

參考文獻

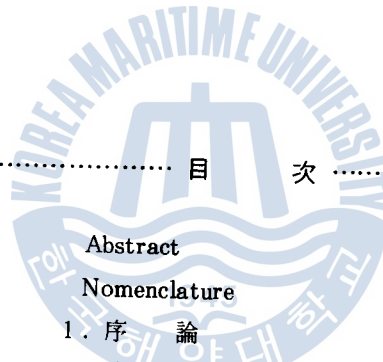
1. 河津植：自動制御工學，海事圖書出版，釜山，PP. 187~189，(1976)
2. 棋木義一：自動制御工學，查賢堂發行，東京，P. 227，(1984)
3. O.J.M.Smith：Closer Control of Loops with Dead Time, Chemical Engineering Progress, Vol. 53, No. 5, PP. 217~219, (1957)
4. 渡部慶三：Smith法의 外延에 對한 制御特性에 對한 報告，計測自動制御學會論文集，第15卷第5號，P. 187，昭和58
5. A.C.Ioannides：Stability Limits of A Smith Controller in Single Systems Containing A Time Delay, INT. J. Control, Vol. 29, PP. 47~63, (1979)
6. B.C.Kuo：Automatic Control system, Prentice-Hall, Inc., P. 500~593, (1987)
7. J.F.Donoghue：A Comparison of The Smith Predictor and Optimal Design Approaches for Systems with Delay in The Control, IEEE, Trans. Indus. Electronic Control Instrum., Vol. 24, NO. 1, PP. 109~117, (1977)
8. 中西英三：操作量に對する時間分有する多変數時變系に對する Smith Predictor의 設計法，計測自動制御學會論文集，第16卷第6號，PP. 846~851,昭和55
9. Z.Palmer：Stability Properties of Smith Dead Time Compensator Controllers, INT. J. Control, Vol. 32, NO. 6, PP. 937~949, (1980)
10. 棋木義一：前掲書 2, P. 228
11. 河津植，柳古洙：PID制御器의 最適調節에 關한 研究，韓國海洋大學 大學院論文集，Vol. 2, P. 91, (1979)
12. K.Ogata：Modern Control Engineering, Prentice-Hall, Inc., PP. 166~167, (1970)
13. J.M.Douglas：Process Dynamics and Control, Vol.1, Prentice-Hall, Inc., PP. 262~263, (1972)
14. H.M.Paynter：A New Method of Evaluating Dynamic Response of Counter-flow and Parallel-flow Heat Exchangers, Transactions of The ASME, PP. 749~758, (1956)
15. 千熙英：自動制御解析과 制御機器，清文閣，서울，P. 257, (1982)

물 噴射 펌프에 있어서 面積比가 効率에 미치는 影響

朴 炳 翰

The Effect of Area Ratio on
Water Jet Pump Performance

Byeon-han Park



目 次

Abstract

Nomenclature

1. 序 論
 2. 噴射 펌프의 構造 및 作動原理
 3. 噴射 펌프의 効率 및 壓力比
 4. 實驗裝置 및 實驗方法
 4. 1 實驗用 噴射 펌프
 4. 2 測定裝置
 4. 3 循 還 部
 4. 4 驅動壓力의 決定
 4. 5 實驗方法
 5. 實驗結果 및 考察
 5. 1 壓力變化過程
 5. 2 効率 및 壓力比
 6. 結 論
- 參考文獻

Abstract

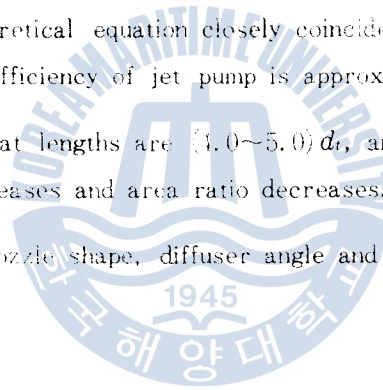
In water jet pump, area ratio affects mainly its performance. Hence, a study of area ratio is the most important investigation of water jet pump.

This paper shows the results from the investigation of several area ratios, with the two different throat lengths of water jet pump. Experimental values of efficiency and head ratio are compared with the one dimensional theoretical equation.

The results are as follows:

1. The efficiency is not affected by the spacings from nozzle exit to throat entrance, whose values are $(0.0 \sim 1.5) d_t$.
2. The one dimensional theoretical equation closely coincides with the experimental results, and the maximum efficiency of jet pump is approximately 29%.
3. It is shown that the throat lengths are $(1.0 \sim 5.0) d_t$, and that they approach to $5.0 d_t$ as flow ratio increases and area ratio decreases.

The study for improving nozzle shape, diffuser angle and diffuser length should be continued in future.



Nomenclature

<p>A = area, m^2</p> <p>C_p = pressure coefficient</p> <p>c = velocity coefficient</p> <p>d = diameter, mm</p> <p>f = friction factor</p> <p>g = gravitational acceleration, $9.8m/s^2$</p> <p>h = static head, m</p> <p>h_f = friction loss, m</p> <p>K = friction loss coefficient</p> <p>l = length, mm</p> <p>l_s = nozzle spacing, mm</p> <p>M = flow ratio, Q_s/Q_1</p> <p>m = mass flow rate, kg/s</p> <p>N = head ratio, $(P_a - P_2) / (P_1 - P_a)$</p> <p>$P$ = static pressure, N/m^2</p> <p>Q = volumetric flow rate, m^3/s</p> <p>R_A = area ratio, A_n/A_t</p> <p>V = velocity, m/s</p> <p>x = distance from throat entrance, mm</p> <p>γ = specific weight, N/m^3</p> <p>θ = diffuser angle, deg</p> <p>η = efficiency</p>	<p>subscripts</p> <p>d = diffuser</p> <p>n = nozzle tip</p> <p>s = suction fluid</p> <p>t = throat</p> <p>x = pressure tap position from throat entrance</p> <p>0 = nozzle exit plane</p> <p>1 = motive fluid</p> <p>2 = suction chamber</p> <p>3 = throat entrance</p> <p>4 = throat exit</p>
--	--

1. 序 論

壓力이 있는 蒸氣 또는 물을 노즐을 통해서 噴射시켜 그 周圍에 局部的인 眞空을 만들고 液體, 灰 또는 空氣를 吸入하여, 여기에 氣流 또는 水流에 의한 速度에너지를 附與하여, 送給하는 噴射펌프는 運動部分이 없을 뿐더러 潤滑이 필요 없고 單純함과 信賴性 때문에 灰 에젝트(Ash Ejector), 船舶의 糞渣 除去(Bilge Ejector), 復水器의 空氣 에젝트(Air Ejector) 등에 많이 이용된다.

