

〈論 文〉

液體用 이젝터 性能에 관한 CAD와 實驗結果와의 比較

金京根* · 金明煥* · 洪永杓** · 高相喆***

(1988年 2月 5日 接受)

The Comparison of Experimental Results of Liquid Ejector Performance to Predictions by the Computer Aided Design Program

Kyung-Kun Kim, Myoung-Hwan Kim, Yeong-Pyo Hong and Sang-Cheol Ko

Key Words : Liquid Ejector(液體用 이젝터), Area Ratio(面積比), Nondimensional Throat Length(無次元 목부길이), Performance Curve(性能曲線), Working Limit(作動限界), CAD(컴퓨터 支援設計), Energy Saving System(성에너지 시스템)

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. 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, an empirical equation for the working limit of liquid ejector is reported.

記 號 說 明

A : 面積(m^2)

d : 直徑(m)

g : 重力加速度(m^2/s)

h_f : 損失水頭(m)

k : 損失係數

L_t : 목길이(m)

M : 流量比

N : 壓力比

P : 靜壓(N/m^2)

Q : 體積流量(m^3/s)

R : 面積比

Re : 레이놀즈數

v : 速度(m/s)

W : 重量流量(N/s)

* 正會員, 韓國海洋大學 船舶機械工學科

** 正會員, 東義大學校 工科大学 機械工學科

*** 韓國海洋大學 大學院

- γ : 比重量(N/m³)
- η : 效率(%)
- ν : 動粘性係數(m²/s)
- ρ : 密度(kg/m³)

添 字

- 1 : 노즐의 出口
- 2 : 목의 入口
- 3 : 목의 出口
- d : 吐出部
- m : 驅動노즐의 入口
- n : 驅動노즐
- s : 吸入部
- s.c : 吸入室
- t : 목부

1. 序 論

原油, 물등의 液體를 驅動液體로 하는 液體用 이젝터는 構造가 간단하고 運轉의 信賴性이 높을 뿐 아니라 氣液混合物의 吸入이 용이하다. 또한 動力源과 분리되어 있기 때문에 設置에 있어서 制約도 적다. 이와 같은 工學的 長點으로 인하여 液體用 이젝터는 각종 船舶用 및 工產品의 乾燥工程用, 沸騰形 輕水爐 노심내의 冷却水 再循環用, 深井用, 工作機械 등에서 冷却 및 潤滑을 겸한 系統의 펌프로써 廣範圍하게 使用되고 있으며 특히, 최근에 需要가 급증하고 있는 에너지 節約시스템에도 適用되고 있다.

一般的으로 液體用 이젝터는 驅動液體를 高速으로 噴射시키는 노즐, 吸入室, 吸入液體와 驅動液體와의 運動量 交換이 이루어지는 목, 速度에너지의 일부를 壓力에너지로 變換함으로써 吐出을 가능하게 하는 디퓨저등의 비교적 간단한 構造로 되어 있다.

그러나 이와 같은 液體用 이젝터의 성능은 노즐과 吸入室의 形狀, 노즐 出口와 목과의 面積比, 목의 길이, 디퓨저形狀 및 치수등의 幾何學的 變數들에 의하여 복잡하게 影響을 받기 때문에, 각부의 제반 流體力學的 損失을 정확히 豫測하여 最適設計를 하는 것은 용이하지 않다. 따라서 實際 設計에 있어서는 實驗의 研究 및 經驗등에 依存하고 있는 實情이다.

Rankin⁽¹⁾이 두 流體의 흐름의 混合理論을 發展

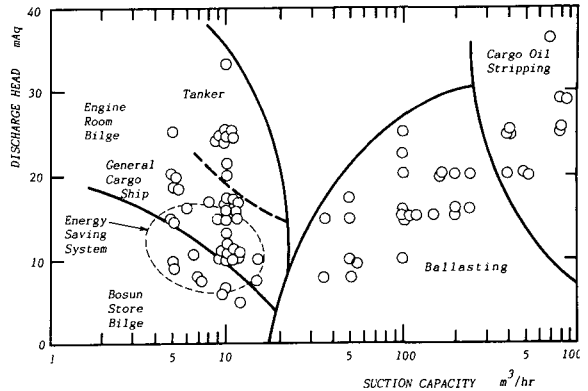


Fig. 1 Recently produced results of liquid ejector

시킨 後에 많은 實驗的 研究가 있었으며⁽²⁻⁶⁾, Ueda⁽⁷⁾는 液體用 이젝터에 관한 實驗的 研究를 통하여 이젝터 각부의 流體力學的 解析을 行하였다. 또한 Sanger^(8,9)도 液體用 이젝터의 성능을 豫測하는 方法에 관하여 研究結果를 얻고 있다. 그뒤 Oshima⁽¹⁰⁾는 液體用 이젝터 목부에서의 驅動流體 및 吸入流體의 混合過程上의 亂流흐름에 관한 理論的 檢討와 實驗을 통하여 最適 목부길이의 決定方法을 提示하고 있다.

