定であるとする。

迂りに依る消費動力 $(P_2)_1$ は

$$(P_2)_1 = \frac{1}{75 \times 10^2} \sum \int_{r_1}^{r_2} F_s \cdot v_s \sqrt{(2\pi r)^2 + p_i^2} dr \dots \dots \dots (7)$$

となる。この(7)式に前記の $F_s \cdot v_s$ を入れて積分する
 と

$$(P_2)_1 = \frac{1}{75 \times 10^2} \sum \int_{r_1}^{r_2} \mu F_i \cdot \frac{N}{60} \eta_s \{ (2\pi r)^2 + p_i^2 \} dr$$

$$= \frac{1}{75 \times 60 \times 10^2} \mu \cdot N \cdot \eta_s \cdot \sum F_i \left\{ \frac{4}{3} \pi^2 (r_2^3 - r_1^3) \right. \\ \left. + p_i^2 (r_2 - r_1) \right\} \dots \dots \dots (8)$$

となる。

(b). スクリュ羽根の中に生ずるセメントの圧縮圧力は
 前述の F_i であり、この F_i によつてケーシングの内面
 には側圧が加わる。この側圧係数としては Rankine の
 式を適用する。

即ち、側圧係数 k は次式で表わされる。

$$k = 1.3 \tan^2 \left(45^\circ - \frac{\phi}{2} \right) \dots \dots \dots (9)$$

(* 印は末尾の文献参照)

茲に ϕ はセメントの息角である。従つて側圧 F_c は
 $F_c = k F_i$ で表わされる。

各羽根の周壁面の全圧力は $(2\pi r_2 \times p_i) \cdot F_c$ で、各ピッ
 チに於けるセメントのケーシング内面に対する円周方向
 の迂り速度は

$$\left\{ 2\pi r_2 (1 - \eta_s) \frac{N}{60} \right\}$$

であるから、セメントの失う
 摩擦損失馬力は次式で表わされる。

$$(P_2)_2 = \frac{1}{75 \times 60 \times 10^2} \sum F_c \mu \cdot 2\pi r_2 (1 - \eta_s) N \cdot 2\pi r_2 \cdot p_i$$

$$= \frac{4\pi^2}{75 \times 60 \times 10^2} (1 - \eta_s) \cdot k \cdot N \cdot \mu \sum F_i \cdot p_i \cdot r_2^2 \dots \dots \dots (10)$$

(c). $(P_2)_5$ に就いて、

シャフト周面に於ける迂り損失は前記(b)項と全く同
 様にして導く事が出来る。

即ち側圧 $(F_c = k F_i)$,

シャフト周面積 $(2\pi r_1 \cdot p_i)$,

迂り速度 $\left(2\pi r_1 \cdot \frac{N}{60} \eta_s \right)$ となるから、

損失馬力 $(P_2)_5$ は

$$(P_2)_5 = \frac{1}{75 \times 10^2} \sum F_c \cdot \mu \cdot 2\pi r_1 \cdot p_i \cdot 2\pi r_1 \cdot \frac{N}{60} \eta_s$$

$$= \frac{4\pi^2}{75 \times 60 \times 10^2} k \cdot \mu \cdot N \cdot \eta_s \sum F_i \cdot p_i \cdot r_1^2 \dots \dots \dots (11)$$

となる。

尙最終羽根の先端部から空気吹出部迄の間は、圧縮さ
 れたセメント層が $(r_1 \cdot \omega)$ なる迂速度でシャフト周面を
 迂る故この部分で消費される損失馬力は

$$\frac{1}{75 \times 10^2} k F_7 \cdot \mu \cdot 2\pi r_1 \cdot a \cdot r \cdot \omega$$

$$= \frac{4\pi^2}{75 \times 60 \times 10^2} \cdot N \cdot k \cdot \mu \cdot a \cdot F_7 \cdot r_1^2 \dots \dots \dots (12)$$

