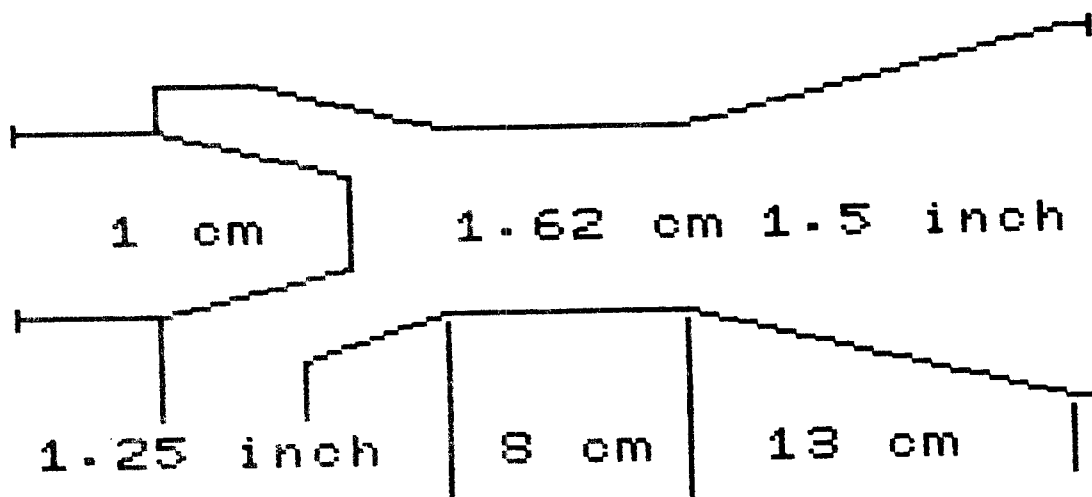


Suc.water according to Dis.head

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	

### Abstract

The ejector is a kind of pump with no moving parts, driven with high velocity jet from a motive nozzle. In spite of low pump efficiency, ejectors have mechanical advantages as follows;

1. There is nothing to worry about the hindrance to clog suction port by the alien substance.
2. Because it can be installed in location remote from the power source, there is no restrict for installation.
3. The suction is not controlled by cavitation, so that the ejectors is possible for the fluid suction near-by saturated state and have a self-priming function.
4. In case of discharging the explosive fluid, it is a suitable method by use of ejector which is actuated with water of steam.

Generally the ejector is known that the many geometrical variables affect on the performance characteristics complicately.

The ejectors are classified according to the kinds of drive and suction fluids as follows;

1. Liquid-drive/liquid-suction ejector.
2. Liquid-drive/gas-suction ejector
3. Steam-drive/gas-suction ejector.
4. Steam-drive/liquid-suction ejector.

The present research is on the performance characteristics of liquid-drive/gas-suction ejectors, which are usable for discharging explosive gas, eliminating the non-condensable gas in liquid and keeping the vacuum in closed chamber. 3 kinds of driving nozzle and 2 kinds of diffuser are used in this experiment.

The experimental parameters are zero suction flowrate, suction rate and pressure control and, discharge pressure control. Finally, the two-phase flow state of water and air in diffuser are also investigated.



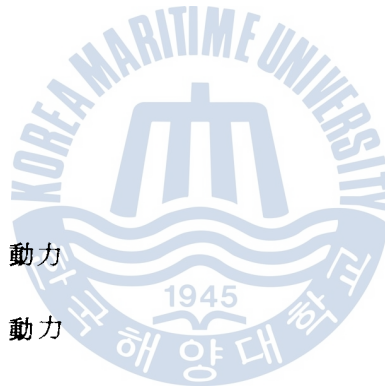
## 使 用 記 號

$A_t$	: 디퓨저 목의 斷面積	( $m^2$ )
$\alpha$	: 보이드율 ( 斷面平均 )	
$H_d$	: 吐出揚程	( $mmHg$ )
$H_m$	: 驅動揚程	( $mmHg$ )
$H_s$	: 吸入揚程	( $mmHg$ )
$M_g$	: 質量流量比	
$M_q$	: 體積流量比	
$N$	: 壓力比	
$P_i$	: 驅動流體의 動力	
$P_o$	: 吸入流體의 動力	
$p_d$	: 吐出壓力	( $kg/cm^2g$ )
$p_m$	: 驅動壓力	( $kg/cm^2g$ )
$p_s$	: 吸入壓力	( $kg/cm^2g$ )
$Q_m$	: 驅動流體의 體積流量	( $m^3/h$ )
$Q_s$	: 吸入流體의 體積流量	( $m^3/h$ )



## 使用記號

$\Delta_t$	: 디퓨저 목의 斷面積	( $m^2$ )
$\alpha$	: 보이드율 ( 斷面平均 )	
$H_d$	: 吐出揚程	( $mmHg$ )
$H_m$	: 驅動揚程	( $mmHg$ )
$H_s$	: 吸入揚程	( $mmHg$ )
$M_g$	: 質量流量比	
$M_q$	: 體積流量比	
$N$	: 壓力比	
$P_i$	: 驅動流體의 動力	
$P_o$	: 吸入流體의 動力	
$p_d$	: 吐出壓力	( $kg/cm^2$ )
$p_m$	: 驅動壓力	( $kg/cm^2$ )
$p_s$	: 吸入壓力	( $kg/cm^2$ )
$Q_m$	: 驅動流體의 體積流量	( $m^3/h$ )
$Q_s$	: 吸入流體의 體積流量	( $m^3/h$ )
$R_A$	: 面積比	
$R_{em}$	: 驅動流體의 겉보기 流速에 대한 목에서의 레이놀즈 數	



$R_{emix}$	: 디퓨저 목에서 二相流의 걸보기 레이놀즈數	
$R_{es}$	: 吸入流體의 걸보기 流速에 대한 목에서의 레이놀즈數	
$U_m$	: 驅動流體의 걸보기 流速	( m/h )
$U_s$	: 吸入流體의 걸보기 流速	( m/h )
$u_{mix}$	: 디퓨저 목에서 二相流의 實際平均速度	( m/h )
$\nu_{mix}$	: 二相流의 動粘性 係數	( $m^2/s$ )
$\chi$	: 乾 度	( % )
$\eta$	: 이젝터의 效率	( % )
$\mu_{mix}$	: 二相流의 粘性係數	( $kg/s \cdot m^2$ )
$\gamma_m$	: 驅動流體의 比重量	( $kg/m^3$ )
$\gamma_s$	: 吸入流體의 比重量	( $kg/m^3$ )
$\gamma_{mix}$	: 二相流의 平均 比重量	( $kg/m^3$ )

## 第1章 序 論

### 1.1 지금까지의 研究

이젝터(ejector)는 노즐을 통하여 高速으로 流體를 噴射하여 노즐의 주위에 眞空을 形成시킴으로써 어떤 流體를 吸入하게 되고, 吸入流體와 노즐을 통하여 噴射되는 驅動流體와의 에너지 交換을 이루어 吐出되는, 움직이는 部分이 전혀없는 펌프의 일종이다.