Rankine이 두 流體 흐름의 混合理論¹을 발전시킨 후에 많은 實驗的 研究가 있었으며,²⁻⁶ 지금도 性能面에서 改善을 위한 研究가 계속되고 있다.⁷⁻⁹

噴射펌프는 壓力을 降下시켜 速度에너지를 附與하는 노즐과 速度에너지를 壓力에너지로 變換시키는 디퓨저로 構成되어 있다. 噴射펌프의 性能은 노즐 出口面積과 목의 面積과의 比인 面積比, 노즐 出口에서 목 入口까지의 거리, 목의 길이, 디퓨저 擴大角 및 길이, 吸入室 入口의 形狀, 노즐의 形狀 등이 영향을 미치기 때문에 실제 設計는 理論的인 것보다 實驗的 研究에 더욱 依存하고 있는 實情이다. 噴射펌프의 效率에 關聯되는 壓力比 및 驅動流體와 吸入流體와의 比인 流量比와 面積比에 의해서 가장 큰 영향을 받기 때문에 噴射펌프에서 面積比는 가장 重要한 要素인 것이다.²

本 研究에서는 목길이와 디퓨저 길이가 서로 다른 2개의 물 噴射 펌프를 製作하여 面積比의 變化에 따른 流量比, 壓力比, 噴射펌프의 效率를 解析的으로 구한 1次元 近似式의 값과 比較하였으며, 물 噴射 펌프 각 部分의 壓力變化過程에 대하여 考察하였다.

2. 噴射펌프의 構造 및 作動原理

Fig.1은 噴射펌프의 基本構造를 나타낸 것이다. 壓力에너지를 速度에너지로 變換시키는 노즐과 流體를 吸入하는 吸入室, 流體의 混合이 이루어지는 목, 速度에너지를 壓力에너지로 變換시키는 디퓨저로 나뉘어진다.

驅動流體는 노즐에 의하여 高速으로 된다. 이때 吸入室內의 眞空 상태로 인하여 低速의 吸入流體는 吸入室으로 流入되어 驅動流體와 混合이 된다. 流體는 목 部分에서 완전히 混合이 되어 디퓨저를 통해 壓力에너지를 附與받아 吐出하게 된다. 吸入流體는 驅動流體의 에너지를 받아서 加速되며 驅動流體는 減速되어진다. 이 과정은 均 · 흐름으로 될 때까지 목 部分에서 계속되며 목길이가 짧을 때는 디퓨저에까지 이르기기도 한다.^{10, 11}

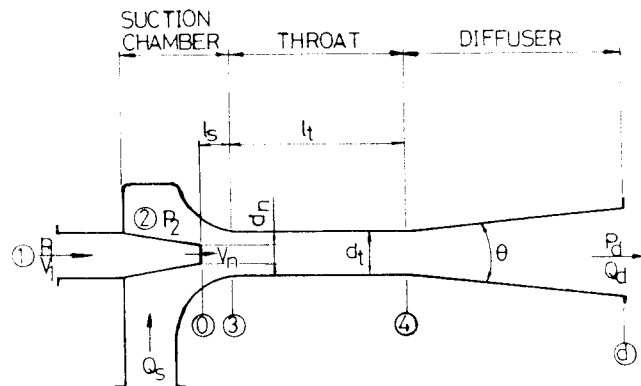


Fig.1 Jet pump and nomenclature.

均 · 흐름으로 될 때까지 목 部分에서 계속되며 목길이가 짧을 때는 디퓨저에까지 이르기기도 한다.^{10, 11}

3. 噴射펌프의 效率 및 壓力比

실제 噴射펌프에 있어서 流體의 흐름은 3次元으로 매우 複雜하게 이루어지나 本 論文에서는 單純化시켜 1次元으로 解析하였으며, Bernoulli方程式, 運動量方程式 및 連續方程式을 適用하여 噴射펌프의 效率를 나타내는 關係式을 誘導하였다. 式을 誘導하는 데 있어서 다음과 같이 假定하였다.

- ① 두 流體는 非壓縮性이고 密度가 같다.
- ② 두 流體의 溫度는 같고 作動 中 溫度變化는 없다.
- ③ 모든 混合이 목의 出口에서 完了된다.

Fig. 1에서 노즐의 入口과 出口 사이에 Bernoulli方程式을 適用시키면 다음과 같다.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_0}{\gamma} + \frac{V_n^2}{2g} + h_n \quad (1)$$

여기서 摩擦損失을 다음과 같이 設定한다.

$$h_n = K_1 \frac{V_n^2}{2g} \quad (2)$$

$$K_1 = \left(\frac{1}{c_1^2} - 1 \right)$$

$V_1=0$ 이라 두면 式(1)은 다음 式으로 表示할 수 있다.

$$P_1 - P_0 = \frac{\gamma V_n^2}{2g} (1 + K_1) \quad (3)$$

또한, 吸入室에서도 같은 方法으로, 吸入流體에 대해서 摩擦損失을 考慮하고, V_s 는 작으므로 無視하면 다음 式(5)를 얻는다.

$$h_{fs} = K_s \frac{V_{s0}^2}{2g} \quad (4)$$

$$K_s = \left(\frac{1}{c_s^2} - 1 \right)$$

$$P_2 - P_0 = \frac{\gamma V_{s0}^2}{2g} (1 + K_s) \quad (5)$$

목 部分에서는 運動量方程式을 適用하면 다음 式으로 나타낼 수 있다.

$$P_4 - P_3 = \frac{1}{A_t} (m_1 V_n + m_s V_s - m_t V_t) - \gamma h_n \quad (6)$$

$$h_n = K_t \frac{V_t^2}{2g} \quad (7)$$

$$K_t = f \cdot \frac{l_t}{d_t}$$

디퓨저 入口과 出口 사이에 Bernoulli方程式을 適用한다. 流體의 에너지는 모두 壓力에너지로 變換되므로 吐出速度 V_d 를 無視하면 다음 式이 얻어진다.