で表わされる。茲に F_7 はこの部の圧縮圧力、

a はこの部分の長さ、

ω は軸の角速度である。

(4) P_3 に就いて、

これは主としてスクリュ羽根とケーシング内面との僅
 かのギャップ内にセメントが入り、激しく摺合う事によ
 る損失である。実際の運転結果から変動する動力は 20
 HP に対して ± 2 HP 程度であるから、全体に対しては
 大きな部分とはならず、全動力算出に当つては上記程度
 の余裕をみる事でよい。

(5) 数値計算

それぞれ導いた前述の式に実際の運転状況下の諸数値を入れ数値計算すると下記の如くなる。

a). 運転状況

1 時間余連続運転の結果、輸送量 = 20~23 ton/hr

無負荷時消費動力、約 2 HP

負荷時消費動力、約 20 HP

b). 今キニヨンポンプのセメント入口部に於けるセメントの見掛比量を 1.0 とすると

前記 $V_1 = 6,400 \text{ cm}^3/\text{sec}$

又 $V_0 = 13,900 \text{ cm}^3/\text{sec}$ となる。

故に $\eta_s = V_1/V_0 = 0.46$

c). 摩擦係数

セメントの鉄板との摩擦角は 16° と云われているので

$\mu = 0.3$ となる。

d). 側圧係数

セメントの息角は状況により一定しないが、一般に、

$\phi = 40^\circ$ を採用する。

従つて $k = 0.283$ となる。

e). 各項目毎の計算結果

この計算値は第 2 表に示す。この値より全消費動力

P_t を算出すると、(1) 式より、

$P_t = 2 + 3.26 + 4.379 + 6.079 + 1.66 + 1.14 = 18.53$

となる。

この値は実際の消費動力に略近い値である。

[IV] 考 察

(1) 圧縮圧力 F_i を求めた実験値は、一定条件下のセメントに就いては可成りの精度で一致したので本実験値をそのまま使用した。然しこの値はセメントの成分・粒度・湿度等の影響で多少異り、又この実験は静的なものであるのに反し、実験のキニヨンポンプでは振動を伴つた動的な圧縮である点にも多少の相違はあるものと考

える。

又 k と μ の値に就いてもその正確な値に就いては、今後粉体としてのセメントの基礎的研究に俟ちたいと思う。

(2) 上記の点から考え数値計算結果は極く近似値を示すに留まると考えられるが、略実際の値に近い値が出るので計画上の検討には役立つ。然しこれは一例に過ぎないので今後スクリュ径の異つたキニヨンポンプに就いて検討し、その確実性を確める積りである。

(3) スクリュ羽根の面で最も磨耗するのは最終ピッチの前面で、それもピッチの最後の切端附近に於て著しい。この部では羽根は固く圧縮されて軸方向にのみ移動するセメント柱と迂り合う為、その迂り速度は他のスクリュ面のどの部分よりも大きい事になる。この結果この部分の磨耗が最も甚しい訳である。

この $(P_2)_1$ に対する主要変数を取出してみると、

$$(P_2)_1 \propto (p_i/p_1 \cdot r_2^3 \cdot N)$$

となる。これからみてスクリュの外径はこの消費動力に最も大きい影響を与える事が判る。

(4) ケーシング内面は最終ピッチ部に当る部分が相当量磨耗しており、シャフト周面では最終ピッチ以後空気吹出部迄が磨かれているが、計算上もこの部分の損失馬力が最も大きい。この $(P_2)_2$, $(P_2)_3$ に関する主要変数を取り出してみると、