이러한 이젝터가 갖는 工學的 特性은 다음과 같이 요약할 수 있다.

- (1) 故障의 염려가 없어 運轉의 信賴度가 매우 높다.
- (2) 일반 원심펌프에 비하여 吸入流路가 막힐 염려가 거의 없다.
- (3) 이젝터의 驅動用 動力源과 이젝터의 設置場所가 따로 떨어져도 되기 때문에 설계상 제약이 적다.
- (4) 液體를 吸入할 경우에 캐비테이션에 대하여 제약을 받지 않으므로, 특히 飽和溫度 근처의 流體를 吸入하기에 적합하다. 그리고, 吸入流體가 氣液의 二相流 또는 三相流일 경우의 吸入에도 별 問題가 없다.
- (5) 폭발성이 강한 流體의 少量 排出은 물로 驅動되는 이젝터를 使用함으로써, 폭발의 위험을 피할 수가 있다.
- (6) 펌프로서의 效率은 일반 펌프에 비하여 상당히 낮다.

이와 같은 工學的 特性 때문에 각종 형태의 이젝터는 産業現場에서 널리 쓰이고 있다.



驅動流體와 吸入流體의 종류에 따라서 이를 大別하고 使用의 例를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 液體驅動 / 液體吸入 이젝터…… 베어링에 潤滑油 供給, 보일러 爐內의 재순환, 工作機機用冷却 潤滑劑의 供給, 船舶의 스트리핑, 빌지排出, 밸러스팅, 深井펌핑, 에너지 절약 시스템用.
- (2) 液體驅動 / 氣體吸入…… 船舶의 造水器, 폭발성 氣體의 排出, 일반 진공유지用.
- (3) 蒸氣驅動 / 氣體吸入…… 콘덴서의 배압유지, 폭발성 기체배출, 에너지 절약 시스템用.
- (4) 蒸氣驅動 / 液體吸入…… 보일러수의 加壓供給.
- (5) 空氣驅動 / 空氣吸入…… STOL 飛行機의 揚力 增大用.
- (6) 空氣驅動 / 粉末吸入…… 火力發電所 석탄 공급용.

이들 이젝터는 비교적 單純한 구조를 하고 있음에도 불구하고, 이젝터 내부에서의 流動狀態뿐만 아니라 기하학적 형상이 이젝터의 性能 및 運轉特性에 지대한 영향을 미친다.

이들중에서 중요한 形狀變數를 정리하면 다음과 같다.

- (1) 驅動 노즐의 형상
- (2) 吸入室의 形상
- (3) 驅動노즐 出口에서 목입구 까지의 거리
- (4) 驅動노즐 出口 斷面積과 목 斷面積과의 面積比
- (5) 목의 흐름방향 길이
- (6) 디퓨저 확대부의 形상 및 길이

이상과 같은 形상變數에 대하여 體系的인 實驗을 하여 설계에 必

뜻한 정보를 충분히 확보하는데에는 많은 시간과 노력이 요구된다고 하겠다. 물과 같이 液體의 壓力에너지로 驅動되는 水이젝터의 노즐출구에서의 유속은  $30 \sim 40 \text{ m/sec}$  정도의 저속이나, 熱氣로 구동되는 熱氣이젝터의 노즐출구에서의 流速은 마하  $3 \sim 4$ 에 도달하는 것이 보통이다. 따라서 구동노즐의 出口에서 驅動流體의 噴流(jet)와 吸入流體가 혼합되어 運動 에너지를 交換하는 過程도 判이하게 다르며 해석의 方法도 전혀 다르게 된다.

이와같은 이젝터는 전술한 바와 같이 産業現場의 必要性으로 인하여 많은 研究結果가 축적되어 있는 狀態이다. 먼저 原油, 물, 潤滑油등의 驅動流體에 의하여 同一한 流體를 吸入하는 液體用 이젝터에 관한 지금까지의 研究結果를 요약하면 다음과 같다.

T.Ueda<sup>1)</sup>는 液體用 이젝터에 관하여 實驗結果를 토대로 하여 最初로 液體用 이젝터 各部의 흐름상태에서 損失係數를 추적하여 흐름 방향의 一次元 흐름에 대한 理論的 解析을 하였으며, N.L.Sanger<sup>2)</sup>도 T.Ueda의 研究結果와 거의 同一한 研究業積을 얻고 있다.

Oshima<sup>3)</sup>는 液體用 이젝터의 性能에 지대한 영향을 미치는 목부의 길이 영향에 대하여 體系的인 實驗을 실시하고 驅動노즐에서 噴出되는 젯트와 吸入流體의 亂流混合(turbulent mixing) 過程에 대하여 모델을 정립하고, 이를 바탕으로 理論解析을 하여 最適 목부의 길이를 목에서의 레이놀즈수의 函數로서 提示 하였다.

實際의 設計에 必要한 資料는 參考文獻(4) 등에 比較的 자세히 提示되어 있으나 대략적인 內容에 불과하고 구체적 研究結果는 생략되어 있다.

國內에서는 最近 造船工業의 發展과 더불어 一次的으로 船舶用的 液體用 이젝터를 對象으로 하여 國産化 개발연구가 착수 되었다.<sup>5)</sup> 金喜澈 - 朴炳翰<sup>6)</sup>은 小型의 이젝터를 利用하여 특히 노즐출구와 목의 斷面的의 比 및 구동노즐 出口와 목入口의 거리가 이젝터의 性能에 대하여 미치는 영향에 關係 體系的으로 實驗을 수행 하였다. 金京根 - 金容模<sup>7)</sup>는 위의 國內에서의 蓄積 實驗 데이터와 그간의 文獻에 의거하여, 주어진 設計條件에 대하여 最高의 運轉效率를 갖도록 各部의 重要치수를 決定할 뿐만 아니라, 일반펌프의 性能曲線과 유사하게 製作後 예상되는 性能曲線까지 出力할 수 있는 전산 프로그램의 개발에 成功하여 液體用 이젝터의 國內供給의 터전을 마련하였다. 다음으로 金京根 - 高相喆<sup>8)</sup>은 개발된 CAD (Computer Aided Design) 用 전산 프로그램의 實證을 위한 小型이젝터의 效率, 壓力比等에 關係 體系的인 實驗을 통하여, 개발된 전산 프로그램으로부터의 예상결과와 실험결과가 全實驗領域에서 잘 一致함을 확인하고, 液體用이젝터가 吸入 不可能의 狀態에 도달하는 條件에 대하여도 最初로 實驗結果를 얻고 있다. 또한 參考文獻(7)에 의한 전산프로그램의 出力으로 부터 參考文獻(9)에 提示한 結果와 유사하게 綜合的으로 液體用 이젝터의 性能을 檢討할 수 있는 개량된 圖面도 얻고 있다. 이와 같이 축적된 研究結果로 인하여 現在는 液體用 이젝터의 國産化 개발이 거의 완성된 狀態이나 世界的인 大型 탱커의 life cycle의 도래로, 용량 500 ~ 1,000 ton/h의 大型 液體用 이젝터에 대하여 1 : 1 스케일의 實證實驗이 要求되는 형편이기도 하다.

