

# 水槌ポンプ性能曲線の一実験に就いて

佐 藤 恭 三

## On the Efficiency Curve of the Ram Pump

Kyozo Sato

### 1. 緒 言

定常的な水流を急に堰止めることにより水圧の急激な上昇、低下が起り所謂水槌現象を生ずるがこの現象を応用して揚水ポンプに使用したのが水槌ポンプ（別名無動力ポンプともいう）である。またこの水槌現象は一面水車、動力用揚水ポンプ、水管装置に対しては甚大なる害を与えるものであるから種々の防止設備が考えられている。水槌現象の研究は古くから多くの人々により行われ、また水槌ポンプの研究も進められているが未だ解明し尽されない点、実用の面でなお改良すべき点があるので最初駆動管径  $0.04m$  のポンプを試作しこれを参考にして駆動管径  $0.075m$  のポンプを試作し弁行程、駆動水頭、廃棄弁重さ、駆動管長さとして性能試験を行った結果を報告する。

### 2. 装 置

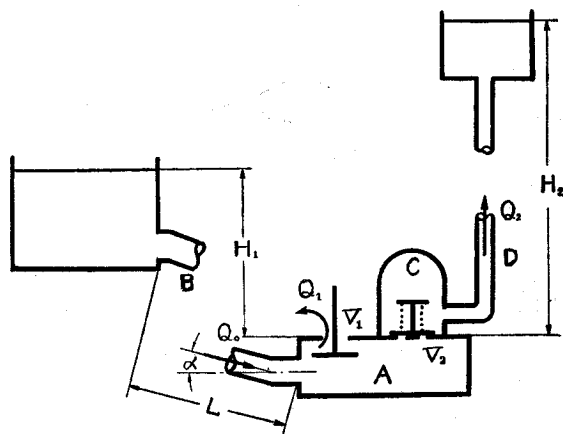
ポンプの概略図は1図に示してあるが、廃棄弁  $V_1$  が開いているとき駆動管よりの水流  $Q_1$  が廃棄口より流出しその時水流  $Q_1$  が弁  $V_1$  を押し上げ急に弁  $V_1$  を閉じ、ポンプ室内  $A$  に高圧力  $h$  を生じ吐出弁  $V_2$  を押し上げ空気室  $C$  を経て吐出管より吐出する。次に水槌現象の性質より高圧力、負圧力を繰返すことからポンプ室内  $A$  に負圧力を生ずると共に弁  $V_1$  の自重により弁  $V_1$  が開き前記を繰返し、その作動は自動的に行われる。空気室  $C$  は脈流動を無くするために設けてある。ポンプの主要寸法及び使用記号は次の如くである。

#### 主要寸法

駆動管長さ $L$	$= 2.21 \sim 7.03m$
廃棄弁 $V_1$ の重さ	$= 1.38kg$
廃棄口径	$= 0.075m$
吐出弁 $V_2$ の重さ	$= 1.25kg$
空気室 $C$ の体積	$= 0.006m^3$
ポンプ空 $A$ の体積	$= 0.015m^3$
駆動管径	$= 0.075m$
吐出管径	$= 0.040m$

#### 使用記号

$H_1$ : 駆動水頭	$m$
$H_2$ : 吐出水頭	$m$
$Q_1$ : 廃棄水量	$l/min$
$Q_2$ : 吐水量	$l/min$
$Q_0 : Q_1 + Q_2$	$l/min$



第1図 水槌ポンプ概略図

A : ポンプ室 C : 空気室  
B : 駆動管 D : 吐出管

$\eta_D$  : ドビッソン効率  $\frac{Q_2 \cdot H_2}{Q_0 \cdot H_1}$

S : 弁行程  $m$

W : 廃棄弁附加重量  $kg$

L : 駆動管長さ  $m$

N : 廃棄弁作動回数  $n/min$

### 3. 実験結果

水槌現象の理論及び作動実験に関しては今回は言及しないが上記の水槌現象による発生圧力  $h$  は弁を瞬間的にすなわち数式の取扱上では  $t \rightarrow 0$  の条件下に管材料にこの全圧力が働くものと考え、この力の均合いから誘導される次式の示すものである。

$$h = \frac{v \sqrt{\frac{K}{\gamma g}}}{\sqrt{1 + \frac{K}{E} \cdot \frac{d}{b}}}$$

$v$  : 駆動管中の水速  $m/S$   
 $\gamma$  : 水の単位体積重量  $kg/m^3$   
 $g$  : 重力の加速度  $m/S^2$   
 $K$  : 水の体積弾性係数  $kg/m^2$   
 $E$  : 管材料の縦弾性係数  $kg/m^2$   
 $b$  : 駆動管壁の厚さ  $m$   
 $d$  : 駆動管内径  $m$