$$(P_2)_2, (P_2)_3 \propto (p_i/p_1 \cdot r_1^2 \cdot N)$$

となり、矢張りスクリュの軸径が大きい要素となつて

いる。
(6) 側圧に対しては圧縮圧力によるもの以外に、遠心力に基くものと重力に基くものとが考えられるので、これの影響を調べてみると下記の如くなる。

(イ) 遠心力による影響

セメント自体はスクリュ羽根の回転に対し、 $(1 - \eta_s)$ 。

第 2 表 各 項 目 毎 の 消 費 動 力 表

Table 2. Power Consumption per Each Item

ピ ッ チ	P_i (cm)	p_i/p_1	F_i (kg/cm ²)	K_i (kg-cm)	$(P_2)_1$ (HP)	$(P_2)_2$ (HP)	$(P_2)_3$ (HP)	Σ (HP)
No. 1	11.0	—	—	—	—	—	—	—
2	11.0	—	—	—	—	—	—	—
3	9.5	0.864	0.0255	8.91	0.0213	0.0352	0.00962	0.0849
4	8.5	0.772	0.165	51.7	0.129	0.202	0.0557	0.495
5	8.5	0.772	0.165	51.7	0.129	0.202	0.0557	0.495
6	7.3	0.664	2.67	717	2.05	2.82	0.77	7.155
7	7.3	0.664	2.67	717	2.05	2.82	0.77	7.155
a	5.0	—	—	—	—	—	1.14	1.14
合計 HP				$P_1 =$ 3.26	4.3793	6.079	2.8	16.52

第3表 遠心力に依る損失
Table 3. Power Loss due to Centrifugal Force

	ρ_i (gr/cm ³)	p_c (kg/cm ²)	p_c による損失 (HP)
p_1	1.1	0.0332	0.0457
p_2	1.1	0.0332	0.0457
p_3	1.27	0.0383	0.0528
p_4	1.42	0.0427	0.0588
p_5	1.42	0.0427	0.0588
p_6	1.66	0.05	0.069
p_7	1.66	0.05	0.069

だけ追随している故、セメント塊の角回転速度を ω_c とすると、 $\omega_c = \omega(1 - \eta_s)$ となる。

故にケーシング内面に遠心力に依つて加わる圧力を p_c とすると、

$$p_c = \frac{1}{2\pi r_2 p_i} \int_{r_1}^{r_2} \frac{\rho_i}{g} \cdot p_i \cdot 2\pi r \cdot r \omega_c^2 dr$$

$$= \frac{\rho_i \omega_c^2}{3gr_2} (r_2^3 - r_1^3) \dots\dots\dots (13)$$

となる。

但し ρ_i ; p_i ピッチ間に於けるセメントの見掛比重

g : 重力の加速度

この (13) 式にそれぞれ数値を入れて計算すると第3表の如くなる。

この遠心力の為にケーシング内面に加わる測圧が増し、為に摩擦損失は約 0.4HP 増加する事になる。これは全消費動力の僅か 2% であるから、この遠心力効果は無視しても大差はないことが判る。