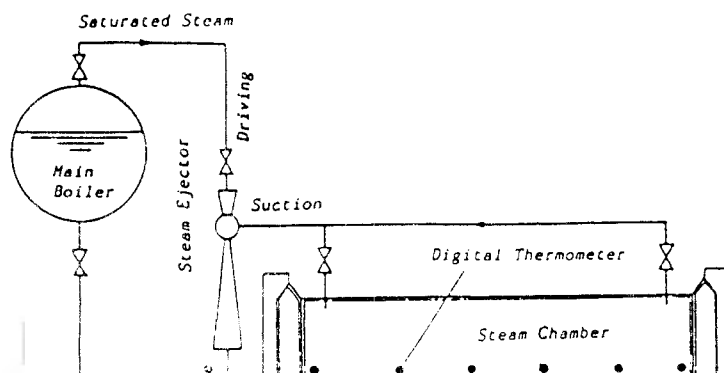
過熱蒸氣 (superheated steam) 또는 飽和蒸氣 (saturated steam) 에 의하여 驅動되어 空氣 또는 蒸氣를 吸入하는 蒸氣이젝터 (steam ejector) 에 關한 最初의 理論的 研究은 역시 T.Ueda 에 의 하여 수행 되었다.<sup>10) -13)</sup>

國內에서는 一次로 船舶의 C.O.P.T (Cargo Oil Pump Turbine) 用과 主機關의 蒸氣 터어빈인 大型 탱커의 主復水器 眞空 유지용 이젝터의 國産化 개발을 目標로한 研究가 착수되어, 주로 液體用 이젝터에 關한 研究結果를 토대로 하여 주어진 設計條件을 만족할 수 있는 증기 이젝터용 CAD 프로그램을 完成하였다.<sup>10) -15)</sup> 이와 같은 증기 이젝터의 性能實驗에는 中壓정도의 보일러를 포함한 實驗裝置가 要求되고, 設計計算에서는 디퓨저 입구부의 기하학적 形狀을 고려한 반복계산이 要求되어 대단히 긴 計算時間이 必要하기 때문에 CAD에 의한 蒸氣이젝터의 成功的 設計는 매우 큰 意味를 갖는다고 생각된다.

다음으로 高壓空氣에 의하여 驅動되는 空氣用 이젝터는 次世代 항공기로서 주목을 받아 개발이 進行中인 STOL 항공기의 推力增大 및 석탄의 수송과 關連하여 最近에 몇가지의 研究가 수행되었다.<sup>16) -19)</sup>

空氣이젝터를 分類하면 亞音速用과 超音速用으로 나누어지며 디퓨저부의 설계에 있어서는 충격파에 對한 研究가 필수적인 것으로 알려져 있다.

最近 國內의 食品工業, 섬유공업 製紙工業等 증기를 多量으로 使用하는 工場에서 各種 廢蒸氣 및 溫水가 保有하는 廢熱을 回收하

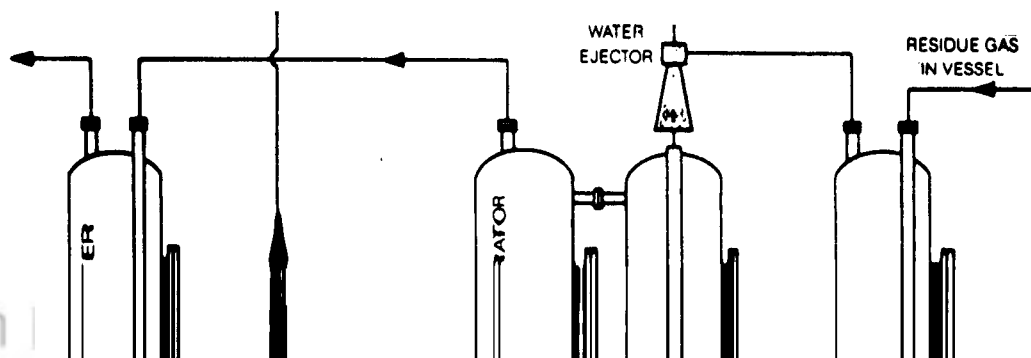


組合하여 綜合的인 熱에너지 절약을 도모하고 있다.<sup>20)</sup> 그림(1.1)은 라면, 통조림등의 食品工場에서 콘베이어에 의하여 食品을 이송하면서 증기로 食品을 익히는 工程에서 지금까지는 一次使用後에 연돌을 통하여 버리던 증기를, 蒸氣 이젝터 및 水이젝터를 利用하여 에너지 節約을 도모하고, 나아가 使用 蒸氣의 作動溫度를 一定히 유지하기 위하여 設計한 에너지 節約 시스템의 한 例를 보인다.

이러한 各種에너지 節約 시스템에 關하여 日本에서는 第二次 石油과동 以後에 組織的인 研究開發을 遂行하여 多方面의 이젝터를 利用한 시스템 開發을 하고 있다.<sup>22)</sup> 그림(1.2)는 水이젝터를 利用하여 폭발의 위험이 높은 民需用 LPG 容器內의 잔류가스를 완전히 除去하기 위하여 國內에서 開發된 시스템의 한 例로서, 水이젝터에 의하여 잔류가스를 수집하여 그림중의 가스분리기내에 모은 다음, 外部로부터의 화염의 침입을 방지하도록 화염방지망을 통과시킨 후 排出하도록 되어 있는 장치이다.

## 1.2 本 研究의 目的

本 研究의 目的은 液體驅動 / 氣體吸入 이젝터의 性能特性을 研究하여 장치 이러한 이젝터의 컴퓨터 프로그램을 開發하고자 하는 일련의 研究基礎단계로서, 水驅動 / 空氣吸入 이젝터에 관한 性能 特性의 實驗的 研究結果를 얻는데에 있다. 水驅動 / 空氣吸入 이젝터에 관하여는 지금까지 연구보고된 것이 없으며 水이젝터와 蒸氣이젝터에 관한 研究結果를 토대로 하여 적당히 실제설계를 하고 있는 실정이다.