$$P_d - P_t = \frac{\gamma V_t^2}{2g} (1 - K_d) \quad (8)$$

$$h_{fd} = K_d \frac{V_d^2}{2g}$$

그런데 噴射 펌프의 效率은 一般적으로 다음과 같이 나타낸다.

$$\eta = \frac{Q_s (P_a - P_2)}{Q_t (P_1 - P_a)} \quad (1)$$

여기서, $P_3 = 0$ 일때 $P_b = P_3 = 0$ 이므로 식(1)은 다음과 같다.

$$P_a - P_2 = (P_a - P_1) + \frac{1}{2} K_t (V_1 - V_2)^2 \quad (2)$$

$$P_1 - P_a = (P_1 - P_2) + \frac{1}{2} K_d (V_1 - V_2)^2 \quad (3)$$

그러나 連續方程式을 다음과 같이 쓴다.

$$m_t = m_1 + m_s \quad (4)$$

따라서, 式(3), (5), (6), (8)을 式(4), (1)에 代入하면 다음과 같다.

$$N = \frac{P_a - P_2}{P_1 - P_a} = \frac{2R_1 + \frac{2R_1^2 M^2}{1-R_1} - (1+K_t+K_d) R_1^2 (1+M)^2 - (1+K_d) \frac{R_1^2 M^2}{(1-R_1)^2}}{1+K_t - 2R_1 - \frac{2R_1^2 M^2}{1-R_1} + (1+K_t+K_d) R_1^2 (1+M)^2} \quad (13)$$

만, $M = \frac{Q_s}{Q_t}$, $R_1 = \frac{A_1}{A_t}$

따라서 效率은 式(9)에서

$$\eta = MN \quad (14)$$

이 된다.

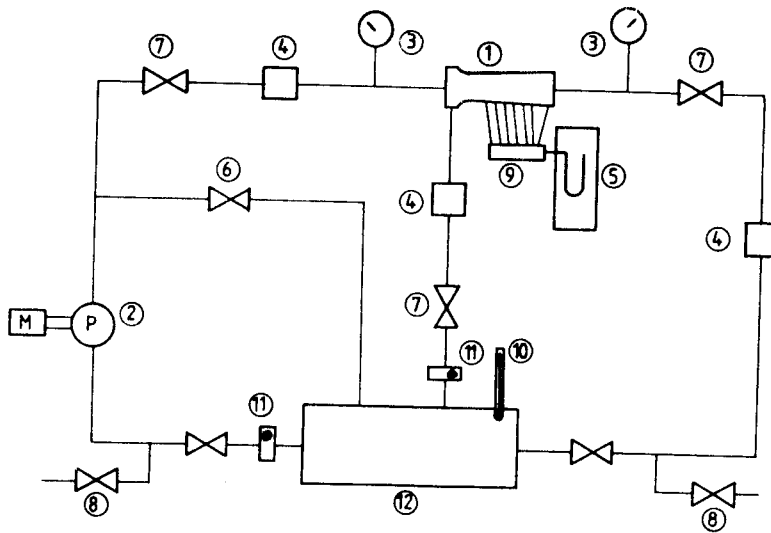
4. 實驗裝置 및 實驗方法

實驗裝置의 配置圖는 Fig. 2, Photo. 1에서 보는 바와 같다. 實驗裝置는 實驗用 噴射 펌프, 測定裝置, 循環部로 構成되어 있다.

4.1 實驗用 噴射 펌프

Fig. 3과 같은 두 종류의 펌프를 아르탈로 製作하였다. 이것은 Photo. 2에서 보는 바와 같이 실제 흐름을 觀察하기 위함이다. 노즐 出口에서 목 入口까지의 거리를 $1.5d$ 까지 調節 可能하게 나사부인 노즐 및 噴射 펌프 本體에 安裝했으며, 목 入口에 空氣가 새지 않게 고무 封鎖를 設置하였다. 噴射 펌프 入口에 直徑 1.0mm의 구멍을 뚫어 外徑 2.0mm 注射針을 設置하였다. 이 注射針을 호스로 連結하고, 分岐管을 통해서 압도미터로 壓力를 測定할 수 있도록 하였다.

목 直徑은 (3.5~8.0) d 로 提案하고 있다. 그러나 4.07 d 와 5.74 d 를 택하였다. 목의 直徑이 1인 流體의 混合이 목 部分에서 發生하 始末이 된다. 反面, 流體가 該 목을 通過하면 噴射 摩擦損失의 增加



- 1. Jet pump
- 2. Centrifugal pump
- 3. Pressure gage
- 4. Flow meter
- 5. Manometer
- 6. By-pass valve
- 7. Flow control valve
- 8. Drain valve
- 9. Manifold
- 10. Thermometer
- 11. Filter
- 12. Water tank

Fig.2 Schematic diagram of experimental apparatus.

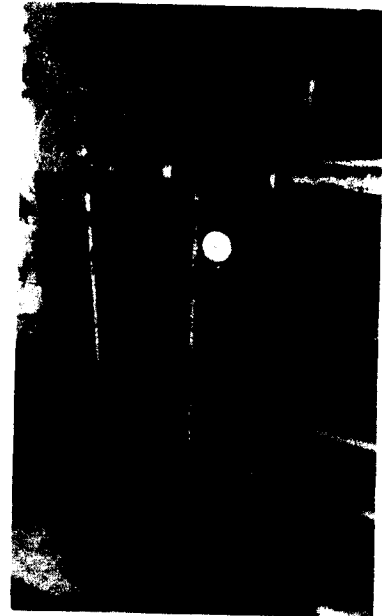


Photo.1 Experimental apparatus.