(ロ) セメントの自重の影響

スクリュ断面に充満したセメントが全部ケーシング下面に加わるものとする、その圧力は近似的に

$$p_w = \frac{\frac{\pi}{4} (D_0^2 - D_i^2) p_i \cdot \rho_i}{D_0 \cdot p_i}$$

で表わされる。

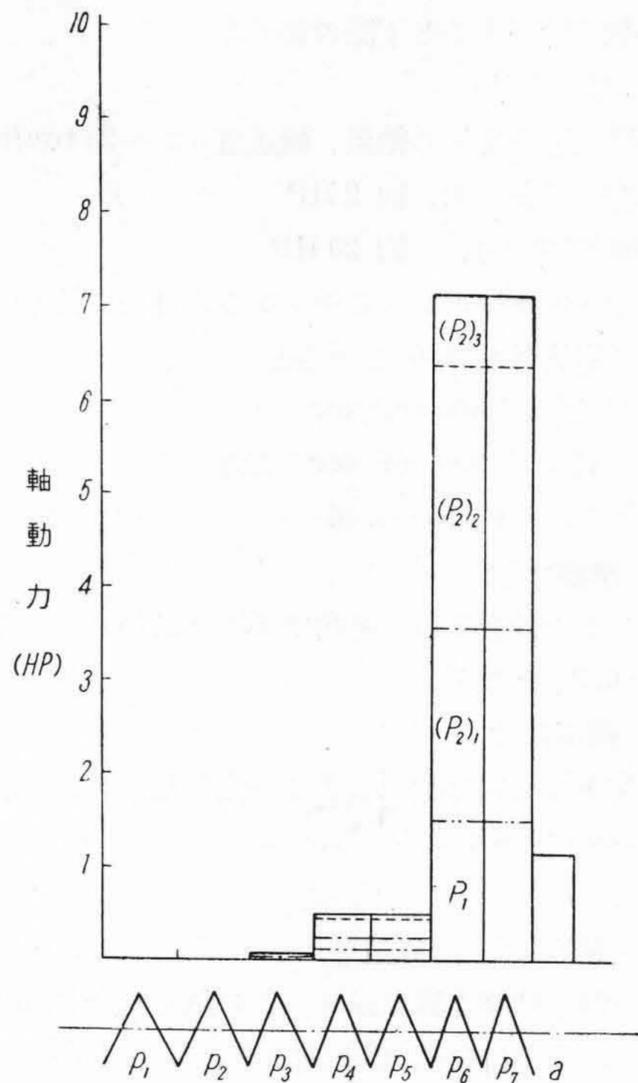
見掛比重の最も大きい部分に於て数値計算すると、

$$p_w = 0.0111 \text{ kg/cm}^2$$

となり、これは遠心力による増加圧力の約 30% に相当する。又これはケーシング上面には働かないので、全体としてこの p_w によるとり摩擦損失馬力は無視しても差支えない。

(7) P_3 に就いて

ケーシング内面とスクリュ羽根端部との間隙は約 1 mm で当然この間隙内にもセメントが侵入し、ケーシングとスクリュとの激しい相対速度によりセメントが摩擦され動力損失となる。これはスクリュ羽根端部及びケー



第5図 軸動力分布図
Fig. 5. Shaft Power Distribution Chart

シング内面に幾条もの凹んだ軌跡が見られる事により容易に判断出来る。この軌跡は螺旋状ではなくシヤフトに直角な面内に於て円を画いている事より、スクリュ羽根端部とケーシング内面との間にセメントが挟まれ、固つたものが同じ位置で擦合う事を示している。尚運転中にガタガタと不連続音が発生するのも、この部の擦合う事によるものと思う。この動力は不連続且大いさも不定で運転中電動機の電流計が振れるのはこの部の消費動力によるものと考える。

この P_3 は出来る限り小さくする事が望ましいが、その為にはスクリュ羽根端部を出来る限り薄くする事がその一方法である。然しこれには端部の摩耗を考へてある一定限度がある。又このギャップ内へのセメントの入り方を少なくするには、スクリュの進行方向に対してその羽根端部の角を鋭くして、且このギャップを能う限り小さくする事が肝要である。

(8) 消費動力のスクリュ軸に対する分布に就いて

前述算出の各消費動力を各羽根毎に総計してみると第2表の通りとなり、第5図はそのグラフである。同図から明らかな如く、計算し得る動力の内 90% 余は最終ピッチに於て消費されている事が判る。従つてスクリュ製作に当つては最終ピッチ部のみを頑丈に作り、その他の

羽根部分は比較的薄い軟鋼板でよい事が判る。尚、迂りも最終羽根に於て最も激しい故、この羽根の前面全体に耐摩耗鋼を用いる事、又この部に当るケーシング内面にも耐摩耗鋼を用いる事が望ましい。シャフト面は最終羽根から空気吹出部迄を特に滑らかに仕上げる事、又この部と羽根端部に耐摩耗鋼を使用する事が必要である。

(9) η_s に就いて

実際の輸送量から算出した η_s はキニオンスクリュの断面に於ける平均値であるが、この軸に直角な断面に於ける η_s を考えてみると羽根の内側と外側とで当然その値が異なる。この問題の解析に就いては今後の研究課題とする。実際の η_s は非常に小さいが、この η_s を出来るだけ大きくする為には常識的にも自明の事であるが、定性的に次の事が云える。