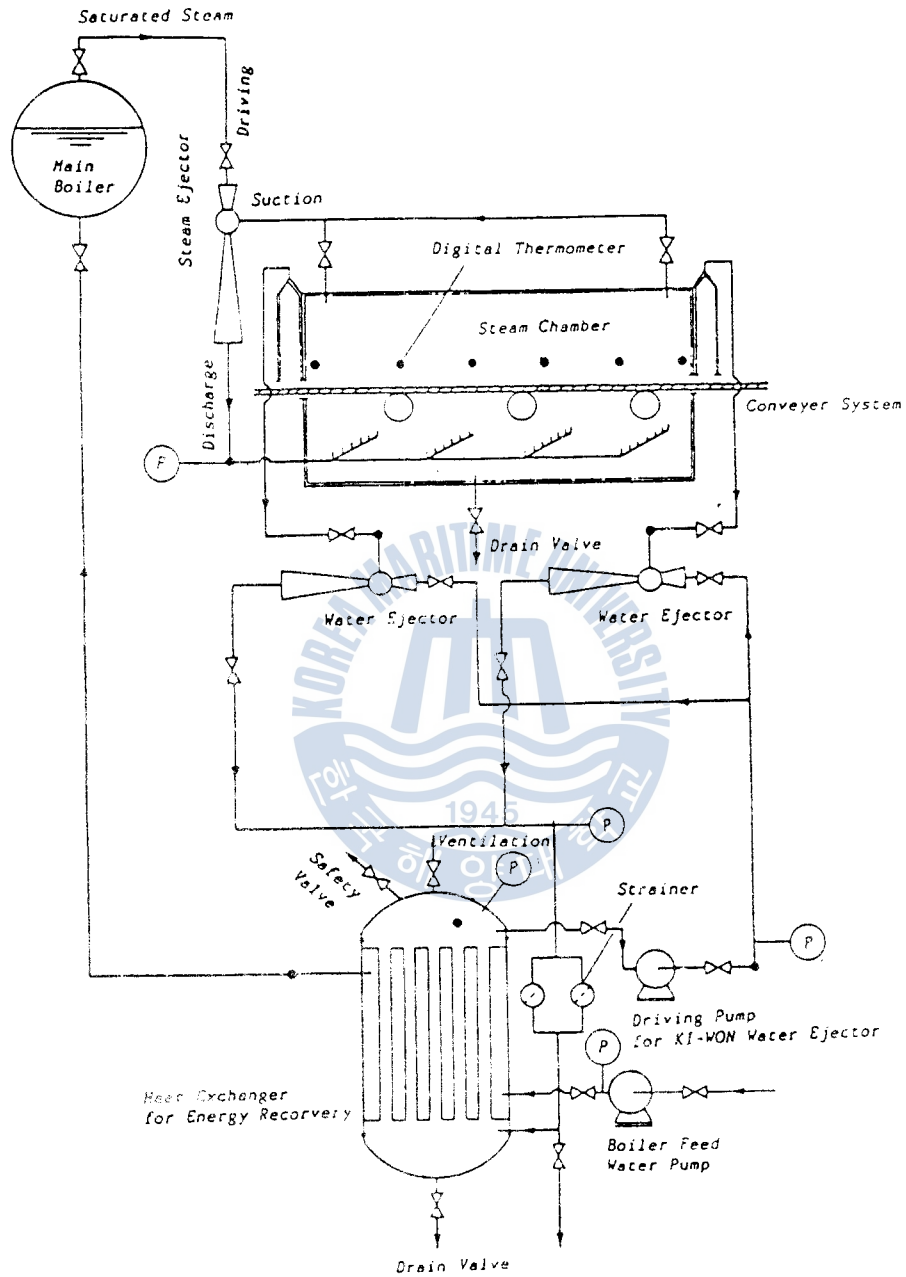


Fig.1.1 Energy recovery system in food processing plant

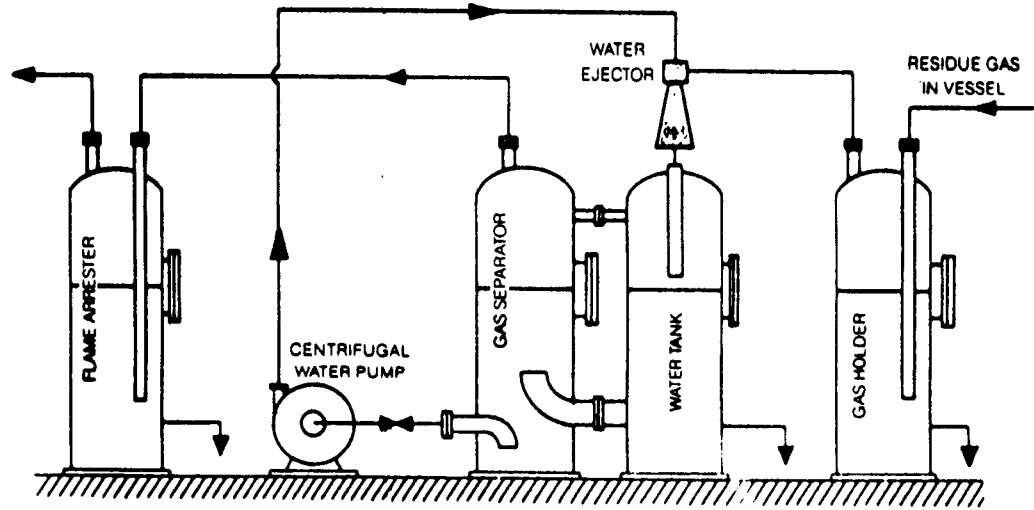


Fig.1.2 Residue gas vacuum release system

水驅動 / 空氣吸入 이젝터는 흐름의 특성상 1.1 절에서 기술한 蒸氣이젝터와 液體用 이젝터의 中間의인 特性이 될것이 예상된다. 즉 非壓縮性인 水噴流에 의하여 壓縮性인 空氣를 混入하여 이를 壓縮하는 것으로서, 驅動流體 / 吸入流體 모두 壓縮性 流體인 蒸氣이젝터와 驅動流體 / 吸入流體 모두 非壓縮性 流體인 水이젝터의 中間의 特性을 갖게 된다고 생각된다.

