

液体用 이젝터의 無負荷
性能 實驗

The Unloaded Performance Test of
the Liquid Ejector

指導教授 金 京 根

The seal of Korea Maritime University is circular, featuring a stylized ship's hull and the year 1945. The text "KOREA MARITIME UNIVERSITY" is written around the top edge, and "해양대학교" is written around the bottom edge.

1986年 12月 11日

韓國海洋大學 船舶機械工學科 四年

吳昌錫 崔淳豪 吳世明

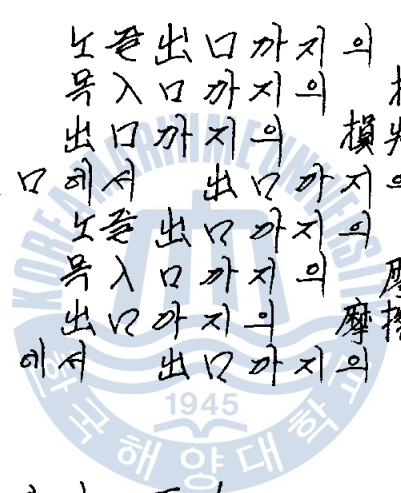
目次

1. 序論
2. 이젝터 (Ejector) 의 作勤原理
3. 이젝터에 關제되는 理論式
4. 實驗裝置와 實驗方法
 - 4.1. 實驗裝置의 概要
 - 4.2. 實驗裝置의 各部
 - 4.2.1. 이젝터의 構造
 - 4.2.2. 가스 렌더와 물탱크
 - 4.2.3. 바노 미터
 - 4.3. 實驗方法
5. 實驗結果 및 檢討
 - 5.1. 實驗結果의 測定
 - 5.1.1. 壓力
 - 5.1.2. 流量
 - 5.1.3. 레이놀드數
 - 5.2. 無負荷狀態에서의 理論値와 實驗値의 比較
 - 5.2.1. 理論式
 - 5.2.2. 理論値와 實驗値의 比較
6. 結論



使用記號

A_m	面積	cm^2
A_t	面積	cm^2
C	係數	cm
d	直徑	cm
dh	水力直徑	cm
oh	水頭差	cm
g	重力	cm
f_t	驅動力	m/sec
f_s	吸入管	m
f_d	吸入管	m
f_a	吸入管	m
k_1	驅動力	係數
k_2	吸入管	係數
k_3	吸入管	係數
k_4	吸入管	係數
M	流量比	
N	壓力比	
P	壓力	kg/cm^2
R	壓力	kg/cm^2
S	吐出壓力	kg/cm^2
P_m	驅動力	kg/cm^2
P_s	吸入壓力	kg/cm^2
Q_m	驅動力	m^3/hr
Q_s	吸入體積	m^3/hr
Q_r	吐出體積	m^3/hr
γ	比重	kg/cm^3
γ_0	比重	kg/cm^3
γ_w	比重	kg/cm^3
Re	雷諾數	
S	係數	
T	時間	sec



V_1	入口	出口	係數	流量	의	速度
V_2	入口	出口	係數	流量	의	速度
V_3	入口	出口	係數	流量	의	速度
γ	動力	粘性	係數	流量	의	速度
ρ	驅動力	粘性	係數	流量	의	速度
μ	驅動力	粘性	係數	流量	의	速度

m/sec
 m/sec
 m/sec
 cm^2/sec
 kg/cm
 kg/cm



1. 序論

大氣壓이 하의 壓力에서 流体를 吸入하여 大氣壓의 下에서 排出한 것보다 壓力이 낮아 吸引이 되기 때문이다. 構造가 故障 및 故障의 原因이 된다.

그런데 이 構造의 性能을 試驗적으로 研究하여 理論値와 實驗値의 比較를 行하여 構造의 改善을 行한다. 故에 構造가 故障 및 故障의 原因이 된다.

따라서 流体 분산이나 재의 운송용이나 船舶의 複水器의 抽水용 등에 適用하게 爲되므로 構造가 故障 및 故障의 原因이 된다.

그러나 이 構造의 性能을 試驗적으로 研究하여 理論値와 實驗値의 比較를 行한다. 故에 構造가 故障 및 故障의 原因이 된다.

本 研究에서 이 構造의 理論的인 吸引側의 吸引 壓力와 實驗値의 比較를 行하여 構造의 改善을 行한다. 故에 構造가 故障 및 故障의 原因이 된다.

2. 이젝터 (Ejector)의 作動原理

Fig. 1은 이젝터의 基本構造를 나타낸 것이다. 壓力에너지를 속도에너지로 變換시키는데, 流體를 吸入하는 吸入室, 流體의 混合이 이루어지는 混合部分, 速度에너지를 壓力에너지로 變換시키는 디퓨저로 構成되어 있다.

驅動流體는 노즐을 통하여 고속으로 噴射되며, 이 때 吸入室 內에 眞空이 形成되어 噴射의 力에 의해 吸入되는 流體는 眞空에 의해 吸入하여, 驅動流體와 混合된다. 混合部分에서 壓力에너지를 速度에너지로 變換하여, 驅動流體와 混合되어 吐出한다. 吸入流體를 驅動流體의 速度에너지로 흡수하여 加速되며, 驅動流體는 眞空에 의해 吸入된다. 混合部分에서 速度에너지가 眞空에 의해 吸入되며, 驅動流體의 速度에너지가 眞空에 의해 吸入된다. 1945

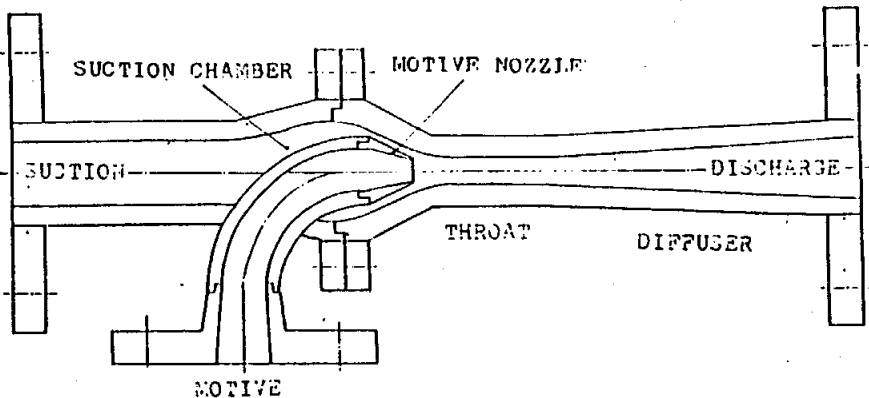


FIG. 1 SCHEMATIC DIAGRAM OF EJECTOR

3 基礎理論

Fig 2 에서와 같이 驅動노즐의 入口에서의 狀態를 m , 吸入入口에서의 狀態를 1 , 混合部인 入口에서의 狀態를 2 , 出口에서의 狀態를 3 , 이 때의 出口에서의 狀態를 d , 라 하면, 各部의 단면 평균 유속에 관하여 流體力學的 損失을 고려한 베르누이 방정식을 적용하면 아래와 같다.