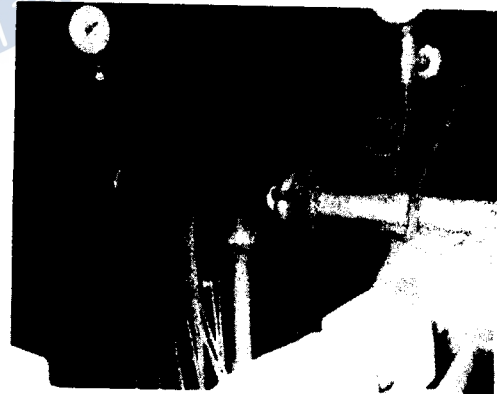
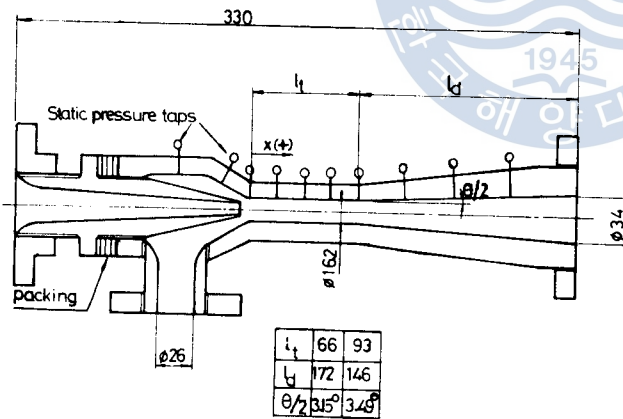


Photo.2 Water jet pump and static pressure taps.

Static pressure taps

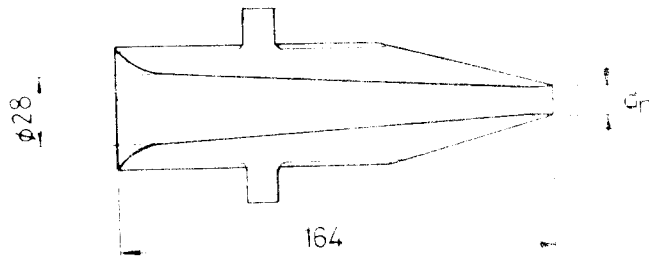
x/d_1	$l_1=4.07d_1 \pm 0.01$	0	0.93	1.94	3.0	4.07	6.22	8.49	10.7	12.6
	$l_1=5.74d_1 \pm 0.01$	0	1.27	2.47	3.67	4.72	5.77	7.78	10.86	X

Fig.3 Test pump and location of static pressure taps.

하게 된다. 그러나 폭의 길이가 짧아지면 流體의 混入이 不완전한 狀態에서 다음 段에 이르게 되면 噴射펌프 效率를 低下시키는 原因이 된다.

다음과 擴大角은 $6^{\circ} \sim 7^{\circ}$ 範圍에서 摩擦損失이 가장 작고 摩擦損失係數는 0.141로부터 0.23, 0.295로 減少하였다. 縮小部와는 달리 擴大部에서는 角度에 의한 摩擦損失의 影響 및 剝離現象(separation)을 考慮하여야 한다.^{12,13)}

面積比를 變化시키는 도출도 역시 아코릴로 製造되었으며, Fig.4, Photo.4에 示한 如하의 構造를 가진다.



$d_n(\text{mm})$ 7, 8, 9, 10, 11, 12, 15

Fig.4 Nozzle.



Photo.3 Jet pump body



Photo.4 Nozzles.

4.2 測定裝置

驅動壓力와 吐出壓力를 測定한 후 實験에 壓力計를 設置하였다. 噴射펌프 設置用 플랜지로부터 吐出壓力 測定用은 60mm 떨어진 곳에, 驅動壓力 測定用은 45mm 떨어진 곳에 각각 設置하였다. 吸入管 壓力 및 噴射口의 各 位置의 靜壓力 測定에 爲하여 各 岐管과 壓力計의 管을 Photo.5와 如하에 設置하였다. 各 壓力를 注射針에 連結한 후 各 岐管의 岐管을 각각 閉鎖하여 死體積을 0으로 한 후 空氣를 除去한 후 實験에 用할 程度의 壓力를 示하여 設置하였다.

驅動流量, 吸入流量, 吐出流量을 測定하기 爲하여 流量計를 Photo.6와 如하에 設置하였다. 驅動용 流量計와 吸入용 流量計를 각각 設置하고, 吐出용 流量計는 吐出流量 調節 閥과 實験에 用할 爲하여 設置하였다. 實験에 用할 流體의 溫度를 測定하기 爲하여 溫度計를 容器 內에 設置하였다.



Photo.5 Manometer.

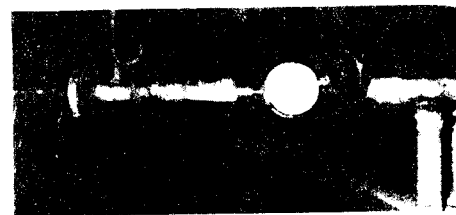


Photo.6 Flow control valve and flow meter.

4.3 循環部

作動流體인 물의 貯藏을 위해 $2.4\text{m} \times 1.15\text{m} \times 1.15\text{m}$ 탱크를 使用하였다. 220V 電動機로 驅動되는 流量 $0.2\text{m}^3/\text{min}$, 最大 양정 75mAq , 7.5kW 인 遠心펌프(Photo.7)에 의하여 탱크 內의 流體는 탱크 內部에 設置된 구리網 필터를 通過하며, 驅動 流量 調節을 위해 設置된 바이패스 밸브에 의하여 流量이 調節된 후 噴射펌프의 노즐로 流入되도록 하였다. 한편, 같은 탱크 內의 流體가 역시 필터를 通過한 후 吸入流體가 되어 流量計를 거쳐 噴射펌프 吸入室에 流入된다. 混合이 完了된 流體는 流量計로써 流量을 測定한 후 다시 탱크로 吐出한다. 循環回路에 使用된 파이프는, 驅動部 및 吐出部는 內徑이 50mm 이고, 吸入部는 內徑 25mm 인 壓力配管用 炭素鋼 鋼管을 使用하였다.



Photo.7 Driving motor and centrifugal pump.

4.4 驅動壓力의 決定

바이패스 밸브를 調節하여 驅動壓力을 10mAq 로부터 10mAq 씩 增加하면서 各 部分의 壓力을 測定하였다. Fig.5는 驅動壓力이 變化할 때 各 面積比에 대한 效率의 變化를 나타낸다. 驅動壓力이 30mAq 이하에서는 各 面積比에 대하여 效率에 큰 變化가 없음을 나타낸다. 그러나 30mAq 이상에서는 效率의 減少가 極甚함을 나타내고 있다. 모든 面積比에서 驅動壓力이 30mAq 이하에서는 本 實驗用 噴射펌프가 最適의 상태로 作動됨을 알 수 있으므로 驅動壓力을 20mAq 로 選定하여 實驗을 行하였다.