効率は考え方を異にする立場から従来三氏のものが行われているが、茲では  $Q_1, Q_2, H_1, H_2$  を効率の大きい因子と考えて一応ドビッソンのものを使って実験結果を纏めた。なおランキン、アイテルワインの式を参考までに次に記す。

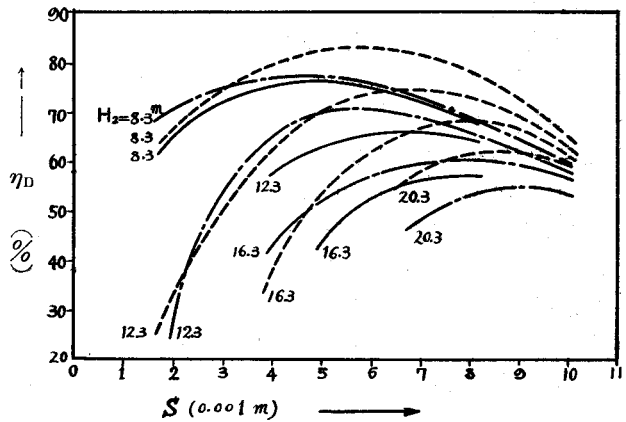
ランキン効率  $\eta_R = \frac{Q_2(H_2 - H_1)}{Q_1 \cdot H_1}$

アイテルワイン効率  $\eta_E = 1.12 - 0.2 \sqrt{\frac{H_2 - H_1}{H_1}}$

ポンプ本体の材質は普通鑄鉄、管は市販の引抜鋼管を使用し接続には接管を使用した。吐出水頭  $H_2$  の測定には圧力計を使用したが高場程よりは稍高く表われている。次に示す性能曲線はポンプが自動的に作動し得る範囲全部について実験した結果を表わした。

(1) 駆動水頭  $H_1$  と  $H_2, S, \eta_D$  の関係 第2図

$H_1 = 2.36 \sim 3.23m$  の範囲で行ったが  $H_1 = 2.86m$  のとき  $\eta_D$  が全般的に大となり、 $H_2 = 8.3m$  のとき  $\eta_{Dmax}$  となっている。  $S = 4 \sim 7mm$  の間で  $\eta_{Dmax}$  が表われ  $8 \sim 10mm$  になると  $\eta_D$  が集結する。



第2図  $H_1$  と  $H_2, S, \eta_D$  の関係  
 ———  $H_1 = 2.36m$   $W = 0 kg$   
 - - - -  $H_1 = 2.86m$   $L = 7.01m$   
 - - - -  $H_1 = 3.23m$

第1表 測定値の一部

$L=7.01m$ .  $W=0kg$   $H_1=2.86m$ .  $H_2=8.03m$

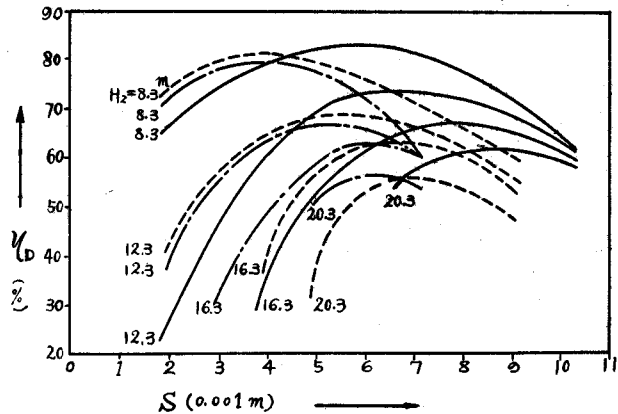
S m	N n/min	Q <sub>1</sub> l/min	Q <sub>2</sub> l/min	Q <sub>0</sub> l/min	$\frac{Q_2}{Q_1}$	$\eta_D$ %	$\eta_R$ %	$\eta_E$ %
0.002	396	16.03	4.85	20.88	0.30	67	57	85
3	230	22.27	8.26	30.53	0.37	75	63	85
4	199	36.87	13.82	50.69	0.38	79	72	85
5	174	48.43	18.95	67.38	0.39	82	75	85
6	156	54.24	22.05	76.29	0.42	84	77	85
7	142	69.41	26.47	95.88	0.38	80	73	85
8	120	80.86	29.45	110.31	0.36	77	70	85
9	114	91.05	30.67	121.72	0.34	73	64	85
10	102	103.56	30.61	134.17	0.30	66	57	85