$$\frac{P_m}{\gamma} + \frac{V_m^2}{2g} + z_m = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_{f1} \quad (1)$$

h_{f1} 은 단면 m 과 1 사이에서 損失水頭로써

$$h_{f1} = k_1 \frac{V_1^2}{2g} \quad (k_1: \text{마찰 계수}) \quad (2)$$

驅動노즐 入口에서의 勤壓은 出口에서의 勤壓에 비하여 적으므로 이를 無視하고, 構造上 $z_m - z_1$ 도 무시하므로 마찬가지로 無視하면 (1)式은

$$P_m - P_1 = \frac{\gamma V_1^2}{2g} (1 + k_1) \quad (3)$$

吸入流체에 있어서 단면 S 와 단면 z 에 대해서는

$$\frac{P_S}{\gamma} + \frac{V_S^2}{2g} = \frac{P_z}{\gamma} + \frac{V_z^2}{2g} + h_{fz} \quad (4)$$

Fig 2 의 단면 S 와 단면 z 에 대한 吸入室內의 제반 損失에 관하여 式(2)와 같이

$$h_{fz} = k_z \frac{V_z^2}{2g} \quad (5)$$

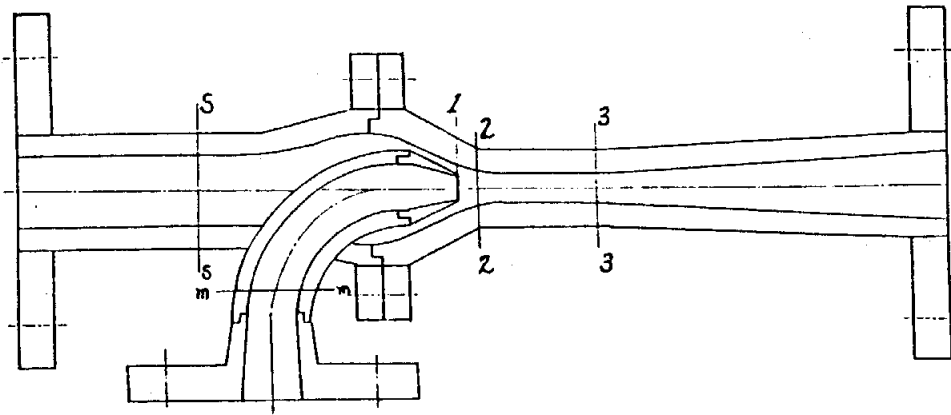


FIG . 2 SCHEMATIC DIAGRAG OF EJECTOR

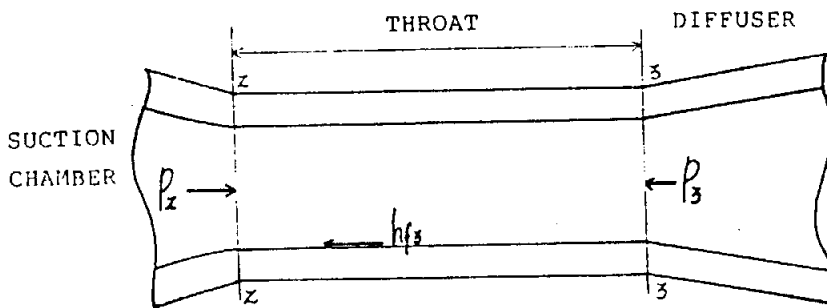


FIG .3 SCHEMATIC DIAGRAM OF THROAT OF EJECTOR

따라서 (4)식에 (3)식을代入하여 P_1 와 P_2 사이의
는 다음 식이成立한다.

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho V_3^2}{2g} (1 + k_x) \quad (6)$$

그리고 물部分에서의 損失을 h_{f3} 라 하면 또한
거지로 속도수두에 비례하므로

$$h_{f3} = \frac{V_3^2}{2g} \quad (7)$$

따라서 물의 入口인 단면 2에서의 驅動流体는
驅動力을 出口에서의 유속 V_1 을 2배로 유지하면
吸入流体는 물部分의 損失을 A_t 라 하면 정수유속

$$V_2 = \frac{Q_0}{A_t} \quad (8)$$

따라서 물 入口와 出口의 운동량 방정식을 세
우면 流体에 作用하는 어떤 방향성분의 總은
다른 시간상의 流体의 운동량의 变化와 同一라고

$$V_3 \frac{(W_m + W_s)}{g} - \frac{W_m V_1}{g} - \frac{W_s V_2}{g} = P_2 A_t - P_1 A_t - k_3 \frac{V_3^2 A_t}{2g} \quad (9)$$

(9)식을 정리하여 P_1 와 P_2 에 관하여 정리하면

$$P_1 - P_2 = \frac{V_3}{g A_t} (W_m \frac{V_1}{V_3} + W_s \frac{V_2}{V_3} - W_m - W_s) - k_3 \frac{V_3^2}{2g} \quad (10)$$

다음에 디퓨저의 入口인 단면 3과 出口인 단
면 2사이의 확대 유로에서의 損失을 入口 流速
 V_3 에 관하여 表現하면

$$h_{fd} = k_d \frac{V_3^2}{2g} \text{ 이고 배르누이 방정식을 적용하면}$$

$$\frac{P_3}{\rho} + \frac{V_3^2}{2g} = \frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2g} + h_{fd} \quad (11)$$

마찬가지로 V_3 는 V_m 이 비하여 적으므로 이를 無視하면

$$P_1 - P_3 = \frac{\rho V_1^2}{2g} (1 - k_d) \quad (12)$$

가 된다.

이제 위의 設計에 있어서 중요한 Parameter として 유량비와 변적비가 있는데 유량비 M 은

$$M = \frac{W_s}{W_m} = \frac{\rho \cdot Q_s}{\rho \cdot Q_m} = \frac{Q_s}{Q_m} \quad (13)$$

로 정의되는데 이는 一定한 驅動流量에 대해서 원마만큼의 流量을 吸入하여 吐出할 수 있는 가를 의미한다.

그리고 변적비 R 은

$$R = \frac{A_m}{A_t} \quad (14)$$

목부의 변적과 노즐出口 변적과의 비로써 정의되어진다.