Fig. 1은 國內에서 船舶用 및 陸上用에 供給되는 液體用 이젝터의 성능範圍를 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⁽¹¹⁾. 이 그림에서 注目되는 點은 最近 大形 탱커船의 國內建造增加로 인하여 大容量의 海上用이 漸增하고 있다는 點이다.

이와 같은 國產化 開發은 제반 研究與件의 不備로 인하여 극히 制限的인 自體實驗에 依存하였다. 最近에는 그간의 研究結果^(12,13) 및 文獻上의 研究結果를 土臺로 하여, 컴퓨터 支援設計에 의하여 이젝터 각부의 치수를 設計하고 나아가 製作될 이젝터의 豫想 性能曲線까지도 豫測 가능한 電算프로그램도 開發되었다⁽¹⁴⁾.

本 研究에서는 液體用 이젝터의 성능을 決定하는 여러가지 制約因子중 특히 레이놀즈수 變化에 따른 驅動노즐의 面積比 및 목부길이가 液體用 이젝터 성능에 미치는 影響을 體系的인 實驗을 통하여 研究함으로써 既 開發된 CAD用 電算프로그램⁽¹⁴⁾의 타당성을 보다 세밀히 檢討하고 이에 補充을 가하는데 研究의 目的이 있다.

2. 基本構造 및 理論解析

2.1 基本構造

Fig. 2에 液體用 이젝터의 基本構造를 나타내었다. 驅動流體가 保有하는 壓力에너지를 驅動노즐을 통하여 速度에너지로 變換시켜 高速으로 噴射시킴으로써 吸入室은 眞空狀態를 形成하여 流體가 吸入하게 된다. 驅動流體와 吸入된 流體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 流體가 保有하는 速度에너지의 一部를 壓力에너지로 變換시킴으로써 混合이 完了된 流體의 吐出을 可能하게 한다.

목부에서 速度分布의 發達過程을 Fig. 3에 圖式的으로 나타내었다. 驅動노즐을 噴出した 噴流는 中心部の 主流과 混合領域으로 構成된다. 混合領域은 渦動이나 渦流를 同伴하며 驅動流體와 吸入流體의 混合이 進行된다. 노즐出口로 부터 軸方向 거리가 증가함에 따라 混合領域에서 驅動流體와 吸入流體 사이의 運動量 交換으로 인하여, 驅動噴流는 減速되고 반면에 吸入流體는 加速되어 高速流領域은 점차 消滅됨으로써 목의 出口端에서 두 流體는 混合이 完了되어 거의 均一한 速度分布를 갖는 것으로 알려져 있다⁽⁸⁾.

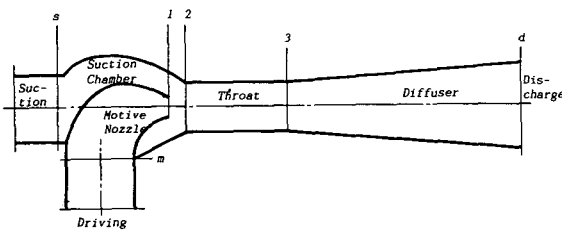


Fig. 2 Schematic diagram of liquid ejector

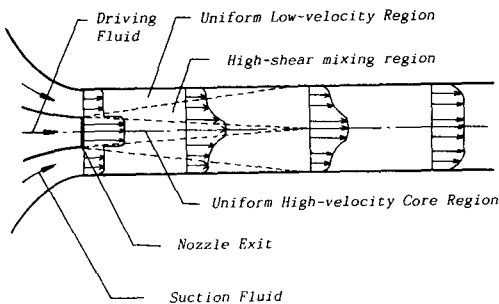


Fig. 3 Mixing velocity profile in throat

2.2 理論解析

液體用 이젝터의 性能은 각부의 흐름을 斷面平均流速에 대한 一次元 흐름이라 假定하고 損失의 考慮한 베르누이方程式을 다음과 같이 導入한다. Fig. 2에서 驅動노즐 入口를 m, 吸入口를 s, 驅動노즐 出口를 1, 混合部인 목의 入口를 2, 목의 出口를 3, 디퓨저 出口를 d라 하면, 먼저 驅動노즐 入口와 出口사이에서 驅動流體에 대한 베르누이方程式은

$$\frac{P_m}{\gamma} + \frac{v_m^2}{2g} = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{f1} \quad (1)$$

