

12. 金喆禹 : 펄스幅이 一定한 180° 移相型 SCR 게이트 制御回路에 關한 研究, 부산대학교 論文集, No.22, p.79 ~ p.82. (1976.12)
13. 河注植 : 自動制御工學, 韓國海洋大學 圖書出版部 (1974)



液體用 이젝터 性能의 CAD와 實驗 結果와의 比較에 關한 研究

A Study on the Comparison of Experimental Results of
Liquid Ejector Performance to the Calculated
by the Computer Aided Design Program

高 相 喆

Sang-Cheol Ko

〈 目 次 〉

Abstract

記號說明

第1章 序 論

第2章 液體用 이젝터의 基本構造 및 作動原理

第3章 理論解析

3.1 基本理論式의 誘導

3.2 性能限界

第4章 實驗裝置 및 實驗方法

4.1 實驗裝置

4.2 實驗方法

第5章 實驗結果 및 考察

5.1 레이놀즈數의 影響

5.2 목部길이의 影響

5.3 목部の 無次元 壓力係數

5.4 無負荷實驗 및 性能限界

第6章 結 論

參考文獻

附 錄

FIGURE CONTENTS

- FIG.1 RECENTLY PRODUCTED RESULTS OF LIQUID EJECTOR
- FIG.2 SCHEMATIC DIAGRAM OF LIQUID EJECTOR
- FIG.3 SCHEMATIC DIAGRAM OF MIXING VELOCITY PROFILE IN THROAT
- FIG.4 SCHEMATIC DIAGRAM OF EXPERIMENTAL APPARATUS
- FIG.5 PHOTO OF EXPERIMENTAL APPARATUS
- FIG.6 DIMENSION OF TEST NOZZLE
- FIG.7 DIMENSION OF TEST LIQUID EJECTOR
- FIG.8 PHOTO OF TEST LIQUID EJECTOR
- FIG.9 OPTIMAL THROAT LENGTH TO REYNOLDS NUMBER AT THROAT
- FIG.10 CALIBRATION RESULTS OF DIGITAL THERMOMETER
- FIG.11 PHOTO OF DRIVING FLOWMETER AND SUCTION FLOWMETER
- FIG.12 CALIBRATION RESULTS OF DRIVING FLOWRATE MEASURING FLOWMETER
- FIG.13 CALIBRATION RESULTS OF SUCTION FLOWRATE MEASURING FLOWMETER
- FIG.14 INFLUENCE OF REYNOLDS NUMBER ($R = 0.2438$)
- FIG.15 INFLUENCE OF REYNOLDS NUMBER ($R = 0.2957$)
- FIG.16 INFLUENCE OF REYNOLDS NUMBER ($R = 0.3906$)
- FIG.17 EFFECT OF AREA RATIO TO PRESSURE RATIO
($Re_t = 1.26 * 10^5$, $L_t/d_t = 4.5625$)
- FIG.18 EFFECT OF AREA RATIO TO EFFICIENCY
($Re_t = 1.26 * 10^5$, $L_t/d_t = 4.5625$)
- FIG.19 EFFECT OF AREA RATIO TO PRESSURE RATIO
($Re_t = 1.615 * 10^5$, $L_t/d_t = 4.5625$)
- FIG.20 EFFECT OF AREA RATIO TO EFFICIENCY
($Re_t = 1.615 * 10^5$, $L_t/d_t = 4.5625$)
- FIG.21 INFLUENCE OF THROAT LENGTH ON R - N CURVE
($Re_t = 1.27 * 10^5$, $R = 0.2438$)
- FIG.22 INFLUENCE OF THROAT LENGTH ON R - N CURVE
($Re_t = 1.605 * 10^5$, $R = 0.2438$)

- FIG.23 INFLUENCE OF THROAT LENGTH ON R - N CURVE
($Re_t = 1.27 * 10^5$, $R = 0.3906$)
- FIG.24 INFLUENCE OF THROAT LENGTH ON R - N CURVE
($Re_t = 1.615 * 10^5$, $R = 0.3906$)
- FIG.25 INFLUENCE OF THROAT LENGTH ON R - N CURVE
($Re_t = 1.805 * 10^5$, $R = 0.3906$)
- FIG.26 NONDIMENSIONAL PRESSURE RISE IN THROAT ($R = 0.2438$)
- FIG.27 NONDIMENSIONAL PRESSURE RISE IN THROAT ($R = 0.2957$)
- FIG.28 NONDIMENSIONAL PRESSURE RISE IN THROAT ($R = 0.3906$)
- FIG.29 INFLUENCE OF THROAT LENGTH FOR NONDIMENSIONAL PRESSURE RISE
IN THROAT ($R = 0.2438$, $Re_t = 1.27 * 10^5$)
- FIG.30 INFLUENCE OF THROAT LENGTH FOR NONDIMENSIONAL PRESSURE RISE
IN THROAT ($R = 0.3906$, $Re_t = 1.62 * 10^5$)
- FIG.31 SUCTION CHAMBER PRESSURE VARIATIONS TO REYNOLDS NUMBER UNDER
THE SUCTION RATE CONDITION
- FIG.32 DISCHARGE HEAD - SUCTION RATES RELATION
- FIG.33 MAXIMUM SUCTION CAPACITY TO DRIVING CAPACITY
- FIG.34 WORKING LIMITS OF LIQUID EJECTOR
- FIG.35 EXPERIMENTAL RESULTS ON R - N CURVE ($Re_t = 1.27 * 10^5$)
- FIG.36 EXPERIMENTAL RESULTS ON R - N CURVE ($Re_t = 1.62 * 10^5$)
- FIG.37 PERFORMANCE CURVE OF LIQUID EJECTOR BY CAD
($Re_t = 1.27 * 10^5$, $L_t/d_t = 4.5625$)
- FIG.38 PERFORMANCE CURVE OF LIQUID EJECTOR BY CAD
($Re_t = 1.0 * 10^4$, $L_t/d_t = 3.500$)
- FIG.39 PERFORMANCE CURVE OF LIQUID EJECTOR BY CAD
($Re_t = 5.0 * 10^4$, $L_t/d_t = 3.500$)
- FIG.40 PERFORMANCE CURVE OF LIQUID EJECTOR BY CAD
($Re_t = 5.0 * 10^5$, $L_t/d_t = 7.442$)
- FIG.41 PERFORMANCE CURVE OF LIQUID EJECTOR BY CAD
($Re_t = 1.0 * 10^6$, $L_t/d_t = 8.990$)

ABSTRACT

Liquid ejectors are widely used as marine pumps, inducer stage for the boiler feed water pump, boiler recirculating pump, cooling water recirculating pump in boiling water type nuclear reactor and a deep well pump, because of their high working confidence and simplicity. Furthermore, it requires only a modest net positive suction head for cavitation-free operation and it can be installed in remote location from mechanical power source.

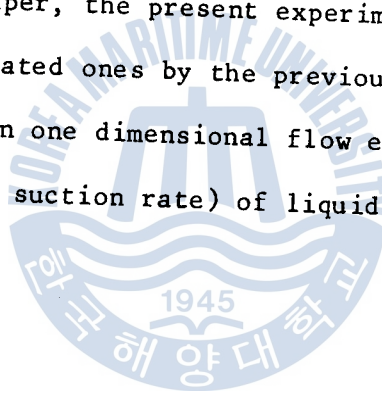
A liquid ejector consisted of three basic parts; a motive nozzle, a throat and a diffuser. The jet of high-velocity stream by the motive nozzle creates a low-pressure area in the suction chamber, which causes the fluid to flow into this chamber. In throat, there happens an exchange of momentum and a uniformly mixed stream flows at a intermediate velocity of the motive and suction velocity. The diffuser is shaped to reduce the velocity gradually and converts the kinetic energy to the discharge pressure with as little loss as possible.

It is not easy to presume the friction losses, because it is complicately affected by area ratio, flowrate ratio, nozzle spacing, throat length, shape of liquid ejector and so on. Therefore, the optimization of liquid ejector design is still

dependent, to a large extent, on the experimental results and empirical procedures. On the design of the liquid ejector, the area ratio and the nondimensional throat length are the most important design factors among the mentioned above.

In this experiment, the effects of the area ratio and the nondimensional throat length to ejector efficiency are carried out systematically by the combination of 4 kinds of motive nozzle and 2 kinds of throat length.

In this paper, the present experimental results are compared with the calculated ones by the previous computer aided design program based on one dimensional flow equation. And also, working limit (Max. suction rate) of liquid ejector is reported.



記 號 說 明

| | |
|-----------------------------------------|-----------------------------|
| A : 面積 [m^2] | ξ_a : 擴大部 損失係數 |
| c : 常 數 | η : 效 率 [%] |
| d : 直 徑 [mm] | θ : 디퓨저 角度 [deg] |
| f : 係 數 | λ : 목部에서의 摩 擦係數 |
| g : 重力加速度 [m^2 / s] | ν : 動粘性係數 [m^2 / s] |
| H : 水 頭 [m] | ξ : 목部에서의 摩 擦損失係數 |
| h_f : 損失水頭 [m] | ρ : 密 度 [kg / m^3] |
| k : 損失係數 | φ : 速度係數 |
| L_f : 목길이 [mm] | |
| M : 流量比 | |
| N : 壓力比 | |
| P : 靜 壓 [N / m^2] | |
| Q : 體積流量 [m^3 / hr] | |
| R : 面積比 | |
| Re : 레이놀즈數 | |
| v : 速 度 [m / s] | |
| W : 重量流量 [N / s] | |
| γ : 比重量 [N / m^3] | |
| ε : 겔보기 動粘性係數 [m^2 / s] | |



添 字

1 : 노즐의 出口

2 : 목의 入口

3 : 목의 出口

d : 吐出部

m : 驅動노즐의 入口

s : 吸入部

s.c : 吸入室

t : 목 部



第 1 章 序 論

液體用 이젝터는 壓力에너지를 保有하는 液體를 노즐을 통하여 高速 噴射시킴으로써 그 주위에 局部的인 眞空을 形成하여 또 다른 液體를 吸入하게 된다. 吸入된 液體는 목部에서의 複雜한 運動量 傳達過程에 의하여 驅動液體와의 混合이 이루어져 디퓨저에서 壓力回復이 形成되는 過程을 통하여 吐出하게 된다.

이와 같은 液體用 이젝터는 構造가 간단하고 運轉上의 信賴度가 매우 높으며 動力源과 分離되어 있기 때문에 設置에 있어서 制約이 적고, 또한 作動時 캐비테이션 (Cavitation) 現象등에 의하여 制約을 받지 않기 때문에 飽和溫度 근처의 液體도 吸入 可能하다.

이상과 같은 工學的 長點 때문에 液體用 이젝터는 각종 船舶用 펌프 및 工產品의 乾燥工程用, 沸騰形 輕水爐 爐心內의 冷却水 再循環用, 深井用, 補助潤滑 및 冷却用으로 광범위하게 사용되고 있으며 특히, 最近에 需要가 急增하고 있는 에너지 節約시스템에도 適用되고 있다.

그러나, 液體用 이젝터는 構造가 간단함에도 불구하고 노즐出口 斷面積에 대한 목부의 斷面積比, 吸入室의 形狀, 노즐出口의 形狀, 노즐出口로 부터 목入口까지의 거리, 목의 길이, 디퓨저角度 및 길이 등의 기하학적 形狀變數들이 複雜하게 性能에 影響을 미치기 때문에 各部의 流體力學的 損失을 正確히 推定하는 것은 쉽지 않으며, 따라서 實際의 液體用 이젝터의 最適設計는 理論的인 解析에

의 하기 보다는 實驗的 研究 및 經驗에 依存하고 있는 실정이다.

Rankin¹⁾ 이 두 流體의 흐름의 混合理論을 發展시킨 후에 많은 實驗的 研究가 있었으며^{2)~4)}, Ueda⁵⁾ 는 液體用 이젝터에 관한 實驗的 研究를 통하여 이젝터 各部의 流體力學的 解析을 행하였다. 또한 Sanger⁶⁾⁷⁾ 도 Ueda의 解析方法과 類似的한 方法으로 液體用 이젝터의 性能을 豫測하는 方法에 관하여 研究結果를 얻고 있다. 그뒤 Oshima⁸⁾ 는 液體用 이젝터 各部에서의 驅動流體 및 吸入流體의 混合過程上的 亂流흐름에 관한 理論的 檢討와 實驗을 통하여 最適 各部길이의 決定方法을 提示하고 있으며 지금도 性能面에서 改善을 위한 研究가 계속되고 있다.

Fig.1은 國內에서 船舶用 및 陸上用에 공급되는 液體用 이젝터의 性能범위를 나타낸 그림으로서 液體用 이젝터에 있어서 主要事項인 吸入流量 및 吐出揚程과의 관계로써 設計 포인트들을 나타내었다.⁹⁾ 이 그림에서 注目되는 점은 最近 大型 탱커선의 國內建造 增加로 인하여 大用量的 海上用이 漸增하고 있다는 점이다.

이와 같은 國産化 開發過程을 통하여 많은 研究結果가 國內에 축적되어 있음에도 불구하고^{10),11)} 諸般 研究與件의 불비로 인하여 극히 重要的 設計項目에 대한 제한적인 自體實驗과 문헌상의 研究結果에 依存하여, 最高의 效率를 維持할 수 있도록 이젝터 各部의 치수를 設計하고 나아가 製作될 이젝터의 豫想 性能曲線까지도 豫測 가능한 電算프로그램을 開發하였다.¹²⁾

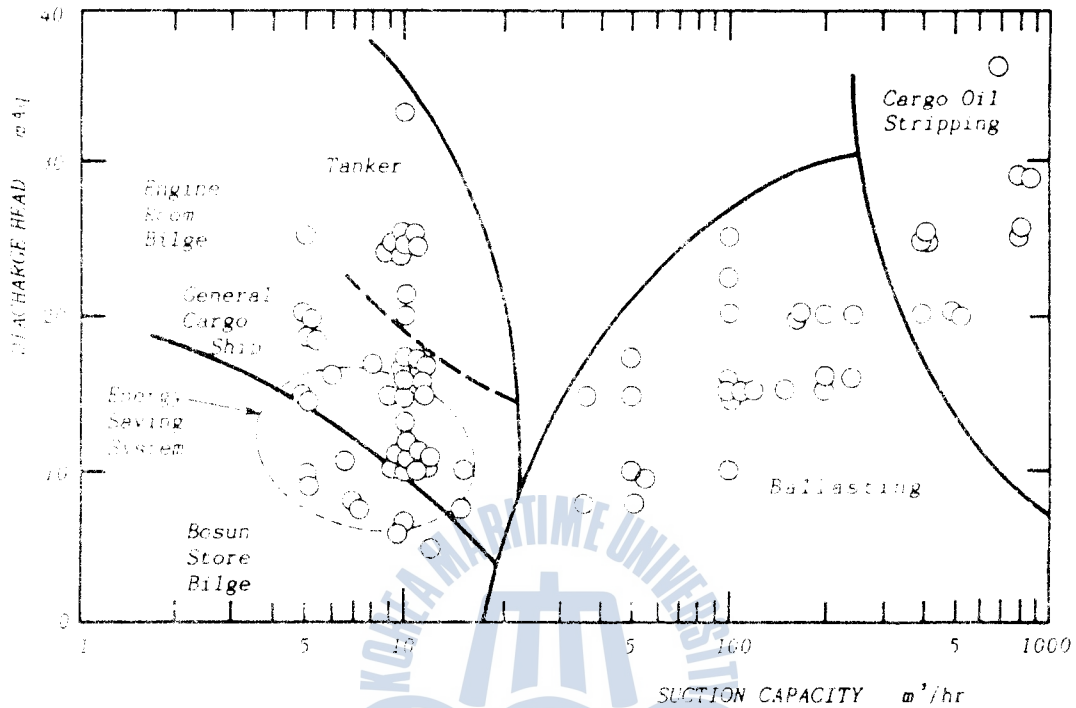


FIG. 1 RECENTLY PRODUCED RESULTS OF LIQUID EJECTOR

그러므로 前述한 바와 같이 液體用 이젝터의 性能에 複雜한 影響을 미치는 諸般 因子들에 關하여, 보다 體系的인 分析結果를 얻고 設計製作上의 特性을 이에 加味할 수 있음으로써, 보다 高效率의 이젝터가 設計可能하다고 생각된다.

本 研究에서는 이러한 점을 考慮하여, 液體用 이젝터의 性能을 決定하는 여러가지 制約因子중 특히, 레이놀즈數의 變化에 따른 驅動 노즐의 面積比 및 各部길이와 液體用 이젝터 性能에 미치는 影響을 體系的인 實驗을 통하여 分析하고, 一次元으로 假定한 理論式에 근거하여 電算프로그램의 結果와 實驗結果를 比較 檢討함으로써, 開

發된 컴퓨터 지원설계용 電算프로그램의 妥當性を 檢討하고 이의 補完을 가하는데 本 研究의 目的이 있다.



第 2 章 液體用 이젝터의 構造 및 作動原理

Fig.2 에 液體用 이젝터의 基本構造 및 各部의 名稱을 나타낸다. 液体用 이젝터는 壓力에너지를 速度에너지로 變換시키는 노즐과 流体를 吸入하는 吸入室, 流体의 混合이 이루어지는 목部, 速度에너지를 壓力에너지로 變換시켜 吐出을 가능하게 하는 디퓨저로 構成된다.

液体用 이젝터의 作動原理는 驅動流体로 부터 吸入流体로의 亂流混合에 의한 에너지와 運動量의 傳達이며, 이와같은 亂流 混合過程의 基礎的 메카니즘에 관한 명확한 研究結果는 아직도 발표되지 않고 있는 실정이다.^{6,13)} 먼저, 驅動流体는 驅動노즐을 通過함으로써 保有하고 있는 全에너지가 速度에너지로 變換되고, 吸入室內에 負壓이 形成되어 流体를 吸入하게 된다. 驅動流体와 吸入된 流体는 목의 入口部에서 混合되기 시작하여 運動量의 傳達이 이루어지며 목의 出口部에서 混合이 거의 完了된다. 디퓨저에서는 混合된 流体가 保有하는 速度에너지의 一部를 壓力에너지로 變換함으로써 混合이 完了된 流体의 吐出을 可能하게 한다.

목部에서 混合되는 速度分布의 發達過程을 Fig.3 에 圖式的으로 나타낸다.

Fig.3 에서 보는 바와 같이 驅動노즐을 噴出した 噴流 (Jet) 는 中心部の 主流 (Main stream), 즉 均一한 速度分布를 갖는 高速流

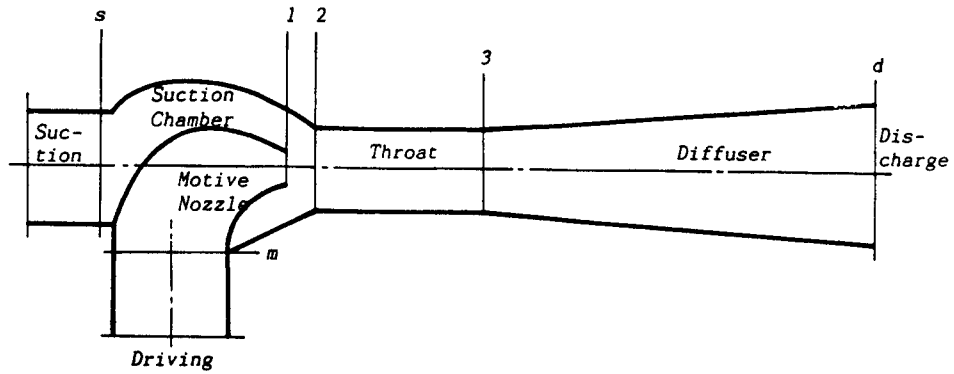


FIG.2 SCHEMATIC DIAGRAM OF LIQUID EJECTOR

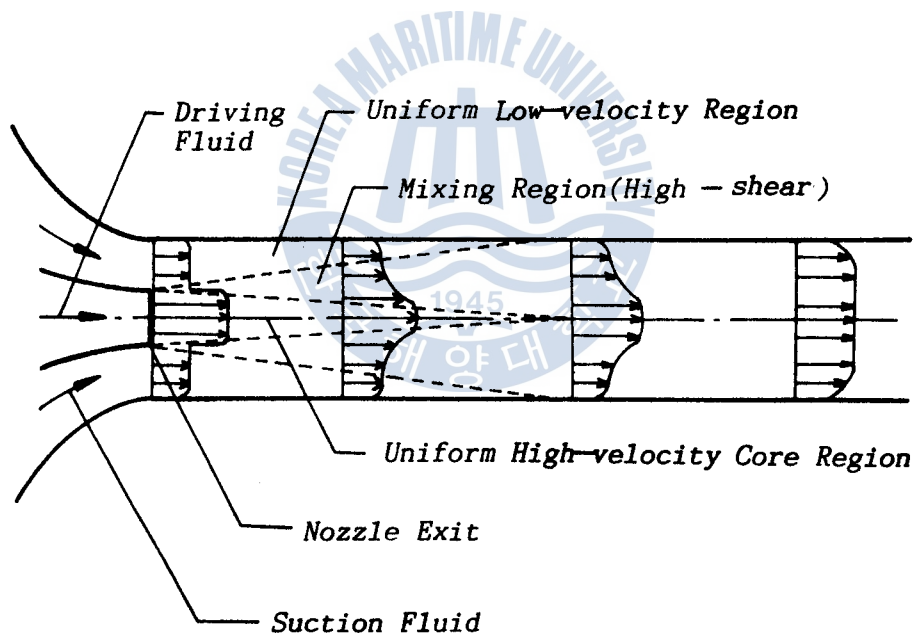
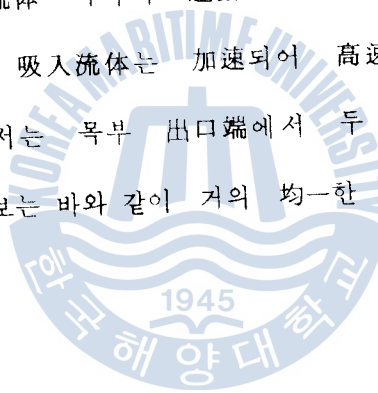


FIG.3 SCHEMATIC DIAGRAM OF MIXING VELOCITY PROFILE
IN THROAT

液體用 이젝터 性能의 CAD와 實驗 結果와의 比較에 關한 研究

(Uniform high velocity core) 영역과 높은 剪斷應力 (High shear stress)를 갖는 領域으로 구성된다. 高速流 주위의 높은 剪斷應力 領域은 渦動 (Vortex)이나 渦流 (Eddy)를 同伴하며, 이 領域에서 吸入流体와 驅動流体의 混合이 進行된다.

노즐 出口로 부터 軸方向 거리가 增加함에 따라서 剪斷層이나 混合層 영역은 차츰 增加하게 되며, 高速流 영역은 그 에너지가 混合層의 攪亂으로 인해 消滅됨에 따라 점차 작아진다. 즉, 混合 영역에서 驅動流体와 吸入流体 사이의 運動量 交換으로 인하여, 驅動噴流은 減速되고 반면에 吸入流体는 加速되어 高速流 영역은 消滅된다. 液體用 이젝터에서는 목부 出口端에서 두 流体는 完全히 混合을 完了하여 그림에서 보는 바와 같이 거의 均一한 速度分布를 갖는 것으로 알려져 있다.



第 3 章 基本理論

3.1 基本理論式的 誘導

液体用 이젝터에 있어서 실제 流体의 흐름은 3次元으로 매우 複雜하게 이루어지나 本 論文에서는 單純化시켜 1次元으로 假定하여, 베르누이 方程式, 運動量方程式 및 連續方程式을 適用하여 液体用 이젝터의 效率을, 나타내는 關係식을 다음과 같이 誘導하였다.

Fig.2의 驅動노즐 入口 狀態를 m , 吸入口 狀態를 s , 驅動노즐 出口 狀態를 1, 混合部인 목의 入口 狀態를 2, 목의 出口 狀態를 3, 디퓨저 出口 狀態를 d 라 하고, 各 部分의 斷面 平均流速에 관하여 流體力學的 損失을 考慮한 베르누이 方程式을 다음과 같이 생각한다. 먼저 驅動노즐 入口와 出口 사이에서 驅動 流体에 대하여는

$$\frac{P_m}{\gamma} + \frac{v_m^2}{2g} = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{f_1} \quad (3.1)$$

여기서 h_{f_1} 은 驅動노즐에서의 諸般 損失水頭로서 그 係數를 k_1 이라 하면

$$h_{f_1} = k_1 \frac{v_1^2}{2g}$$

驅動노즐 入口에서의 動壓은 出口에서의 動壓에 비하여 적으므로

液體用 이젝터 性能의 CAD와 實驗 結果와의 比較에 關한 研究

이를 無視하고, 式 (3.1)을 $P_m - P_1$ 에 대하여 정리하면

$$P_m - P_1 = \frac{\gamma v_1^2}{2g} (1 + k_1) \quad (3.3)$$

마찬가지 方法으로 吸入流体에 대하여 Fig.2의 斷面 s와 斷面 2 사이의 吸入室內의 諸般損失을

$$h_{f2} = k_2 \frac{v_2^2}{2g} \quad (3.4)$$

이라 하면, 吸入口 壓力 P_s 와 목入口 壓力 P_2 사이에는 다음식이 成立한다.

$$P_s - P_2 = \frac{\gamma v_2^2}{2g} (1 + k_s) \quad (3.5)$$

또한 목 部分에서의 諸般損失은

$$h_{f3} = k_3 \frac{v_3^2}{2g} \quad (3.6)$$

목의 入口인 斷面 2에 있어서 驅動流体는 驅動노즐의 出口流速인 v_1 을 그대로 維持하며, 吸入流体는 平均流速 $v_2 = \frac{Q_s}{A_t - A_n}$ 를 갖는다고 假定하여 斷面 2와 斷面 3 間에 運動量方程式을 適用시키면

$$\frac{W_m v_1}{g} + \frac{W_s v_2}{g} + P_2 A_t = \frac{(W_m + W_s) v_3}{g} + P_3 A_t + k_3 A_t \frac{v_3^2}{2g} \quad (3.7)$$

$$P_3 - P_2 = \frac{v_3}{g A_t} \left(W_m \frac{v_1}{v_3} + W_s \frac{v_2}{v_3} - W_m - W_s \right) - k_3 \frac{v_3^2}{2g} \quad (3.8)$$

단, 式 (3.7) 및 式 (3.8)에서 v_3 는 混合된 두 流体의 斷面平均

流速이다.

다음에 디퓨저 入口인 斷面 3 과 出口인 斷面 d 間的 擴大流路 에
서의 諸般損失을 入口流速 v_3 에 관하여

$$h_{fd} = k_d \frac{v_3^2}{2g} \quad (3.9)$$

으로 表現하고, 式 (3.1) 과 같은 方法으로 베르누이方程式을 適用하
면

$$P_d - P_3 = \frac{\gamma v_3^2}{2g} (1 - k_d) \quad (3.10)$$

液体用 이젝터에 있어서 重要な 파라미터인 流量比 M 과 面積化 R
은 各各 다음과 같이 定義된다.

$$M = \frac{\gamma_s Q_s}{\gamma_m Q_m} = \frac{Q_s}{Q_m} \quad (3.11)$$

$$R = \frac{A_n}{A_s} \quad (3.12)$$

式 (3.11) 에 있어서 γ 는 比重量을, Q 는 體積流量을 나타내며 式
(3.12) 의 A_n 은 驅動노즐의 出口 斷面積을, A_s 는 목部 斷面積을
意味한다. 連續方程式에서 驅動流量 Q_m 과 吸入流量 Q_s 의 合인 全
體積 流量 Q_T 는 式 (3.11) 과 式 (3.12) 를 利用하면 다음과 같이
나타난다.

$$Q_T = A_n v_1 (1 + M) \quad (3.13)$$

液體用 이젝터의 性能의 CAD와 實驗 結果와의 比較에 關한 研究

그리고 목의 入口인 斷面 2에서 吸入流体가 갖는 平均流速 v_2 는

$$v_2 = \frac{Q_s}{A_t - A_n} = \frac{R}{1-R} Mv_1 \quad (3.14)$$

목의 出口인 斷面 3에서 混合된 流体가 갖는 平均流速 v_3 는

$$v_3 = \frac{Q_m + Q_s}{A_t} = R(1+M)v_1 \quad (3.15)$$

液體用 이젝터의 設計에 있어서 또 하나의 重要한 파라미터인 壓力比 N 은

$$N = \frac{P_d - P_s}{P_m - P_d} = \frac{(P_d - P_3) + (P_3 - P_2) - (P_s - P_2)}{(P_m - P_2) - (P_s - P_2) - (P_d - P_s)} \quad (3.16)$$

吸入室內의 壓力은 均一, 즉 $P_1 = P_2$ 라 假定하고 式(3.16)의 분모와 분자의 各 項에 式(3.3)~式(3.15)의 結果를 代入하여 整理하면

$$N = \frac{2R + \frac{2R^2M^2}{1-R} - (1+k_3+k_d)R^2(1+M)^2 - (1+k_2)\frac{R^2M^2}{(1-R)^2}}{1+k_1 - 2R - \frac{2R^2M^2}{1-R} + (1+k_3+k_d)R^2(1+M)^2} \quad (3.17)$$

따라서 驅動노즐에서의 諸般 損失係數인 k_1 , 吸入室 形狀에 따른 損失係數인 k_2 , 擴大部 損失係數 k_d 및 목部에서의 레이놀즈數 變化에 따라 決定되는 損失係數 k_3 를 각각 式(3.17)에 代입함으로써 壓力比를 計算할 수 있다.