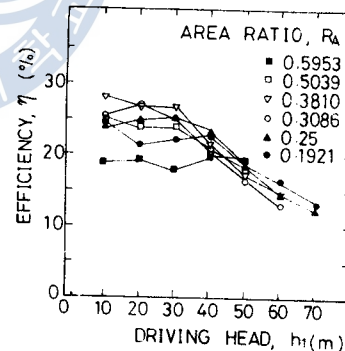


Fig.5 Test results for driving pressure.

4.5 實驗方法

作動流體로써 물을 使用하였으며 實驗中 물의 溫度變化는 거의 없었다.

노즐 出口 直徑 7.1mm 를 選擇하여 吸入部, 吐出部 밸브를 완전히 열어 둔 상태에서 電動機를 驅動시켜 遠心펌프를 作動시켰다. 噴射펌프의 作動이 安定된 후 實驗을 行하였다. 이때 驅動流量을 바이패스 밸브로 調節하여 驅動壓力은 20mAq 로 일정하게 維持하였다. 吐出部 밸브를 調整하여 流量比를 0.1 까지 變化시켜 가면서 各 各의 流量 및 壓力을 測定하였다. 노즐 出口에서 목 入口까지 거리 l_s 는 $l_s = 4.07d_s$ 인 경우, $0.124d_s$, $0.556d_s$, $1.0d_s$, $1.46d_s$ 로, 또한 $l_s = 5.74d_s$ 인 경우는, $0.247d_s$, $0.679d_s$, $1.142d_s$ 로 變化시켜 가면서, 같은 方法으로 流量 및 壓力을 測定하였다. 또한, 노즐 出口 直徑이 8.1 , 9.0 , 10.0 , 11.5 , 12.5mm 인 경우에 대해서도 위와 같은 實驗을 行하였다.

5. 實驗結果 및 考察

모든 實驗값은 電算處理하여 圖面에 나타내었다. 式(13)은 摩擦損失係數 K 의 값과 面積比를 2로 할 때의 流量比만의 函數가 된다. K_1, K_2 는 式(2), (4)에서 구하였으며 Mueller¹²의 速度係數를 이용하였다. K_a 는 디퓨저 擴大角이 $6^\circ \sim 7^\circ$ 일 때 $K_a=0.14$ 로 決定하였다.^{12,13} 목에서의 摩擦損失係數 K_t 는 式(7)로 구하였으며, 本 實驗에서는 Reynolds 數가 $(0.9 \sim 2.9) \times 10^5$ 이므로 摩擦係數 f 를 Moody 線圖에서 구하였다.^{13,14} Table 1은 摩擦損失係數를 구한 값이다.

Table 1. Friction loss coefficients.

$K \backslash l_t$	$5.74d_t$	$4.07d_t$
K_1	0.0851	0.0851
K_2	0.108	0.108
K_t	0.0912	0.0647
K_a	0.14	0.14

5.1 壓力變化過程

噴射펌프 內의 壓力의 變化過程을 調査하기 위하여 壓力係數를 定義한다. 즉,

$$C_p = \frac{h_x - h_2}{\frac{V_2^2}{2g}} \tag{15}$$

1) 노즐거리(Nozzle spacing)의 영향

Fig. 6, 7은 노즐거리가 壓力係數에 주는 영향을 나타낸 것이다. 목 入口에서 壓力降下가 일단 일어난 뒤 계속 壓力이上昇한다.

Fig. 7에서는 목의 出口에서도 壓力降下를 볼 수 있다. 이 現象은 노즐거리가 커질수록 壓力降下는 深化된다. Fig. 6의 $4.07d_t$ 噴射펌프에서는 $1.46d_t$ 의 노즐거리에서 약간의 壓力降下가 있을 뿐이다. 이러한 목 出口에서의 壓力降下 現象은 混合이 完了된 流體가 일정 直徑의 목 部分을 흐르는 동안 摩擦損失에 그 原因이 있다고 생각되므로, $5.74d_t$ 의 목길이는 약간 길다고 推定된다.

Ueda²에 의하면 목길이를 $(3.5 \sim 6.0)d_t$ 까지 許容하고 있고 Sanger⁶는 $5.66d_t$ 에서 좋은 結果를 나타내고 있다. 또한, 많은 研究들이 $(5.0 \sim 6.0)d_t$ 의 목길이를 提案하고 있다.^{3,4} 그러나 本 研究로 미루어 볼 때, 목길이가 $5.74d_t$ 인 경우는 $4.07d_t$ 에 비하여 摩擦損失이 增加되므로, 最適의 목길이는 $(4.0 \sim 5.0)d_t$ 로 推定할 수 있다.

2) 流量比의 영향

Fig. 8, 9에서는 流量比가 噴射펌프 內의 壓力變化에 어떠한 영향을 주는가를 나타내고 있다. $4.07d_t$ 인 경우는 $5.74d_t$ 의 목길이보다 壓力變化가 緩慢함을 나타내고 있으며, Fig. 8의 목길이가 $5.74d_t$ 인 경우는 목 出口에서 壓力降下 現象이 이루어지고 있다.

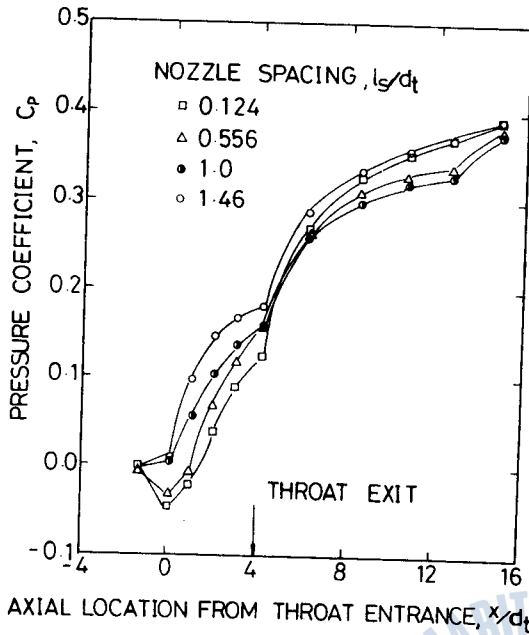


Fig. 6 Effect of nozzle spacing. Area ratio, $R_A=0.3086$; flow ratio, $M=0.5$.