여기서 P_m 과 P_1 은 驅動노즐 入口와 出口에서의 靜壓, v_m 과 v_1 은 入口와 出口에서의 斷面平均流速을 나타낸다. 또한 h_{f1} 은 驅動노즐에서의 損失水頭로서, 다음과 같이 定義된다.

$$h_{f1} = k_1 \frac{v_1^2}{2g} \quad (2)$$

式(1)에서 $v_1^2 \gg v_m^2$ 이라 假定하면, 式(1)과 式(2)에서 다음식이 成立한다.

$$P_m - P_1 = \frac{\gamma v_1^2}{2g} (1 + k_1) \quad (3)$$

마찬가지 方法으로 吸入室에서 吸入流體의 損失水頭를 h_{f2} , 목부에서 混合流體의 損失水頭를 h_{f3} , 디퓨저에서의 損失水頭를 h_{fd} 라 하면, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h_{f2} = k_2 \frac{v_2^2}{2g}, h_{f3} = k_3 \frac{v_3^2}{2g}, h_{fd} = k_d \frac{v_3^2}{2g} \quad (4)$$

여기서 v_2 는 吸入流體의 流路斷面에서의 平均流速을, v_3 는 混合된 두 流體의 斷面平均流速을 나타낸다.

각각의 損失水頭를 考慮한 베르누이方程式을 다음과 같이 생각하기로 한다. 먼저 吸入口 壓力 P_s 와 목入口 壓力 P_2 사이에는 다음 식이 成立한다.

$$P_s - P_2 = \frac{\gamma v_2^2}{2g} (1 + k_s) \quad (5)$$

목의 入口인 斷面2에서 驅動流體는 驅動노즐의 出口流速인 v_1 을 그대로 維持하며, 吸入流體는 $v_2 = Q_s / (A_t - A_n)$ 를 갖는다고 假定하여 斷面2와 斷面3에서 運動量 方程式을 適用시키면

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

$$P_3 - P_2 = \frac{v_3}{g A_t} (W_m \frac{v_1}{v_3} + W_s \frac{v_2}{v_3} - W_m - W_s)$$

$$-k_3 \frac{v_3^2}{2g} \quad (6)$$

다음에 디퓨저 入口인 斷面3과 出口인 斷面 d 사이의 擴大流路에서의 베르누이 方程式은

$$P_d - P_3 = \frac{\gamma v_3^2}{2g} (1 - k_d) \quad (7)$$

液體用 이젝터에 있어서 重要的 파라미터인 流量比 M 과 面積比 R 은 각각 다음과 같이 定義된다.

$$M = \frac{\gamma_s Q_s}{\gamma_m Q_m} = \frac{Q_s}{Q_m}, \quad R = \frac{A_n}{A_t} \quad (8)$$

윗式에서 γ 는 比重을, Q 는 體積流量을 나타내며, A_n 은 驅動노즐 出口斷面積을, A_t 는 목부斷面積을 意味한다.

한편 全體積流量 Q_T 는 式(8)을 利用하면 다음과 같이 된다.

$$Q_T = A_n v_1 (1 + M) \quad (9)$$

그리고 목의 入口인 斷面2에서 吸入流體가 갖는 平均流速 v_2 는

$$v_2 = \frac{Q_s}{A_t - A_n} = \frac{R}{1 - R} M v_1 \quad (10)$$

목의 出口인 斷面3에서 混合流體가 갖는 平均流量 v_3 는

$$v_3 = \frac{Q_m + Q_s}{A_t} = R(1 + M) v_1 \quad (11)$$

따라서 驅動流體의 壓力減少분에 대한 吸入流體의 壓力增加분의 比, 즉 壓力比 N 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} N &= \frac{P_d - P_s}{P_m - P_d} \\ &= \frac{(P_d - P_3) + (P_3 - P_2) - (P_s - P_2)}{(P_m - P_2) - (P_s - P_2) - (P_d - P_s)} \\ &= \frac{2R + \frac{2R^2 M^2}{1 - R} - (1 + k_3 + k_d) R^2 (1 + M)^2 - (1 + k_2) \frac{R^2 M^2}{(1 - R)^2}}{1 + k_1 - 2R - \frac{2R^2 M^2}{1 - R} + (1 + k_3 + k_d) R^2 (1 + M)^2} \end{aligned} \quad (12)$$

한편 液體用 이젝터의 效率은 式(8)과 式(12)를 利用하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta = \frac{Q_s (P_d - P_s)}{Q_m (P_m - P_d)} = M \cdot N \quad (13)$$

3. 實驗裝置 및 實驗方法

Fig. 4는 實驗裝置의 全體 配置圖를 나타낸다. 먼저 驅動流體는 탱크(1)로 부터 流量計를 통하여 流量이 측정된 後, 實驗用 이젝터의 驅動부에 流入되며 吸入流體는 마찬가지로 水탱크(1)로 부터 流