- (i) 同径のスクリュに於て輸送量は進み率とピッチに関係する。即ち進み率及びピッチに関係する羽根の巻付角を輸送量が最も大きくなる附近の値にする。
- (ii) セメントのケーシングとの摩擦係数を大きくする。但し軸方向に対しては迂り易くする事が必要である。
- (iii) 羽根との摩擦係数は出来るだけ小さくする。
- (iv) 圧縮圧力 (F_i) は出来る限り小さくする。

[V] 結 論

- (1) キニオンポンプのスクリュシャフトとセメント推進に要する消費動力は、実験的に求めたセメントの圧縮圧力と圧縮比との関係から容易に近似計算出来る。
- (2) キニオンポンプの全消費動力の大半は迂り摩擦損失馬力である。その中、
 - (a) スクリュ羽根の表面に於ける消費動力は、

$$(P_2)_1 = C_1 f_1 \left(\frac{P_i}{P_1} \cdot r_2^3 \cdot N \cdot \eta_s \cdot \mu \right)$$

であり、

- (b) ケーシング内面及びシャフト周面での消費動力は

$$(P_2)_2 = C_2 f_2 \left(\frac{P_i}{P_1} \cdot r_2^2 \cdot N \cdot \eta_s \cdot k \cdot \mu \right)$$

$$(P_2)_3 = C_3 f_3 \left(\frac{P_i}{P_1} \cdot r_1^2 \cdot N \cdot \eta_s \cdot k \cdot \mu \right)$$

で表わされる。

以上の主要変数より、スクリュの外径の大小はその消費動力に大きな影響を与える。

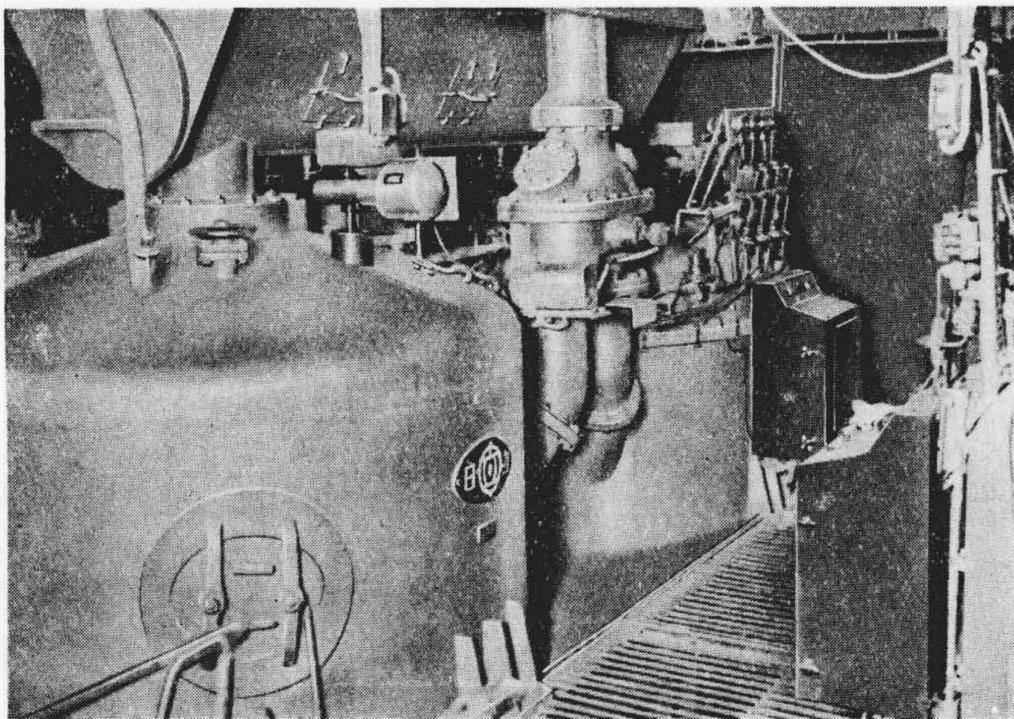
- (3) 計算上の全消費動力の 90% 余はスクリュの最終羽根部に於て失われている。