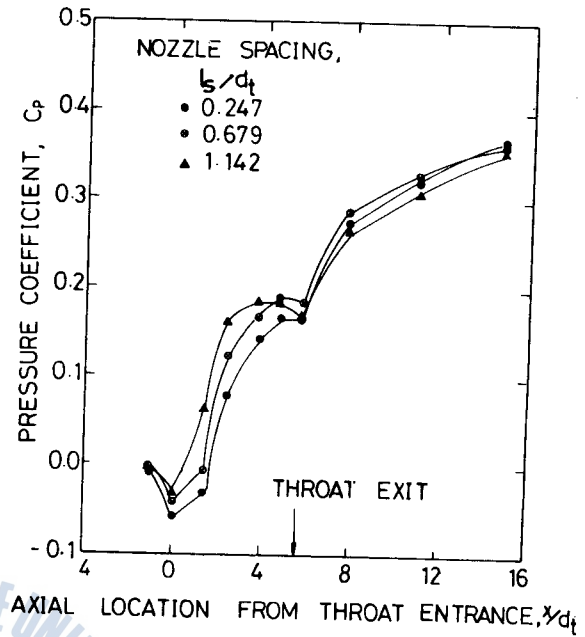


Fig. 7 Effect of nozzle spacing. Area ratio, $R_A=0.25$; flow ratio, $M=0.65$.

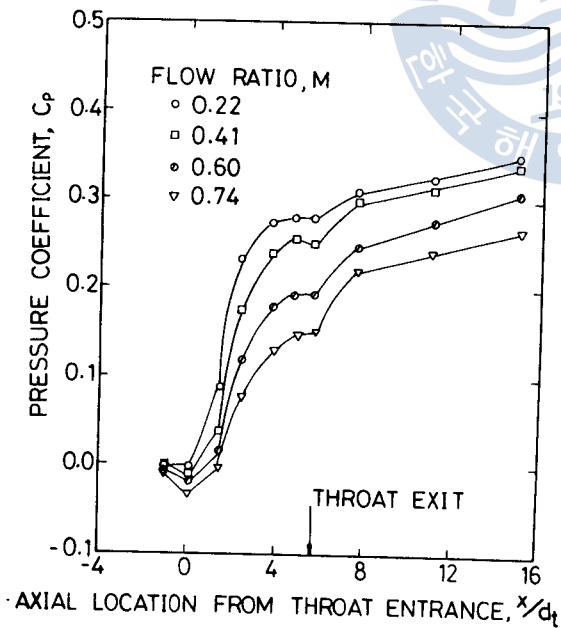


Fig. 8 Effect of flow ratio. Area ratio, $R_A=0.1921$; nozzle spacing, $l_s/d_t=0.679$.

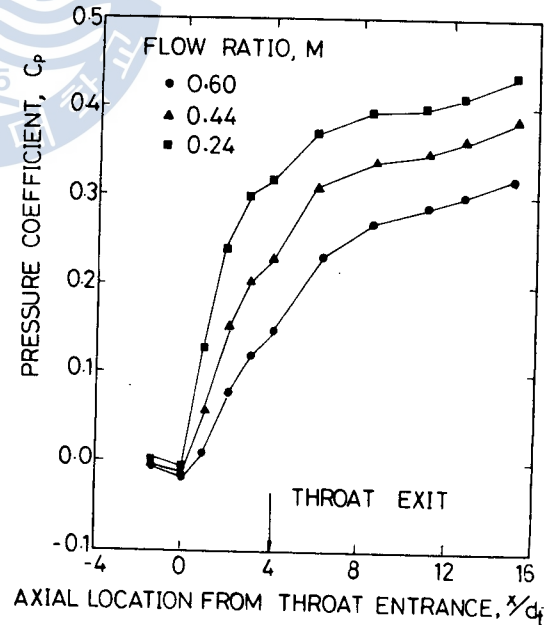


Fig. 9 Effect of flow ratio. Area ratio, $R_A=0.25$; nozzle spacing, $l_s/d_t=1.0$.

5.2 効率 및 壓力比

각面積比에 대한 效率의 變化를 Fig. 10, 11, 12에 나타내었다.

노즐 出口에서 喉 入口까지의 거리인 喉長 l_t 는 $1.5d_t$ 까지 變할 때 效率에 미치는 影響의 結果를 Fig. 10에서 알 수 있다.

Fig. 11, 12에서는 喉長가 $0.679d_t$, $1.0d_t$ 로 定止하고 각각의面積比에서 流量比가 變化할 때의 效率를 나타내었다. 각面積比에서의 最大 流量比는面積比가 減少함에 따라 增加하며,面積比가 增加하면 最大 流量比는 減少한다. 定止된 流量比에서面積比가 增加하면 效率는 增加하고,面積比가 減少하면 效率는 減少한다. 實驗中 물분사펌프의 最高 效率를 29% 程度이며, 이것은面積比 0.3810, 喉의 길이 $l_t=4.07d_t$ 에서 얻을 수 있었다. 實線으로 表示한 式(14)의 理論 效率와 實驗結果는 甚一致하고 있음을 알 수 있다. 단지 喉長이 $4.07d_t$ 의 一部 流量比에서 不一致를 보여주고 있다 (Fig. 12).

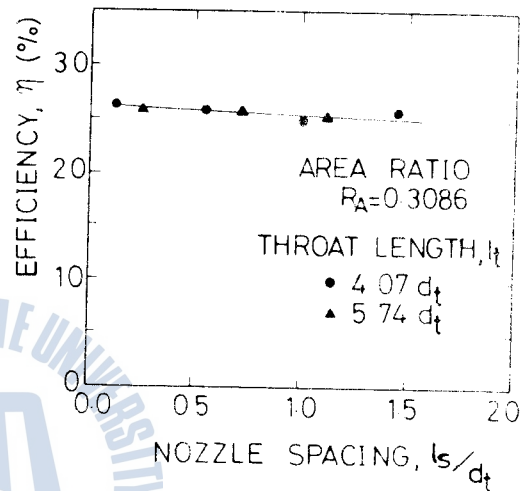


Fig. 10. Effect of nozzle spacing.