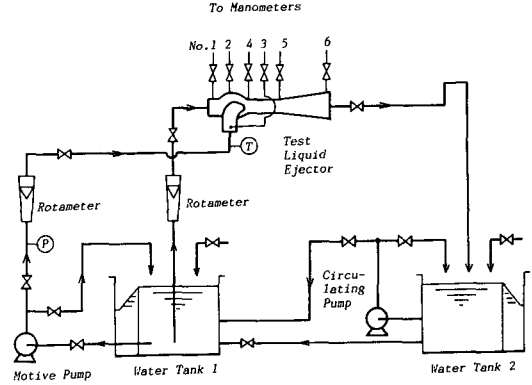


Fig. 4 Schematic diagram of experimental apparatus

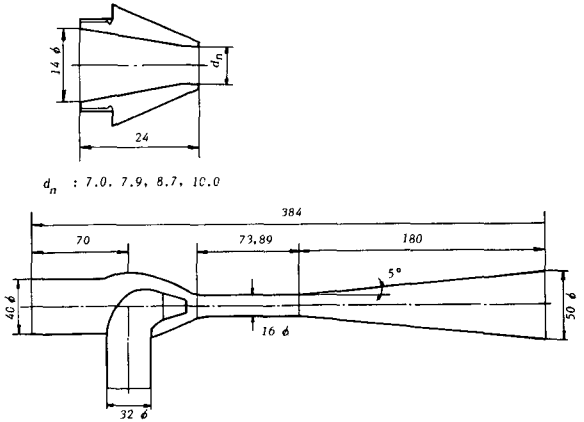


Fig. 5 Dimension of test nozzles and liquid ejector body

量計를 통하여 吸入된다. 吐出側은 그림에서 보는 바와 같이 空氣泡의 混入을 防止하기 위하여 별도로 탱크(2)가 設置되어 있다. 이 두개의 水탱크 사이에는 별도의 循環水 펌프가 設置되어, 이 펌프와 두 탱크 사이에 設置된 均壓라인에 의하여 實驗中에는 특히 탱크(1)의 水位를 一定히 하여 吸入揚程이 所定의 값으로 均一히 維持되게 하였다. 이젝터 各部의 壓力은 각각 大氣壓에 開放된 마노미터를 利用하여 測定하였으며, 水溫 測定用 熱電對 및 流量計는 精密하게 檢定한 後 本 實驗에 使用하였다.

Fig. 5는 實驗用 이젝터의 主要部 寸수를 나타낸다. 本 實驗用 이젝터의 全長은 384mm, 복부의 길이는 73mm, 89mm의 두가지 境遇에 대하여 實驗을 하였으며, 디퓨저 擴大角은 10°, 길이는 180 mm이다. 本 實驗에서는 목부의 斷面積에 대한 驅動노즐 出口面積의 比인 面積費가 이젝터 性能에

미치는 影響을 檢討하기 위하여 驅動노즐의 出口側 直徑이 7.0, 7.9, 8.7, 10.0mmφ인 4개의 驅動노즐을 製作하였다.

實驗은 탱크(1) 및 탱크(2)의 水位, 驅動 및 吸入流量, 각부의 壓力을 一定히 維持하는 定常狀態 下에서 行하였다. 먼저 목부에서의 레이놀즈數를 파라미터로 하여 面積比 및 목부 길이의 變化에 따른 實驗을 $Re_t = (0.93 \sim 2.07) \times 10^5$ 의 範圍에서 行하였다. 또한 吸入流量을 "0"으로 하는 狀態, 즉 無負荷實驗을 하여 驅動流量에 대한 吸入室의 壓力變化를 測定하였다. 그리고 吐出壓力을 降下시켜 家境遇의 最大可能 吸入流量(性能限界)에 관한 實驗을 별도로 行하였다. 이러한 實驗들은 面積比 및 목부 길이가 이상의 事項에 미치는 影響을 分析하기 위하여 行한 것으로, 面積比는 0.191, 0.244, 0.296, 0.391을, 목부 길이는 $L_t/d_t = 4.563$ 과 $L_t/d_t = 5.563$ 를 擇했다.