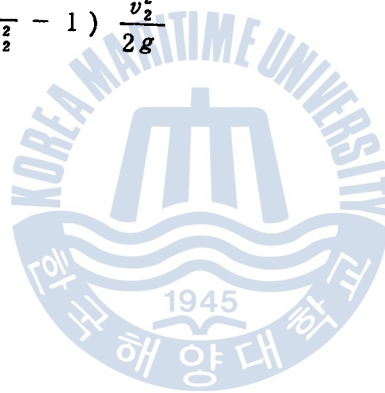
한편, 各部の 流體力學的 諸般損失을 利用한 式(3.2), 式(3.3), 式(3.4), 式(3.6) 및 式(3.9)로 表現하는 대신에 速度係數를 導入하면

$$v = \varphi \sqrt{2gH} \quad (3.18)$$

이 경우 上記의 各式은 다음과 같이 定義된다.⁵⁾

$$h_{f_1} = \left(\frac{1}{\varphi_1^2} - 1 \right) \frac{v_1^2}{2g} \quad (3.19)$$

$$h_{f_2} = \left(\frac{1}{\varphi_2^2} - 1 \right) \frac{v_2^2}{2g} \quad (3.20)$$



그리고 목의 入口인 斷面 2에서 吸入流體가 갖는 平均流速 v_2 는

$$v_2 = \frac{Q_s}{A_t - A_n} = \frac{R}{1-R} Mv_1 \quad (3.14)$$

목의 出口인 斷面 3에서 混合된 流體가 갖는 平均流速 v_3 는

$$v_3 = \frac{Q_m + Q_s}{A_t} = R(1+M)v_1 \quad (3.15)$$

液體用 이젝터의 設計에 있어서 또 하나의 重要한 파라미터인 壓力比 N 은

$$N = \frac{P_d - P_s}{P_m - P_d} = \frac{(P_d - P_3) + (P_3 - P_2) - (P_s - P_2)}{(P_m - P_2) - (P_s - P_2) - (P_d - P_s)} \quad (3.16)$$

吸入室內의 壓力은 均一, 즉 $P_1 = P_2$ 라 假定하고 式(3.16)의 분모와 분자의 各 項에 式(3.3)~式(3.15)의 結果를 代入하여 整理하면

$$N = \frac{2R + \frac{2R^2M^2}{1-R} - (1+k_3+k_d)R^2(1+M)^2 - (1+k_2)\frac{R^2M^2}{(1-R)^2}}{1+k_1 - 2R - \frac{2R^2M^2}{1-R} + (1+k_3+k_d)R^2(1+M)^2} \quad (3.17)$$

따라서 駟動노즐에서의 諸般 損失係數인 k_1 , 吸入室 形狀에 따른 損失係數인 k_2 , 擴大部 損失係數 k_d 및 목部에서의 레이놀즈數 變化에 따라 決定되는 損失係數 k_3 를 각각 式(3.17)에 代입함으로써 壓力比를 計算할 수 있다.

한편, 各部의 流體力學的 諸般損失을 利用한 式(3.2), 式(3.3), 式(3.4), 式(3.6) 및 式(3.9)로 表現하는 대신에 速度係數를 導入하면

$$v = \varphi \sqrt{2gH} \quad (3.18)$$

이 경우 上記의 各式은 다음과 같이 定義된다.⁵⁾

$$h_{f1} = \left(\frac{1}{\varphi_1^2} - 1 \right) \frac{v_1^2}{2g} \quad (3.19)$$

$$h_{f2} = \left(\frac{1}{\varphi_2^2} - 1 \right) \frac{v_2^2}{2g} \quad (3.20)$$

$$h_{f3} = 4\lambda \frac{L_t}{d_t} \cdot \frac{\gamma v_3^2}{2g} \cdot \frac{\pi d_t^2}{4} = \xi (W_m + W_s) \frac{v_3}{2g} \quad (3.21)$$

$$h_{fd} = (1 - \zeta_d) \frac{v_3^2}{2g} \quad (3.22)$$

여기서 λ 는 摩擦係數, $\xi = 4\lambda \frac{L_t}{d_t}$ 를 나타내며 또한 ζ_d 는 擴大部の 損失係數를 나타낸다. 따라서 式(3.19) ~ 式(3.22)의 結果를 各各 式(3.3), 式(3.5), 式(3.8) 및 式(3.10)에 代入하여 式(3.17)의 誘導過程과 同一하게 整理하면

$$N = \frac{-2 + \zeta_d - \xi + \frac{2M^2}{(1-R)(1+M)} + \frac{2}{R(1+M)^2} - \left(\frac{M}{\varphi_2(1-R)(1+M)^2} \right)}{2 - \zeta_d + \xi + \frac{2M^2}{(1-R)(1+M)} - \frac{2}{R(1+M)^2} + \left(\frac{1}{\varphi_1 R(1+M)} \right)^2} \quad (3.23)$$

그런데 液体用 이젝터의 效率은 一般的으로 다음과 같이 나타낸다.

$$\eta = \frac{\gamma_s Q_s (P_d - P_s)}{\gamma_m Q_m (P_m - P_d)} = \frac{Q_s (P_d - P_s)}{Q_m (P_m - P_d)} \quad (3.24)$$

式(3.24)에 式(3.11) 및 式(3.16)을 대입하면 效率은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta = M \cdot N \quad (3.25)$$

그러므로 吸入流量과 驅動流量의 合에 대한 噴口에서의 레이놀즈 數를 알면 式(3.17)에 의하여 流量比 M 을 파라미터로 하여 面積比 R 과 壓力比 N 의 關係 ($R-N$ 曲線)으로서 液體用 이젝터의 性能을 나타낼 수 있다.

3.2 性能限界

이상과 같은 方法에 의한 液體用 이젝터의 性能計算은 $R-N$ 曲線상의 거의 全영역에 대하여 計算이 可能하지만 이들중 工學的으로 意味를 갖게 되는 限界영역이 存在하게 된다.¹²⁾

驅動노즐 出口端과 下流側 噴口 出口端, 그리고 벽면으로 둘러 싸인 콘트롤 볼륨을 假想하고, 驅動노즐의 出口端에서 이 콘트롤 볼륨에 流入하는 吸入流體의 保有運動量을 無視할 경우, 이 콘트롤 볼륨내의 諸般 流體力學的 損失 때문에 驅動노즐 出口端에서 驅動流體가 保有하는 運動量은 下流側 噴口端에서 混合된 流體 ($Q_m + Q_s$)가 保有하는 運動量에 比하여 커야 된다. 이를 式으로 表現하면

$$\rho_1 Q_m v_1 \geq \rho_3 (Q_m + Q_s) v_3 \quad (3.26)$$

이다. 여기서 ρ_1 [kg/m³]과 v_1 [m/s]는 驅動노즐 出口端에서 驅動流體의 密度와 斷面平均流速이며, ρ_3 [kg/m³]과 v_3 [m/s]는 下流側 목部端에서의 混合된 流體의 平均密度 및 斷面平均流速을 意味한다. 그리고 물 또는 原油 (Crude oil) 등과 같이 近似的으로 非壓縮性인 流體의 경우는 $\rho_1 = \rho_3$ 이므로 式 (3.11)의 $M = Q_3 / Q_m$, 式 (3.12)의 $R = A_n / A_t$ 를 利用하면 다음과 같이 된다.

$$1 \geq f \cdot R \cdot (1 + M)^2 \quad (3.27)$$

式 (3.27)의 係數 f 는, 式 (3.26)과 比較할때, $f = 1.0$ 이 되지만 이 f 값을 實驗을 통하여 正確히 追跡함으로써, 液體用 이젝터의 無次元 性能曲線 ($R - N$ 曲線)에 좀더 明確한 作動限界의 表現이 可能하다고 생각된다.

한편 Oshima⁸⁾는 液體用 이젝터에 있어서 最適의 목部길이 L_t 를 얻기 위하여 목部에서의 混合流體의 레이놀즈 數가 ($0.094 \sim 2.500$) $\times 10^6$ 의 範圍에 關하여 亂流狀態로서 混合이 進行되는 목部에서의 速度 變動分에 의한 附加應力을 생각하였다. 먼저 混合이 개시되는 목의 入口에 있어서 代表 亂流스케일로서 驅動노즐의 出口直徑 d_n 을, 代表 平均流速으로서 ($v_1 - v_2$)를 취하면 겉보기 動粘性係數는

$$\varepsilon' = c' d_n (v_1 - v_2) \quad (3.28)$$

라고 할 수 있으며 목의 出口에서는 代表 亂流스케일로서 목의 直徑 d_t 를, 代表 流速으로서 v_3 를 取하면 겉보기 動粘性係數는

$$\epsilon'' = c'' d_t v_3 \quad (3.29)$$

로 表現할 수 있다.

式 (3.14) 와 式 (3.15) 를 利用하여 ϵ' 과 ϵ'' 의 比를 整理하면

$$\frac{\epsilon''}{\epsilon'} = \frac{c''}{c'} \frac{2(1+M)}{\sqrt{R} \left(\frac{1}{R} - \frac{M}{1-R} \right)} \quad (3.30)$$

따라서 Oshima⁸⁾ 은 液體用 이젝터의 實驗을 통하여 最高效率點에 대하여 다음식이 成立함을 提示하고,

$$Y = \frac{\epsilon''/\epsilon'}{2 \cdot c''/c'} = \frac{(1+M)}{\sqrt{R} \left(\frac{1}{R} - \frac{M}{1-R} \right)} \quad (3.31)$$

全 實驗범위에 있어서 液體用 이젝터가 最高效率를 갖는 狀態에서 平均적으로 $Y = 1.75$ 가 됨을 밝히고 있다. 液體用 이젝터의 作動限界 (Working Limit) 를 나타내는 式 (3.27) 과 最高效率點을 나타내는 式 (3.31) 은 거의 類似한 傾向을 나타낸다. 즉, 式 (3.31) 의 분모에 있어서 2次項인 $M/(1-R)$ 을 無視하고 式 (3.31) 의 양변을 제곱하면 式 (3.27) 과 같은 形態로 $Y^2 = R(1+M)^2$ 이 되는 것을 알 수 있다.

第4章 實驗裝置 및 實驗方法

4.1 實驗裝置

Fig.4 에 實驗裝置 全體 配置圖를 나타내었으며 Fig.5 는 實驗裝置 全景을 나타낸다. 먼저 實驗流體인 常溫의 물은 탱크(1)로 부터 驅動펌프로 吸入되어 바이패스 라인에 의하여 流量이 調節된 다음, 流量計를 거쳐 流量이 測定되고, 實驗用 이젝터의 驅動·노즐측으로 流入된다. 한편, 驅動流量에 의하여 形成되는 吸入室內의 負壓으로 인하여 流入하게 되는 吸入流體는 탱크(1)로 부터 流量計를 거쳐 流量이 測定된 다음, 마찬가지로 이젝터에 吸入된다. 이젝터로부터 吐出된 作動流體는 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 별도로 設置되어 있는 탱크(2)로 流入된다. 이 두개의 물탱크 사이에는 별도의 循環水펌프가 設置되어, 이 펌프와 두 탱크 사이에 設置된 均壓 라인에 의하여 實驗중에는 탱크(1)의 水位를 一定히 하여 吸入揚程이 소정의 값으로 均一하게 維持하였다.

實驗用 이젝터는 直立形을 使用하였으며, 그림에서 보는 바와 같이 6개의 이젝터 各部靜壓을 測定할 수 있는 壓力孔이 設置되어 大氣壓에 開放된 마노미터에 連結되어, 이젝터內의 壓力 發達過程을 觀察하거나 必要한 壓力을 測定할 수 있게 하였다.

實驗中 驅動壓力의 調整은 驅動펌프 出口側 바이패스 밸브와 流量計 전후에 設置된 밸브의 開度調節에 의하여 이루어지고, 吸入壓力은 吸入라인 상의 流量計 出口側 밸브의 開度調節에 의하여, 吐出

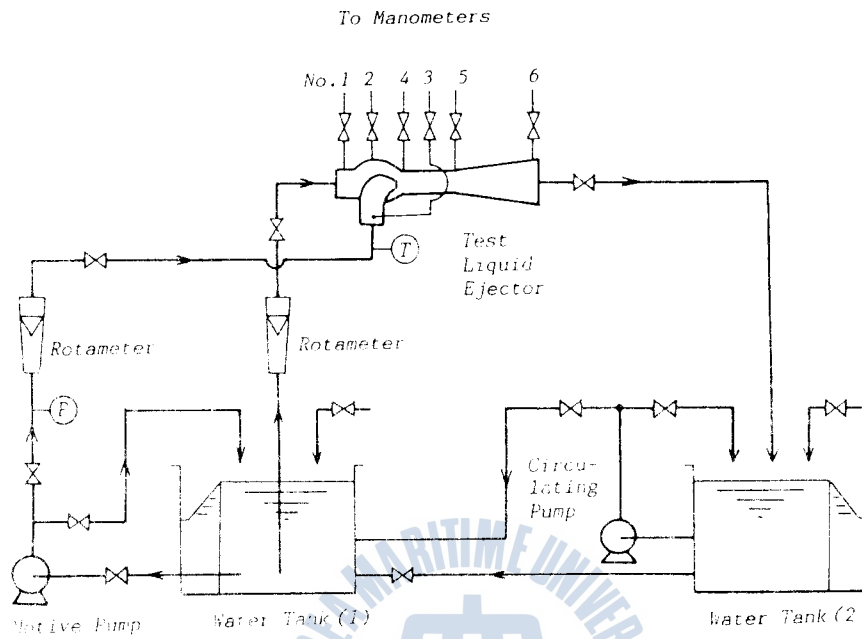


FIG. 4 SCHEMATIC DIAGRAM OF EXPERIMENTAL APPARATUS

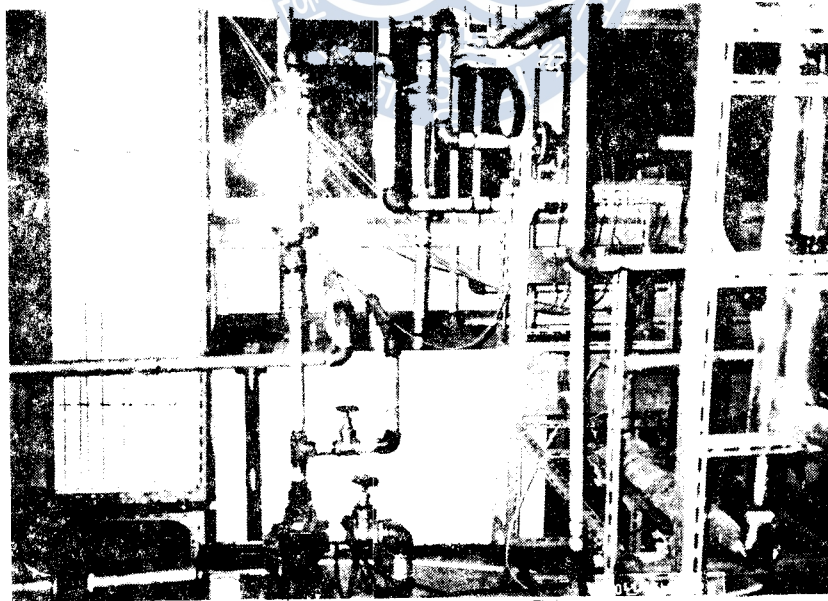


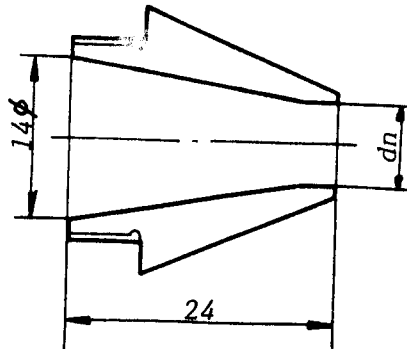
FIG. 5 PHOTO OF EXPERIMENTAL APPARATUS

壓力的調節은 出口側 밸브의 開度調節에 의하였으며, 이들에 따라서 各 流量도 調節이 可能하게 된다.

4.1.1 實驗用 이젝터

Fig.6 및 Fig.7은 驅動노즐 및 實驗用 이젝터의 치수를 나타내었으며 Fig.8은 實驗用 이젝터 및 壓力孔을 나타내었다. 本 實驗用 이젝터의 全長은 384 mm, 목部길이는 73 mm, 89 mm이며, 擴大部 擴大角은 10° , 擴大部 길이는 180 mm이다. 그리고 驅動部 入口프렌지 內徑은 32 mm ϕ , 吸入側은 40 mm ϕ , 出口側은 50 mm ϕ 이다.

液體用 이젝터의 效率를 決定짓는 壓力比 및 驅動流量과 吸入流量과의 比인 流量比는, 面積比에 의하여 가장 큰 영향을 받기 때문에 面積比는 가장 重要한 要素가 된다. 따라서 本 實驗에서는 목部 斷面積에 대한 驅動노즐 出口斷面積의 比로 表現되는 面積比가 液體用 이젝터의 性能에 미치는 영향을 檢討하기 위하여, 驅動노즐의 出口側 直徑이 7.0 mm ϕ , 7.9 mm ϕ , 8.7 mm ϕ , 10.0 mm ϕ 의 4 가지 경우에 대하여 實驗을 행하였으며 各各의 경우에 있어서 面積比는



$dn(mm) : 7.0, 7.9, 8.7, 10.0$

FIG.6 DIMENSION OF TEST NOZZLE

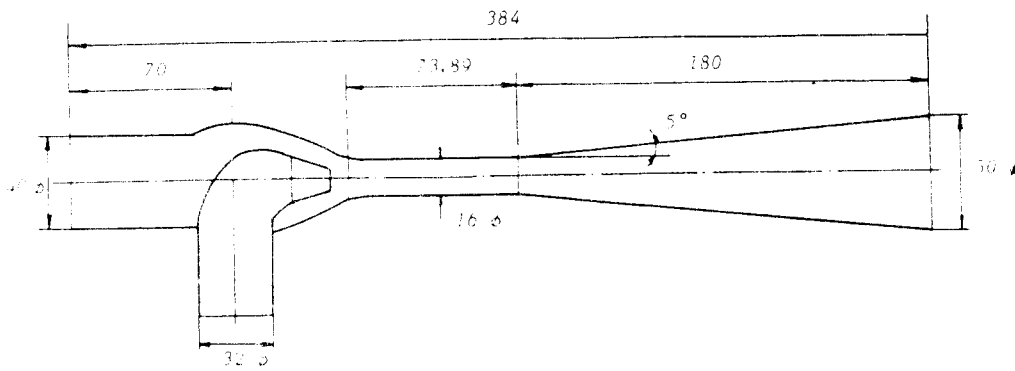


FIG.7 DIMENSION OF TEST LIQUID EJECTOR

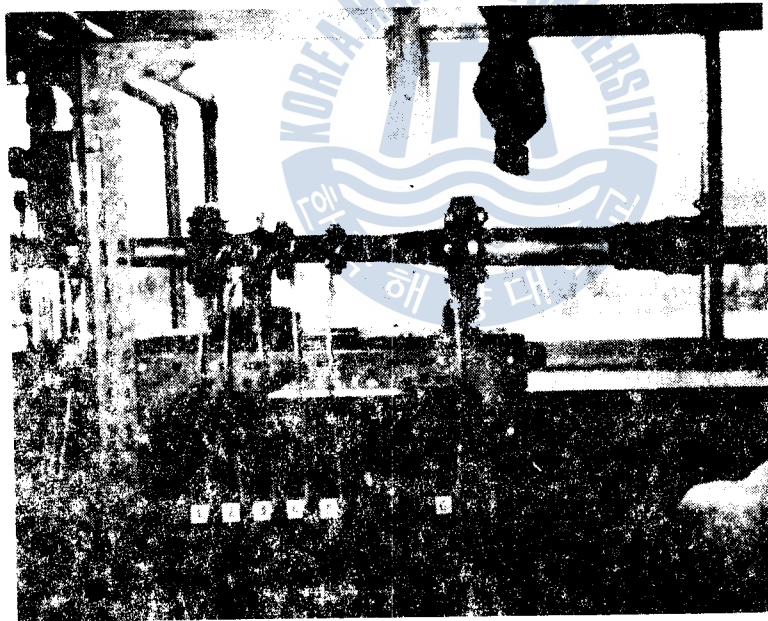


FIG.8 PHOTO OF TEST LIQUID EJECTOR

0.1914, 0.2438, 0.2957, 0.3906 이었다.

또한 노즐을 바꾸어 가며 實驗을 행할 수 있도록 노즐에 나사 부를 만들어 노즐의 交換을 用利하게 하였고, 實驗用 이젝터의 吸入室과 목 入口사이는 프랜지로 연결하여 그 사이에는 물이 새지 않게 고무패킹을 設置하였다.

목部 길이는 液體用 이젝터의 性能에 重要한 影響을 미치게 된다. 따라서 本 實驗에서는 목部 길이를 73.0 mm와 89.0 mm의 두가지 경우를 採擇하였으며 各各의 경우에 있어서 목部 直徑에 대한 목部 길이의 比로 表現되는 無次元化한 목部 길이는 4.5625 및 5.5625 이었다.

一般的으로 많은 研究結果로 부터 목部 길이는 (5.0~6.0)dt 로 提案되고 있으며,^{5,6)} 목의 길이가 길면 流體의 混合이 목部分에서 完全히 이루어지는 반면에 흐름이 긴 목을 通過하는 동안 損失이 增加하게 된다.^{14,15)} 그러나 목의 길이가 짧아지면 流體의 混合이 不完全한 狀態에서 디퓨저 擴大部에 이르게 되므로 이젝터 效率을 低下시키는 原因이 된다.^{16,17)} 따라서 液體用 이젝터의 設計에 있어서 最適의 목部 길이를 採擇하는 것은 상당히 重要하다.

이에 관하여 Oshima⁸⁾ 는 목의 最適길이를 決定하기 위한 實驗을 레이놀즈數가 $R_e = 9.4 \times 10^4 \sim 2.5 \times 10^6$ 의 범위에 대하여 행하였다. 本 論文에서는 Oshima의 實驗結果의 平均값을 취하여 Fig.9에 整理하고, 이를 最小自乘法으로 처리하여 목부의 레이놀즈數 變化에 따른 最適의 無次元 목部 길이를 推定할 수 있도록 하였다. 또한

Ichigawa¹⁸⁾ 는 목부의 直徑에 대한 목부 長이의 比가 (2.5 ~ 4.0) 程度에서 좋은 實驗結果를 얻고 있다.

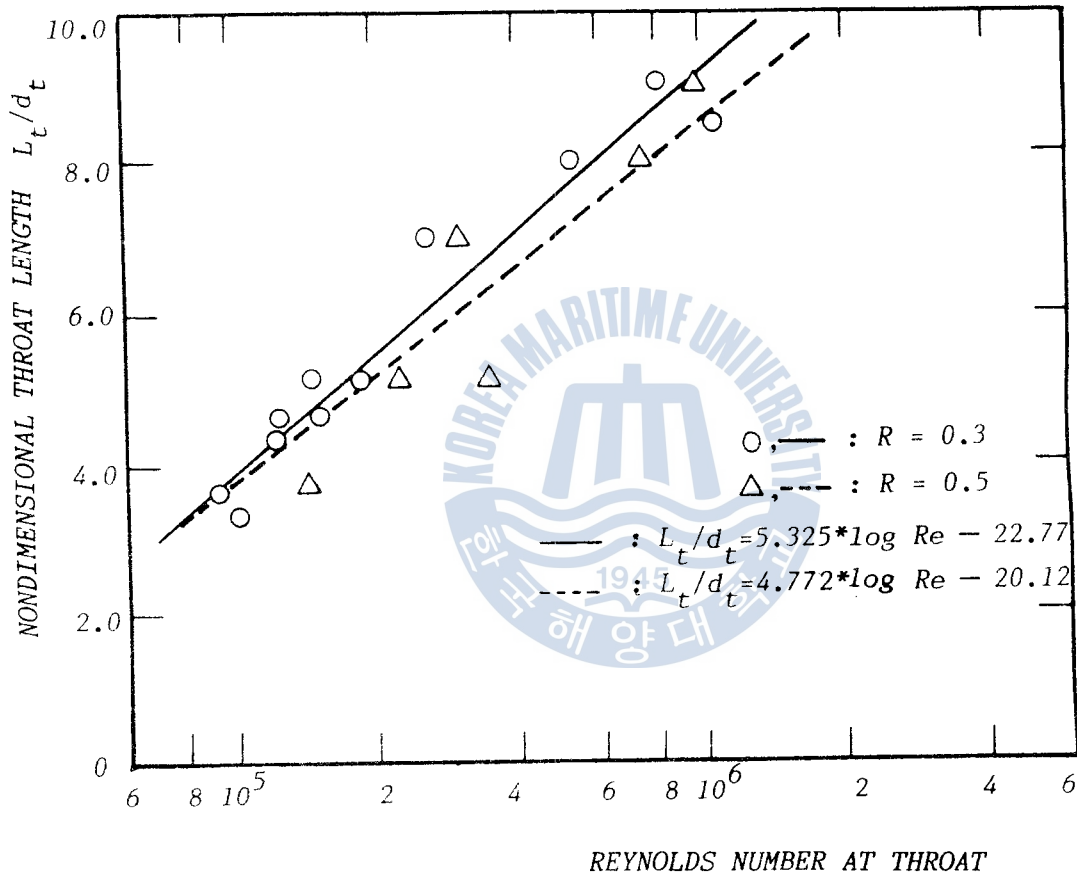


FIG.9 OPTIMAL THROAT LENGTH TO REYNOLDS NUMBER AT THROAT

한편, 驅動노즐 出口에서 목入口까지의 거리는 液體用 이젝터의 성능을 決定하는 또 하나의 重要的 因子이다.

이에 관하여 Ueda⁵⁾는 實驗的 結果로 부터

$$\frac{A_n}{A_t} + \frac{A_o}{A_t} = 1.1 \quad (4.1)$$

을 提示하고 있다. 여기서 $A_o = A_1 - A_n$ 을 나타낸다.

그러므로 吸入室의 形狀이 決定되면 위 式에서 驅動노즐 出口와 목入口間의 最適거리를 決定할 수 있다.

또한, 驅動流體와 吸入流體의 混合이 完了되어 所定の 必要的 吐出 壓力까지 壓力回復이 이루어지는 디퓨저 擴大角은 一般的인 圓管의 斷面積 變化에 따른 擴大部 損失이 最小化 되도록 決定할 必要가 있다. 本 實驗에서는 디퓨저 擴大角을 10° 로 정하였으며 그에 따른 損失係數는 0.17 이다. 한편, 縮小部와는 달리 擴大部에서는 角度에 의한 摩擦損失 및 剝離現象 (Seperation) 도 고려하여야 한다.^{19,20)}

4.1.2 測定裝置

驅動壓力, 吸入壓力, 목入口 및 出口壓力, 吐出壓力 등을 測定하기 위하여 Fig.4 에서 보는 바와 같이 實驗用 이젝터 측면에 No.1 ~ No.6 까지 直徑 1.0 mm ϕ 의 구멍을 뚫어 外徑 1.0 mm ϕ 의 注射針을 設置하여 이를 各各 한쪽이 大氣壓에 開放된 마노미터에 連結함으로써 各部靜壓을 測定할 수 있도록 하였다. 吸入室內의 壓力은 No.2

液體用 이젝터 性能의 CAD와 實驗 結果와의 比較에 關한 研究

壓力孔으로 부터, 驅動노즐 入口壓力은 No.3 壓力孔으로부터, 吐出 壓力은 No.6 壓力孔으로부터 各各 檢出되며, 목部에서의 壓力變化를 測定하기 위한 목 入口 및 出口壓力은 各各 No.4, No.5 壓力孔으로 부터 檢出된다.