セメントの物理的性質のデータは少いが今後粉体としてのセメントを調べ、且つキニオンポンプの機能に就いても検討し消費動力の少いキニオンポンプを目標に研究したいと考えている。キニオンポンプは尚いろいろと未知の問題を含んでいるが、本文が今後これを計画される方々に幾分かでも御参考になれば光栄の至りである。

終りに御懇切なる指導を賜つた内丸博士、大貫氏相沢氏方に深く感謝の意を表し、又実験に協力を頂いた磐城コンクリート株式会社の各位及び多々良氏に感謝する次第である。

参 考 文 献

- (1)* 建築工学ハンドブック p.707. 昭和 17 年版
- (2) 土質力学 テルツアギー著
- (3) Power Absorption in Screw Conveyors Engg. Vol. 142. Sept.
- (4) 粉体輸送 植松時雄著 (第 38 回水力機械講習会教材)



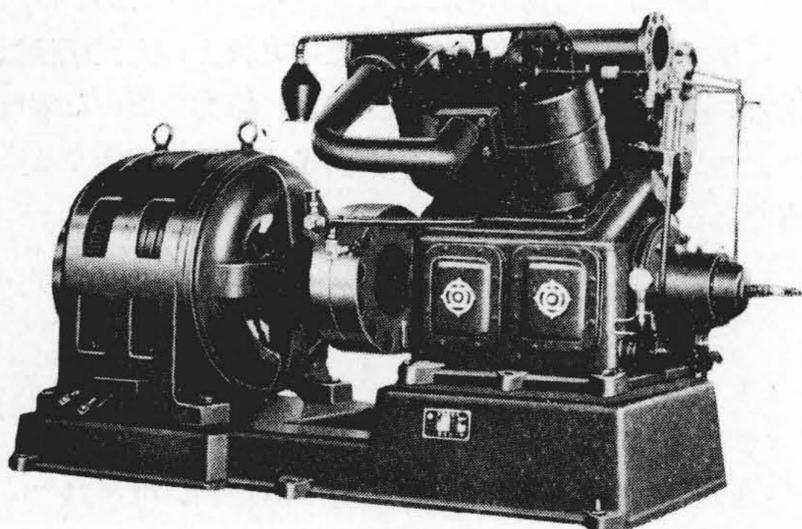
日立の気体機

双胴落下型フラクソー式空気コンベヤ
Double-Drum Down-Type
Pneumatic Conveyor(Fluxo)