따라서 流体의 연속방정식에 驅動流量 Q_m 과 吸入流量와의 합이 吐出流量이므로

$$Q_T = Q_s + Q_m \quad (15)$$

의 관계가 成立하는 때 $Q_m = A_m V_1$ 이고 (11) 式에서

$$Q_T = Q_m \left(1 + \frac{Q_s}{Q_m} \right) = A_m V_1 (1 + M) \quad (16)$$

그리고 목의 入口의 단면에서 吸入流体가 가지는 평균 유속 V_1 는

$Q_s = V_x (A_t - A_m)$ 이고 $(A_t - A_m)$ 은 吸入流体가 차지하는 면적이 다.
따라서

$$V_x = \frac{Q_s}{A_t - A_m} = \frac{\frac{Q_s}{A_t}}{1 - \frac{A_m}{A_t}} = \frac{\frac{Q_s}{A_t}}{1 - R} \quad (17)$$

(17)식에서 $M = \frac{Q_s}{Q_m}$ 했으므로 $Q_s = M Q_m$, $Q_m = A_m V_i$ 이므로

이를代入하면

$$V_x = \frac{R}{1 - R} M V_i \quad (18)$$

목의 出口의 단면적에서 混合流体가 가지는 평균 유속은

$V_s = \frac{Q_T}{A_t}$ 이고 (11), (13) 식을 이용하면

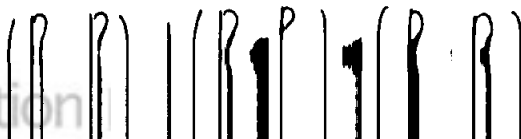
$$V_s = R V_i (1 + M) \quad (19)$$

그리고 이제 이 계산에서 중요한 Parameter로써 압력비가 있는데 이 压力比 N 은

$$N = \frac{P_d - P_s}{P_m - P_d} \quad (20)$$

으로서 정의되어 있는 이 이는 驅動流体와 吐出流体의 그리고 吸入流体와 吐出流体의 压力比의 比를 의미한다.

吸入室内의 压力이 균일하다고 가정하면 즉 $P_i = P_m$ 라 하면 (17)식은 다음과 같이 表現되어질 수가 있다.



위의 (8)식을 좌의 수식한 (3), (6), (8), (10)식의各項을代入하면

$$N = \frac{\frac{rV_s^2}{z\eta}(1-kd) + \frac{V_s}{gAt}(W_m \frac{V_1}{V_s} + W_b \frac{V_2}{V_s} - W_m - W_b) - k_3 \frac{V_s^2}{z\eta}}{\frac{rV_s^2}{z\eta}(1+k_1) - \frac{rV_s^2}{z\eta}(1+k_2) - \frac{rV_s^2}{z\eta}(1-kd) - \frac{V_s}{gAt}(W_m \frac{V_1}{V_s} + W_b \frac{V_2}{V_s} - W_m - W_b)}$$

$$- \frac{\frac{rV_s^2}{z\eta}(1+k_2)}{\frac{rV_s^2}{z\eta} + \frac{rV_s^2}{z\eta}(1+k_2)} \quad (22)$$



$Q_s = V_s (A_t - A_m)$ 이고 $(A_t - A_m)$ 은 吸入流体가 차지하는 면적이다.
따라서

$$V_s = \frac{Q_s}{A_t - A_m} = \frac{\frac{Q_s}{A_t}}{1 - \frac{A_m}{A_t}} = \frac{\frac{Q_s}{A_t}}{1 - R} \quad (17)$$

(1)식에서 $M = \frac{Q_s}{Q_m}$ 식으로부터 $Q_s = M Q_m$, $Q_m = A_m V_i$ 이므로 이를代入하면

$$V_s = \frac{R}{1 - R} M V_i \quad (18)$$

목의 出口의 단면에서 混合流体가 가지는 평균 유속을

$$V_3 = \frac{Q_T}{A_t} \text{ 이고 (1), (13) 식을 이용하면}$$

$$V_3 = R V_i (1 + M) \quad (19)$$

그리고 아래의 계산에서 중요한 Parameter로써 압력비가 있는 데 压力比 N 은

$$N = \frac{P_d - P_s}{P_m - P_d} \quad (20)$$

으로써 정의되어 지는 데 이는 驅動流体와 吐出流体와의 그리고 吸入流体와 吐出流体의 压力比의 比를 의미한다.

吸入室内의 压力이 균일하다고 가정하면 즉 $P_1 = P_2$ 라 하면 (1)식은 다음과 같이 表現되어질 수가 있다.

$$N = \frac{(P_d - P_s) + (P_3 - P_2) - (P_s - P_2)}{(P_m - P_1) - (P_s - P_2) - (P_d - P_s)} \quad (21)$$

위의 (8)식에 앞의 식(3), (6), (8), (10)식의各項을代入하면

$$N = \frac{\frac{\gamma V_3^2}{z\gamma}(1-kd) + \frac{V_3}{gA_t}(\overline{W}_m \frac{V_1}{V_3} + \overline{W}_b \frac{V_2}{V_3} - \overline{W}_m - \overline{W}_c) - k_3 \frac{V_3^2}{z\gamma}}{\frac{\gamma V_3^2}{z\gamma}(1+k_1) - \frac{\gamma V_3^2}{z\gamma}(1+k_2) - \frac{\gamma V_3^2}{z\gamma}(1-kd) - \frac{V_3}{gA_t}(\overline{W}_m \frac{V_1}{V_3} + \overline{W}_b \frac{V_2}{V_3} - \overline{W}_m - \overline{W}_c)} - \frac{\frac{\gamma V_3^2}{z\gamma}(1+k_2)}{\frac{\gamma V_3^2}{z\gamma} + \frac{\gamma V_3^2}{z\gamma}(1+k_2)} \quad (22)$$

앞에서 V_3 와 V_3 는 V 으로表現할 수가 있고 분모 분자의各項을 공통적으로

$\frac{\gamma V^2}{z\gamma}$ 으로 나누면

$$N = \frac{zR + \frac{zRM^2}{1-R} - (1-kd + \frac{k_3}{\gamma})R^2(1+M)^2 - \frac{R^2M^2}{(1-R)^2}(1+k_2)}{1+k_1 - zR - \frac{zRM^2}{1-R} + (1+kd + \frac{k_3}{\gamma})R^2(1+M)^2} \quad (23)$$

따라서 이 제터의設計時에는 流量比 M 와 壓力比 W 이 주어지면 各部에서의 噴射계수를 計算한 後 計算하면 噴射比 R 을 求할 수가 있으므로 基本的인 設計가 가능하게 된다.