4. 實驗結果 및 考察

Fig. 6은 面積比 $R=0.296$ 의 境遇, 流量比 M 의 變化에 대한 液體用 이젝터의 效率 η 와 壓力比 N 의 變化를 나타내었다. 壓力比는 流量比가 增加함에 따라 減少하며, 效率는 最大點이 存在한다. 또한 壓力比 및 效率는 목부에서의 레이놀즈數가 增

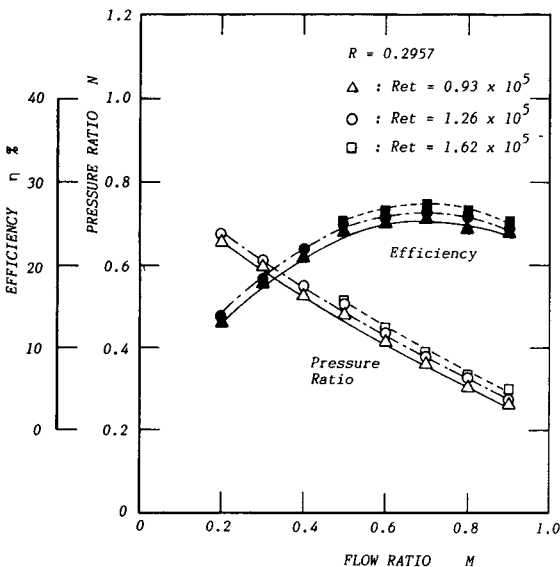


Fig. 6 Influence of Reynolds number to efficiency and pressure ratio

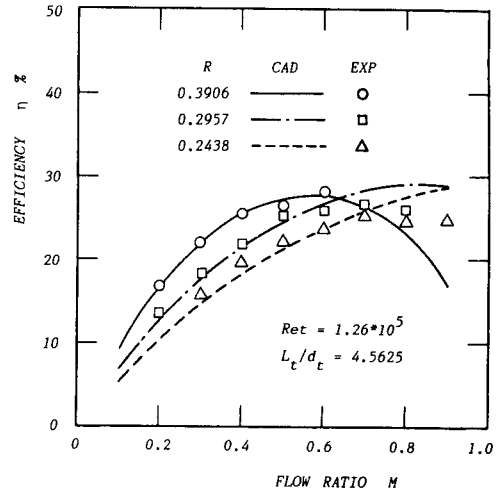


Fig. 7 Influence of area ratio to efficiency

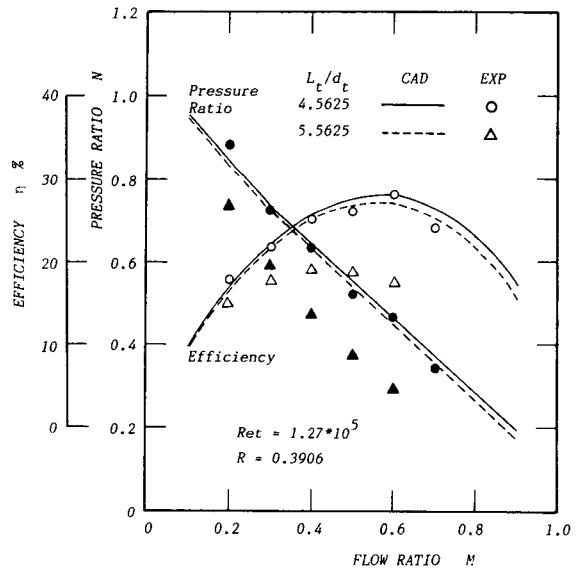


Fig. 8 Influence of nondimensional throat length to efficiency and pressure ratio

加함에 따라 增加하는 傾向을 나타내었다.

Fig. 7은 $Re_t = 1.26 \times 10^5$, 목부直徑에 대한 목부 길이의 比, 즉 無次元 목부길이 $L_t/d_t = 4.563$ 의 境遇, 效率 η 에 대한 實驗結果와 CAD에 의한 計算值⁽¹⁴⁾를 比較한 것으로, 각각의 面積比에 대하여 流量比가 $M=0.6$ 以下에서는 잘 一致하는 것을 確認하였다.

Fig. 8은 $Re_t = 1.27 \times 10^5$, $R=0.391$ 의 境遇 無次元 목부길이의 影響을 調査한 것으로, $L_t/d_t =$

4.563의 境遇는 CAD에 의한 計算値와 實驗値는 잘 一致하지만, $L_t/d_t=5.563$ 의 境遇는 상당히 벗어남을 알 수 있다. Oshima⁽¹⁰⁾의 研究結果에 의하면 $Re_t=1.27 \times 10^5$ 의 境遇 最適의 목부길이는 약 4.4정도로서, 그림에서 $L_t/d_t=5.563$ 인 境遇는 最適의 목부길이를 滿足시키지 못하기 때문에 最適狀態를 對象으로 한 CAD結果로 부터 상당히 벗어남을 알 수 있다. 液體用이젝터에 있어서 목의 길이는 驅動流體와 吸入流體의 混合이 完了되는데 必要한 最小値로 하여 設計할 必要가 있으며, 必要以上の 목부길이는 摩擦損失등의 增加로 性能이 低下하게 된다^(15,16).