第1表は第2図の $H_1=2.86m$ のときの測定値の一部である。

(2) 廃棄弁附加重量 $W$ と $H_2$ ,  $S$ ,  $\eta_D$ の関係 第3図

$W-H_2$ においては $\eta_{Dmax}$ はほとんど変わらないことを示しているが、 $H_2$ が小なる程 $\eta_D$ は高くなっている。

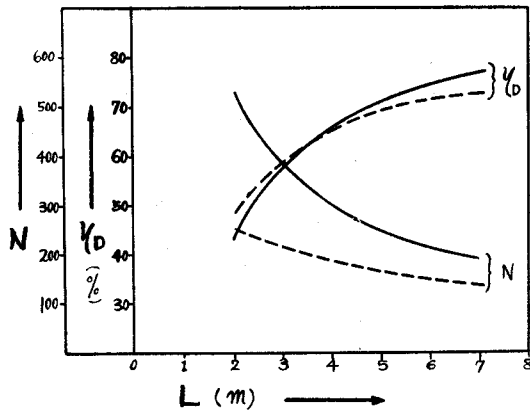
$W-S$ においては弁作動範囲が変り $\eta_{Dmax}$ は $S$ によって変る。第3図は $H_1=2.86m$ の時のみを示したが $H$ の変化によってもほとんど同じ様な結果になっている。 $W$ をこれ以下にすることは弁強度が不足するため不可能である。



第3図  $W$ と $H_2$ ,  $S$ ,  $\eta_D$ の関係  
 $W=0kg$   $H_1=2.86m$   
 $W=0.3kg$   $L=7.01m$   
 $W=0.8kg$

(3) 駆動管 $L$ と $N$ ,  $\eta_D$ の関係 第4図

$L$ が大なる程 $\eta_D$ は高くなっているが $L=7.03m$ 以上は今回は実験しなかった。アイテルワインの実験式によると  $L=H_2+0.3H^2/H_1$  となっているので第4図の場合は $L=8.8m$ が $\eta_{Dmax}$ となる。 $N$ は水圧(正, 負)の伝播速度が $L$ を往復する時間に少々比例しているが、これは弁 $V_1$ が開く力は弁の重さのみならずこの負圧にも依ることを示している。またこの負圧により気泡がポンプ室Aに入り空気室Cに空気を



第4図  $L$ と $N$ ,  $\eta_D$ の関係  
 $W=0kg$   $W=0kg$   
 $H_1=2.36m$   $H_1=2.36m$   
 $S=0.004m$   $S=0.007m$   
 $H_2=8.3m$   $H_2=10.3m$

補給する。N = 300 回以上になると弁作動が連続的なため水の流動抵抗が大となり  $\eta_D$  が低くなる。

(4) ポンプ効率の一例 第5図

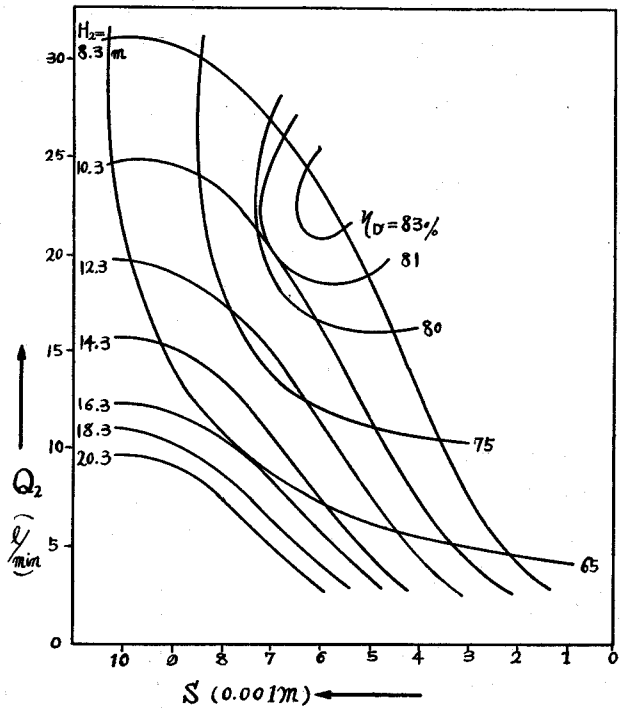
$Q_2$ -S 曲線にポンプ効率を示した一例であるが、 $S = 6 \text{ mm}$ ,  $Q_2 = 24 \text{ l/min}$ ,  $H_2 = 8.3 \text{ m}$  で  $\eta_{Dmax}$  を示している。第1~5図にポンプ性能曲線の一部を述べたがこれにより水槌ポンプの設計、使用上の参考資料になれば幸甚である。

結 言

実験は清水で行ったが、河川などで使用する場合は砂、汚物がポンプ室に入らない様工夫しなければ弁の磨耗が大きく、ポンプ効率がすぐ低下する。水槌ポンプの弁作動方法では大流量のポンプ設計は困難であるが小流量の無動力ポンプとしては実用に供せられると思う。

参 考 文 献

Morrrough P. Obrine and James E. Gosline ; The Hydraulic Ram 1942.



第5図 ポンプ効率  
 $H_1 = 2.86 \text{ m}$   $W = 0 \text{ kg}$   $L = 7.01 \text{ m}$