本 研究의 實驗對象인 水驅動 / 空氣吸入 이젝터는 그 效率이 일반 펌프에 비교하여 매우 낮으므로 일반펌프의 代用으로서는 별 의미가 없으나, 위험성 있는 잔류기체의 安全한 排出에는 工學的으로 큰 의미를 갖는다고 생각된다. 또한 蒸氣이젝터로 氣體를 吸入排出하는 것이 效果的이기는 하나, 船舶用 造水器와 같이 驅動蒸氣의

過熱蒸氣 (superheated steam) 또는 飽和蒸氣 (saturated steam) 에 의하여 驅動되어 空氣 또는 蒸氣를 吸入하는 蒸氣이젝터 (steam ejector) 에 關한 最初의 理論的 研究은 역시 T.Ueda 에 의하여 수행 되었다.<sup>10)~13)</sup>

國內에서는 一次로 船舶의 C.O.P.T(Cargo Oil Pump Turbine) 用과 主機關이 蒸氣 터어빈인 大型 탱커의 主復水器 眞空 유지용 이젝터의 國産化 개발을 目標로한 研究가 착수되어, 주로 液體用 이젝터에 關한 研究結果를 토대로 하여 주어진 設計條件을 만족할 수 있는 증기 이젝터용 CAD 프로그램을 完成하였다.<sup>10)~15)</sup> 이와 같은 증기 이젝터의 性能實驗에는 中壓 정도의 模型器를 포함한 實驗裝置가 要求되고, 設計計算에서는 디퓨저 입구부의 기하학적 形狀을 고려한 반복계산이 要求되어 대략히 긴 計算時間이 必要하기 때문에 CAD에 의한 蒸氣이젝터의 成功的 設計는 매우 큰 意味를 갖는다고 생각된다.

다음으로 高壓空氣에 의하여 驅動되는 空氣用 이젝터는 次世代 항공기로써 주목을 받아 개발이 進行中인 STOL 항공기의 推力增大 및 석탄의 수송과 關連하여 最近에 몇가지의 研究가 수행되었다.<sup>16)~19)</sup>

空氣이젝터를 分類하면 亞音速用과 超音速用으로 나누어지며 디퓨저부의 설계에 있어서는 충격파에 對한 研究가 필수적인 것으로 알려져 있다.

最近 國內의 食品工業, 섬유공업 製紙工業等 증기를 多量으로 使用하는 工場에서 各種 廢蒸氣 및 溫水가 保有하는 廢熱을 回收하는 에너지 節約 시스템에서는 轉輸한 蒸氣 이젝터 및 水이젝터를



組合하여 綜合的인 熱에너지 절약을 도모하고 있다.<sup>20)</sup> 그림(1.1)은 라면, 통조림등의 食品工場에서 콘베이어에 의하여 食品을 이송하면서 증기로 식품을 익히는 工程에서 지금까지는 一次使用後에 연돌을 통하여 버리던 증기를, 蒸氣 이젝터 및 水이젝터를 利用하여 에너지 節約을 도모하고, 나아가 使用 蒸氣의 作動溫度를 一定히 유지하기 위하여 設計한 에너지 節約 시스템의 한 例를 보인다.

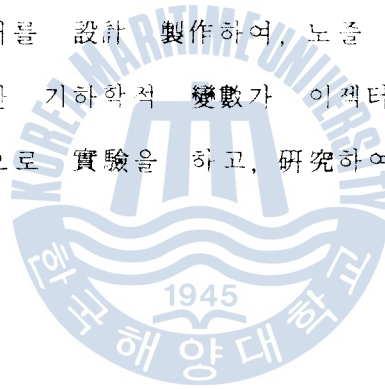
이러한 各種에너지 節約 시스템에 關하여 日本에서는 第二次 石油과동 以後에 組織的인 研究開發을 遂行하여 多方面의 이젝터를 利用한 시스템 開發을 하고 있다.<sup>22)</sup> 그림(1.2)는 水이젝터를 利用하여 폭발의 위험이 높은 民需用 LPG 容器內的 잔류가스를 완전히 除去하기 위하여 國內에서 開發된 시스템의 한 例로서, 水이젝터에 의하여 잔류가스를 수집하여 그림중의 가스분리기내에 모은 다음, 外部로부터의 火염의 침입을 방지하도록 火염방지망을 통과시킨 후 排出하도록 되어 있는 장치이다.

## 1.2 本 研究의 目的

本 研究의 目的은 液體驅動 / 氣體吸入 이젝터의 性能特性을 研究하여 장치 이러한 이젝터의 컴퓨터 프로그램을 開發하고자 하는 일련의 研究基礎단계로서, 水驅動 / 空氣吸入 이젝터에 관한 性能特性의 實驗的 研究結果를 얻는데에 있다. 水驅動 / 空氣吸入 이젝터에 관하여는 지금까지 연구보고된 것이 없으며 水이젝터와 蒸氣이젝터에 관한 研究結果를 토대로 하여 적당히 실제설계를 하고 있는 실정이다.

供給이 餘의 餘 못할 경우에는 水驅動/空氣吸入 이젝터가 效果的 수단 이 될 것이다. 그리고 研究室 實驗에서 液體內에 混合되어있는 少量의 불응축 가스의 제거 또는 小型容器內의 眞空유지, 工場에서 生産된 製品의 간헐적인 누설여부 確認實驗에서도 피스톤형의 진공 펌프의 잘못사용으로 인한 빈번한 故障을 고려할 경우에는 이를 水驅動/空氣吸入 이젝터 시스템으로 대체하면 運轉上의 確實한 信賴性을 얻을 수 있다고 알려져 있다.<sup>2,3)</sup>

本 論文에서는 現在의 단계로서 最適의 形狀이라고 생각되는 水驅動/空氣吸入 이젝터를 設計 製作하여, 노즐 및 디퓨저의 형상을 바꾸어 가면서 이러한 기하학적 變數가 이젝터의 效率에 미치는 영향에 대하여 體系적으로 實驗을 하고, 研究하여 그 結果를 報告한 것이다.



供給이 여의치 못할 경우에는 水驅動/空氣吸入 이젝터가 效果的 수단이 될 것이다. 그리고 研究室 實驗에서 液體內에 混合되어있는 少量의 불응축 가스의 제거 또는 小型容器內的 眞空유지, 工場에서 生産된 製品의 간헐적인 누설여부 確認實驗에서도 피스톤형의 진공 펌프의 잘못사용으로 인한 빈번한 故障을 고려할 경우에는 이를 水驅動/空氣吸入 이젝터 시스템으로 대체하면 運轉上的 確實한 信賴性を 얻을 수 있다고 알려져 있다.<sup>23)</sup>

本 論文에서는 現在의 단계로서 最適의 形狀이라고 생각되는 水驅動/空氣吸入 이젝터를 設計 製作하여, 노즐 및 디퓨저의 형상을 바꾸어 가면서 이러한 기하학적 變數가 이젝터의 效率에 미치는 영향에 대하여 體系的으로 實驗을 하고, 研究하여 그 結果를 報告한 것이다.



## 第2章 實驗裝置 및 實驗方法

### 2.1 實驗裝置의 概要

그림 (2.1)은 實驗裝置의 全體配置圖를 나타낸다. 實驗用 이젝터의 驅動流體인 常溫의 물은 貯藏탱크(1)로부터 驅動펌프로 吸入되어, 驅動펌프 出口測에 設置된 바이패스 밸브 및 吐出밸브에 의하여 流量과 壓力이 調節되고, 浮子式 流量計에 의하여 體積流量이 測定된다. 다음, 實驗用 이젝터에 流入한다.