또한 液體用 이젝터의 性能을 計算하기 위하여 作動流體의 物성치를 알아야 하는데, 本 實驗에서는 驅動노즐 入口部에서 測定한 作動流體의 溫度에 대하여 必要한 物성치를 計算하였다. 즉 驅動노즐 入口部에 直徑 1.0 mm ϕ 의 구멍을 뚫어 여기에 精密히 檢定된 C-C 열전대를 流路 中心部까지 插入한 후 密封계로 密封하였다. 이 열전대 및 流路 中心部에 溫度計의 錫子와 連結하여 實驗중 물의 溫度變化를 測定하도록 하였으며, 이 測定結果를 檢定된 標準溫度로 換算함으로써 實驗상 正確히 물의 溫度變化를 測定하였다. Fig.10에 溫度 檢定結果를 나타내었다.

또한 驅動流體의 吸入流量을 測定하기 위하여 驅動側과 吸入側에 各各 錫子式 流量計를 Fig.11에서 보는 바와 같이 設置하였다. 驅動側 流量計의 범위는 1.0 ~ 10.0 (cc/hr)이고 吸入側 流量計의 범위는 0.0 ~ 0.0 (cc/hr)이며 各各의 流量計는 Fig.4에서 보는 바와 같이 一定時間 동안에 수병 水位의 上昇速度와 流量計의 示數를 比較함으로써 正確하게 檢定하였으며, 各 流量計 前後의 밸브를 閉鎖함으로써 作動流體가 流量計 通過중에 氣泡가 含有되지 않도록 하였다. Fig.12는 驅動側 流量計의 檢定結果를 나타내고 있으며, Fig.13은 吸入側 流量計의 檢定結果를 나타내고 있다.

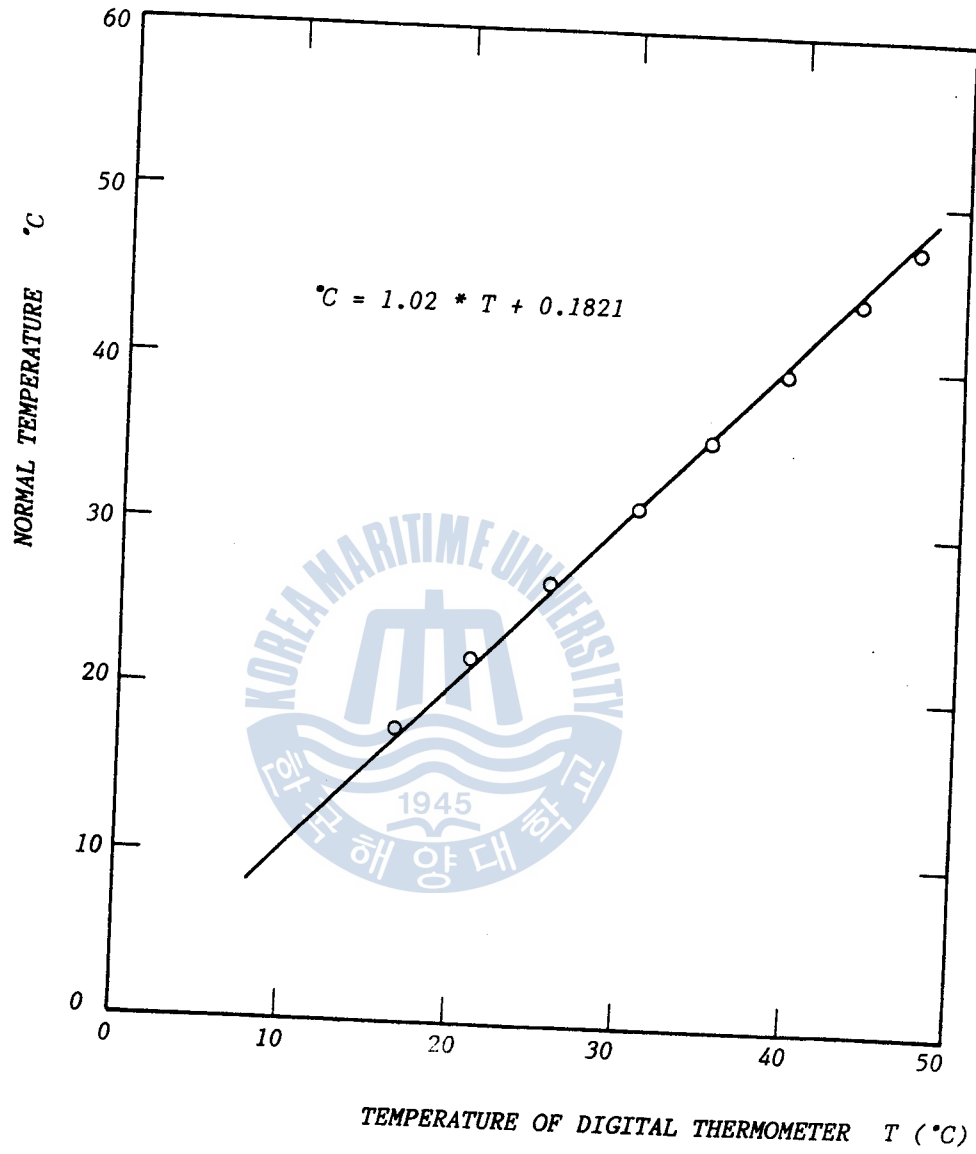


FIG.10 CALIBRATION RESULTS OF DIGITAL THERMOMETER

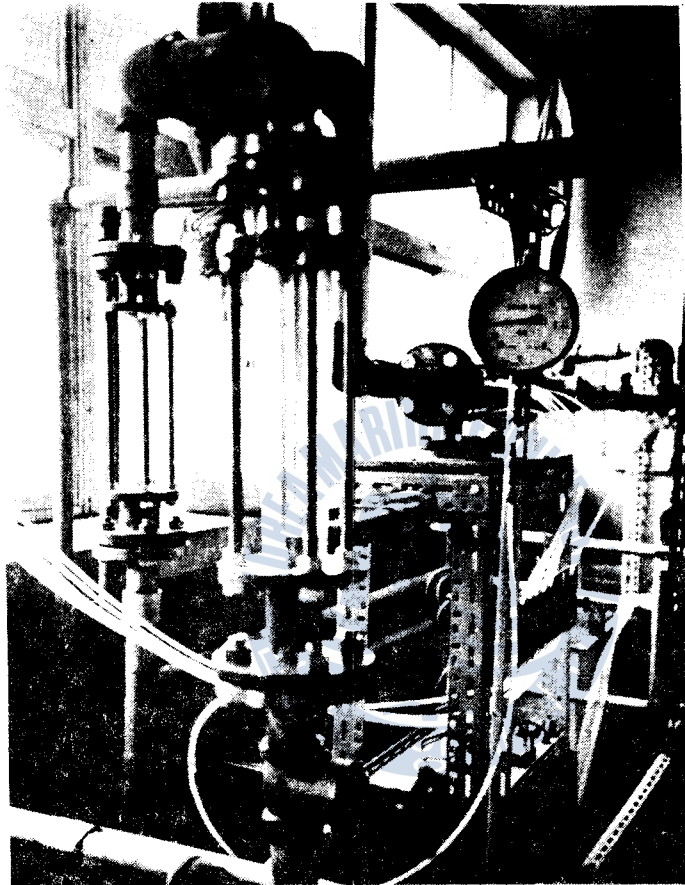


FIG.11 PHOTO OF DRIVING FLOWMETER AND SUCTION
FLOWMETER

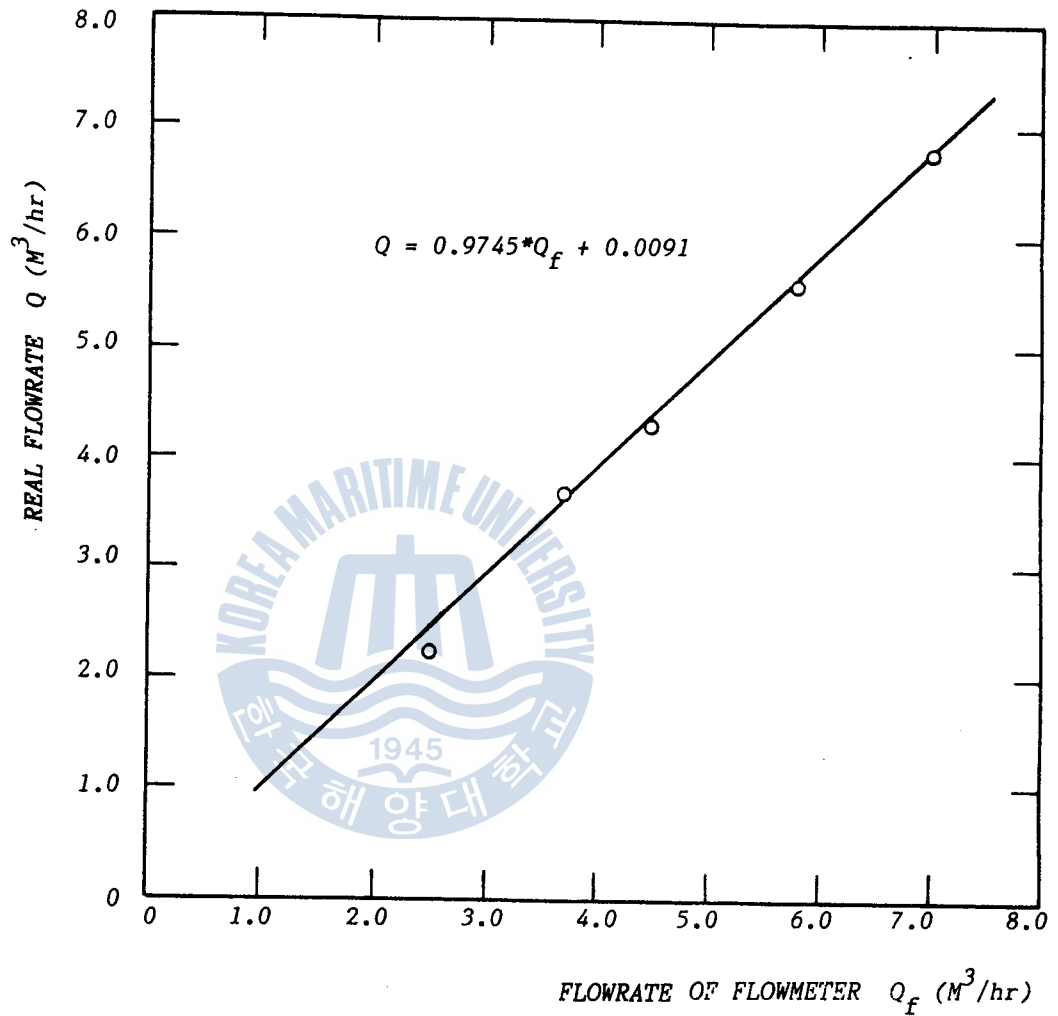


FIG.12 CALIBRATION RESULTS OF DRIVING FLOWRATE MEASURING FLOWMETER

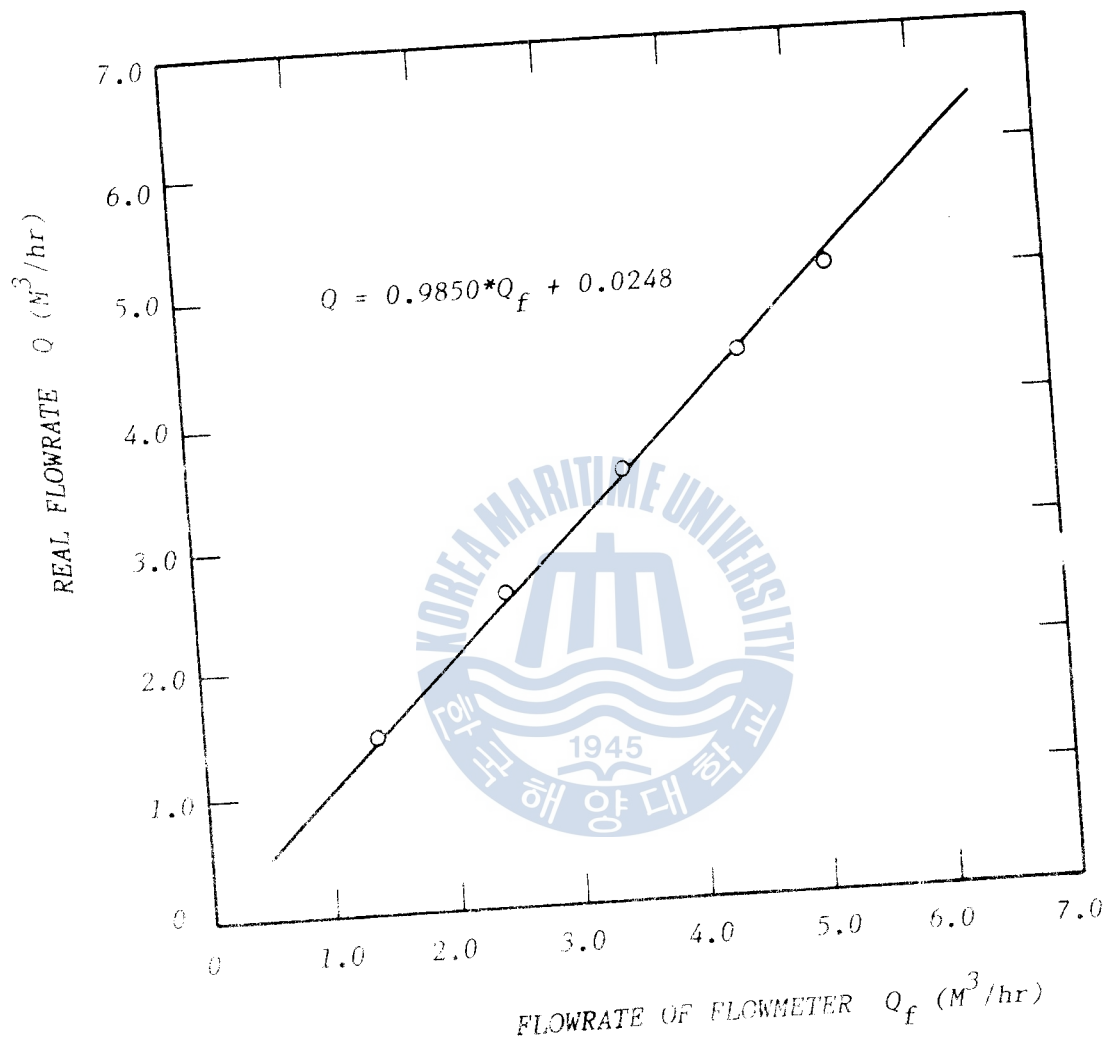


FIG. 13 CALIBRATION RESULTS OF SUCTION FLOWRATE MEASURING FLOWMETER

4.2 實驗方法

實驗은 Fig.4 에서 보는 바와 같이 水탱크(1) 및 水탱크(2)의 水位, 吸入 및 驅動流量, 各部의 壓力을 一定히 維持하는 定常狀態하에서 行하였다.

먼저 목部에서의 레이놀즈數를 파라미터로 하여 面積比 및 목部 길이의 變化에 따른 實驗을 레이놀즈數가 $(0.93 \sim 2.07) \times 10^5$ 의 범위에서 流量比M을 變化시켜가면서 行하였다.

또한 驅動流量을 바이패스 밸브로 調節하여 驅動壓力을 一定히 維持한 狀態에서 吐出側 밸브를 調節하여 吸入流量을 變化시켜 가면서 그에 따른 吐出壓力 變化에 대한 實驗을 各各의 面積比에 대하여 行하였다.

그리고 吸入流體의 流量을 “0”으로 하는 狀態 즉, 無負荷實驗을 하여 驅動流量의 變化에 대한 吸入室의 眞室壓力 變化를 各各의 面積比에 대하여 測定하였으며, 式 (3.26) 또는 式 (3.27)에서 提示한 바와 같이 吐出壓力을 降下시켜 갈 경우의 可能 最大吸入流量 (性能限界)에 관한 實驗을 별도로 行하였다.

이상과 같은 實驗은 面積比 및 목部の 길이가 이상의 사항에 미치는 影響을 分析하기 위하여 行한 것으로, 4.1.1節에서 記述한 바와 같이, 面積比는 0.1914, 0.2438, 0.2957, 0.3906 에 대하여, 無次元 목部 길이는 4.5625 와 5.5625 의 경우에 대하여 實驗을 하였다.

第5章 實驗結果 및 考察

5.1 레이놀즈數의 影響

Fig.14는 面積比 R 을 0.2438로 一定하게 維持하였을 경우 목部의 레이놀즈數의 變化에 따른 實驗을 行하여 이를 流量比 M 의 變化에 따른 壓力比 및 效率의 관계로 나타낸 것이다. 그림상에서 알 수 있는 바와 같이 流量比가 增加함에 따라 壓力比는 減少하고 있음을 알 수 있으며 效率은 대체로 增加한다는 事實을 알 수 있다.

또한 목部에서의 레이놀즈數가 增加함에 따라 壓力比 및 效率은 대체로 增加하는 傾向을 나타내고 있다. 이는 一般的으로 管内의 亂流흐름狀態에 있어서 레이놀즈數가 增加함에 따라 損失係數는 레이놀즈數의 $1/4$ 乘에 反比例한다는 Blasius 式으로 부터 목部에서의 레이놀즈數가 增加함에 따라 一定길이의 목部分을 흐르는 동안 損失이 減少하게 되고, 따라서 이젝터의 效率이 增加하게 된다.

本 實驗結果에 의하면 面積比 $R = 0.2438$ 의 경우는 流量比 $M = 0.7 \sim 0.8$ 程度에서 最高效率을 나타내고 있으며, 약 26% 程度임을 알 수 있다.

Fig.15는 一般的으로 液體用 이젝터의 設計에 應用되는 面積比 $R = 0.3$ 程度에 대한 實驗結果를 나타내고 있으며, Fig.16은 面積

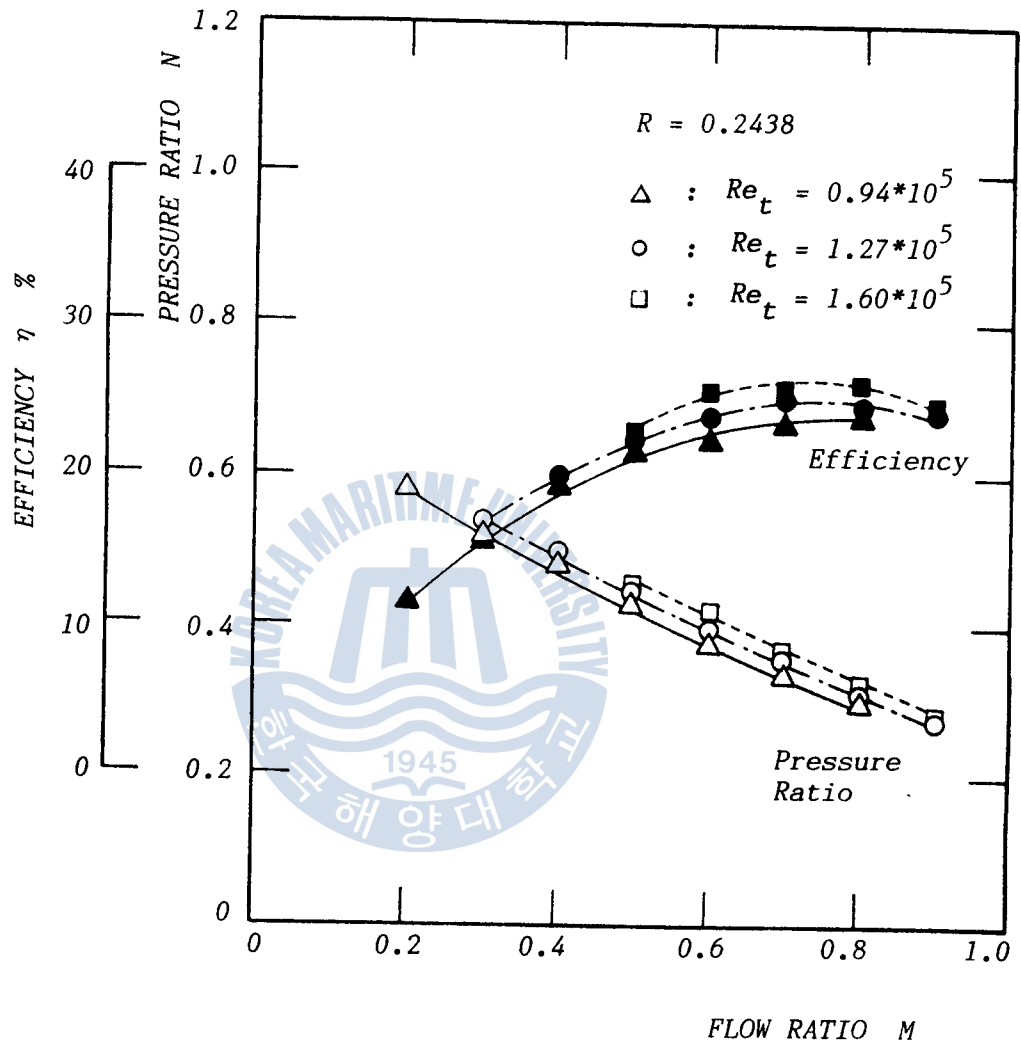


FIG.14 INFLUENCE OF REYNOLDS NUMBER ($R = 0.2438$)

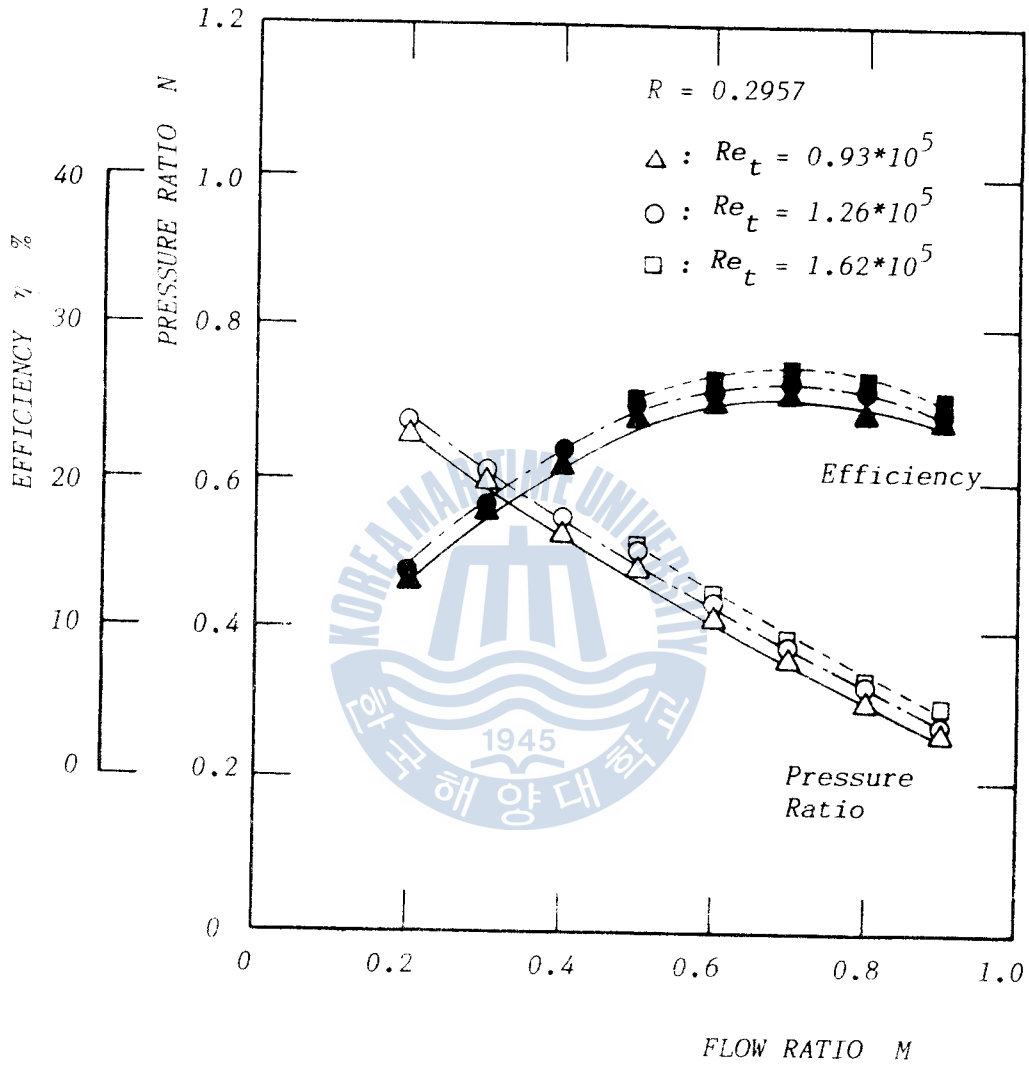


FIG.15 INFLUENCE OF REYNOLDS NUMBER ($R = 0.2957$)

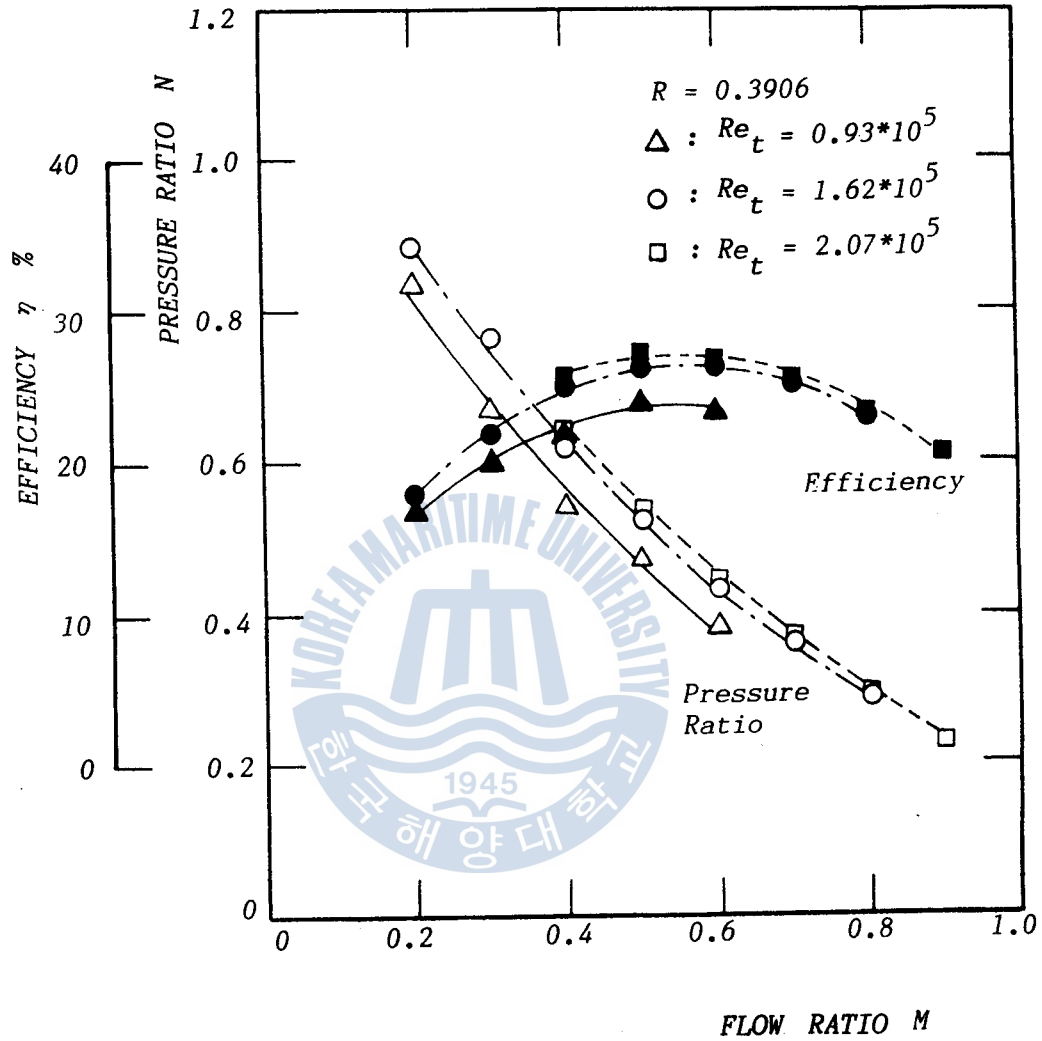


FIG.16 INFLUENCE OF REYNOLDS NUMBER ($R = 0.3906$)

液體用 이젝터 성능의 CAD와 實驗 結果와의 比較에 關한 研究

比 $R = 0.3906$ 의 경우에 있어서 목부 레이놀즈數 變化에 대한 壓力比 및 效率의 關係를 나타내었다.