4. 實驗裝置와 實驗方法

4.1. 實驗裝置의 概要

Fig 4는 實驗裝置의 전체 配置圖를 나타낸다. 實驗裝置는 그림에서 보는 바와 같이 같은 크기의 驅動탱크와 噴出탱크, 吸入側에 메스실린더 (Mass cylinder), 아노메터 (Manometer), 이 제터 (Ejector)

驅動力源과 연결된 실험 장치의 실험 결과는
 측정에 의해서 얻어지는 압력 측정을 위하여
 수직관 3개를 사용하여 흡입측, 동력측, 배출측에
 각각의 상태를 나타내며 Fig. 4와 (a)와 (b)에
 나타내며 Table 1에 나타내 바와 같이
 실험 장치의 구성은 다른 관을 연결하여
 실험을 할 수 있다.

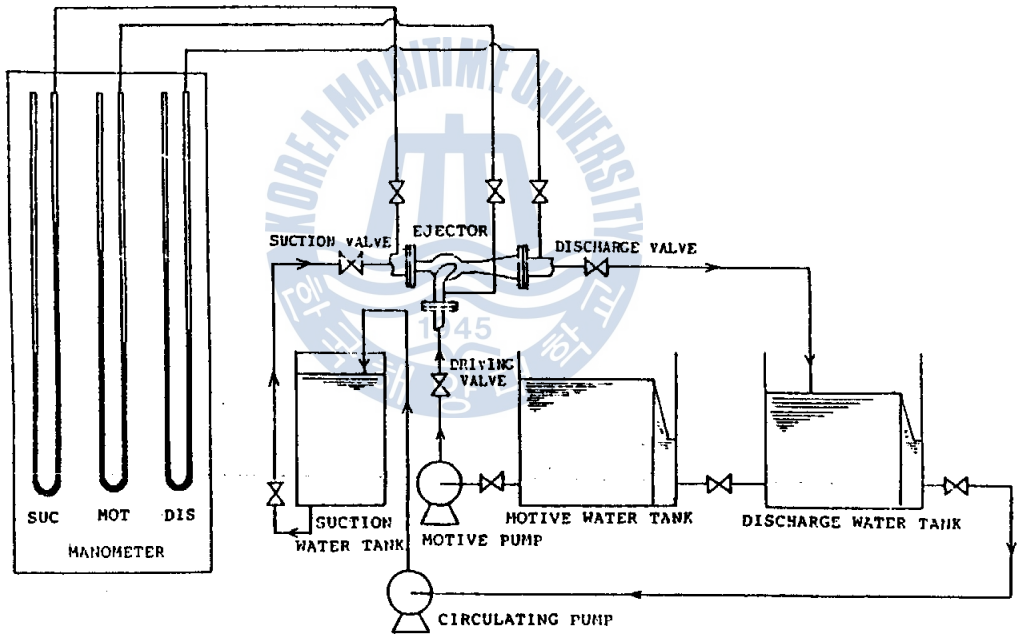
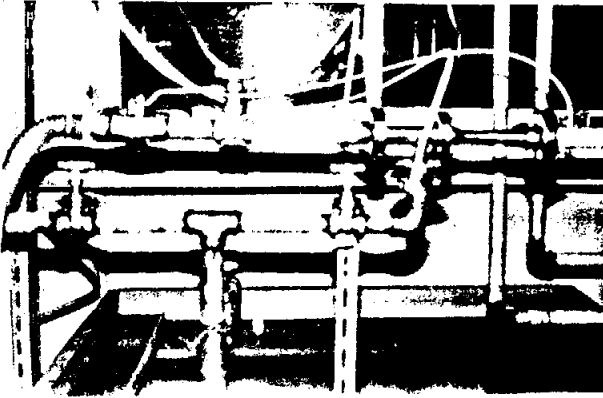


FIG . 4 SCHEMATIC DIAGRAM OF EXPERIMENTAL EQUIPMENT



(A)



(B)

FIG .5 PHOTO OF EXPERIMENTAL EQUIPMENT

Table 1. 實驗裝置의 제척

항	목	제척
Ejector	저권이	260 mm
	Nozzle 4경	6.7 mm
	Elbow 4경	13.7 mm
	Throat 4경	8.5 mm
	Diffuser 4경	25 mm
	Diffuser 각도	10°
	Throat 권이	36 mm
	Diffuser 권이	95 mm
물량코	단면적	890 mm ²
메스실린더	높이	900 mm
	내경	410 mm
마노메타	재료	유리
	권이	2350 mm
	내경	3 mm

4.2. 實驗裝置의 各部

4.2.1. 이젝터(Ejector) 構造

Fig 6 은 이젝터의 노즐(Nozzle)과 디퓨저의 단면을 나타낸 것이다. 이젝터에 있어 성능이나 효율을 가장 많이 좌우하는 것은 하나의 노즐과 디퓨저이다. 노즐의 직경이 변하면 면적비 R (노즐의 단면적(A_n) ÷ 디퓨저의 단면적(A_d))이 변하므로 성능곡선의 주요 요소(factor)이다. 노즐의 끝 단면은 나사로 되어 있어 원하는 면적비(R)의 크기로 노즐 직경을 변화시킬 수 있도록設計되어 있다. 또 디퓨저의 再度(θ)에 의하여 마찰損失의 영향 및 剝離現象(Seperation) 등이 변화하므로 역시 성능곡선의 주요 요소가 된다. 또 이젝터各部의 壓力變化를 알기 위하여 吸入側, 吐出側, 驅動側에 19 各 壓力計를 設置하였다.

Fig 7 처럼 吸入側, 驅動側, 吐出側에 이젝터와 連結部分의 空氣나 물이 새지 않도록 이젝터의 플랜지(Flange)부와 파이프(pipe)와 플랜지를 熔接하여 사이에는 물이 새지 않도록 고무패킹(Packing)을 設置하였다. 그리고 이젝터와 물탱크 사이에는 流量을 조절할 수 있도록 밸브(Valve)를 設置하였으며 吸入側에는 無負荷狀態(吸入流量이 0(zero))를 實驗에 適用할 수 있다.