液體用 이젝터의 목부에서의 壓力變化過程을 調査하기 위하여 無次元 壓力係數를 다음과 같이 定義한다.

$$\Delta C_{Pt} = \frac{P_3 - P_2}{\frac{\gamma v_n^2}{2g}} \quad (14)$$

윗式에 式(6)을 代入하고 式(10) 및 式(11)을 代入하여 整理하면 다음式으로 나타낼 수 있다.

$$\Delta C_{Pt} = 2R + \frac{2R^2 M^2}{1-R} - (2+k_t)R^2(1+M)^2 \quad (15)$$

Fig. 9는 $R=0.296$ 의 境遇로서, 목부에서 混合流體의 레이놀즈數가 增加함에 따라 無次元 壓力係數는 增加하여 計算値에 接近함을 알 수 있다.

Fig. 10은 $R=0.391$, $Re_t=1.62 \times 10^5$ 의 境遇, 목부길이의 變化에 대한 無次元 壓力係數를 나타낸 그림으로서, $L_t/d_t=4.563$ 인 境遇는 잘 一致하지만, $L_t/d_t=5.563$ 인 境遇는 混合이 完了된 流體가 不必要하게 긴 목을 通過하는 동안 摩擦損失등의 增加로 인하여 計算値로 부터 상당히 벗어남을 보

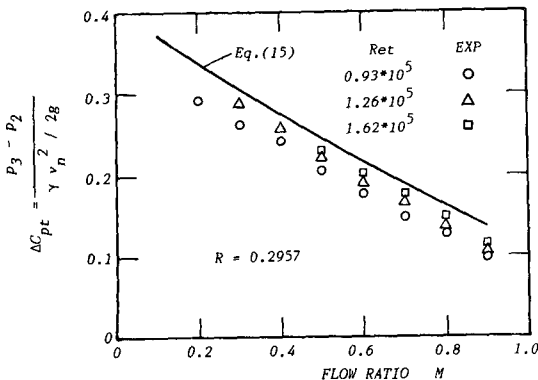


Fig. 9 Influence of Reynolds number to nondimensional pressure rise in throat

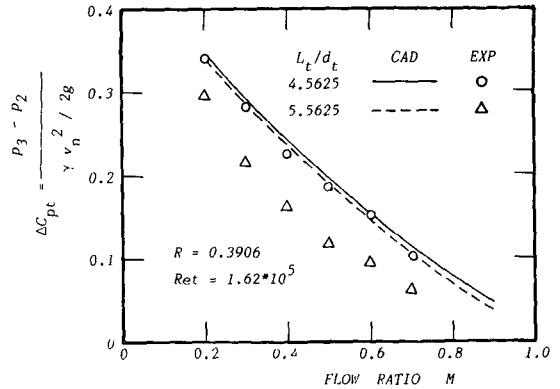


Fig. 10 Influence of nondimensional throat length to nondimensional pressure rise in throat

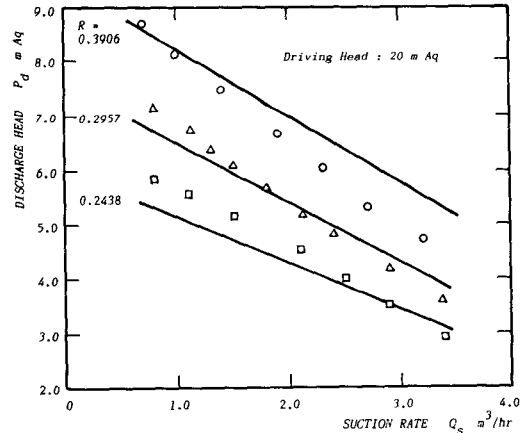


Fig. 11 Discharge head variations to suction head

이고 있다.

Fig. 11은 液體用 이젝터의 性能曲線을 表現하는 한 方法으로 驅動壓力를 一定히 維持시켰을 境遇의 吐出揚程과 吸入流量과의 關係를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 設計에 많이 應用되는 面積比인 $R=0.3$ 부근인 0.296의 境遇는 CAD에 의한 結果와 實驗結果는 비교적 잘 一致함을 알 수 있으나, $R=0.391$ 의 境遇는 CAD에 의한 結果가 實驗値보다 다소 餘裕가 있음을 알 수 있으며, $R=0.244$ 의 境遇는 CAD에 의한 結果가 다소 不足함을 알 수 있다.