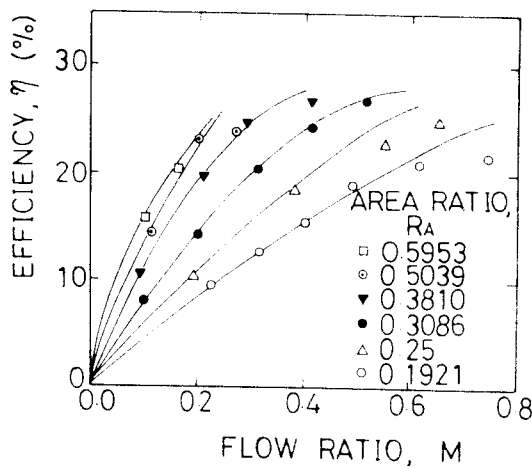


Fig. 11 Efficiency curves. Throat length, $l_t=5.74d_t$; nozzle spacing, $l_s/d_t=0.679$.

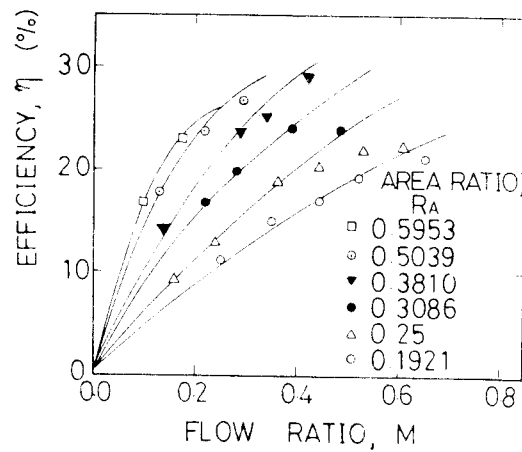


Fig. 12 Efficiency curves. Throat length $l_t=4.07d_t$; nozzle spacing, $l_s/d_t=1.0$.

이것은 목길이가 짧으므로 流體의 混和이 앞에서 假定한 것과 달리 목 部分에서 완전히 이루어지지 않고, 디퓨저에까지 延長되는 데 그 原因이 있다고 생각된다. 그러나, 낮은 流量比에서는 짧은 목에서도 流體의 混和이 充分히 이루어졌으므로 式(14)와 잘 一致하였다. 그러므로, 摩擦損失係數 K 의 값을 正確하게 選定할 수만 있으면, 本 實驗範圍 밖의 상태도 推定할 수 있다.

Fig. 13, 14는 面積比가 變化할 때 일정한 流量比에서의 壓力比를 表示하였다. 역시 實線으로 나타낸 式(13)과 一致하고 있다. 일정한 面積比에서 流量比가 增加하면 壓力比는 減少하고, 流量比가 減少하면 壓力比가 增加함을 알 수 있다. 또한, 壓力比가 일정할 때 큰 流量比를 얻기 위해서는 面積比가 커져야함을 보여준다. 面積比의 選擇은 곧 流量比와 壓力比의 決定에 直接的 影響을 미치는 것을 알 수 있다.

Fig. 13의 點線은 Ueda²⁾의 實驗結果를 나타낸 것이다. Ueda의 實驗은 목의 길이를 $6.25d_t$ 로 한 結果이기 때문에 壓力比가 약간 작게 나타난 것이다. 그러나, 最大 壓力比를 나타내는 面積比는 거의 一致 함을 알 수 있다.

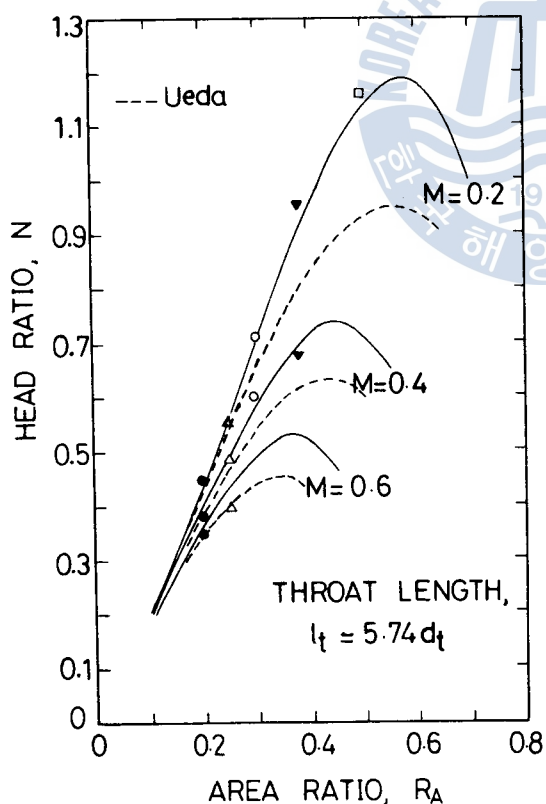


Fig. 13 Effect of area ratio.

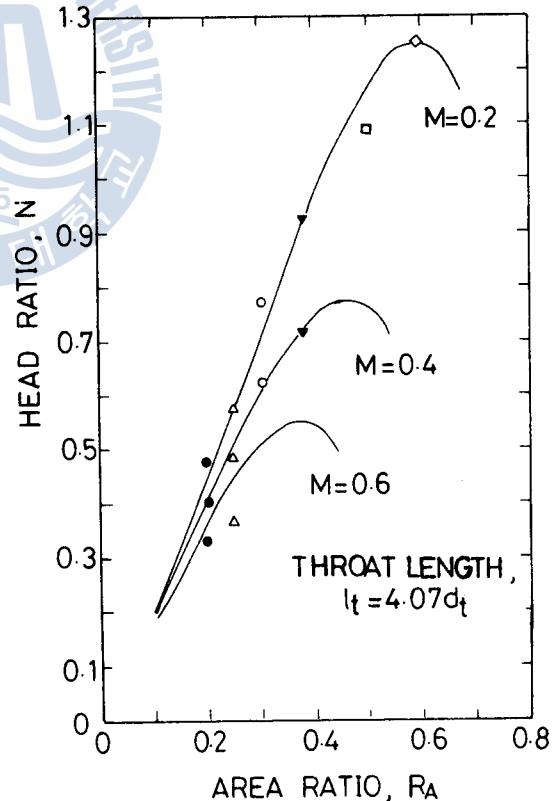


Fig. 14 Effect of area ratio.