4.2.2. 메스실린더(Mass cylinder)와 물탱크

驅動側과 吐出側에는 각각 1.097 m, 세로 0.8/m 인 직사각형 물탱크를 設置하였고 驅動側 탱크에는 秤을 裝設하여 吸入된 量을 측정하도록 하였다. 吸入側에는 直徑 0.41m 인 円筒形 메스실린더를

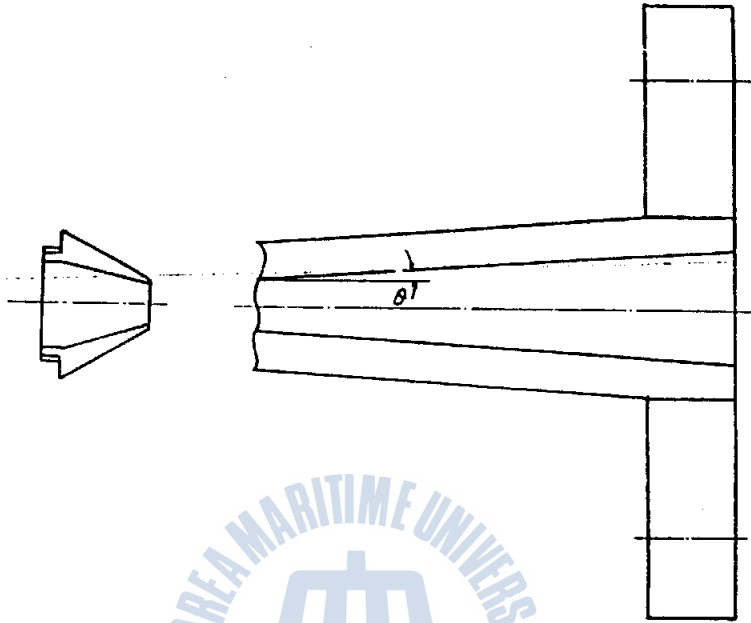


FIG . 6 NOZZLE AND DIFFUSER

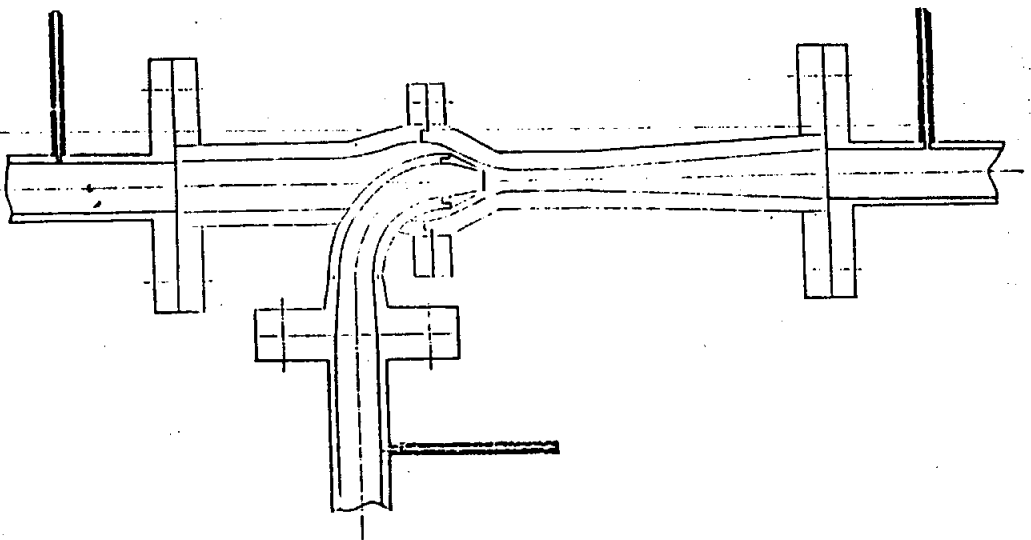


FIG . 7 PRESSURE TAB

設置 吸入口 吸入口 吸入口 吸入口 吸入口 吸入口 吸入口 吸入口
 하 리된 吸入口 吸入口 吸入口 吸入口 吸入口 吸入口 吸入口 吸入口
 表 面 吸入口 吸入口 吸入口 吸入口 吸入口 吸入口 吸入口 吸入口
 吸入口 吸入口 吸入口 吸入口 吸入口 吸入口 吸入口 吸入口

4.2.3. 마노메터 (Manometer)

吸入口 壓力 驅動力 壓力 設置 吐出口 壓力 측정 管
 50mm 驅動力 驅動力 驅動力 驅動力 驅動力 驅動力 驅動力
 3~5mm 驅動力 驅動力 驅動力 驅動力 驅動力 驅動力 驅動力
 3 개 驅動力 驅動力 驅動力 驅動力 驅動力 驅動力 驅動力

5. 實驗結果 및 檢討

5.1. 實驗結果의 계수

5.1.1. 壓力

吸入側에는 眞空壓力, 驅動側과 吐出側에는 양의 壓力이 생긴다.

수은의 比重量을 γ_s (kg/m^3), 물의 比重量을 γ_w (kg/m^3)
또 물과 수은의 높이 차를 Δh 라 하면 吸入壓力 P_s (kg/cm^2), 驅動壓力 P_m (kg/cm^2), 吐出壓力 P_d (kg/cm^2) 은 다음과 같은 式이 된다.

$$\begin{aligned}
 P &= \gamma_s \Delta h - \gamma_w \Delta h \\
 &= 13.6 \times 10^3 \times \Delta h - 10^3 \times \Delta h \\
 &= 12.6 \times 10^3 \times \Delta h \quad (\text{kg}/\text{cm}^2) \quad \text{--- (24)}
 \end{aligned}$$

5.1.2. 流量

吸入側에는 물이 吸入되지 않고 驅動側에만 물이 吸入되므로 驅動側 탱크의 流量만 측정하여 된다.
驅動 탱크의 단면적이 0.89×1.097 (m^2) 인 탱크를 使用하였다.

$V = A \times \Delta h = 0.89 \times \Delta h \times 10^3$ (m^3) 이므로
단위시간당 탱크에 의하여 驅動되는 流量 Q_m (m^3/hr) 은

$$\begin{aligned}
 Q_m &= V \div \Delta T \\
 &= 0.89 \times \Delta h \times 10^3 \times 3600 \div \Delta T \quad (\text{m}^3/\text{hr}) \quad \text{--- (25)}
 \end{aligned}$$

5.1.3 레이놀드數 (Reynold's Number)

레이놀드數를 求하는 公式은

$$Re = \frac{V d_R}{\gamma}$$

이다.

γ 는 流体의 黏性係數, V 는 局部에서의 물의 流速度, d_R 는 水力直徑이다.