Fig. 12는 吸入流量을 "0"으로 한 無負荷狀態의 實驗結果를 나타낸 그림으로서, 驅動노즐 出口의 레이놀즈數가 增加할수록, 驅動노즐 出口斷面積이 작아 流體가 高速으로 噴射될수록 吸入室內에는 高

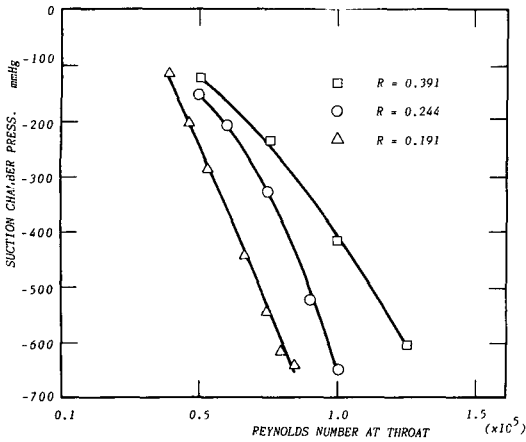


Fig. 12 Suction chamber pressure variations to Reynolds number at zero suction rate condition

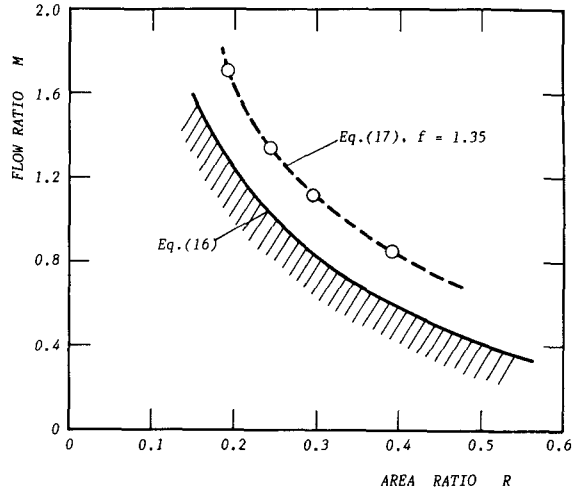


Fig. 14 Working limit of liquid ejector

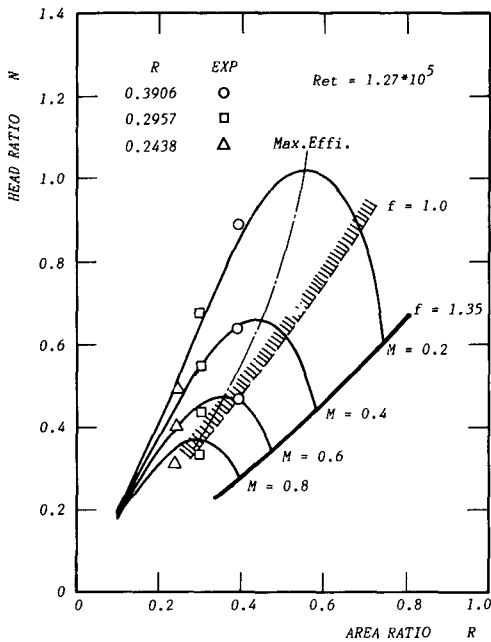


Fig. 13 Experimental results on R-N curve

眞空이 形成됨을 나타내고 있다.

Fig. 13은 一般의 液體用 이젝터의 性能을 나타내는 R-N 曲線으로, $Re_t = 1.27 \times 10^5$ 의 境遇 流量比 M을 파라미터로 하여 面積比 R과 壓力比 N의 關係를 나타내었다. 그림上에서 計算結果와 實驗結果는 잘 一致하며, 一定한 流量比에서 面積比를 增加시키면 最高 效率點을 거쳐 性能限界에

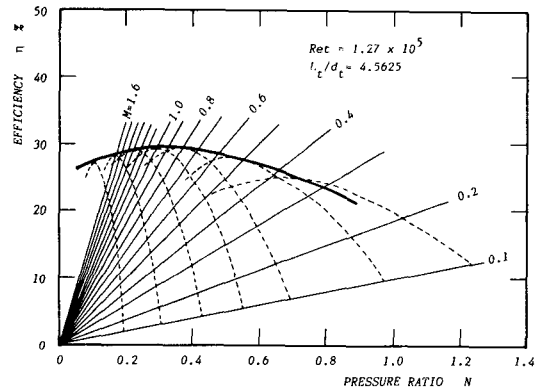


Fig. 15 Calculated performance curve of liquid ejector by the CAD program

到達하게 되며, 面積比가 決定되었을 境遇 壓力比 N을 減少시키면 性能限界에 到達하게 된다.

Fig. 2에서 목入口 (2)와 出口 (3)사이 에 檢査體積 (control volume)을 假想하였을 境遇, 吸入流體의 미미한 保有運動量과 壓力變化 등을 無視하면, 近似的으로 다음式이 成立한다.

$$\rho_1 Q_m v_1 \geq \rho_3 (Q_m + Q_s) v_3 \quad (16)$$

式(16)에 $M = Q_s/Q_m$, $R = A_n/A_t$ 를 代入하면

$$1 \geq f \cdot R \cdot (1+M)^2 \quad (17)$$

윗式에서 f는 斷面 2에서 諸般損失을 考慮한 修正係數이다. 이 f의 값에 관한 實驗結果를 平均的으로 求하면 $f=1.35$ 로서 Fig. 14에 나타내었다. 그러므로 Fig. 13에서 $f=1.35$ 인 限界值가 이 境遇의 液體用 이젝터의 實際 作動限界가 된다.