Fig.15, Fig.16은 Fig.14에서와 마찬가지로 목부에서의 레이놀즈數가 增加함에 따라 壓力比 및 效率이 대체로 增加하는 傾向을 보이며 面積比 $R = 0.2957$ 의 경우는 流量比 $M = 0.6 \sim 0.7$ 程度에서 最高效率을 나타내고 있으며, 面積比 $R = 0.3906$ 의 경우는 流量比 $M = 0.5 \sim 0.6$ 程度에서 最高效率을 나타내고 있음을 알 수 있다.

또한 각 面積比에 있어서 流量比가 最適値를 넘어서게 되면 流量比 增加에 따라 吸入流量이 增加하게 되므로 목부에서 驅動流体와 吸入流体 사이의 混合過程에 있어서 運動量傳達로 인한 損失이 增加하기 때문에 效率이 減少하게 된다.

Fig.17은 목부의 레이놀즈數 1.26×10^5 , 無次元 목부 길이를 4.5625로 固定시켰을 경우에 面積比 變化에 따른 壓力比의 變化를 流量比 M 을 파라미터로 하여 CAD에 의한 結果와 實驗結果를 比較한 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 CAD에 의한 結果와 實驗結果는 比較的 잘 一致하고 있으며 流量比가 $M = 0.6$ 을 넘어서게 되면 流量比 增加에 따른 목부에서의 混合 損失係數로서 最適値를 採擇한 CAD의 結果에 대하여 實驗상의 混合過程에 의한 損失이 크기 때문에 CAD에 의한 結果에 대하여 實驗結果는 다소 적게 나타남을 알 수 있다. 또한 面積比 R 이 클수록 流量比 M 의 增加에 따라 壓力比는 급격히 減少하게 됨을 알 수 있다.

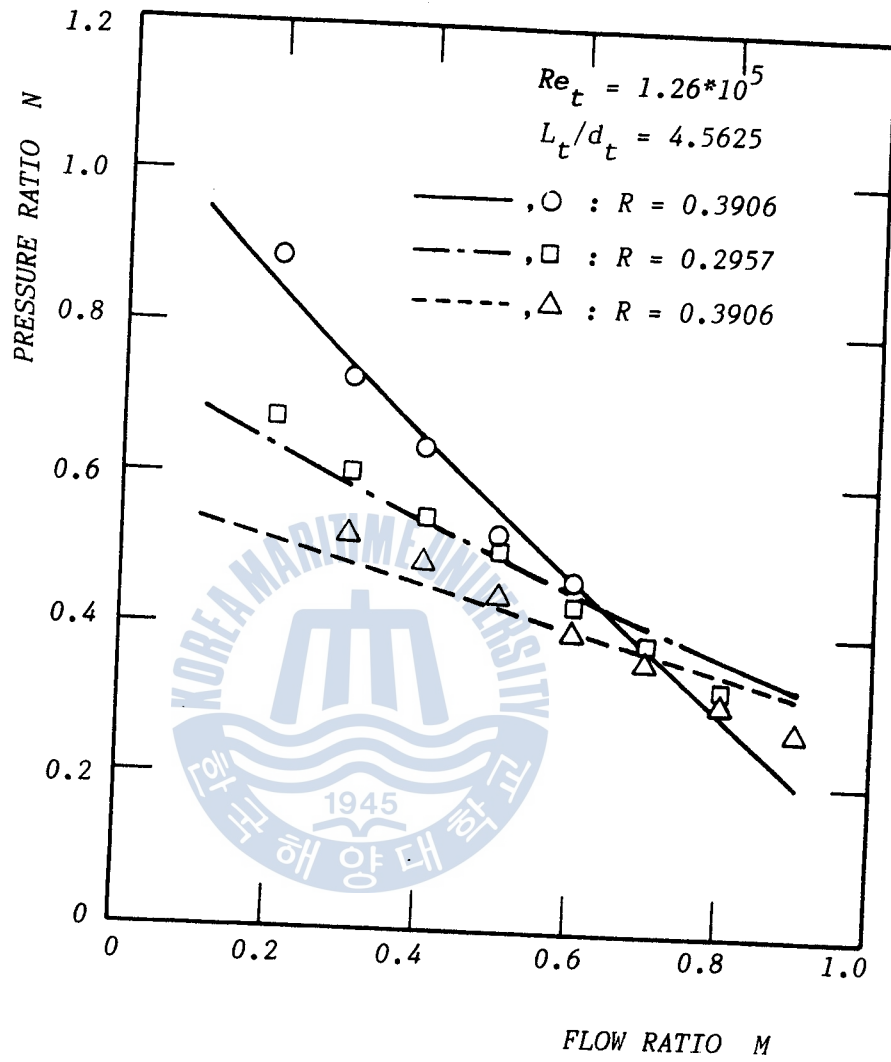


FIG.17 EFFECT OF AREA RATIO TO PRESSURE RATIO
($Re_t = 1.26 \cdot 10^5$, $L_t/d_t = 4.5625$)

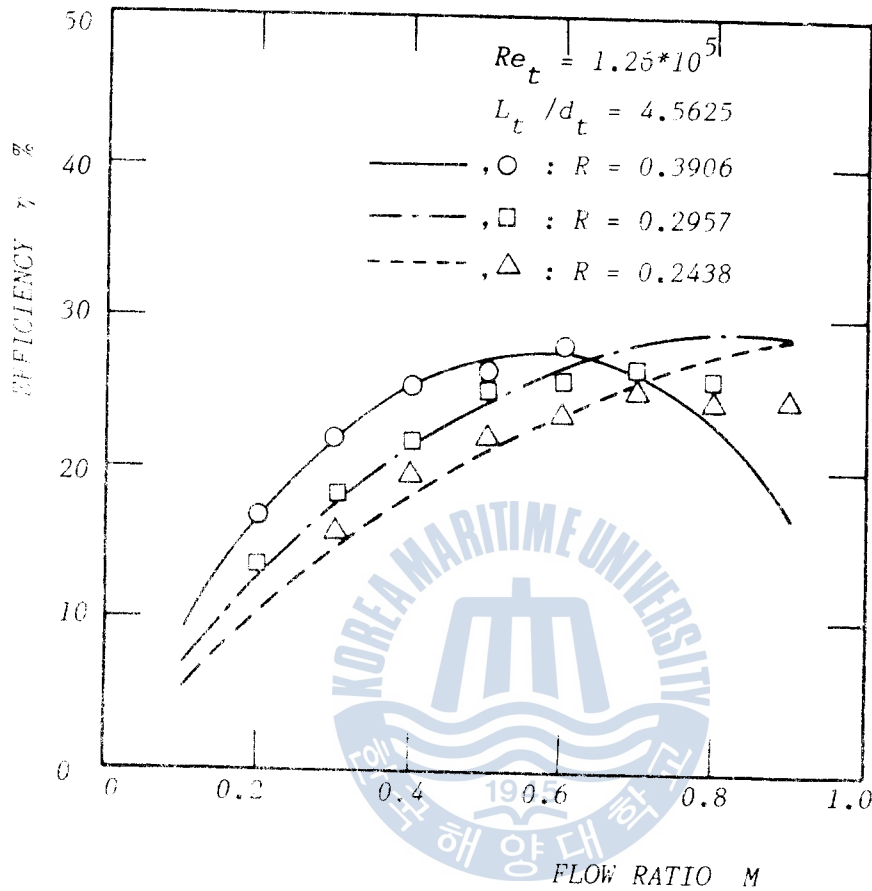


FIG.18 EFFECT OF AREA RATIO TO EFFICIENCY
 ($Re_t = 1.26 * 10^5$, $L_t / d_t = 4.5625$)

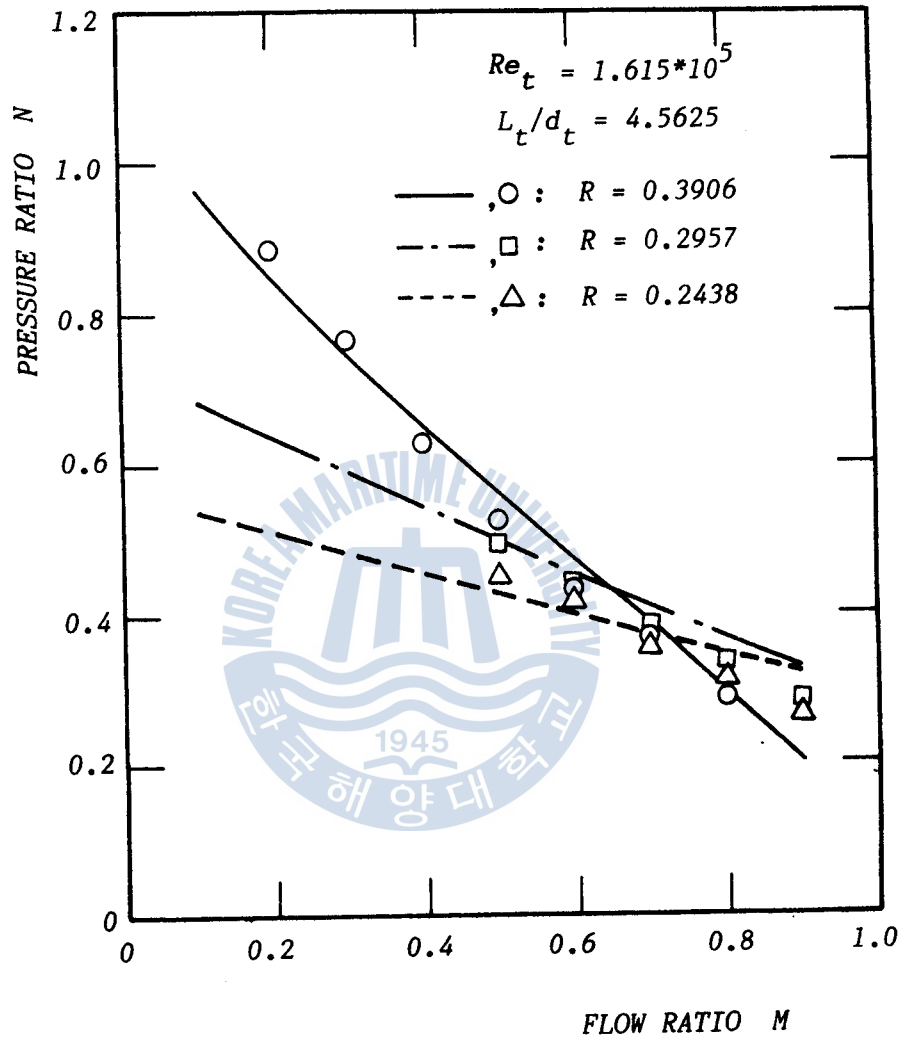


FIG. 19 EFFECT OF AREA RATIO TO PRESSURE RATIO
($Re_t = 1.615 * 10^5$, $L_t/d_t = 4.5625$)

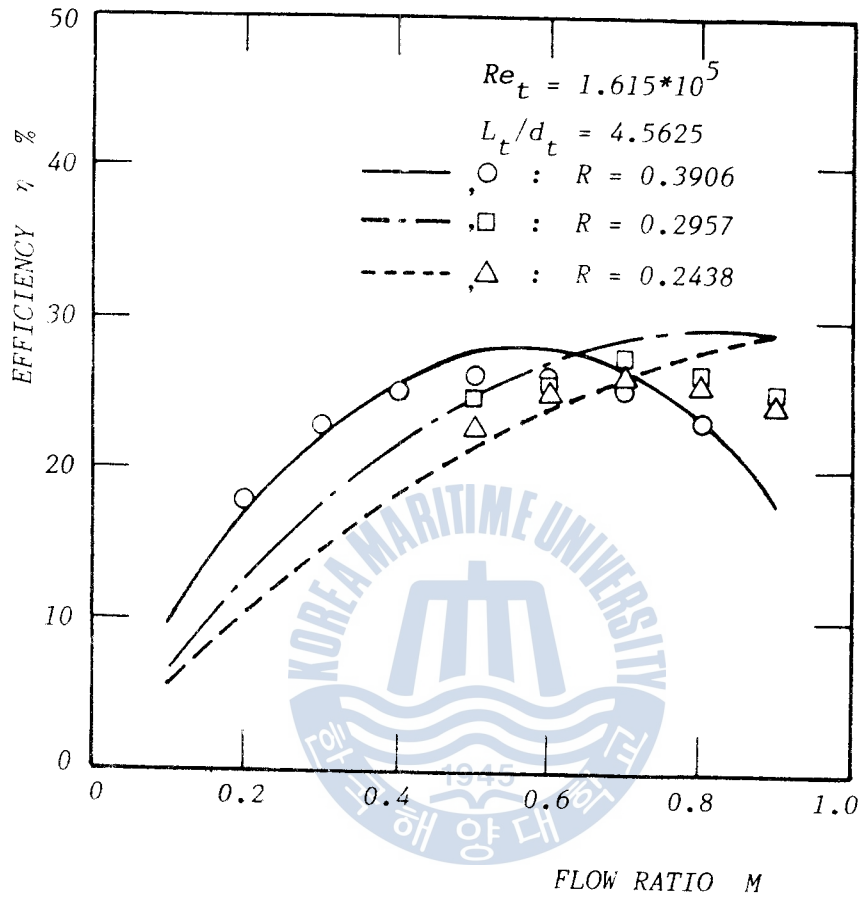


FIG. 20 EFFECT OF AREA RATIO TO EFFICIENCY
($Re_t = 1.615 * 10^5$, $L_t/d_t = 4.5625$)

Fig.18 은 Fig.17 의 경우에 대하여 效率의 變化를 나타내었다. 그림상에서 CAD에 의한 結果와 實驗結果는 比較的 잘 一致하고 있음을 알 수 있으며, 목部の 레이놀즈數가 1.26×10^5 無次元 목部 길이가 4.5625 인 경우에 있어서는 流量比가 $M=0.6$ 이하에서는 面積比 $R=0.3906$ 의 경우가 가장 좋은 效率를 나타내고 있으며, 流量比가 이 범위를 넘어서게 되면 面積比 $R=0.2957$ 의 경우가 좋은 效率를 나타내고 있음을 알 수 있다.

Fig.19 및 Fig.20 은 목部の 레이놀즈數를 1.615×10^5 으로 一定하게 維持시켰을 경우로서 Fig.17, Fig.18 에서와 마찬가지로의 傾向을 나타낸다.

5.2 목部 길이의 影響

Fig.21 은 液体用 이젝터의 效率를 決定하는데 있어서 매우 重要的 驅動노즐 出口直徑에 대한 목部 길이의 影響을 알아보기 위하여, 面積比 $R=0.2438$ 으로서 목部 直徑에 대한 목部 길이의 比가 $L_t/d_t = 4.5625$ 와 $L_t/d_t = 5.5625$ 의 두가지 경우의 實驗結果를, 流量比 M 을 参数로 하여 壓力比 및 效率의 그래프 상에 CAD에 의한 結果와 比較하였다. 그림중의 實線은 목部 길이가 목部 直徑의 4.5625 배인 경우를, 點線은 이 값이 5.5625 배인 경우를 나타낸다. Oshima⁸⁾의 實驗結果에 의하면 목部の 레이놀즈數가 1.27×10^5 의 경우는 平均的인 最適의 無次元 목部 길이는 약 4.4 程度로서, 따라서 無次元 목部 길이가 4.5625 인 경우는

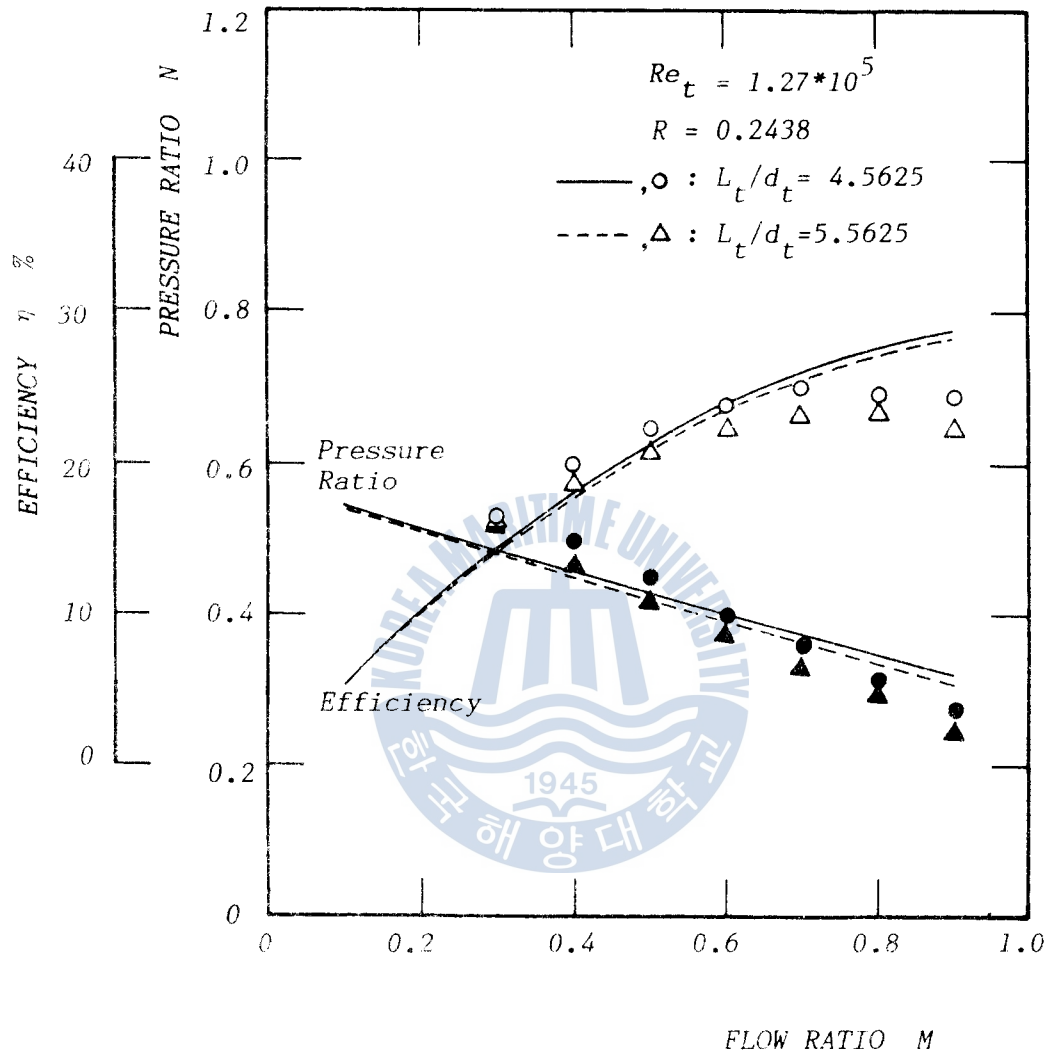


FIG.21 INFLUENCE OF THROAT LENGTH ON R - N CURVE
 ($Re_t = 1.27 * 10^5$, $R = 0.2438$)

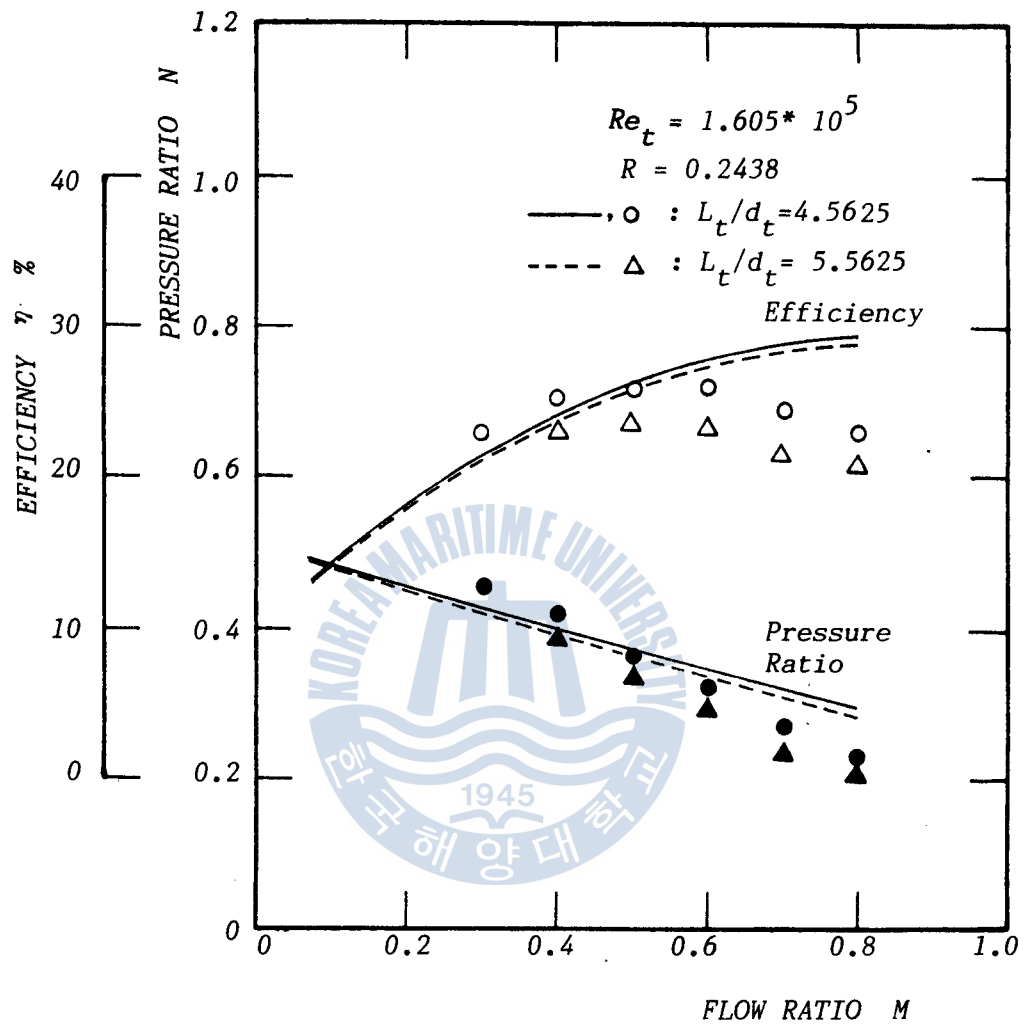


FIG.22 INFLUENCE OF THROAT LENGTH ON R - N CURVE
 ($Re_t = 1.605 * 10^5$, $R = 0.2438$)

液體用 이젝터 性能의 CAD와 實驗 結果와의 比較에 關한 研究

CAD에 의한 結果와 實驗結果는 比較的 잘 一致함을 알 수 있으나, 이 값이 5.5625 인 경우는 最適의 목部 길이로 부터 벗어나기 때문에 過多하게 긴 목을 通過하는 동안 摩擦損失등이 增加하기 때문에 壓力比 및 效率이 약간 떨어진다는 것을 알 수 있다.

Fig.22 는 Fig.21 과 마찬가지로 목部の 레이놀즈數를 $1,605 \times 10^5$ 으로 維持하였을 경우의 結果를 나타낸다.

一般的으로 목部 길이가 길 경우에는 混合이 完了된 流体가 목을 通過하는 동안 摩擦損失등이 增加하게 되므로 液體用 이젝터의 效率이 떨어지게 되며, 반면에 목의 길이가 짧은 경우에는 混合이 完全히 이루어지지 않은 狀態에서 디퓨저에 이르게 되므로 剝離現象에 의하여 效率이 떨어지게 된다.

Fig.23 은 面積比 $R = 0.3906$ 의 경우에 대한 無次元 목部 길이의 影響을 나타낸 그림으로서 實線은 無次元 목部길이가 4.5625 인 경우를, 點線은 그 값이 5.5625 인 경우를 나타낸다.

Oshima⁸⁾의 實驗結果에 의하면 面積比가 0.3 ~ 0.5의 범위에 있어서 목部の 레이놀즈數가 1.27×10^5 인 경우는 平均的인 最適의 無次元 목部길이는 약 4.4 程度이다. 그러므로 이 값이 5.5625 인 경우는 最適의 設計條件을 滿足시키지 못하기 때문에 最適狀態를 對象으로 하여 計算한 CAD結果로 부터 상당히 벗어나고 있음을 알 수 있다. 또한 Fig.21 과 Fig.23 에서 알 수 있는 바와 같이 同一한 목部の 레이놀즈數에 대하여 面積比가 적을수록 목部에서의 흐름이 高速을 維持하기 때문에 목部 길이의 變化에 따른 影響은

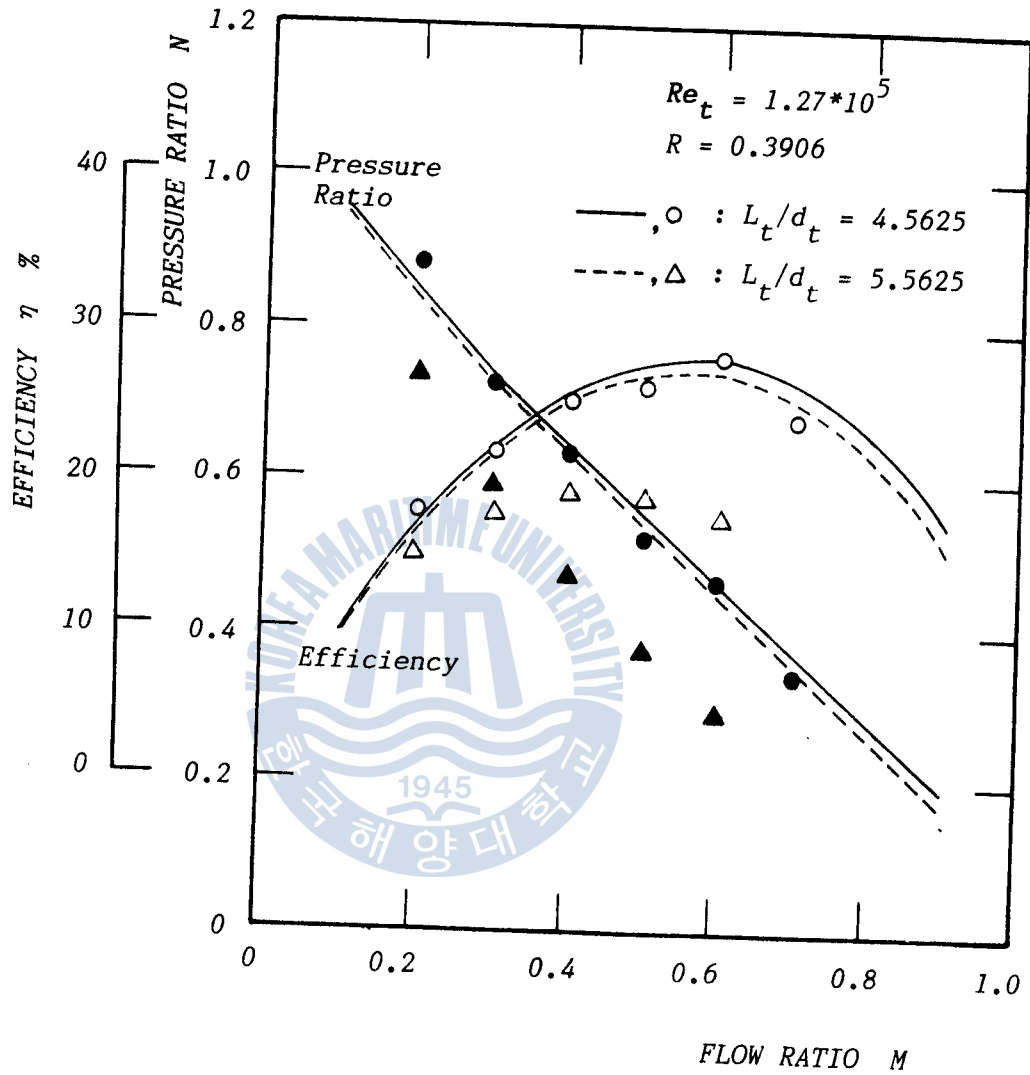


FIG. 23 INFLUENCE OF THROAT LENGTH ON R - N CURVE
 ($Re_t = 1.27 \cdot 10^5$, $R = 0.3906$)

적어진다.

Fig.24 와 Fig.25 는 마찬가지로 面積比 $R = 0.3906$ 의 경우에 있어서 無次元 목部 길이의 變化에 대한 影響을 나타낸 것으로 各 各 목部의 레이놀즈數가 1.615×10^5 및 1.815×10^5 의 경우에 대하여 나타내었다.