이 실험에서 물의 온도는 15°C, 물의 동粘性係數는

$$\gamma = 1.3065 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{sec} (= 4.7034 \times 10^{-3} \text{ cm}^2/\text{Rr}) \text{ 이다.}$$

v는

$$v = \frac{Q_s + Q_m}{A_t} \quad \text{-----} \quad (26)$$

여기서 $(Q_s + Q_m)$ 은 목표 단면에서의 驅動되어 나가는 流量의 無負荷狀態에서 $Q_s = 0$ 이고, A_t 는 목표 단면에서의 단면적을 나타낸다.

$$Re = \frac{v \cdot d}{\gamma}$$

$$= \frac{Q_m \cdot d}{A_t \cdot \gamma}$$

$$= \frac{Q_m (\text{m}^3/\text{Rr}) \cdot 2.5 \times 10^{-3} (\text{m})}{5.67 \times 10^{-4} (\text{m}^2) \cdot 4.7034 \times 10^{-3} (\text{m}^2/\text{Rr})}$$

$$= 0.3187 \times 10^5 \times Q_m \quad \text{-----} \quad (27)$$

5.2. 無負荷狀態에서 理論值와 實驗值 비교

5.2.1. 理論式

$$\frac{P_m}{\gamma} + \frac{V_m^2}{2g} = \frac{P_i}{\gamma} + \frac{V_i^2}{2g} + h_{f1} \quad (28)$$

에서 V_m 을 無視하지 않고 P_i 을 求하면

$$\frac{P_i}{\gamma} = \frac{P_m}{\gamma} + \frac{V_m^2}{2g} - \frac{V_i^2}{2g} - h_{f1}$$

h_{f1} 은 驅動노즐側에서 損失水頭로써, 마찰係數를 k_1 라하고, 노즐效率이 95%라 가정하면, $k_1 = 0.5$

$$h_{f1} = k_1 \frac{V_i^2}{2g} \text{ 이다.}$$

또

$$V_m = \frac{Q_m}{A_m} = 1.888 Q_m \text{ (m/sec)} \quad (29)$$

$$V_i = \frac{Q_m}{A_1} = 7.879 Q_m \text{ (m/sec)} \quad (30)$$

의 式들을 代入하여 정리하면

$$P_i = P_m + \frac{1000}{2 \times 9.81 \times 10^4} \left\{ (1.888 Q_m)^2 - 1.05 \times (7.879 Q_m)^2 \right\}$$

$$P_i = P_m - 0.3144 Q_m^2 \text{ (kg/cm}^2\text{)} \quad (31)$$

의 式이 된다.

여기서 驅動壓力 P_m , 驅動流量 Q_m 의 變수에 對하여 求한 式을 代入하여 求한 것이 理論式의 式인 吸入壓力 P_i 의 式이다. 이 式을 Table에 기록하였다.

TABLE.2 EXPERIMENTAL DATA

분류 실험번호	흡입 압력(P _s)		구동 압력(P _m)		도출 압력(P _d)		구동 상승(h _m)	
	L ₁ (cm)	L ₂ (cm)	L ₁ (cm)	L ₂ (cm)	L ₁ (cm)	L ₂ (cm)	R ₁ (mm)	t(sec)
Z-1	131.5	131.3	127.6	117.0	127.3	119.3	0	100
Z-2	130.9	132.0	127.9	116.6	127.3	119.3	3	277
Z-3	129.3	133.6	128.8	115.8	127.3	119.3	6	322
Z-4	125.0	137.0	129.4	115.2	126.8	119.8	8	237
Z-5	123.1	140.1	131.4	113.2	126.9	119.7	12	346
Z-6	115.8	147.6	135.1	109.5	127.1	119.6	12	267
Z-7	112.5	151.1	136.8	107.8	127.1	119.6	12	249
Z-8	106.9	156.9	139.2	105.4	127.2	119.4	12	221
Z-9	104.4	159.3	140.3	104.2	127.3	119.3	12	210
Z-10	101.1	162.2	141.5	103.2	127.4	119.3	12	201
Z-11	99.4	163.7	142	102.6	127.4	119.2	12	197
Z-12	96.4	166.4	143.2	101.3	127.5	119.2	13	204
Z-13	95.7	168.5	155.6	89.1	127.6	119.2	12	168
Z-14	95.7	168.5	164.1	80.6	127.9	118.9	11	145
Z-15	95.6	168.7	168.8	76.0	127.9	118.9	12	153

TABLE.3 EXPERIMENTAL DATA

분류 실험번호	흡입압력 P_1 (kg/cm ²)	구동압력 P_m (kg/cm ²)	로관압력 P_d (kg/cm ²)	구동유량 Q_m (m ³ /hr)	압력비 N	유량비 M	Reynolds Number Re
3-1	0.00252	0.13356	0.10080	0	3.000	0	0
3-2	-0.01386	0.14238	0.10080	0.3470	2.758	0	11069
3-3	-0.05448	0.16380	0.10080	0.5970	2.460	0	19044
3-4	-0.15120	0.17892	0.08820	1.0815	2.639	0	34500
3-5	-0.21420	0.22932	0.09072	1.1112	2.200	0	35447
3-6	-0.40068	0.32256	0.09450	1.4400	2.171	0	45936
3-7	-0.48636	0.36540	0.09450	1.5440	2.144	0	49254
3-8	-0.63000	0.42588	0.09828	1.7400	2.223	0	55506
3-9	-0.69174	0.45486	0.10080	1.8310	2.238	0	58409
3-10	-0.76986	0.48258	0.10206	1.9130	2.290	0	61025
3-11	-0.81018	0.49644	0.10332	1.9517	2.324	0	62259
3-12	-0.88200	0.52794	0.10458	2.0448	2.330	0	65133
3-13	-0.91725	0.83790	0.10584	2.2886	1.350	0	73006
3-14	-0.91725	1.05210	0.11340	2.4306	1.060	0	77536
3-15	-0.92307	1.16928	0.11340	25.082	0.943	0	79936

TABLE.4 EXPERIMENTAL DATA

분류 번호	흡입 압력(P_1)		구동 압력(P_m)		도출 압력(P_2)		구동 유량(Q_m)	
	h_1 (cm)	h_z (cm)	h_1 (cm)	h_z (cm)	h_1 (cm)	h_z (cm)	R (cm)	t (sec)
4-1	180.3	80.8	175.8	68.7	178.3	68.9	2	496
4-2	179.7	81.7	175.6	69.5	177.7	70	3	397
4-3	179	82.5	175.2	69.7	177.3	70.2	4.5	393
4-4	176.2	85.3	174.8	69.8	176.1	71.2	6	337
4-5	173.4	87.7	174.4	70.3	174.9	72.3	7	330
4-6	170.6	90.9	174.1	70.7	172.8	74.4	12	433
4-7	167.4	94.3	173.7	70.9	171.3	75.8	12	356
4-8	160.7	101.2	172.8	71.9	168.6	78.6	12	310
4-9	152.7	109.5	172.2	72.3	165	82.2	12	260
4-10	134.1	128.6	172.1	72.6	160.7	86.9	12	215
4-11	131.5	131.5	171.2	73.5	158.2	89.2	12	210
4-12	131	132.1	169.9	74.9	157.9	89.5	12	201
4-13	128.7	134.3	170.5	74.2	157.5	89.9	12	196
4-14	124.7	138.5	170.4	74.4	155.9	91.5	12	186
4-15	120.5	142.7	170	74.9	154	93.4	12	179
4-16	112.8	150.7	169.6	75.3	151.7	95.6	12	171
4-17	110.1	153.5	169.4	75.5	150.8	96.6	12	167
4-18	98.7	164.2	168.8	75.9	147.2	100.1	13	174
4-19	96.3	166.5	168.9	76	136.5	110.6	12	155
4-20	96.2	166.6	168.7	76.1	129	117.9	15	193
4-21	96.2	166.6	168.5	76.3	127.9	118.8	13	160