한편 吸入流體는 空氣로서, 大氣壓 狀態의 室內空氣를 浮子式 流量計를 통하여 流量이 測定된 후에 實驗用 이젝터에 吸入된다.

本 實驗用인 水驅動 / 空氣吸入 이젝터로부터 流出된 氣液混相의 二相流는 觀察窓 (sight glass)을 통과하여 貯藏탱크 (2)로 流出된다. 實驗中에는 貯藏탱크 (1)과 貯藏탱크 (2) 사이에 設置된 均壓管을 통하여 兩 貯藏탱크의 水位를 均一히 하였다.

그리고 貯藏탱크 (1)은 “絞縮機構에 의한 流量測定方法”에 관하여 規定한 JIS Z-8762를 參照로 하여, 實驗中에는 貯藏탱크 (1)의 水位가 一定하게 維持될 수 있도록 그림 (2.1)에 보는 바와 같이 별도의 보조펌프에 의하여 탱크에 오버 플로우 하는 물을 連續적으로 循環 시킴으로써 驅動탱크의 吸入 揚程을 一定하게 維持하였다.

그림 (2.2)는 實驗裝置의 前景사진을, 그림 (2.3)은 實驗用 水驅動 / 空氣吸入 이젝터를 나타내고 있다.

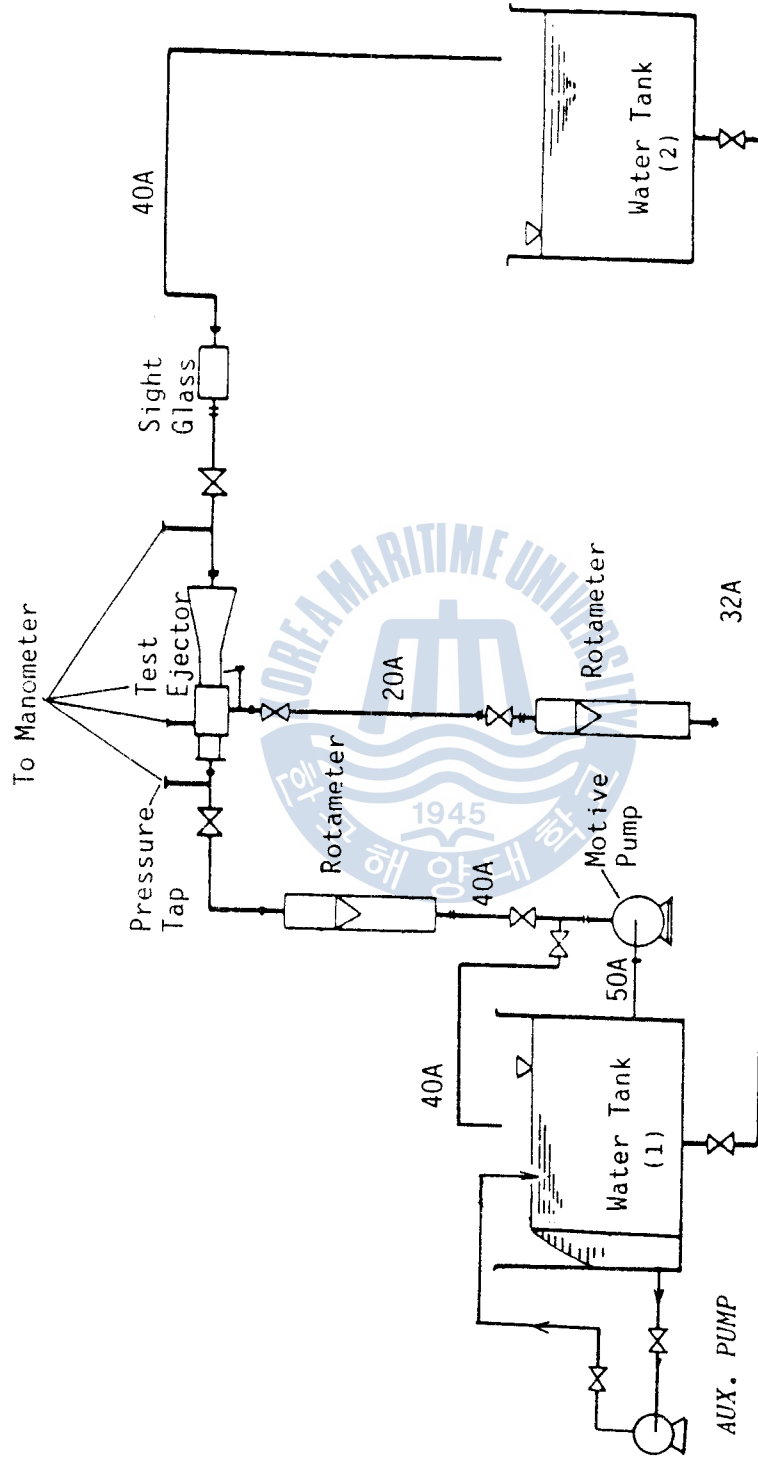
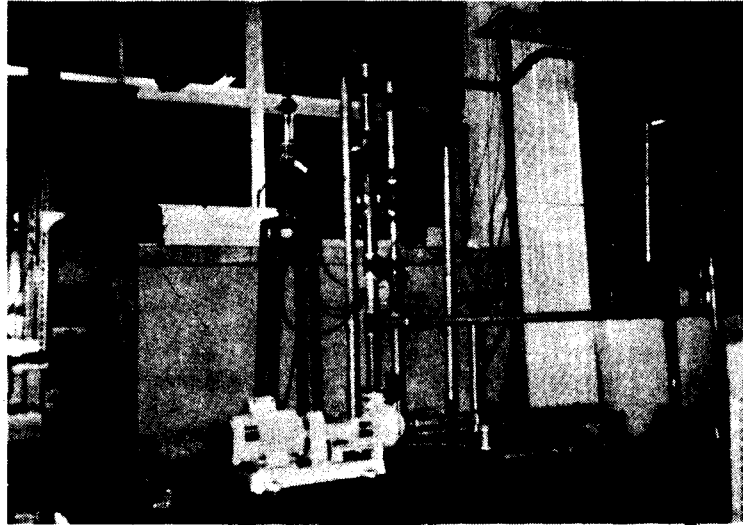
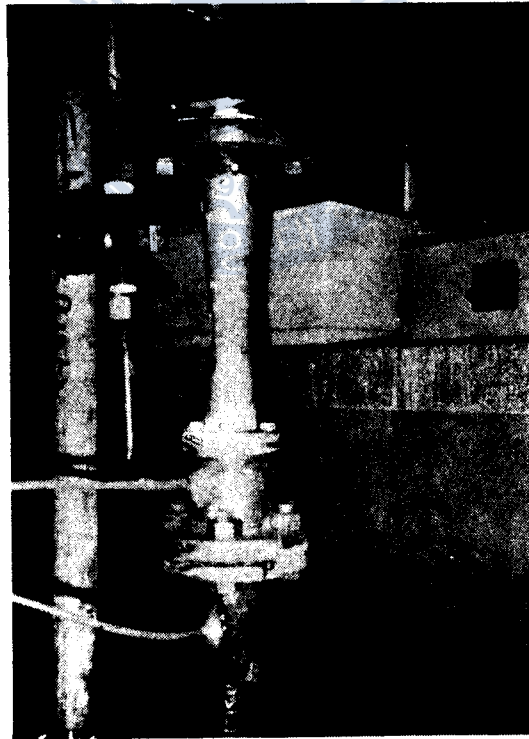