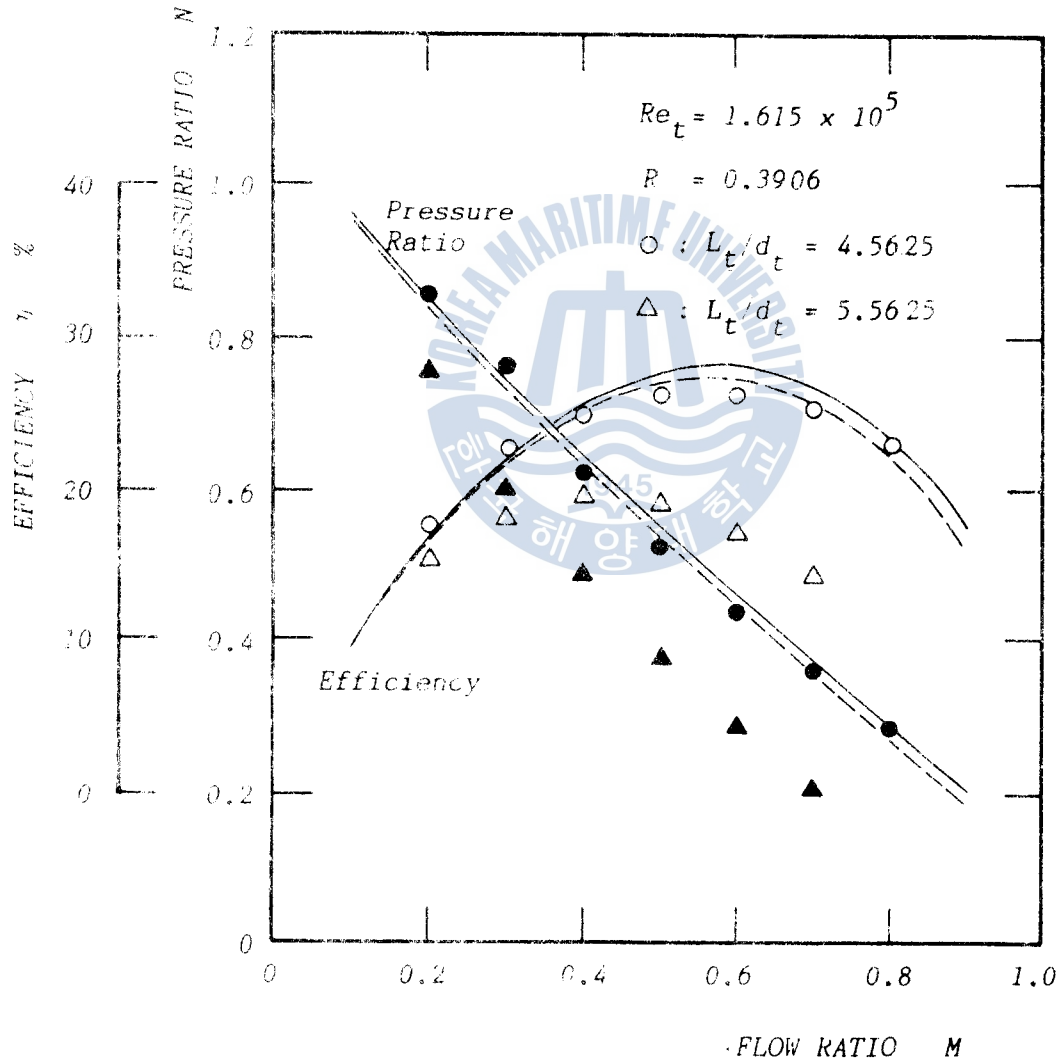


FIG.24 INFLUENCE OF THROAT LENGTH ON R-N CURVE

($Re_t = 1.615 * 10^5$, $R = 0.3906$)

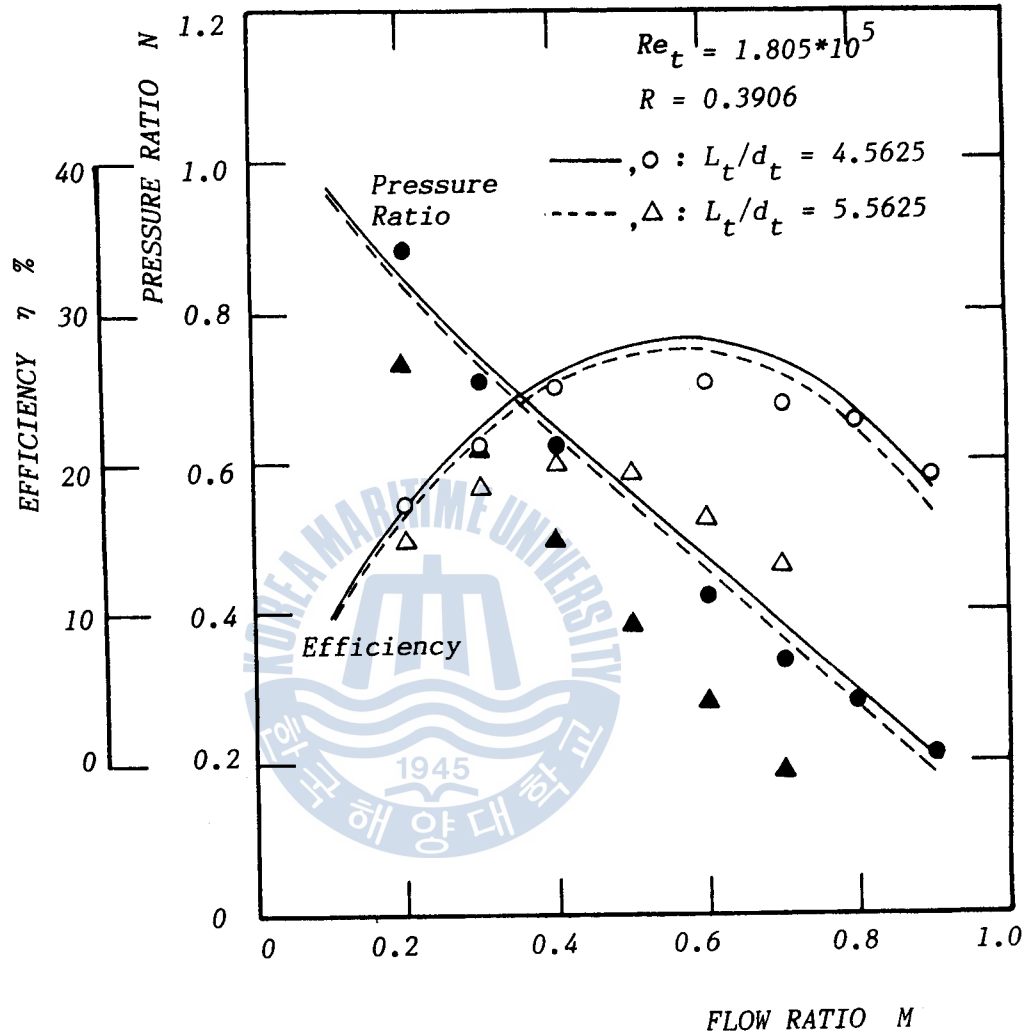


FIG. 25 INFLUENCE OF THROAT LENGTH ON R - N CURVE
 ($Re_t = 1.805 \cdot 10^5$, $R = 0.3906$)

5.3 목부의 無次元 壓力係數

無次元 壓力係數는 吸入室 壓力에 대하여 목部 以下에서의 임의 위치의 壓力增加分을 驅動노즐 出口에서의 動壓으로 나눈것을 意味한다. 즉, 液体用 이젝터內的 壓力變化過程을 調査하기 위하여 壓力係數를 다음과 같이 定義한다.

$$Cp = \frac{P_x - P_{s,c}}{\frac{\gamma v_n^2}{2g}} \quad (5.1)$$

목入口에서의 Cp 값은

$$Cp_2 = \frac{P_2 - P_{s,c}}{\frac{\gamma v_n^2}{2g}}$$

목 出口에서 Cp 값은

$$Cp_3 = \frac{P_3 - P_{s,c}}{\frac{\gamma v_n^2}{2g}}$$

그러므로 液体用 이젝터의 목部에서의 無次元 壓力係數는 다음과 같이 表現된다.

$$\Delta Cp_i = Cp_3 - Cp_2 = \frac{P_3 - P_2}{\frac{\gamma v_n^2}{2g}} \quad (5.2)$$

또한 목入口와 出口間에 運動量方程式인 式(3.8)을 式(5.2)에 代入하면



$$\Delta C p_t = \frac{P_3 - P_2}{\frac{\gamma v_m^2}{2g}} = \frac{2v_3}{\gamma A_t v_1^2} (W_m \frac{v_1}{v_3} + W_s \frac{v_2}{v_3} - W_m - W_s) - k_t (\frac{v_3}{v_1})^2 \quad (5.3)$$

여기서 $W_m = \gamma_m A_m v_1$ 이므로 式(3.12)를 代入하면 다음式으로 表現된다.

$$\Delta C p_t = \frac{2Rv_3}{W_m v_1} (W_m \frac{v_1}{v_3} + W_s \frac{v_2}{v_3} - W_m - W_s) - k_t (\frac{v_3}{v_1})^2 \quad (5.4)$$

式(5.4)에 式(3.14) 및 式(3.15)를 代入하여 整理하면 목部에서의 無次元 壓力係數는 다음과 같이 表現된다.

$$\Delta C p_t = 2R + \frac{2R^2 M^2}{1-R} - (2+k_t) R^2 (1+M)^2 \quad (5.5)$$

따라서 面積比와 流量比 및 목部에서의 損失係數를 알면 목部에서의 無次元 壓力係數를 計算할 수 있다.

Fig.26, Fig.27 및 Fig.28은 목部에서의 無次元 壓力係數를 各 各 面積比를 바꾸면서, 목部の 레이놀즈數 變化에 따른 實驗을 行하여, 그 結果를 流量比 M에 대하여 나타낸 것이다. Fig.26은 面積比 $R = 0.2438$ 인 경우를, Fig.27은 一般的으로 液体用 이젝터의 設計時에 많이 適用되는 面積比인 $R = 0.3$ 부근인 0.2957 에 대한 實驗結果를 나타내었으며, Fig.28은 $R = 0.3906$ 의 경우를 나타내었다. 이들 그림에서 알 수 있는 바와 같이 各 面積比에 대하여 목部の 레이놀즈數가 增加함에 따라 無次元 壓力係數는 增加함을 알 수 있으며, 또한 面積比가 적을수록 電算처리된 計算値로

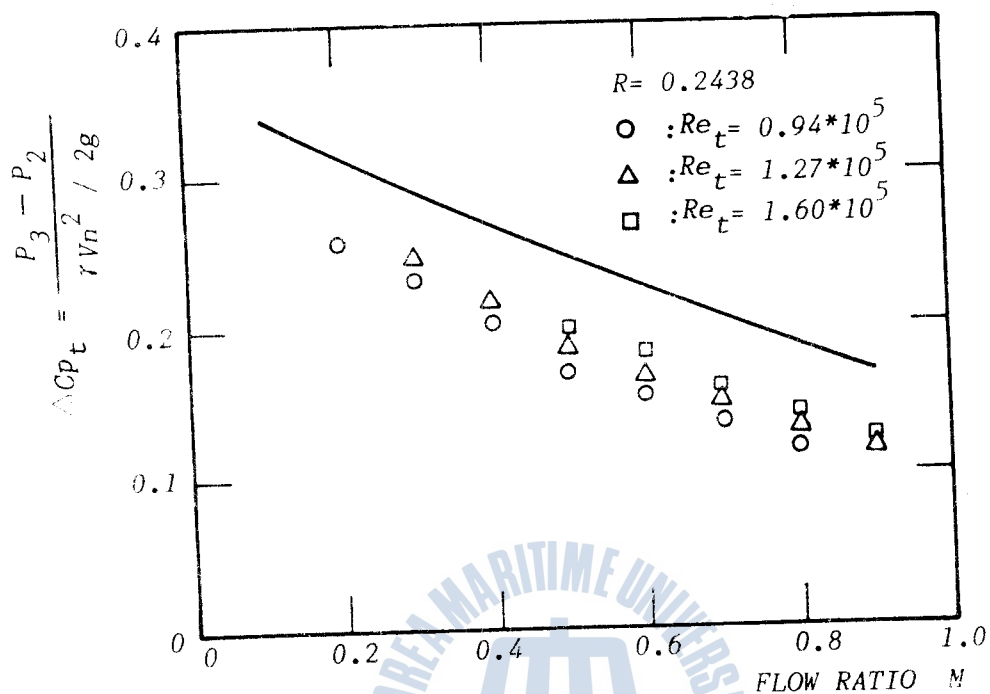


FIG. 26 NONDIMENSIONAL PRESSURE RISE IN THROAT
($R = 0.2438$)

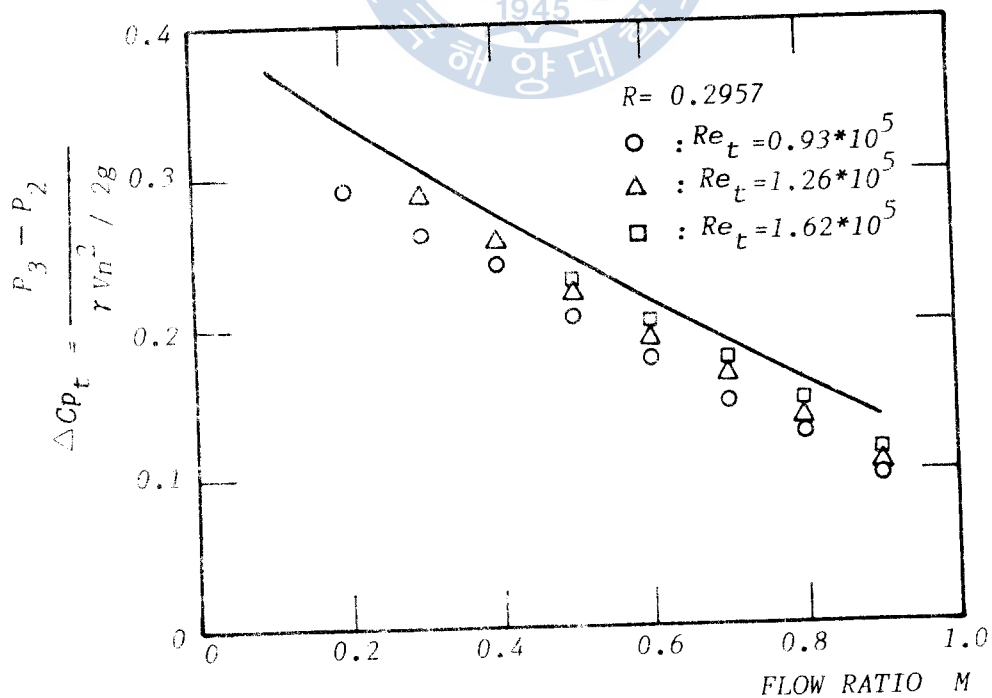


FIG. 27 NONDIMENSIONAL PRESSURE RISE IN THROAT
($R = 0.2957$)

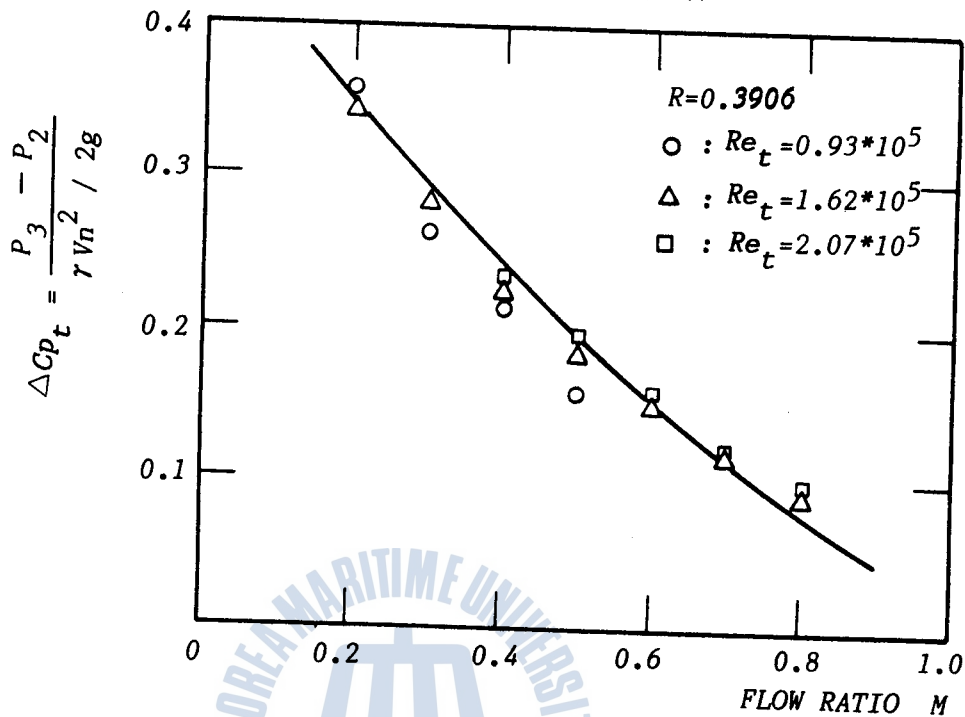
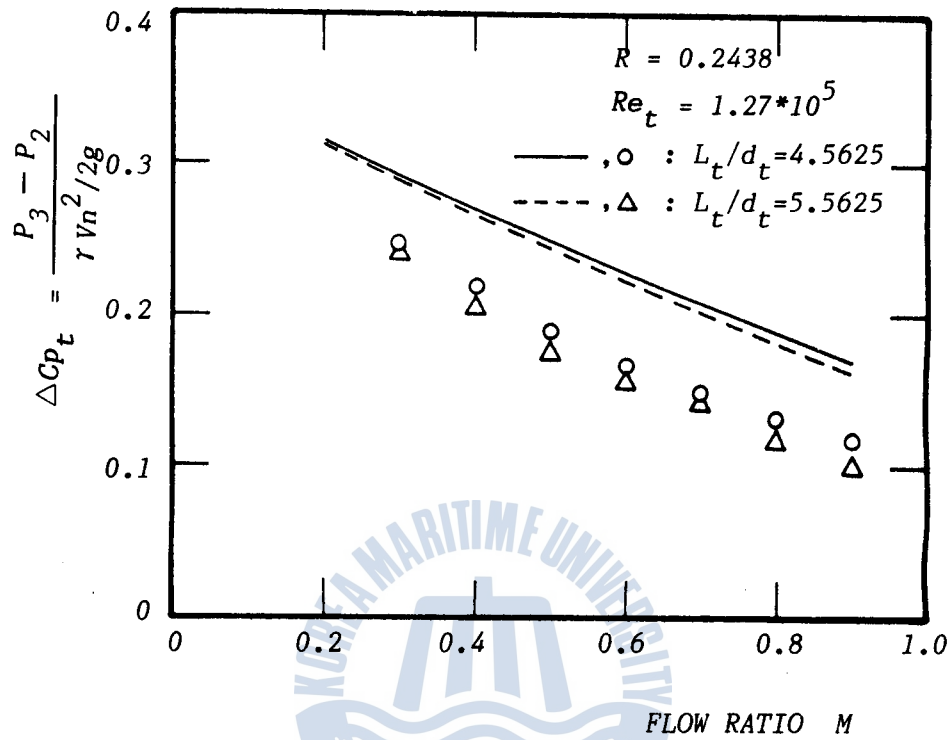


FIG.28 NONDIMENSIONAL PRESSURE RISE IN THROAT
($R = 0.3906$)

부터 벗어나고 있음을 알 수 있다. 이는 목부에서의 레이놀즈수를 同一하게 維持시켰을 경우, 面積比가 적을수록 高速噴射로 인하여, 목入口 및 出口間에는 더 큰 壓力의 차이가 形成된다. 그러나 速度의 제곱항에 反比例 하는 목부의 無次元 壓力係數는, 壓力의 變動分에 대하여 相對적으로 速度의 제곱항이 미치는 影響이 크기 때문이라 생각된다. 그러나 同一한 面積比 하에서 목부의 레이놀즈數가 增加할수록 壓力의 변동분이 無次元 壓力係數에 미치는 영향이 더욱 크기 때문에 $\Delta C p_t$ 는 레이놀즈數가 增加할수록 조금씩

增加하는 傾向을 보이게 된다. 또한 式 (5.5) 에서 알 수 있는 바와 같이 목部の 레이놀즈數의 增加에 따라 損失係數 k_t 는 적어지게 되므로 ΔC_p 는 增加한다는 사실을 式에서 알 수 있다.

Fig. 29 와 Fig. 30 은 목部길이의 變化에 대한 목部の 無次元 壓力係數를 나타낸 그림으로서, Fig. 29 는 面積比 $R = 0.2438$, 목部の 레이놀즈數 $Re_t = 1.27 \times 10^5$ 의 경우이며, Fig. 30 은 $R = 0.3906$, $Re_t = 1.62 \times 10^5$ 의 경우를 나타낸다. 그리고 그림중의 實線은 목部 直徑에 대한 목部 길이의 比가 4.5625 인 경우를 나타내었으며, 點線은 이 값이 5.5625 인 경우를 나타낸다. 그림상에서 알 수 있는 바와 같이 無次元 목部 길이가 5.5625 인 경우는 그 값이 4.5625 인 경우에 比하여 面積比에 따라서는 상당한 차이를 나타내고 있는데, 이는 最適의 목部 길이를 滿足시키지 못하기 때문이라 생각된다. 즉 混雜이 完了된 流体가 不必要하게 긴 목을 通過하는 동안 摩擦損失이 增加하는 점에 起因한다고 생각된다.



**FIG.29 INFLUENCE OF THROAT LENGTH FOR NONDIMENSIONAL
 PRESSURE RISE IN THROAT**
 ($R = 0.2438$, $Re_t = 1.27 * 10^5$)

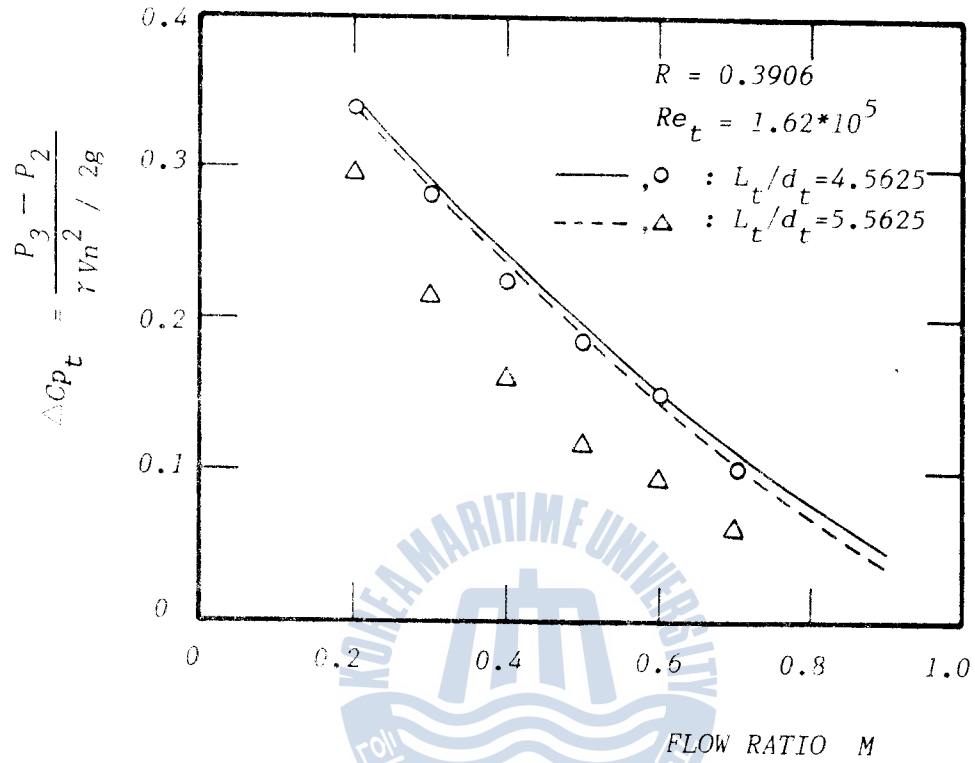


FIG.30 INFLUENCE OF THROAT LENGTH FOR NONDIMENSIONAL
PRESSURE RISE IN THROAT
($R = 0.3906$, $Re_t = 1.62 * 10^5$)

5.4 無負荷實驗 및 性能實驗

Fig.31은 一般的으로 工業上의 여러가지 경우에 있어서 이젝터에 의하여 空氣등을 吸入함으로써 어떤 空間內를 眞空으로 하거나 容器內의 壓力을 眞空으로 하여야 할 必要가 있는데, 이러한 점에 對備하여 本 實驗에서는 吸入流量을 “0”으로 한 狀態에서 목部에서의 驅動流體의 레이놀즈數에 대하여, 面積比를 바꾸어 가면서 吸入室內의 壓力變化를 測定하여 나타낸 것이다. 이 그림에서 알 수 있는 바와 같이 목部에서의 레이놀즈數가 增加할수록, 또한 面積比가 작아, 즉 驅動노즐 出口斷面積이 작아 驅動流體가 高速으로 噴射될수록 吸入室內에는 高眞空이 形成됨을 보이고 있다.

Fig.32는 液體用 이젝터의 性能曲線을 表現하는 한 方法으로 驅動壓力을 一定히 維持시켰을 경우의 吐出揚程과 吸入流量과의 關係를 나타낸다. 이러한 性能曲線은 船舶에서, 특히 ballasting 用에 많이 使用되고 있는 이젝터의 경우에 船舶의 水位變化에 따라 吐出揚程이 變하였을 경우 可能的인 吸入流量을 推定할 수 있다.