TABLE.5 EXPERIMENTAL DATA

분류 실험번호	흡입 압력 P_s (kg/cm ²)	구동 압력 P_m (kg/cm ²)	포출 압력 P_d (kg/cm ²)	구동 유량 Q_m (m ³ /s)	압력비 N	유량비 M
5-1	1.453	1.564	1.597	0.129	-4.364	0
5-2	1.431	1.549	1.572	0.242	-6.130	0
5-3	1.409	1.540	1.564	0.367	-6.458	0
5-4	1.327	1.533	1.532	0.570	2.05	0
5-5	1.251	1.520	1.498	0.680	11.227	0
5-6	1.164	1.510	1.437	0.888	3.740	0
5-7	1.067	1.501	1.394	1.080	3.056	0
5-8	0.869	1.473	1.314	1.240	2.799	0
5-9	0.631	1.459	1.209	1.479	2.312	0
5-10	0.080	1.453	1.077	1.788	2.652	0
5-11	0	1.426	1.007	1.830	2.407	0
5-12	-0.014	1.387	0.999	1.913	2.610	0
5-13	-0.071	1.406	0.987	1.962	2.530	0
5-14	-0.174	1.402	0.940	2.070	2.410	0
5-15	-0.280	1.388	0.885	2.148	2.320	0
5-16	-0.478	1.377	0.820	2.248	2.330	0
5-17	-0.547	1.370	0.791	2.300	2.310	0
5-18	-0.825	1.356	0.688	2.394	2.260	0
5-19	-0.880	1.356	0.378	2.481	1.286	0
5-20	-0.890	1.352	0.162	2.490	0.884	0
5-21	-0.890	1.346	0.133	2.600	0.880	0

Table . 6 THEORETICAL RESULTS

분류 번호	구동축 벨브 조작		도출축 벨브 조작	
	구동 유량 $Q_m(m^3/hr)$	총입 압력 $P_2(kg/cm^2)$	구동 유량 $Q_m(m^3/hr)$	총입 압력 $P_2(kg/cm^2)$
6-1	1.830	0.178	0.347	0.1045
6-2	1.913	0.046	0.597	0.0517
6-3	1.962	0.003	1.082	-0.1888
6-4	2.070	-0.138	1.111	-0.1589
6-5	2.148	-0.252	1.440	-0.3294
6-6	2.248	-0.401	1.544	-0.3841
6-7	2.300	-0.480	1.740	-0.5260
6-8	2.374	-0.630	1.831	-0.5992
6-9	2.481	-0.765	1.913	-0.6680
6-10	2.490	-0.780	1.952	-0.7012
6-11	2.600	-0.960	2.042	-0.7828
6-12			2.289	-0.8488
6-13			2.431	-0.9452
6-14			2.670	-9.6716

6.22. 理論値와 實驗値와의 비교

Fig 10은 吸入側을 考察한 状態에서 吐出側 밸브를 閉鎖한 場合에서 얻은 값들이다. Fig 11은 吸入側을 考察한 状態에서 吐出側 밸브를 閉鎖한 場合에서 얻은 값들이다. Fig 10, 11에서 나타낸 바와 같이 實驗에 의한 吸入壓力 P_2 가 理論에 의한 吸入壓力 P_1 보다 負壓이 되는데 이것은 吸入室內의 空氣가 驅動流体와 함께 吐出口에서 噴射되는 場合에 吸入空氣와의 境界面에서 及의 力이 發生한다. 이 境界面은 管에 及한 力의 總수인 데 이 境界面에 及한 理論値보다 大다. Fig 9는 레이놀드數와 壓力比의 關係를 實驗値와 理論値로 나타낸 그래프이다. Q_m 이 증가할 때 Re 도 증가한다. 그러나 流量이 증가할수록 吐出壓力 P_2 , 吸入壓力 P_1 , 驅動壓力 P_m 의 値의 變화는 理論式에 의해서 算出하는 結果와 異한 結果를 나타낸다. 理論에 의해서 算出한 驅動流量 $Q_m=0$ 을 代入하면 되고 레이놀드數 Re 는

$$Re = \frac{v \cdot d \cdot \rho}{\mu} = 0.3187 \times 10^5 Q_m \text{의 式에 代入하여 얻은 값들이다.}$$