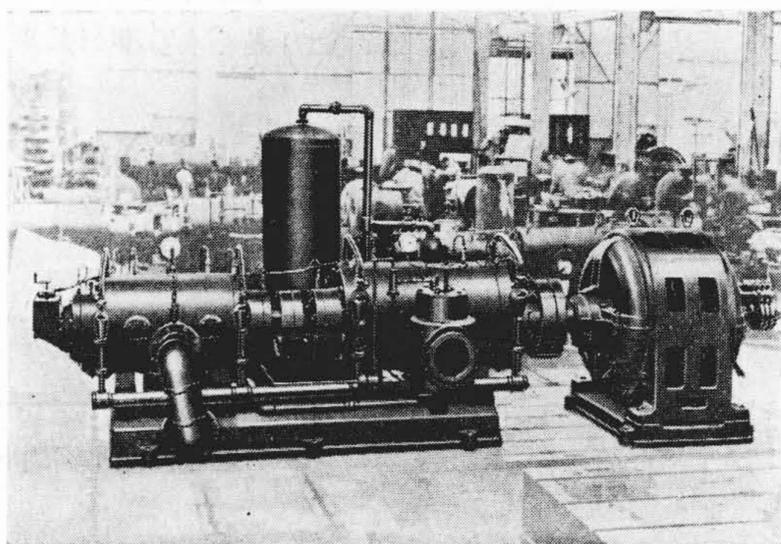
日立の気体機



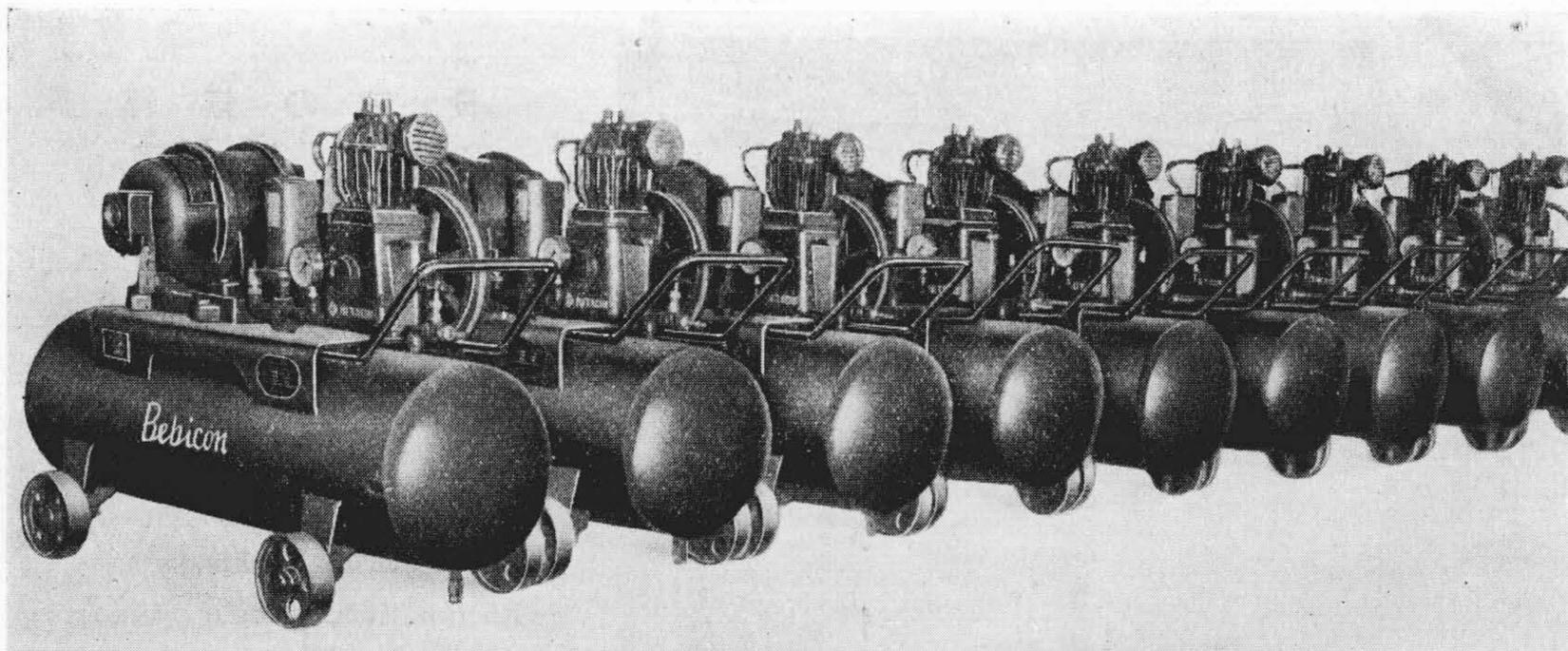
80 HP デイゼルエンジン駆動可搬式空気圧縮機
80 HP Diesel Engine Driven Portable Air Compressor



VSS₄ 型 CHC 式 空気圧縮機
Type VSS₄ Form CHC Air Compressor



MDI 型 CHC 式 回転圧縮機
Type MDI Form CHC Rotary Compressor



400 W ベビコン

400 W "Bebicon" (Baby Compressors)