그림상에서 面積比 $R = 0.2438$ 의 경우에는, 吐出壓力을 고정하였을 경우 CAD 上으로 豫測되는 吸入可能 流量에 비하여 실제의 吸入流量값은 크다는 것을 알 수 있다. 그러나 面積比 $R = 0.3906$ 의 경우에는, 一定한 吐出壓力에 있어서 CAD 상의 豫測 吸入可能 流量에 비하여 실제의 吸入流量은 적다는 것을 나타낸다. 반면에 一般的으로 設計에 많이 適用되는 最適의 面積比인 $R = 0.3$ 程度에서는 比較的 잘 一致함을 알 수 있다. 따라서 面積比가 最適面

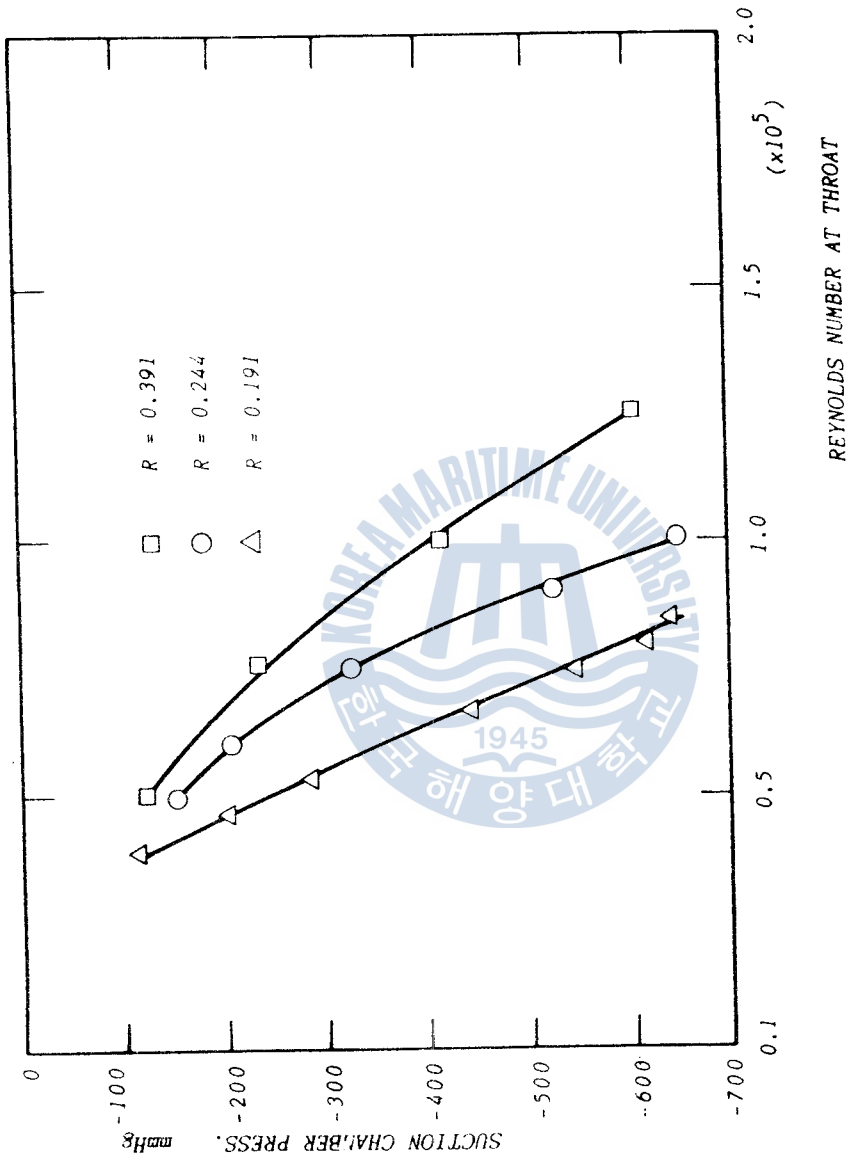


FIG. 31 SUCTION CHAMBER PRESSURE VARIATIONS TO REYNOLDS NUMBER UNDER THE SUCTION RATE CONDITION

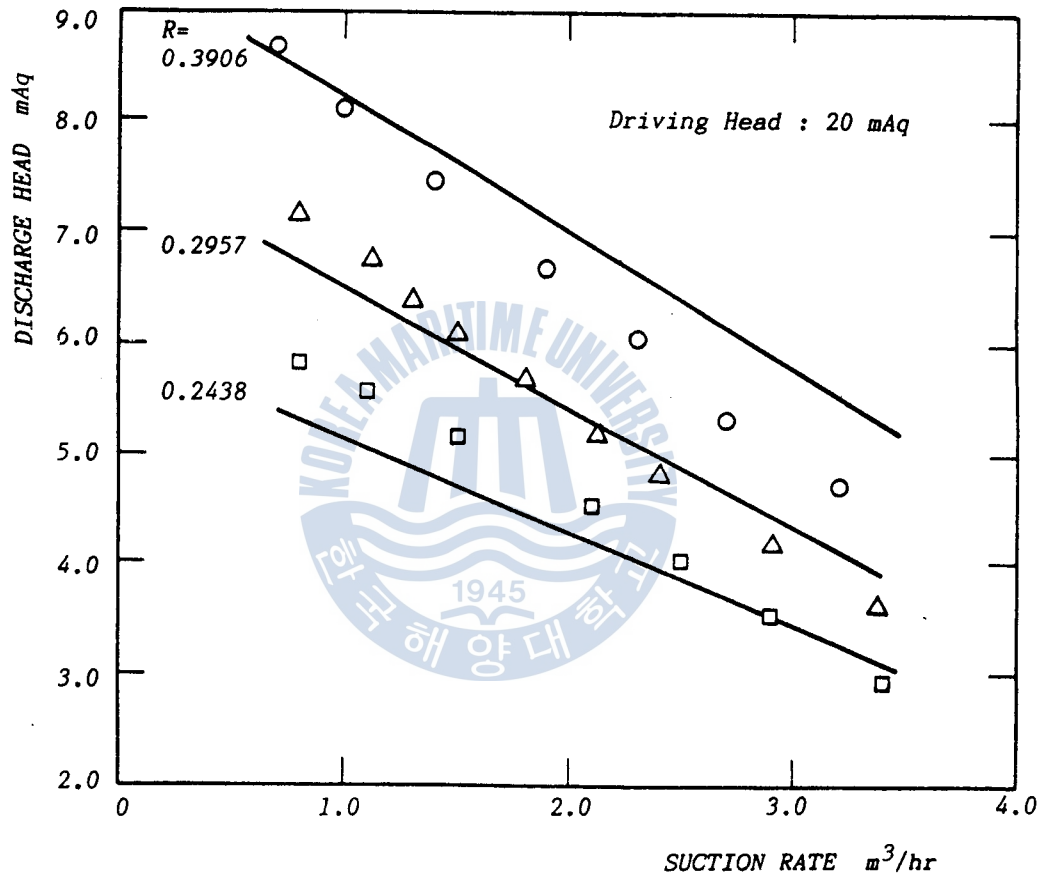


FIG. 32 DISCHARGE HEAD — SUCTION RATES RELATION

積比인 $R = 0.3$ 을 넘어설 경우에 있어서는 CAD 상의 設計치에 상당한 餘裕를 加味하여야 한다는 것을 意味한다.

Fig.33 은 吸入側밸브를 完全히 開放시킨 狀態하에서 驅動流量을 調節함에 따라 주어진 驅動壓力 하에서 可能한 最大 吸入流量을 測定하기 위한 實驗을 하였으며, 그 結果를 面積比 變化에 따라서 그림상에 나타내었다. 그림상에서 驅動壓力가 增加함에 따라서 吸入流量은 一定한 比率로 增加한다는 것을 알 수 있으며, 또한 一定한 驅動壓力에 대하여 面積比가 작을수록 吸入流量은 增加한다는 것을 알 수 있다.

Fig.34 는 式 (3.26) 에서 表示한 바와 같이 吐出側의 壓力을 낮추어가면 吸入流量은 차츰 增加하게 되지만, 어느 영역을 넘어서게 되면 주어진 驅動流量에 대하여 吸入流量의 한계영역이 존재하게 된다. 따라서 最大 可能吸入流量을 測定한 結果를 式 (3.27) 의 計算結果와 比較하여 나타내었다.

그림상에서 實線으로 表示한 式 (3.27) 에 의한 作動限界的 左側 영역이 理論上의 液體用 이젝터의 作動영역이 되지만, 실측치는 이 영역을 벗어나 右側까지 延長되어 있음을 알 수 있다. 本 實驗에서 測定한 이 그림상의 3개의 測定値와 式 (3.27) 을 比較한 結果, 式 (3.27) 에서 提示한 f 는 平均的로 $f = 1.35$ 임을 알았다. 이와같이 f 의 값이 1.0 을 넘는 것은 下流側 목部端에 있어서 速度分布를 고려한 실제의 運動量에 비하여, 式 (3.27) 에서는 斷面平均流速에 대한 運動量을 採用하였기 때문이라 생각되며, 또한 式 (3.27)

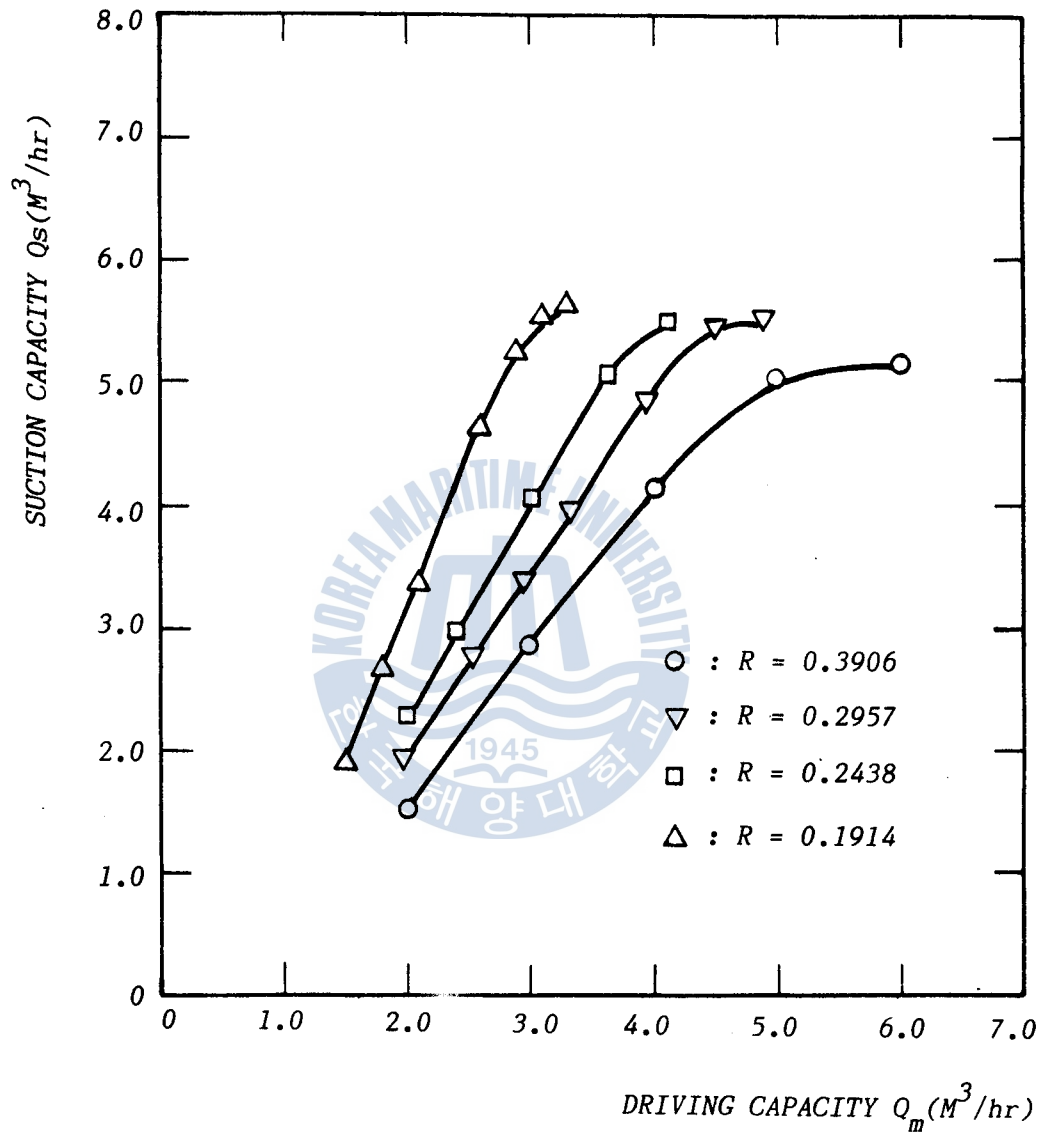


FIG.33 MAXIMUM SUCTION CAPACITY TO DRIVING CAPACITY

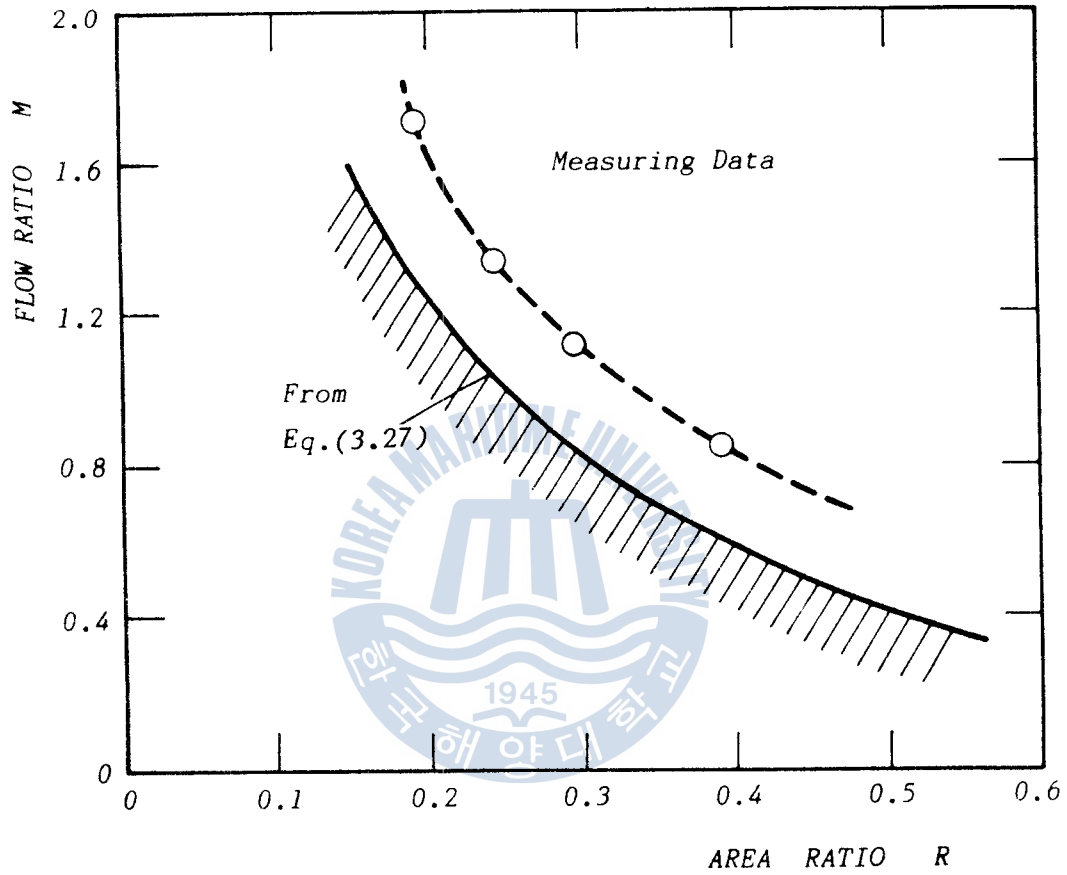


FIG.34 WORKING LIMITS OF LIQUID EJECTOR

에 있어서 목의 入, 出口 및 벽면으로 둘러싸인 콘트롤 볼륨을 가상하였을때 이 콘트롤 볼륨內에 流入하는 吸入流體의 保有運動量을 無視하여 式 (3.27)을 誘導하였기 때문이라 생각된다. 그리고 실제 運動量과 斷面平均流速에 대한 運動量의 값이 그다지 큰 차이가 없으므로 부터 下流側 목部端에서의 速度分布는 比較的 평탄한 分布를 하고 있음을 알 수 있다.

Fig.35는 앞서 提示한 바와 같은 $R-N$ 性能曲線으로 목部的 레이놀즈數를 1.27×10^5 으로 一定하게 維持시켰을 경우 流量比 M 을 파라미터로 하여 面積比 R 과 壓力比 N 의 關係를 나타내었다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 實驗結果와 CAD에 의한 結果는 잘 一致하고 있음을 알 수 있으며 특히 設計에 應用되는 流量比인 $M=0.6$ 程度에서는 상당히 잘 一致하고 있음을 알 수 있다. 또한 一定한 流量比에서 面積比를 增加시켜 감에 따라 最高效率點에 到達하게 되며, 계속 面積比를 增加시키게 되면 性能限界에 到達하게 된다. 마찬가지로 面積比를 一定하게 維持하면 流量比를 增加시켜 감에 따라 더 이상 吸入이 不可能한 性能限界에 到達하게 됨을 알 수 있다.

Fig.36은 Fig.35와 마찬가지로의 $R-N$ 性能曲線으로, 목部에서의 레이놀즈數가 1.615×10^5 의 경우에 대한 結果를 나타내었다.

Fig.37은 液體用 이젝터에 대한 CAD 結果를 나타낸 그림으로서 목部에서의 레이놀즈數가 1.27×10^5 , 목部直徑에 대한 목部길이 의 比가 最適狀態를 維持하는 4.5625인 경우에 대한 CAD 結果를

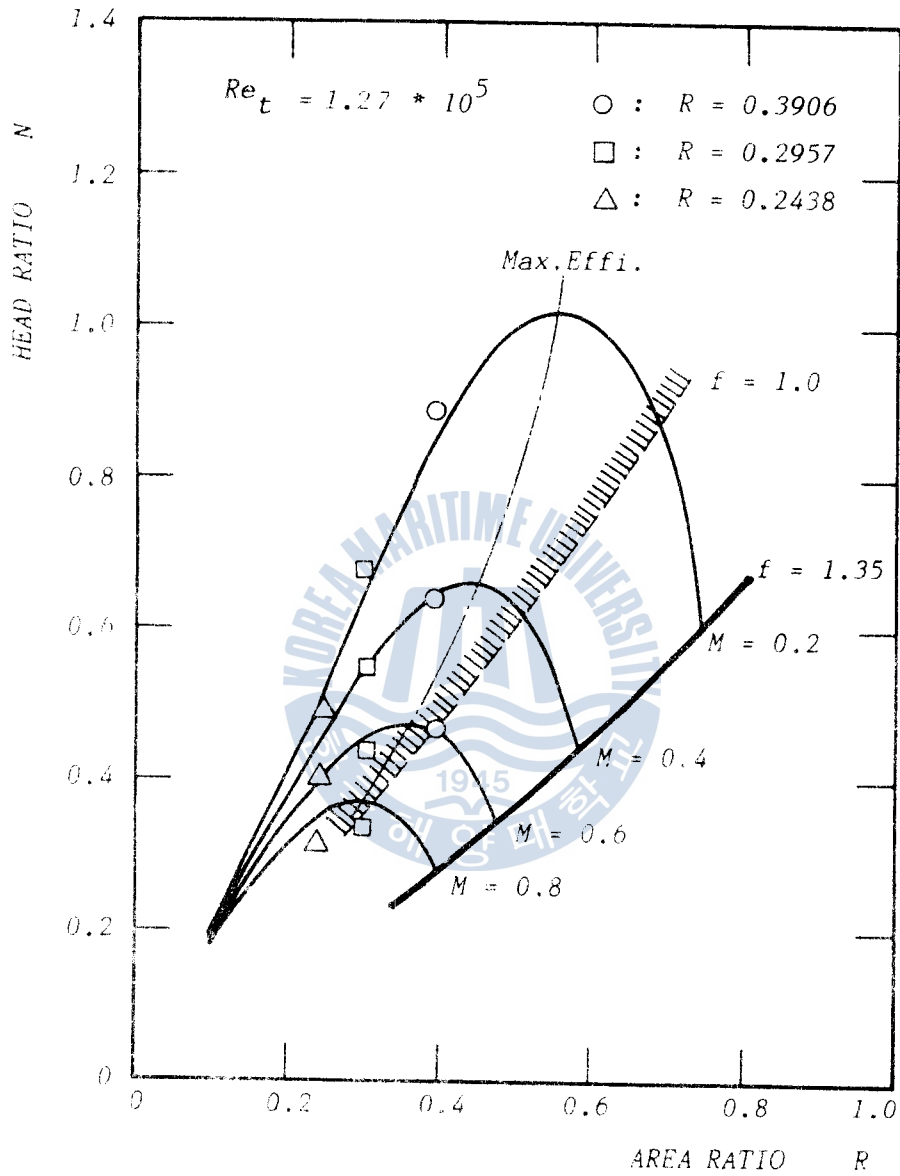


FIG. 35 EXPERIMENTAL RESULTS ON $R - N$ CURVE
 ($Re_t = 1.27 * 10^5$)

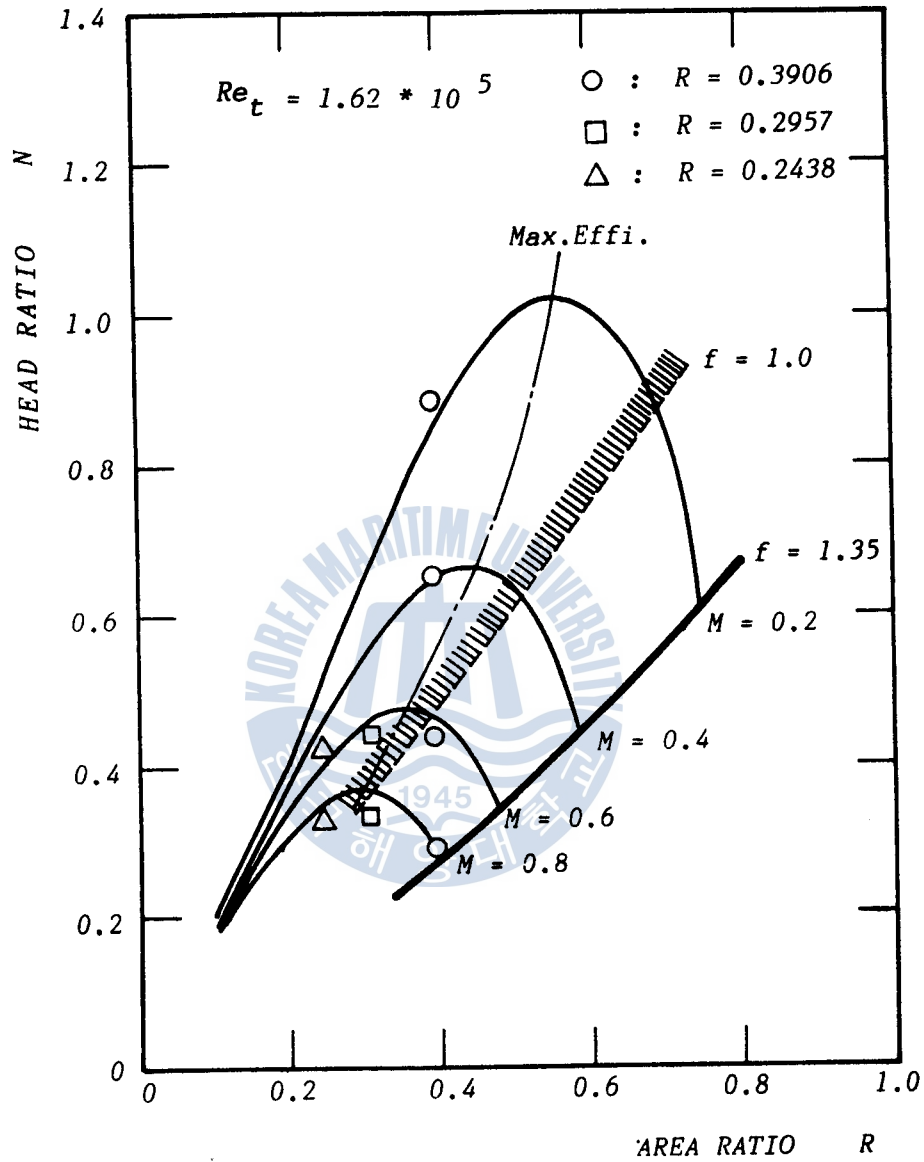


FIG. 36 EXPERIMENTIL RESULT ON $R-N$ CURVE
 ($Re_t = 1.62 * 10^5$)

流量比 M 과 面積比 R 을 파라미터로 하여 壓力比 및 效率의 관계로 나타낸 것이다. 그림상에서 알 수 있는 바와 같이 面積比 R 을 一定하게 維持시켰을 경우, 流量比가 增加함에 따라 壓力比는 減少하지만 效率은 漸增하여 最高點에 到達함을 알 수 있고, 流量比 M 이 一定할 경우 面積比가 增加함에 따라 壓力比 및 效率은 增加함을 알 수 있다. 最適의 設計條件을 採擇하여 計算한 CAD 結果에서 最高效率點은 面積比 $R = 0.3$, 流量比 $M = 0.8$ 程度에서 나타나며 各各의 面積比에 있어서 最高效率點을 지나는 最高效率線을 그림상에 表示하였다.

Fig.38 ~ Fig.41은 各各의 목部에서의 레이놀즈數에 대하여 最適의 목部길이를 適用시켜 出力한 電算프로그램의 結果를 綜合적으로 表現한 것으로서 液體用 이젝터의 最高效率은 30%선을 넘지 못한다는 것을 알 수 있다.

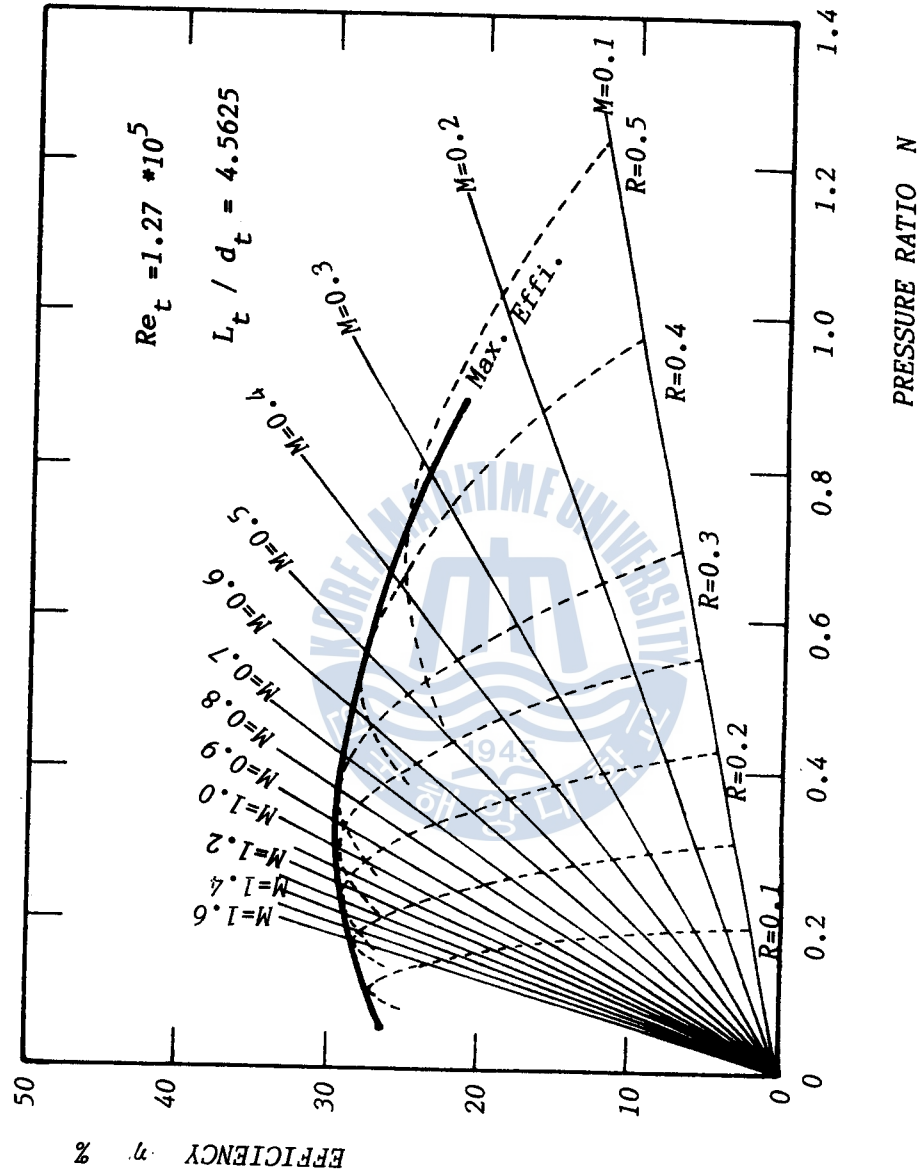


FIG. 37 PERFORMANCE CURVE OF LIQUID EJECTOR BY CAD

($Re_t = 1.27 * 10^5$, $L_t/d_t = 4.5625$)

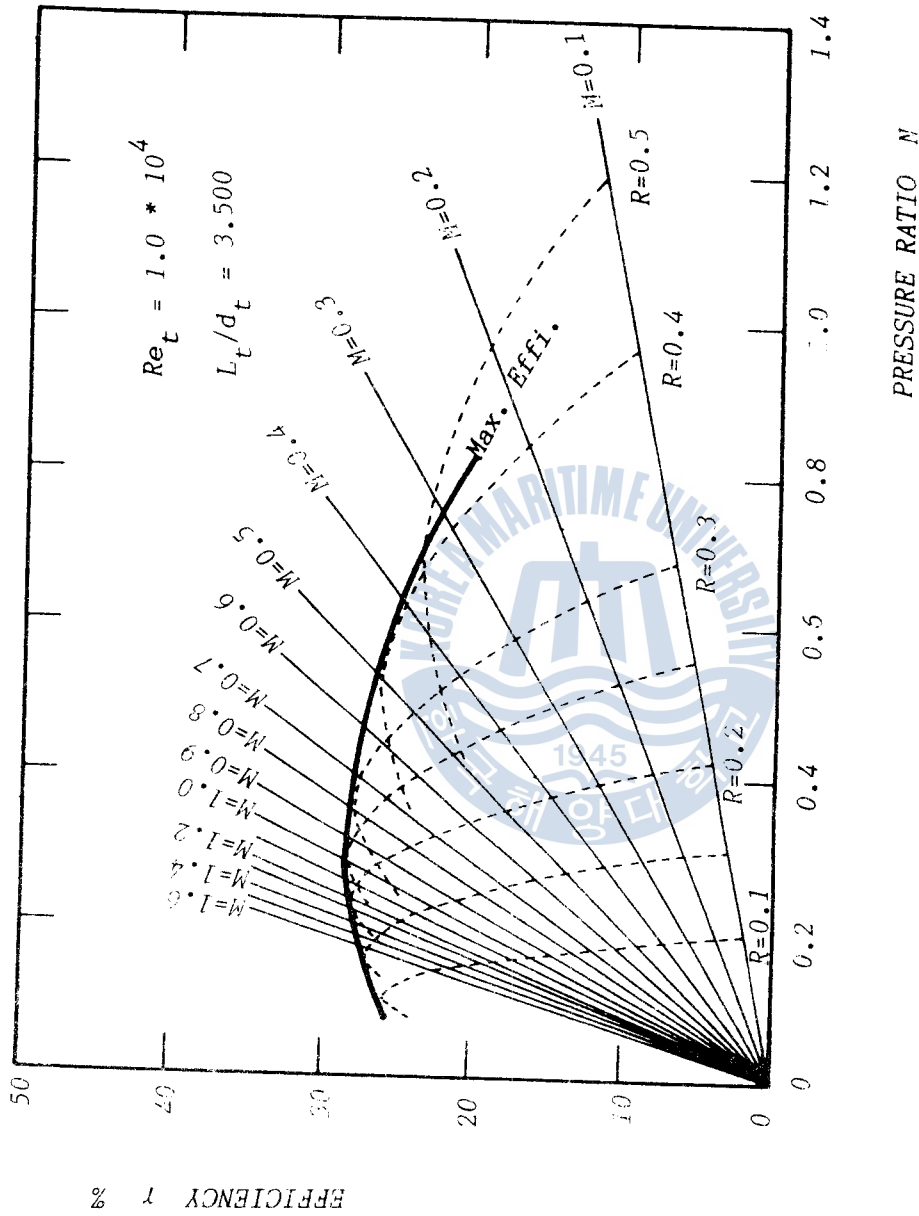


FIG.38 PERFORMANCE CURVE OF LIQUID EJECTOR BY CAD

($Re_t = 1.0 * 10^4$, $L_t/d_t = 3.500$)