Fig.2.1 Schematic diagram of experimental apparatus



*Fig.2.2 Photo of experimental apparatus*



*Fig.2.3 Photo of experimental ejector*

## 2.2 實驗對象 複合形 이젝터

그림(2.4)에는 實驗用 水驅動/空氣吸入의 複合形 이젝터의 組立圖의 한 예를 나타내고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 No.1 디퓨저는 全長이 212.0 mm, 縮小部 入口直徑이 약 33.6 mm, 디퓨저 목부의 直徑이 19.3 mm, 擴大部 出口直徑이 40.0 mm이다. 그리고 No.2 디퓨저는 全長 및 縮小部 入口直徑이 No.1 과 같으며 목부의 直徑은 28.0 mm, 擴大部 出口直徑은 40.0 mm이다. 또한 이젝터 效率에 期待한 影響을 주는 디퓨저 목부의 길이는 No.1 이 20.0 mm, No.2 가 30.0 mm 이며, 擴大부의 擴大角은 8.4° 와 5.2° 이다.

다음으로 구동노즐의 치수도면은 그림(2.5)에 나타낸다. 實驗對象으로 그림에서 보는 바와 같이 3개의 驅動노즐을 택하였다. 먼저 No.1 구동노즐은 全長이 67.0 mm, 목의 直徑이 9.0 mm, 出口直徑이 12.0 mm이다. No.2 驅動노즐의 全長은 No.1 驅動노즐과 같으나, 목의 直徑이 7.0 mm, 出口直徑이 8.0 mm로서 No.1 驅動노즐에 比較하여 전체적으로 작은 치수이다.

다음으로 No.3 驅動노즐 全長은 同一하나 목부의 直徑 및 出口直徑이 모두 7.0 mm로서 直線部가 길게 되어 있다. No.3 驅動노즐이 이와 같은 形狀을 이루게 한 것은 그림(2.4)에서 제시한 吸入部의 동체 및 디퓨저를 공동으로 使用할 경우 驅動노즐 出口의 흐름방향 位置를 디퓨저 入口部端에 일치시키기 위함이다.

그러므로 實驗은 3개의 驅動노즐과 2개의 디퓨저를 組合한 水驅動/空氣吸入 이젝터에 대하여 實驗을 수행한 結果가 된다. 그

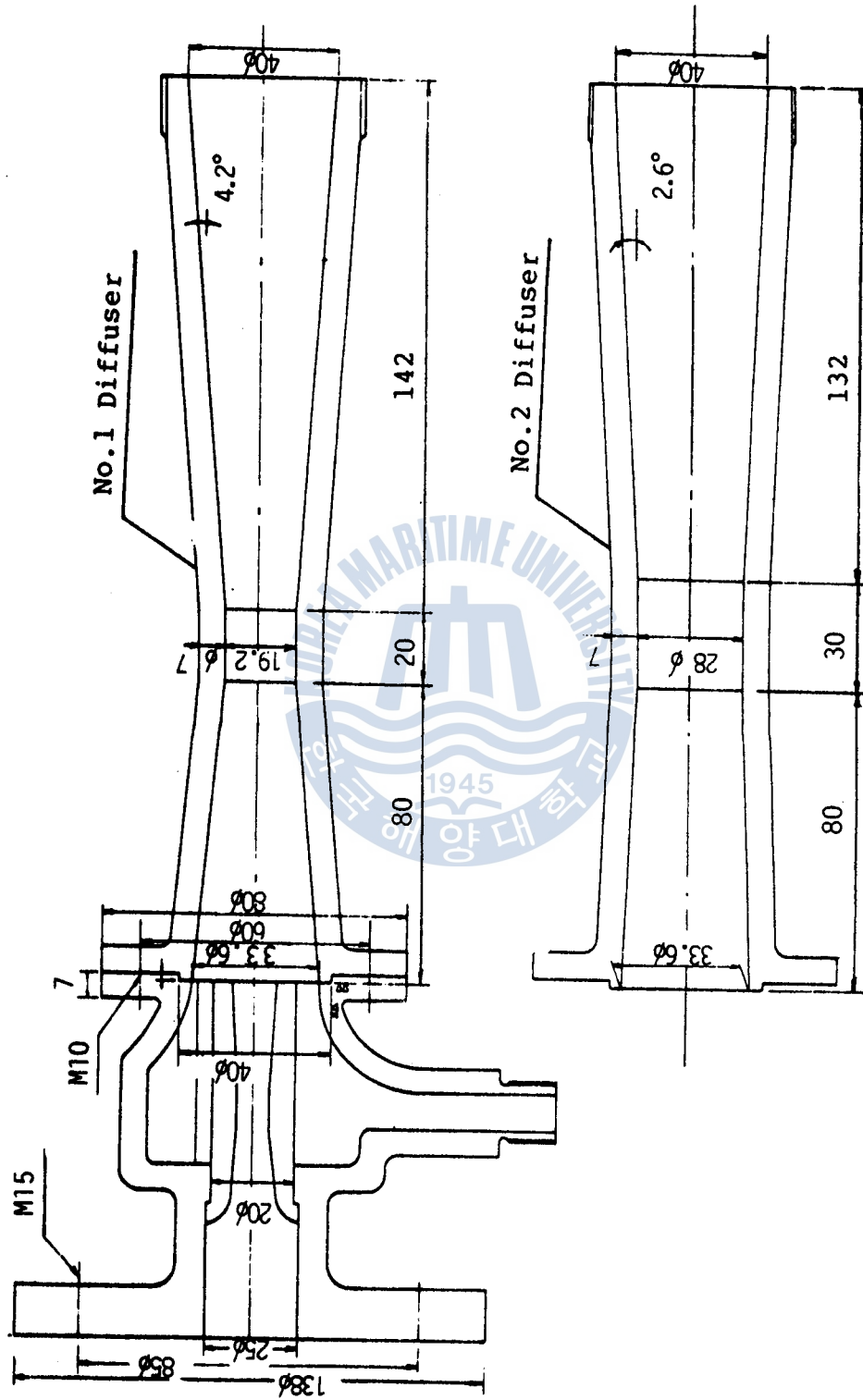
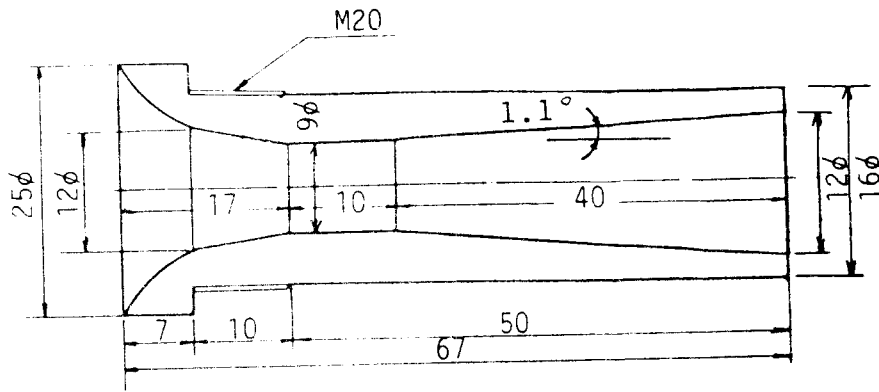
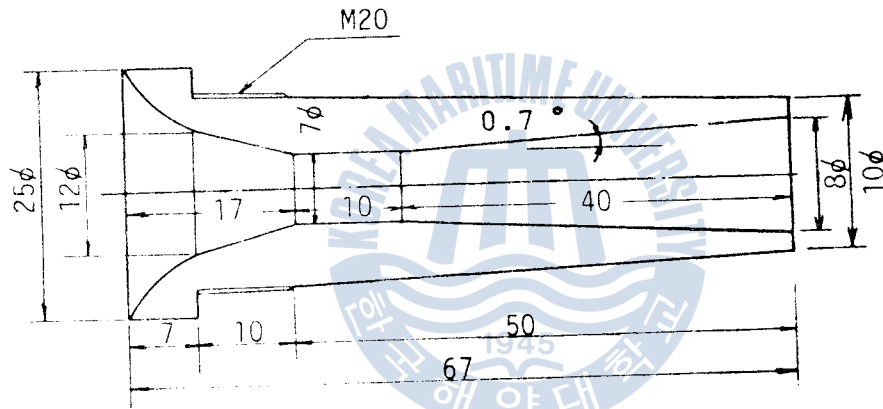