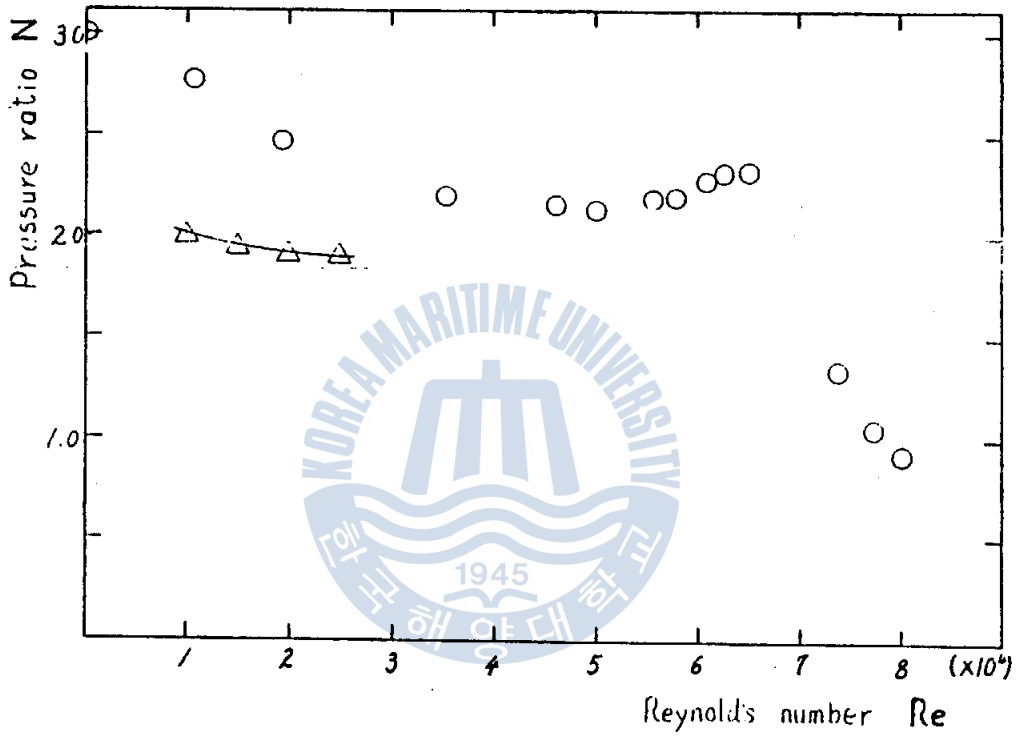


FIG.9 GRAPH OF RENOLDS NUMBER AND PRESSURE RATIO

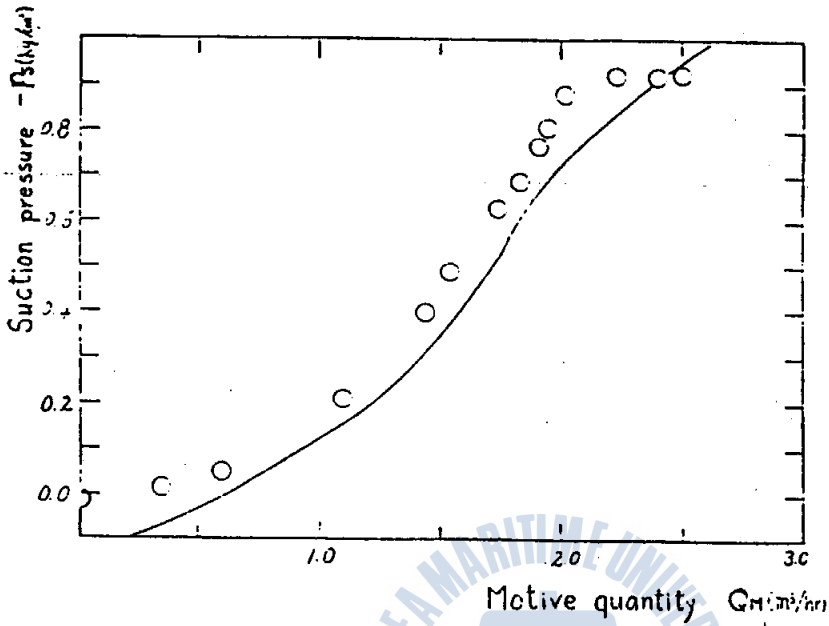


FIG.10 GRAPH OF SUCTION PRESSURE AND MOTIVE QUANTITY (CONTROLLED MOTIVE VALVE)

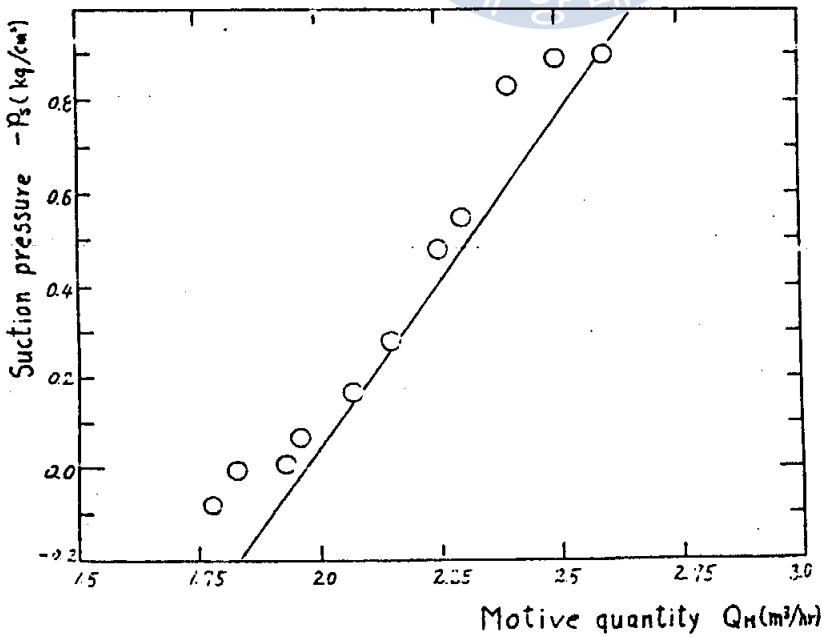


FIG.11 GRAPH OF SUCTION PRESSURE AND MOTIVE QUANTITY (CONTROLLED DISCHARGE VALVE)

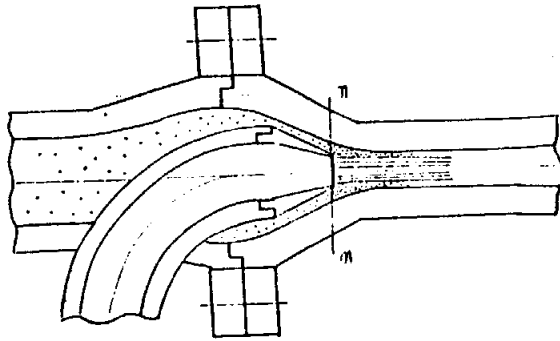


FIG . 8 SUCTION CHAMBER

6. 結論

水이 제타의 理論值와 194 實驗值를 비교하는 實驗을
 實히 行하였지만 無負荷狀態의 實驗에서 얻은 結
 果는 다음과 같다.

1. 水이 제타에서 吸入室內에서 發生하는 壓力은 驅勤노즐의 直徑에 따라 變化되는 壓力과 異
 치한다.
2. 驅勤流量이 증가함에 따라 吸入室內 負壓의
 절대치가 커져가는 理論值와 거의 비슷하게
 異치한다.
3. 無負荷狀態, 즉 吸入流量이 0 (zero) 인 狀態에서
 吸入室內에 殘는 空氣가 吸入된다.
4. 空氣가 流体에 空混雜되어 나감에 隨하여 發生한
 空氣를 유도하려는 構造가 發生한다.
5. 無負荷狀態의 實驗으로 構造가 복잡하고, 故障
 이 多인 故 眞空ポン프를 대신할 수 있는 Air Ejector
 의 研究가 필요하다.

參考文獻

1. 基元産業社 設計資料, 基元産業社 提供 (1984)
2. 金善澈, 朴樹, 水噴射班에 對한 面積比
及 效率에 對한 影響, 韓國海洋大學 大學院
碩士學位 論文 (1985)
3. 宋江燮, 金春植. 流體力學, 韓國海洋大學, 海
事圖書出版部, P. 200 (1996)
4. 鄭大仁, 水噴射班에 對한 研究(II), 東明工
業專門大學 研究報告書 (1984)
5. ASME: Power Test Code, Chapt. 4, FLOW
measurement (1959)