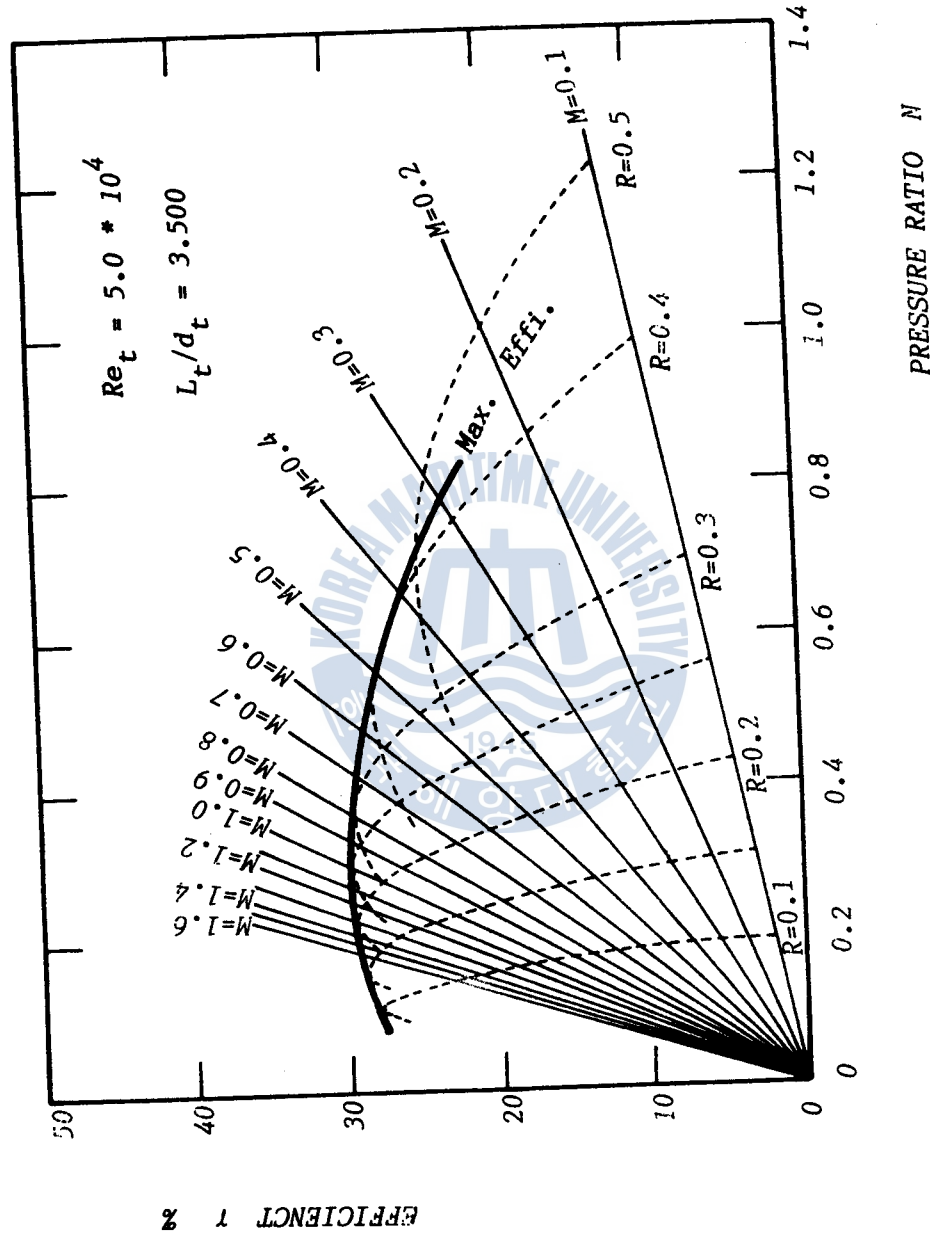


FIG. 39 PERFORMANCE CURVE OF LIQUID EJECTOR BY CAD
 ($Re_t = 5.0 * 10^4$, $L_t/d_t = 3.500$)

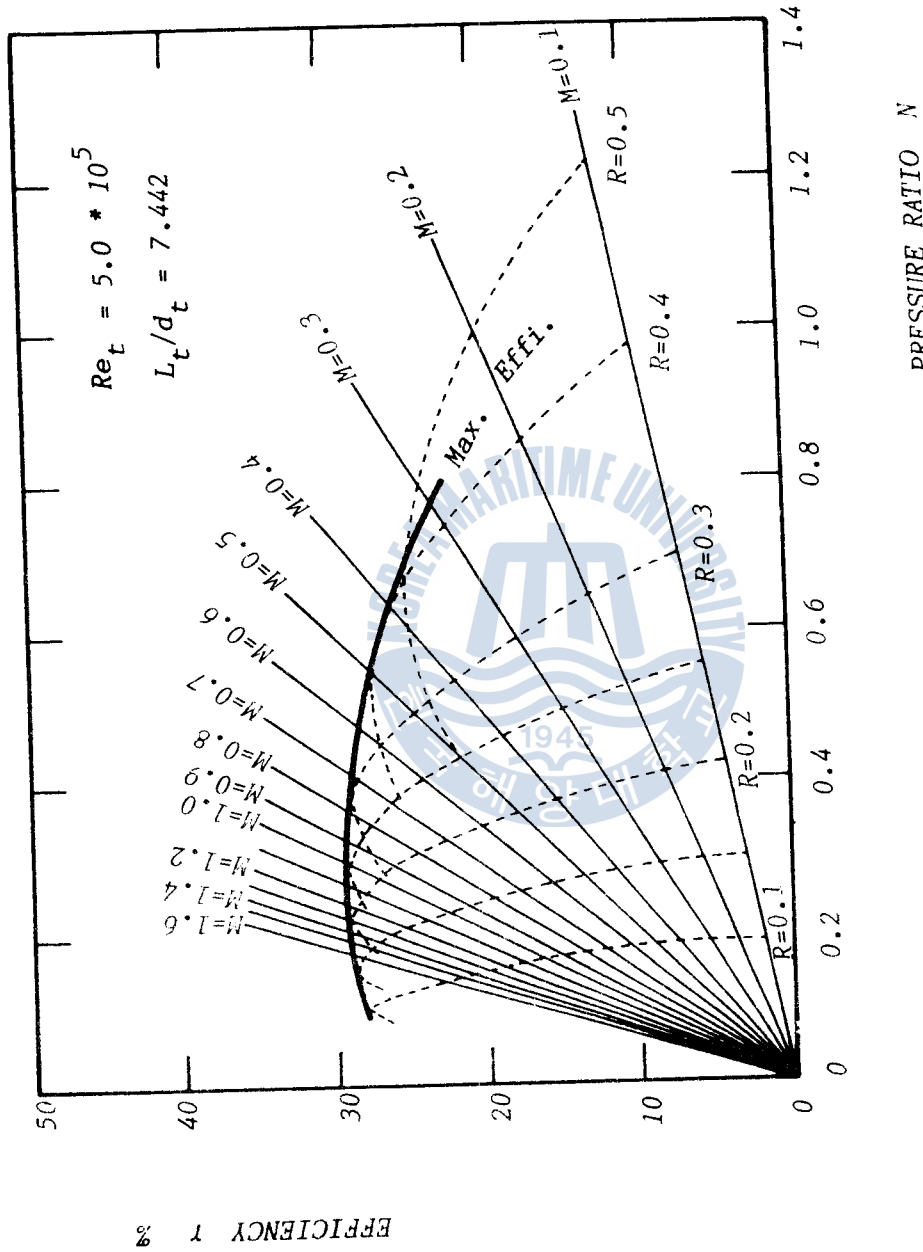
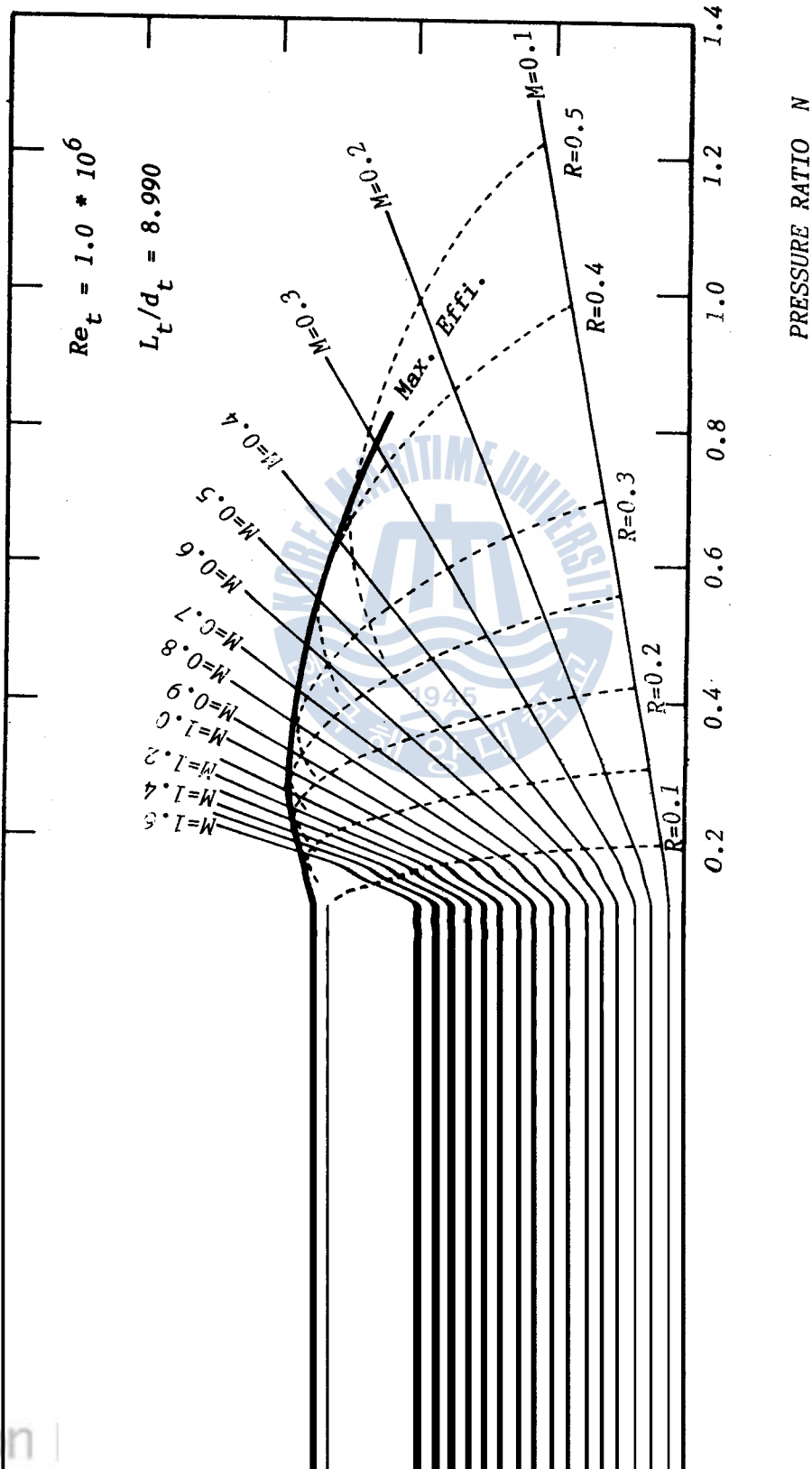


FIG.40 PERFORMANCE CURVE OF LIQUID EJECTOR BY CAD
 ($Re_t = 5.0 * 10^5$, $L_t/d_t = 7.442$)



PERFORMANCE CURVE OF LIQUID EJECTOR BY CAD

($Re_t = 1.0 * 10^6$, $L_t/d_t = 8.990$)

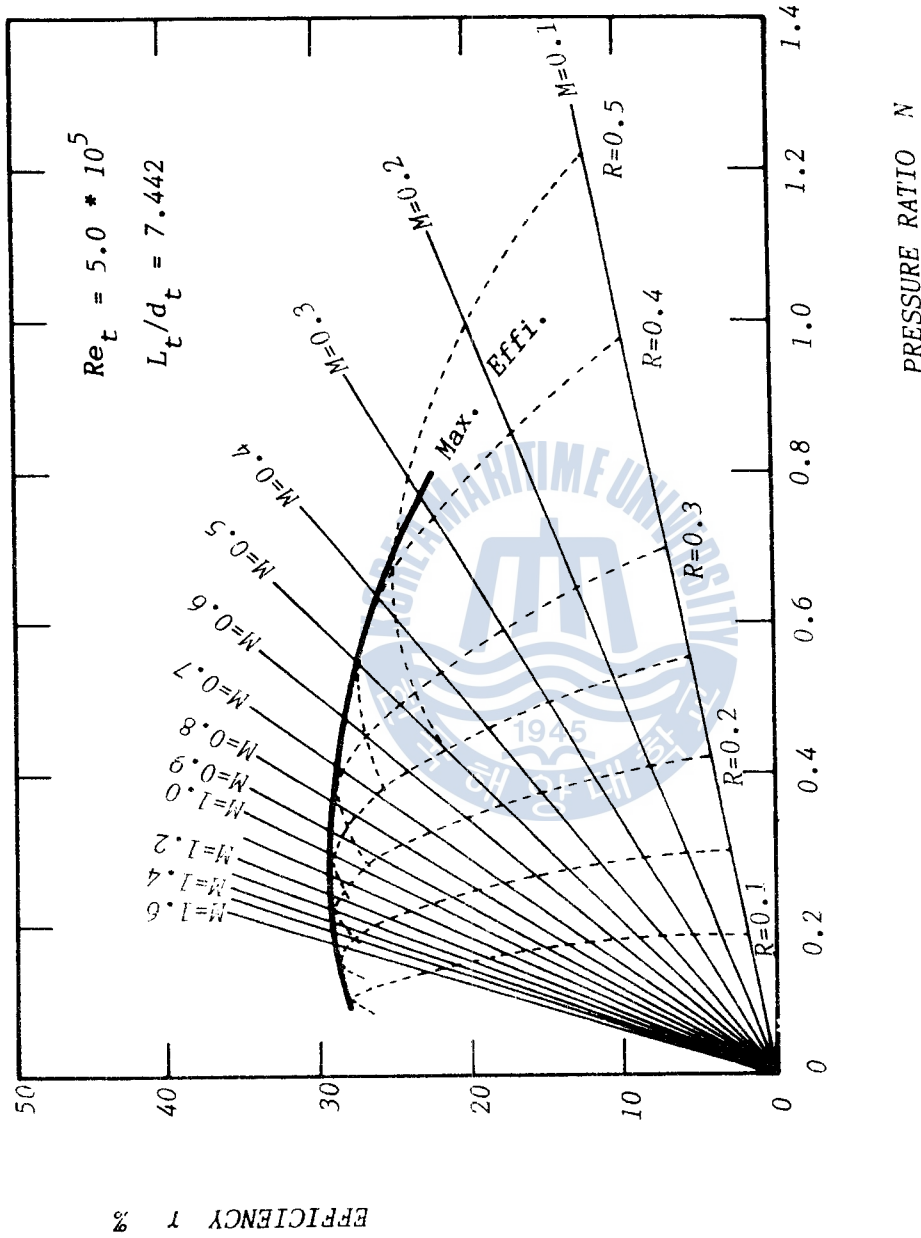
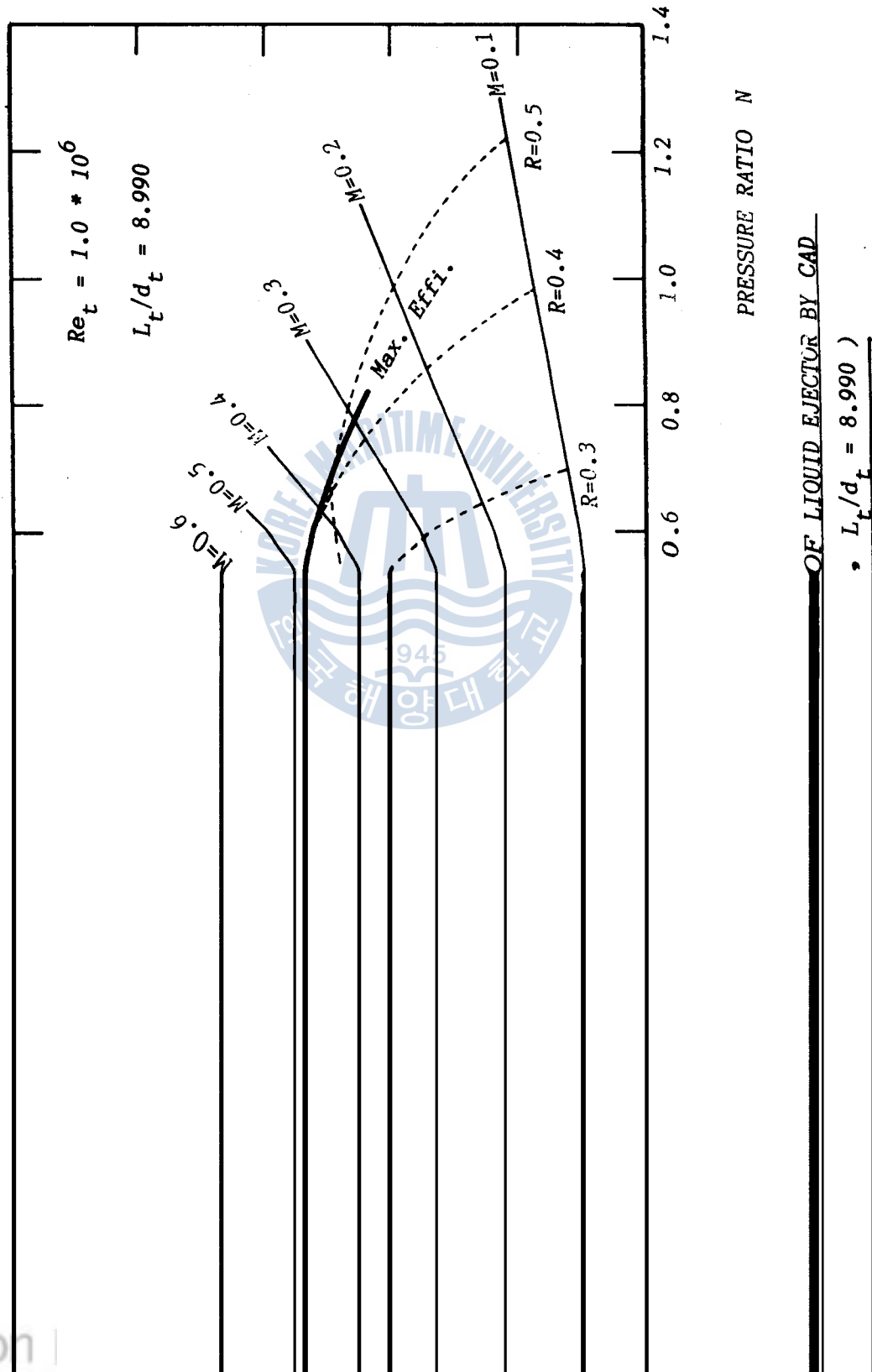


FIG.40 PERFORMANCE CURVE OF LIQUID EJECTOR BY CAD
 ($Re_t = 5.0 * 10^5$, $L_t/d_t = 7.442$)



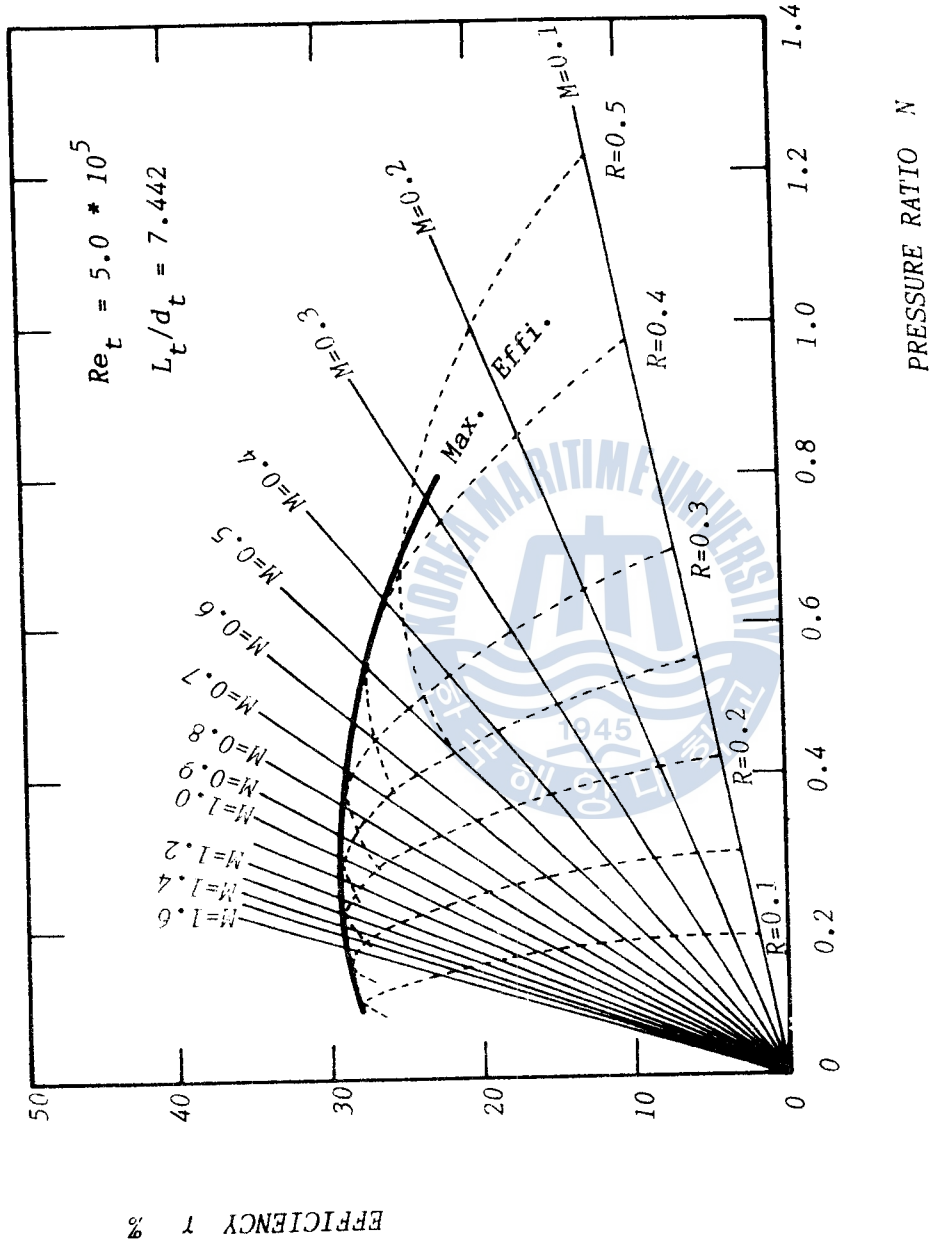


FIG.40 PERFORMANCE CURVE OF LIQUID EJECTOR BY CAD

($Re_t = 5.0 * 10^5$, $L_t/d_t = 7.442$)

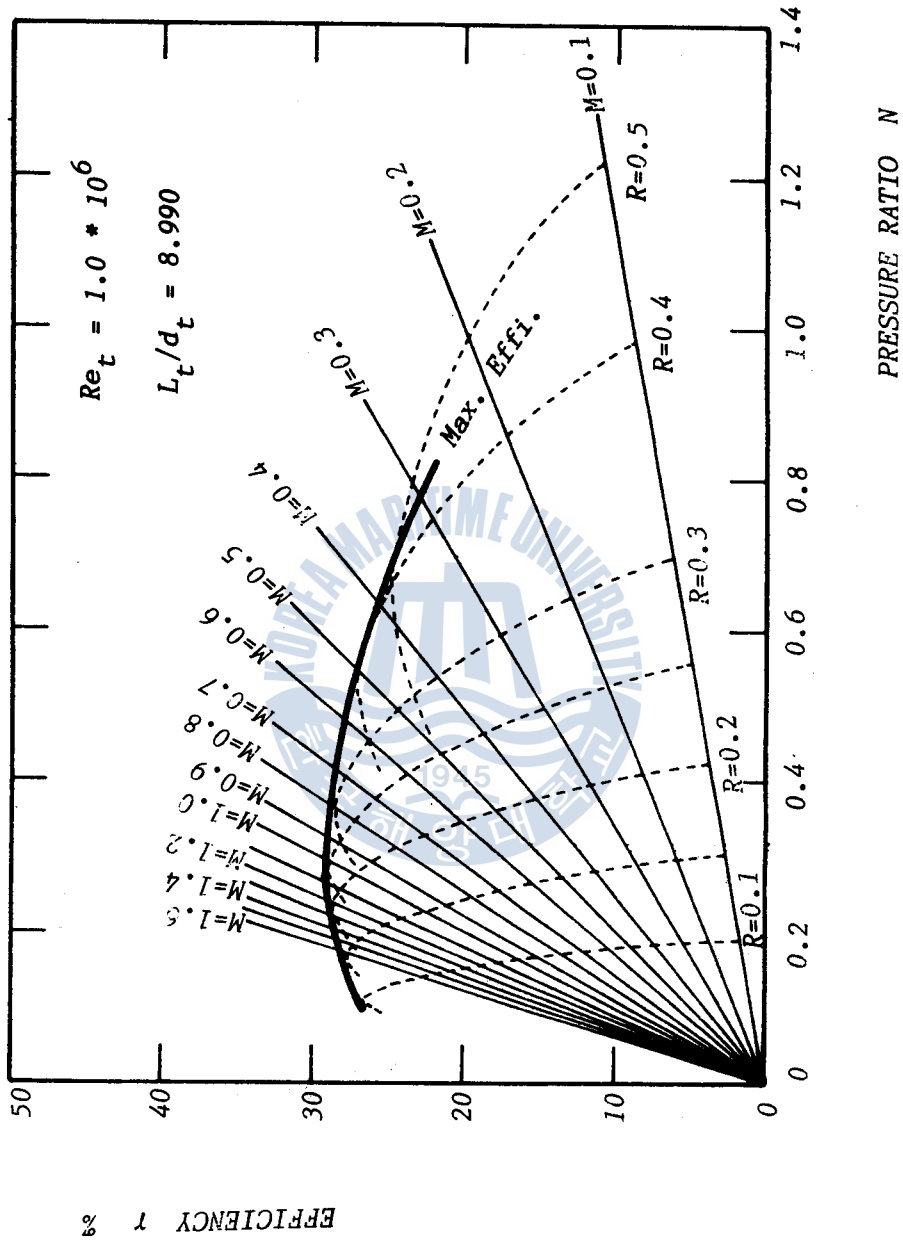


FIG. 41 PERFORMANCE CURVE OF LIQUID EJECTOR BY CAD

($Re_t = 1.0 * 10^6$, $L_t/d_t = 8.990$)

第 6 章 結 論

液體用 이젝터의 性能에 重要한 影響을 미치는 驅動노즐의 面積比 및 목部길이를 變化시키면서 행한 實驗을 통하여 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) 이젝터內의 흐름을 一次元으로 近似하여 解析한 電算프로그램으로 부터의 計算結果와 實驗結果는 比較的 잘 一致한다. 특히 실제의 設計製作에서 많이 適用되고 있는 面積比 $R = 0.3$, 流量比 $M = 0.6$ 前後에서 實驗結果와 CAD에 의한 結果가 매우 잘 一致하는 것을 各 實驗범위를 통하여 確認하였다.