Fig. 15는 $Re_t=1.27 \times 10^5$, $L_t/d_t=4.563$ 인 境遇, 面積比 R 과 流量比 M 을 同時에 파라미터로 하여 計算한 $\eta-N$ 曲線의 例를 나타낸 것으로, 그림上에서 알 수 있는 바와 같이 最大效率은 30%程度임을 알 수 있다.

5. 結 論

液體用 이젝터의 성능에 重要한 影響을 미치는 驅動노즐의 面積比 및 목부길이의 變化에 따른 實驗을 通하여 얻은 結果를 要約하면 다음과 같다.

(1) 最適의 設計條件을 適用한 液體用 이젝터의 CAD에 의한 計算値와 實驗結果는 특히 $M \leq 0.6$ 範圍에서 잘 一致하며, 一般의 液體用 이젝터의 성능은 목부에서의 레이놀즈數 增加에 따라 增加한다.

(2) 목부의 最適길이는 레이놀즈數에 따라서 決定되며, 목부길이가 最適値를 벗어날 境遇에는 CAD에 의한 豫測性能과 實際의 성능은 상당한 차이를 일으킨다.

(3) 앞서 發表된 이젝터 設計用 電算프로그램⁽¹⁴⁾은 最適의 面積比인 $R=0.3$ 근처에서는 Fig. 11에서 보는 바와 같이 比較的 잘 一致하지만, 面積比가 이 값을 넘게 되면 CAD에 의한 結果가 實驗値보다 다소 餘裕가 있으며 반면에 面積比가 이 값보다 적게되면 CAD結果가 다소 不足함을 알 수 있다.

(4) 液體用 이젝터의 作動限界를 나타내는 條件式 $f \cdot R(1+M)^2 \leq 1.0$ 을 提示하였으며, 本 實驗에서 $f=1.35$ 임을 알았다.

參 考 文 獻

(1) J.M. Rankine, 1870, "On the Mathematical Theory of Combined Streams", Proc. Roy. Soc.(London),

Vol. 19, p. 90.
 (2) N.H.G. Mueller, 1964, "Water Jet Pump", Proc. ASCE, Vol. 90, No. HY3, Pt. 1, p. 83.
 (3) A. Edgar Kroll, 1947, "The Design of Jet Pumps", Chem. Eng. Progr., Vol. 1, No. 2, p. 21.
 (4) R.G.Cunningham, 1974, "Jet Breakup and Mixing Throat Lengths for the Liquid Jet Gas Pump", Trans. ASME, Vol. 96, No. 3, p. 216.
 (5) A.M.Jumpter, 1976, "Pump Handbook", McGraw-Hill Inc., New York, Chpt 4-1.
 (6) 市川常雄, 1952, "ジェットポンプに関する研究(第1報)", 日本機械学会論文集, 第18巻, 第69号, p. 57.
 (7) 植田辰洋, 1954, "水噴射ポンプに関する研究", 日本機械学会論文集, 第20巻, 第89號, p.25.
 (8) N.L.Sanger, 1968, "Noncavitating Performance of Two Low-Area-Ratio Water Jet Pumps Having Throat Lengths of 7.25 diameter", NASA TN D-4445.
 (9) N.L.Sanger, 1970, "An Experimental Investigation of Several Low-Area-Ratio Water Jet Pumps", Trans. ASME, J. Basic Eng., Vol. 92, No. 1.
 (10) 大島亮一郎, 1970, "ジェットポンプの研究(第1報)スロート長さの寸度効果", 日本機械学会 講演論文集, No. 777-7, p. 239.
 (11) 基元産業社 生産實績 關係資料, 1986.
 (12) 金喜澈, 朴炳輪, 1985, "물 噴射 펌프에 있어서 面積比가 效率에 미치는 影響", 韓國海洋大學 大學院 碩士學位論文.
 (13) 鄭大仁, 1983, "水噴射 펌프에 관한 研究(I)", 東明工業專門大學 研究報告書.
 (14) 金京根, 金鎔模, 1986, "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巻, 第1號, p. 35.
 (15) Lewis F. Moody, 1944, "Friction Factors for Pipe Flow", Trans. ASME, Vol. 66, No. 8, p. 671.
 (16) H. Schlichting, 1979, "Boundary Layer Theory", 7th ed., McGraw-Hill Inc., New York, p. 617.