Fig. 15에서 목길이와 流量比에 의하여 영향을 받고 있음을 나타내고 있다. 0.45 이하의 流量比에서는 $4.07d_t$ 의 분사펌프가 더욱 좋은 壓力比를 나타내고, 0.45 이상에서는 $5.74d_t$ 가 더욱 좋은 것으로 나타난다. 이것은 流量比가 커지면 流體의 混合이 더욱 激烈해지고 混合되는 流體의 量이 더욱 많아지므로, 완전 混合을 위해서는 보다 긴 목의 길이를 要求한다고 생각된다. 따라서, 流量比가 작은 경우는 짧은 목이라 하더라도 混合이 목 出口에서 완전히 이루어지므로 분사펌프 效率에 영향을 미치는 것으로 생각된다.

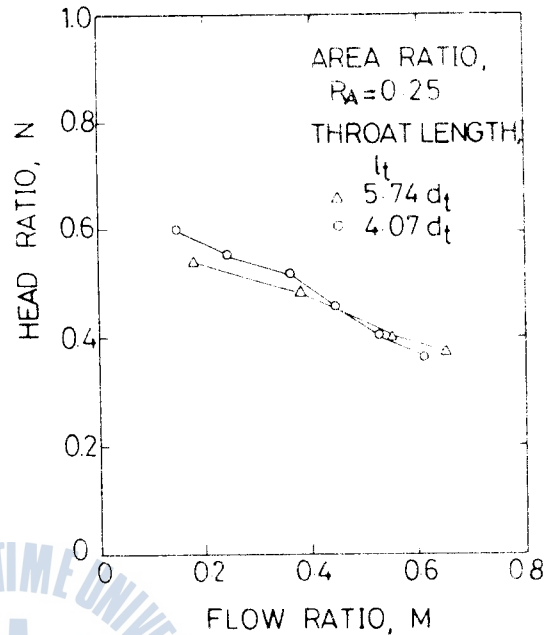


Fig. 15 Relation of flow ratio and head ratio.

6. 結 論

面積比, 목의 길이, 노즐 出口에서 목 入口까지의 거리 등이 물분사펌프 性能에 미치는 影響을 實驗, 分析하고 1次元 近似式과 比較하여 다음과 같은 結論을 얻었다.

1. 노즐 出口에서 목 入口까지의 거리 즉, 노즐거리 l_s 는 $(0.0 \sim 1.5)d_t$ 範圍에서는 물분사펌프의 效率에 큰 영향을 미치지 않는다.

2. 式(13), (14)에서 구한 理論效率과 實驗値에서 얻은 效率과는 거의 一致함을 알 수 있다. 일정 壓力比에서는 面積比가 增加할수록 流量比도 增加하며, 일정 流量比에서는 面積比가 增加할수록 效率은 增加하고, 물분사펌프의 最高 效率은 29% 程度이다.

3. 목의 길이의 變化에 따른 壓力變化過程을 檢討한 바, 목의 길이를 $(4.0 \sim 5.0)d_t$ 程度로 推定할 수 있으며, 流量比가 클수록 또한 面積比가 작을수록 목의 길이는 $5.0d_t$ 에 가까워진다.

앞으로 노즐 形狀, 디퓨저 擴入角, 디퓨저 길이 등이 분사펌프 性能에 미치는 影響에 관한 研究가 계속 필요하며, 效率面에서 더욱 改善할 餘地가 있다고 생각된다.

參 考 文 獻

1. J. M. Rankine: On the Mathematical Theory of Combined Streams, Proc. Roy. Soc. (London), vol. 19, p. 90, (1870).
2. 植田辰洋: 水噴射ポンプに関する研究, 日本機械學會論文集, 20卷, 89號, p. 25, (1954).
3. N. H. G. Mueller: Water Jet Pump, Proc. ASCE, vol. 90, no. HY3, pt. 1, p. 83, (1964).
4. A. Edgar Kroll: The Design of Jet Pumps, Chem. Eng. Progr., vol. 1, no. 2, p. 21, (1947).
5. N. L. Sanger: Noncavitating Performance of Two Low-Area-Ratio Water Jet Pumps Having Throat Lengths of 7.25 diameters, NASA TN D-4445, (1968).
6. N. L. Sanger: An Experimental Investigation of Several Low-Area-Ratio Water Jet Pumps, Trans. ASME, J. Basic Eng., vol. 92, no. 1, p. 11, (1970).
7. 葛原定郎, 清水執, 中村彰吾, 倉田重光: 外周噴流形ジェットポンプの研究, 日本機械學會論文集, 48卷, 436號, p. 2510, (1982).
8. R. G. Cunningham: Gas Compression With the Liquid Jet Pump, Trans. ASME, vol. 96, No. 3, p. 203, (1974).
9. R. G. Cunningham: Jet Breakup and Mixing Throat Lengths for the Liquid Jet Gas Pump, Trans. ASME, vol. 96, No. 3, p. 216, (1974).
10. Igor J. Karassik, William C. Krutzsch, Warren H. Fraser, Joseph P. Messina: Pump Handbook, McGraw-Hill Inc., p. 4-1, (1976).
11. E. Razinsky & J. A. Brighton: Confined Jet Mixing for Nonseparating Conditions, Trans. ASME, J. Basic Eng., vol. 93, No. 3, p. 333, (1971).
12. H. Schlichting: Boundary Layer Theory, 7th ed., McGraw-Hill Inc., p. 628, (1979).
13. John K. Vernard & Robert L. Street: Elementary Fluid Mechanics, 5th ed., McGraw-Hill Inc., p. 377~414, (1974).
14. Lewis F. Moody: Friction Factors for Pipe Flow, Trans. ASME, vol. 66, no. 8, p. 671, (1944).

謝 辭

本論文의 審査를 爲해 수고하신 宋江燮 教授님, 金春植 教授님, 指導教授 金喜澈 教授님께 感謝를 드리며, 어려울 때 激勵을 해 주신 金京根 教授님, 東元工專의 鄭大仁 教授님께 謝意를 表하며, 實驗裝置 製作에 도움을 준 基元産業 姜信亨 社長님께 感謝드리며, 이 榮光을 父母님께 돌린다.