(2) 一般的으로 液體用 이젝터의 性能은 목部の 레이놀즈數가 增加함에 따라 增加하며, 이젝터-목部에서의 無次元 壓力係數도 목部の 레이놀즈數에 따라 增加하는 傾向을 보이고 있다.

(3) 목部の 最適길이는 목部에서의 레이놀즈數에 따라서 決定되며, 목部길이가 최적치를 벗어날 경우에는 CAD에 의한 豫想性能과 실제의 性能이 面積比의 變化에 따라서 상당한 차이를 일으킨다.

(4) 앞서 發表된 液體用 이젝터의 性能에 관한 컴퓨터 支援 設計用 電算프로그램¹²⁾으로 부터의 吸入流量은 最適의 面積比인 $R = 0.3$ 근처에서는 實驗値와 豫測値는 잘 一致하고 있으나, 面積比가 이 값보다 적게 되면 상당한 餘裕를 갖고 있고, 面積比가 이 값을 넘게 되면 CAD에 의한 豫測 吸入流量보다 실제의 吸入流量은 약간 적은 傾向을 나타내었다.

- (5) 液體用 이젝터의 作動限界를 나타내는 條件式, $1 \geq f \cdot R(1+M)^2$ 을 提示하였으며, 本 實驗에서 測定한 係數값은 $f = 1.35$ 이었다.



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. N.H.G. Mueller, Water Jet Pump, Proc. ASCE, Vol.90, No.HY3, Pt.1, p.83 (1964)
3. A. Edgar Kroll, The Design of Jet Pumps, Chem. Eng. Progr., Vol.1, No.2, p.21 (1947)
4. R.G. Cunningham, Jet Breakup and Mixing Throat Lengths for the Liquid Jet Gas Pump, Trans. ASME, Vol.96, No.3, p.216 (1974)
5. 植田辰洋, 水噴射 ポンプ에 關する 研究, 日本機械學會 論文集, 第 20 卷, 89 號 (1954)
6. N.L. Sanger, Noncavitating Performance of Two Low-Area-Ratio Water Jet Pumps Having Throat Lengths of 7.25 diameter, NASA TN D-4445 (1968)
7. N.L. Sanger, An Experimental Investigation of Several Low-Area-Ratio Water Jet Pumps, Trans. ASME, J. Basic Eng., Vol. 92, No.1 (1970)
8. 大島亮一郎, ジェット ポンプ의 研究 (第 1 報) 스톱트 長さ의 寸度 效果, 日本機械學會 講演論文集, No.700-7, p.239-242 (1970)
9. 基元産業社 生産實績 關係資料 (1986)
10. 金喜澈, 朴炳輪, 물 噴射 펌프에 있어서 面積比가 效率에 미치는

영향, 韓國海洋大學 大學院 碩士學位論文 (1985)

11. 鄭大仁, 水噴射 펌프에 관한 研究(I), 東明工業專門大學 研究報告書 (1983)
12. 金京根, 金鎔模, 船舶用 水 이젝터의 自動設計를 위한 電算프로그램의 開發, 韓國船舶機關學會 研究論文, 第10卷, 1號 (1986)
13. A.M. Jumper, Pump Handbook, McGraw-Hill Inc., Jet Pumps, p.4-1(1976)
14. Lewis F. Moody, Friction Factors for Pipe flow, Trans. ASME, Vol. 66, No.8, p.671 (1944)
15. H. Schlichting, Boundary Layer Theory, 7th ed., McGraw-Hill Inc., p.617-625 (1979)
16. I.J. Karassik, W.C. Krutzsch, W.H. Fraser, J.P. Messina, Pump Handbook, McGraw-Hill Inc., p.4-1 (1976)
17. E. Razinsky & J.A. Brighton, Confined Jet Mixing for Non-separating Conditions, Trans. ASME, J. Basic Eng., Vol.93, No.3, p.333 (1976)
18. 市川常雄, ジェット ポンプに関する研究 (第1報), 日本機械學會 論文集, 第18卷, 69號 (1952)
19. R.H. Sabersky, A.J. Acosta, E.G. Hauptmann, Fluid Flow, 2th ed., Macmillian Co., p.159-163 (1971)
20. V.L. Streeter, E.B. Wylie, Fluid Mechanics, McGraw-Hill Inc., p.236-240 (1978)

附 錄

```

DIMENSION TD(15),T(15),X(15),VIS(15),QM(15),QS(15)
DIMENSION REN(15),XKT(15),RM(15),RA(15)
DIMENSION A(30),EE(30),B(30),RN(30,15),E(30,15)
WRITE(6,10)
FORMAT(10X,'*****')
WRITE(6,20)
20 FORMAT(10X,'**NELSON'S EQUATION**')
WRITE(6,30)
30 FORMAT(10X,'*****')
READ(5,40) NDA,DT,DP
40 FORMAT(I7,2F10.4)
WRITE(6,50) DP
50 FORMAT(1H0,10X,'LT=',F6.4,'*DT')
WRITE(6,60) NDA
60 FORMAT(10X,'DIFFUSER ANGLE=',I7)
READ(5,70) XKS,XKD,XKP
70 FORMAT(3F10.4)
WRITE(6,80) XKS,XKD,XKP
80 FORMAT(10X,'KS=',F10.4,'KD=',F10.4,'KP=',F10.4)
READ(5,100) (TD(K),K=1,9)
100 FORMAT(9F6.1)
DO 90 K=1,9
T(K)=1.02*TD(K)+0.1821
IF(T(K).GT.25.1) GO TO 110
X(K)=-0.11*(T(K)-20.)/5.
VIS(K)=(1.007+X(K))*10**(-6.)
GO TO 90
110 X(K)=-0.093*(T(K)-25.)/5.
VIS(K)=(0.897+X(K))*10**(-6.)
90 CONTINUE
READ(5,130) (QM(L),L=1,9)
130 FORMAT(9F6.3)
READ(5,150) (QS(M),M=1,9)
150 FORMAT(9F6.3)
DO 160 N=1,9
REN(N)=4.*(QM(N)+QS(N))/(35.141591*VIS(N)*DT*3600)
XKT(N)=0.316/REN(N)**0.25*DP
160 CONTINUE
READ(5,180) (RM(I),I=1,9)
180 FORMAT(9F4.2)
RA(1)=0.1
DO 185 J=1,19
DO 190 I=1,9
A(I)=2.*RA(J)+(2.*RA(J)**2.*RM(I)**2.)/(1.-RA(J))
EE(I)=-((1.+XKS)*RA(J)**2.*RM(I)**2.)/(1.-RA(J))**2.
B(I)=1.+XKP-2.*RA(J)-(2.*RA(J)**2.*RM(I)**2.)/(1.-RA(J))
CPT(I,I)=2.*RA(J)+2.*RA(J)**2.*RM(I)**2./(1.-RA(J))
RN(J,I)=(A(I)+EE(I))/B(I)
IF(RN(J,I).LT.0. OR RN(J,I).GT.2.) RN(J,I)=0.
E(J,I)=RN(J,I)*RM(I)*100.
RA(J+1)=RA(J)+0.05
IF(RA(J+1).GT.1.05) GO TO 300
190 CONTINUE
WRITE(6,200) RA(J)
200 FORMAT(1H0,5X,'RA=',F5.2)
WRITE(6,220)
220 FORMAT(1H0,5X,'QM',6X,'QS',6X,'T',6X,'VIS',12X,'REN',
*5X,'XKT',5X,'RM',4X,'RN',7X,'E(%)')
DO 230 II=1,9
WRITE(6,240) QM(II),QS(II),T(II),VIS(II),REN(II),XKT(II),
*RM(II),RN(J,II),E(J,II)
240 FORMAT(1H0,4X,F6.3,2X,F6.3,2X,F6.3,1X,F12.10,3X,F8.1,
*3X,F5.4,3X,F3.1,3X,F6.4,3X,F5.2)
230 CONTINUE
185 CONTINUE
300 STOP
END

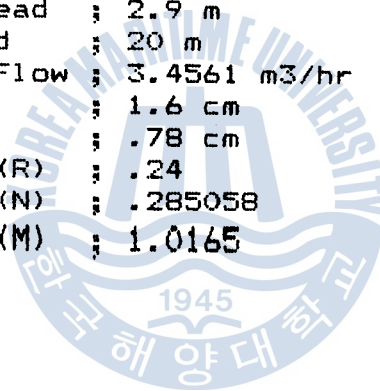
```

* DESIGN OF WATER EJECTOR *

Driving water flow (m³/hr) ; 3.4
 Driving head (m) ; 20
 Suc. water flow (m³/hr) ; 3.4
 Suc. head (m) ; -2
 Discharge head (m) ; 2.8
 Water temperature (C) ; 28
 Suc. Degree ; 28
 Nozzle Thickness (Cm) ; .1
 Diffuser Degree ; 10

 +-----+
 I SPEC. OF WATER EJECTOR I
 +-----+

Discharge head ; 2.9 m
 Driving Head ; 20 m
 Suc. Water Flow ; 3.4561 m³/hr
 Throat dia. ; 1.6 cm
 Nozzle dia. ; .78 cm
 Area ratio (R) ; .24
 Head ratio (N) ; .285058
 Flow ratio (M) ; 1.0165



附 錄

```

DIMENSION TD(15),T(15),X(15),VIS(15),QM(15),QS(15)
DIMENSION REN(15),XKT(15),RM(15),RA(15)
DIMENSION A(30),EE(30),B(30),RN(30,15),E(30,15)
WRITE(6,10)
10  FORMAT(10X,'*****')
WRITE(6,20)
20  FORMAT(10X,'**NELSON'S EQUATION**')
WRITE(6,30)
30  FORMAT(10X,'*****')
READ(5,40) NDA,DT,DP
40  FORMAT(17,2F10.4)
WRITE(6,50) DP
50  FORMAT(1H0,10X,'LT=',F6.4,'*DT')
WRITE(6,60) NDA
60  FORMAT(10X,'DIFFUSER ANGLE=',I7)
READ(5,70) XKS,XKD,XKP
70  FORMAT(3F10.4)
WRITE(6,80) XKS,XKD,XKP
80  FORMAT(10X,'KS=',F10.4,'KD=',F10.4,'KP=',F10.4)
READ(5,100) (TD(K),K=1,9)
100  FORMAT(9F6.1)
DO 90 K=1,9
T(K)=1.02*TD(K)+0.1821
IF(T(K).GT.25.1) GO TO 110
X(K)=-0.11*(T(K)-20.)/5.
VIS(K)=(1.007+X(K))*10**(-6.)
GO TO 90
110  X(K)=-0.093*(T(K)-25.)/5.
VIS(K)=(0.897+X(K))*10**(-6.)
90  CONTINUE
READ(5,130) (QM(L),L=1,9)
130  FORMAT(9F6.3)
READ(5,150) (QS(M),M=1,9)
150  FORMAT(9F6.3)
DO 160 N=1,9
REN(N)=4.*(QM(N)+QS(N))/3.141591*VIS(N)*DT*3600
XKT(N)=0.316/REN(N)**0.25*DP
160  CONTINUE
READ(5,180) (RM(I),I=1,9)
180  FORMAT(9F4.2)
RA(1)=0.1
DO 185 J=1,19
DO 190 I=1,9
A(I)=2.*RA(J)+(2.*RA(J)**2.*RM(I)**2.)/(1.-RA(J))
EE(I)=-((1.+XKS)*RA(J)**2.*RM(I)**2.)/(1.-RA(J))**2.
B(I)=1.+XKP-2.*RA(J)-(2.*RA(J)**2.*RM(I)**2.)/(1.-RA(J))
CPT(J,I)=2.*RA(J)+2.*RA(J)**2.*RM(I)**2./(1.-RA(J))
RN(J,I)=(A(I)+EE(I))/B(I)
IF(RN(J,I).LT.0.OR.RN(J,I).GT.2.) RN(J,I)=0.
E(J,I)=RN(J,I)*RM(I)*100.
RA(J+1)=RA(J)+0.05
IF(RA(J+1).GT.1.05) GO TO 300
190  CONTINUE
WRITE(6,200) RA(J)
200  FORMAT(1H0,5X,'RA=',F5.2)
WRITE(6,220)
220  FORMAT(1H0,5X,'QM',6X,'QS',6X,'T',6X,'VIS',12X,'REN',
*5X,'XKT',5X,'RM',4X,'RN',7X,'E(%)')
DO 230 II=1,9
WRITE(6,240) QM(II),QS(II),T(II),VIS(II),REN(II),XKT(II),
(RM(II),RN(J,II),E(J,II))
240  FORMAT(1H0,4X,F6.3,2X,F6.3,2X,F6.3,1X,F12.10,3X,F8.1,
*3X,F5.4,3X,F3.1,3X,F6.4,3X,F5.2)
230  CONTINUE
185  CONTINUE
300  STOP
END

```

* DESIGN OF WATER EJECTOR *

| | |
|-----------------------------------------|-------|
| Driving water flow (m ³ /hr) | ; 3.4 |
| Driving head (m) | ; 20 |
| Suc. water flow (m ³ /hr) | ; 3.4 |
| Suc. head (m) | ; -2 |
| Discharge head (m) | ; 2.8 |
| Water temperature (C) | ; 28 |
| Suc. Degree | ; 28 |
| Nozzle Thickness (Cm) | ; .1 |
| Diffuser Degree | ; 10 |

-----+
 I SPEC. OF WATER EJECTOR I
 -----+

| | |
|------------------|-----------------------------|
| Discharge head | ; 2.9 m |
| Driving Head | ; 20 m |
| Suc. Water Flow | ; 3.4561 m ³ /hr |
| Throat dia. | ; 1.6 cm |
| Nozzle dia. | ; .78 cm |
| Area ratio (R) | ; .24 |
| Head ratio (N) | ; .285058 |
| Flow ratio (M) | ; 1.0165 |
| Red (dt) | ; 179663 |
| Discharge dia. | ; 1.54 inch |
| Suction dia. | ; 1.25 inch |
| Throat length | ; 7 cm |
| Diffuser length | ; 13 cm |
| Max. efficiency | ; 28.9761 % |
| Nozzle to throat | ; .26 cm |

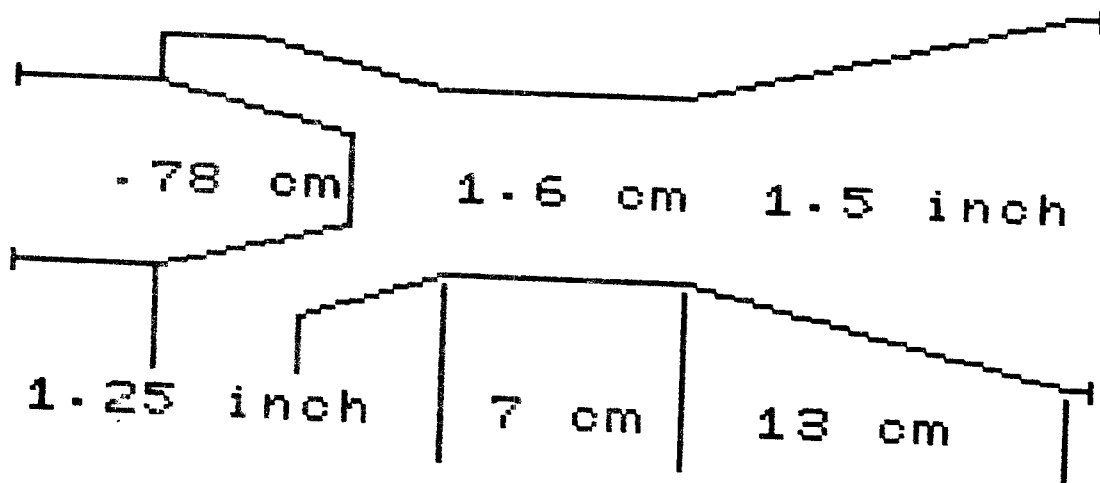
Suc. water according to Dri. head

| Dri. head (m) | Suc. water (m ³ /hr) |
|---------------|---------------------------------|
| 19.6 | 3.4 |
| 17.6 | 2.9 |
| 16.3 | 2.5 |
| 15.3 | 2.1 |
| 14.6 | 1.8 |
| 14 | 1.5 |
| 13.6 | 1.3 |
| 13.2 | 1.1 |
| 12.9 | .9 |
| 12.7 | .8 |
| 12.5 | .7 |

Suc.water according to Dis.head

| Suc.Water Capacity (M3/hr) | Discharge Head (m Aq) Driving Pressure (m Aq) | | | |
|----------------------------|--------------------------------------------------|-----|-----|-----|
| | 10 | 15 | 20 | 25 |
| 3.4 | .7 | 1.9 | 3 | 4.1 |
| 2.9 | 1 | 2.2 | 3.5 | 4.7 |
| 2.5 | 1.2 | 2.6 | 3.9 | 5.2 |
| 2.1 | 1.4 | 2.8 | 4.2 | 5.6 |
| 1.8 | 1.5 | 3 | 4.5 | 6 |
| 1.5 | 1.7 | 3.2 | 4.7 | 6.2 |
| 1.3 | 1.8 | 3.3 | 4.9 | 6.5 |
| 1.1 | 1.9 | 3.5 | 5.1 | 6.7 |
| .9 | 1.9 | 3.6 | 5.2 | 6.9 |
| .8 | 2 | 3.7 | 5.3 | 7 |
| .7 | 2.1 | 3.7 | 5.4 | 7.1 |

Dri. Head : 20 m
 Discharge head : 2.9 m
 Max. efficiency : 28.9761 %
 Nozzle to throat: .26 cm



* DESIGN OF WATER EJECTOR *

Driving water flow (m³/hr) ; 4.2
 Driving head (m) ; 20
 Suc. water flow (m³/hr) ; 3.2
 Suc. head (m) ; -2
 Discharge head (m) ; 3.7
 Water temperature (C) ; 32
 Suc. Degree ; 24
 Nozzle Thickness (Cm) ; .1
 Diffuser Degree ; 10

+-----+
I SPEC. OF WATER EJECTOR I
+-----+

Discharge head ; 3.8 m
 Driving Head ; 20 m
 Suc. Water Flow ; 3.424 m³/hr
 Throat dia. ; 1.59 cm
 Nozzle dia. ; .87 cm
 Area ratio (R) ; .3
 Head ratio (N) ; .359439
 Flow ratio (M) ; .815238
 Red (dt) ; 217334
 Discharge dia. ; 1.5 inch
 Suction dia. ; 1.25 inch
 Throat length ; 8 cm
 Diffuser length ; 13 cm
 Max. efficiency ; 29.3028 %
 Nozzle to throat ; .31 cm

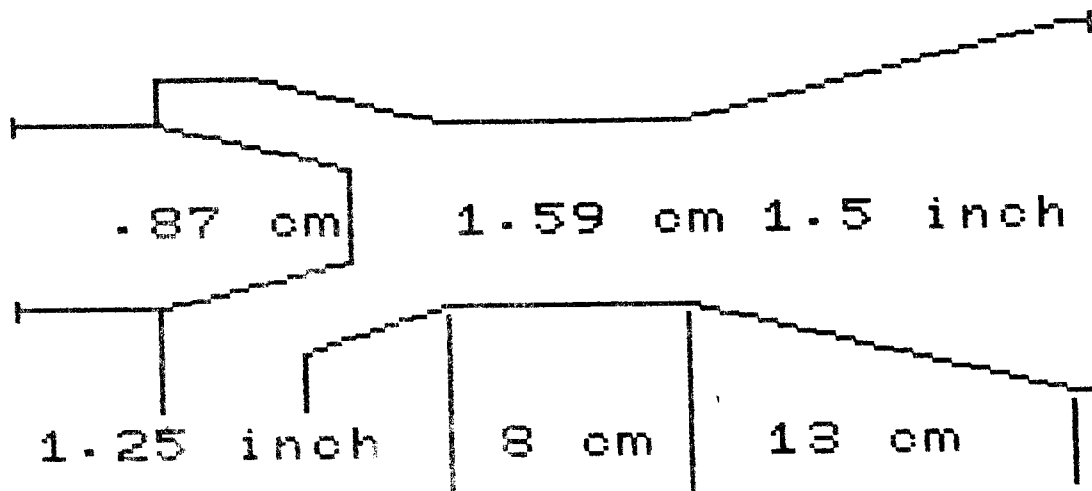
Suc. water according to Dri. head

| Dri. head (m) | Suc. water (m ³ /hr) |
|---------------|---------------------------------|
| 19.7 | 3.4 |
| 17.7 | 2.9 |
| 16.3 | 2.4 |
| 15.3 | 2.1 |
| 14.6 | 1.8 |
| 14 | 1.5 |
| 13.5 | 1.3 |
| 13.2 | 1.1 |
| 12.9 | .9 |
| 12.6 | .8 |
| 12.4 | .7 |

Suc.water according to Dis.head

| Suc.Water Capacity (M3/hr) | Discharge Head (m Aq) Driving Pressure (m Aq) | | | |
|----------------------------|--------------------------------------------------|-----|-----|------|
| | 15 | 20 | 25 | 30 |
| 3.4 | 2.5 | 3.9 | 5.2 | 6.5 |
| 2.9 | 3 | 4.5 | 6 | 7.4 |
| 2.4 | 3.4 | 5 | 6.6 | 8.1 |
| 2.1 | 3.7 | 5.4 | 7 | 8.7 |
| 1.8 | 4 | 5.7 | 7.5 | 9.2 |
| 1.5 | 4.2 | 6 | 7.8 | 9.6 |
| 1.3 | 4.3 | 6.2 | 8.1 | 9.9 |
| 1.1 | 4.5 | 6.4 | 8.3 | 10.2 |
| .9 | 4.6 | 6.6 | 8.5 | 10.5 |
| .8 | 4.7 | 6.7 | 8.7 | 10.7 |
| .7 | 4.8 | 6.8 | 8.9 | 10.9 |

Dri. Head : 20 m
 Discharge head : 3.8 m
 Max. efficiency : 29.3028 %
 Nozzle to throat : .31 cm



* DESIGN OF WATER EJECTOR *

Driving water flow (m³/hr) ; 5.5
 Driving head (m) ; 20
 Suc. water flow (m³/hr) ; 3
 Suc. head (m) ; -2
 Discharge head (m) ; 4.8
 Water temperature (C) ; 28
 Suc. Degree ; 28
 Nozzle Thickness (Cm) ; .1
 Diffuser Degree ; 10

 +-----+
 I SPEC. OF WATER EJECTOR I
 +-----+

Discharge head ; 5.2 m
 Driving Head ; 20 m
 Suc. Water Flow ; 3.21 m³/hr
 Throat dia. ; 1.62 cm
 Nozzle dia. ; 1 cm
 Area ratio (R) ; .38
 Head ratio (N) ; .486628
 Flow ratio (M) ; .583636
 Red (dt) ; 225811
 Discharge dia. ; 1.5 inch
 Suction dia. ; 1.25 inch
 Throat length ; 8 cm
 Diffuser length ; 13 cm
 Max. efficiency ; 28.4014 %
 Nozzle to throat ; .26 cm

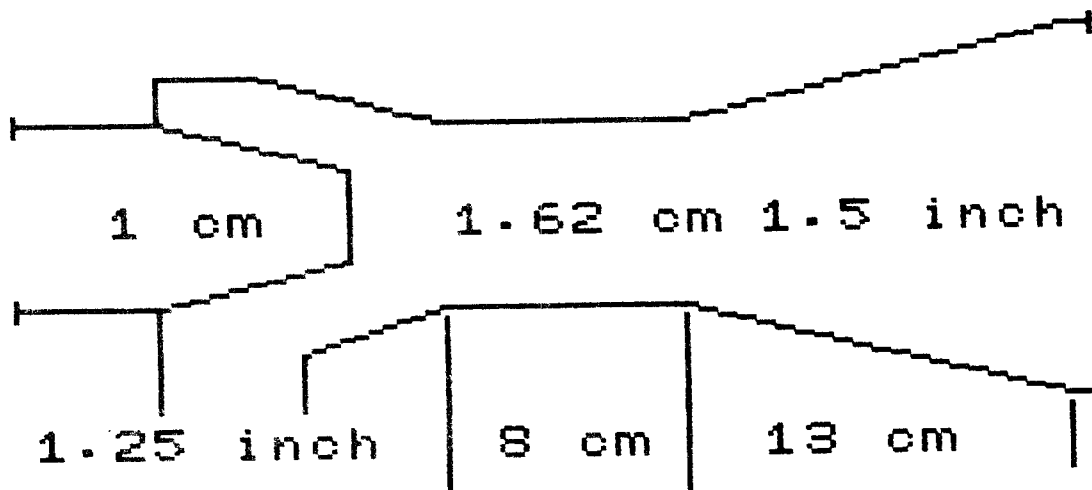
 Suc. water according to Dri. head

| Dri. head (m) | Suc. water (m ³ /hr) |
|---------------|---------------------------------|
| 19.8 | 3.2 |
| 18 | 2.7 |
| 16.7 | 2.3 |
| 15.8 | 1.9 |
| 15.1 | 1.6 |
| 14.6 | 1.4 |
| 14.1 | 1.2 |
| 13.8 | 1 |
| 13.5 | .9 |
| 13.2 | .7 |
| 13 | .6 |

Suc.water according to Dis.head

| Suc.Water Capacity (M3/hr) | Discharge Head (m Aq) Driving Pressure (m Aq) | | | |
|----------------------------|--------------------------------------------------|-----|-----|-----|
| | 10 | 14 | 18 | 20 |
| 3.2 | 2 | 3.3 | 4.6 | 5.3 |
| 2.7 | 2.3 | 3.8 | 5.2 | 5.9 |
| 2.3 | 2.6 | 4.2 | 5.7 | 6.5 |
| 1.9 | 2.9 | 4.5 | 6.1 | 6.9 |
| 1.6 | 3.1 | 4.7 | 6.4 | 7.3 |
| 1.4 | 3.2 | 5 | 6.7 | 7.6 |
| 1.2 | 3.4 | 5.1 | 6.9 | 7.8 |
| 1 | 3.5 | 5.3 | 7.1 | 8.1 |
| .9 | 3.6 | 5.4 | 7.3 | 8.2 |
| .7 | 3.7 | 5.6 | 7.5 | 8.4 |
| .6 | 3.7 | 5.7 | 7.6 | 8.5 |

Dri. Head : 20 m
 Discharge head : 5.2 m
 Max. efficiency : 28.4014 %
 Nozzle to throat: .26 cm

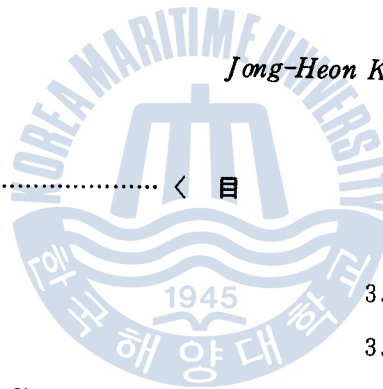


水驅動/空氣吸入 이젝터의 性能 特性에 관한 研究

A Study on the Performance Characteristics of the
Water-drive/Air-suction Ejectors

金 鍾 憲

Jong-Heon Kim



〈 目 次 〉

| | |
|-------------------|-----------------------------|
| Abstract | 3.1 基本性能의 評價 |
| 使用記號 | 3.2 無負荷 性能特性 |
| 第 1 章 序 論 | 3.3 負荷 性能特性 |
| 1.1 지금까지의 研究 | 第 4 章 實驗結果의 考察 |
| 1.2 本 研究의 目的 | 4.1 驅動노즐의 形狀에 따른 負荷時의 特性 |
| 第 2 章 實驗裝置 및 實驗方法 | 4.2 디퓨저 목 出口部의 흐름 狀態 |
| 2.1 實驗裝置의 概要 | 第 5 章 結 論 |
| 2.2 實驗對象 複合形 이젝터 | 參考文獻 |
| 2.3 流量計 檢定 및 物性值 | |
| 2.4 實驗方法 및 實驗範圍 | |
| 第 3 章 實驗結果 | |