Fig.2.4 Assembly of experimental ejector

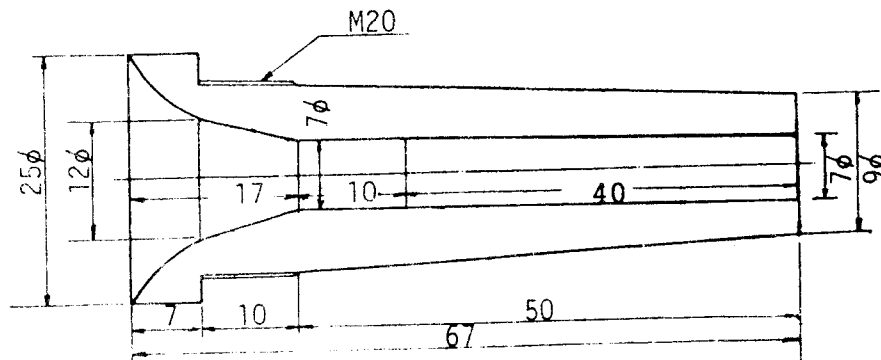




(a) No.1 Motive nozzle



(b) No.2 Motive nozzle



(c) No.3 Motive nozzle

Fig.2.5 Dimension of motive nozzle

림 (2.6) 에는 이상의 결과를 알기쉽게 圖表로서 整理하여 나타내었다.

一般的으로 이젝터의 效率에 영향을 미치는 重要的 形狀變數는 驅動노즐 목의 斷面積과 디퓨저 목부의 斷面積의 比

$$R_A = \frac{\pi d_{no}^2}{4} / \frac{\pi d_f^2}{4} \quad (2.1)$$

이다. 7)-8)

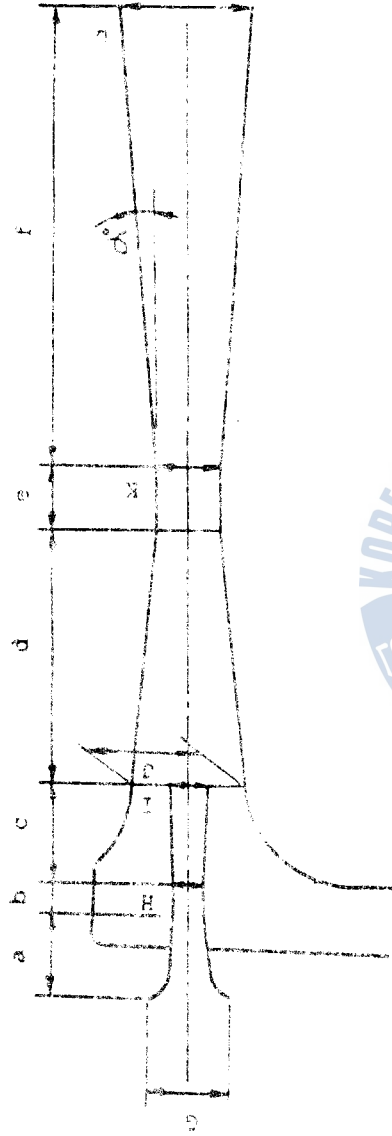
本 實驗에서 채용한 3 개의 驅動노즐과 2 개의 디퓨저에 대하여 各各의 面積比를 計算하여 表 (2.1) 에 나타내었다.

Table 2.1 Area ratio of experimental ejector

Motive nozzle \ Diffuser	№1 Diffuser	№2 Diffuser
	№1 Motive nozzle	0.3906
№2 Motive nozzle	0.1736	0.0816
№3 Motive nozzle	0.1329	0.0625

### 2.3 流量計 檢定 및 物性值

그림 (2.1) 에 보인 驅動水量 測定用 流量計는 本 實驗裝置를 利用하여 吸入라인측의 밸브를 잠근상태에서 驅動流量을 一定히 維持



Case No.	Length (mm)										Diameter (mm)						각 (°)			
	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l	L	K	J	I		H	G	F
No. 1-1	17	10	40	80	20	142	25	9	12	33.6	19.2	40	4.2							
No. 1-2	17	10	40	80	20	142	25	7	8	33.6	19.2	40	4.2							
No. 1-3	17	10	40	80	20	142	25	7	7	33.6	19.2	40	4.2							
No. 2-1	17	10	40	80	30	132	25	9	12	33.6	28.0	40	2.6							
No. 2-2	17	10	40	80	30	132	25	7	8	33.6	28.0	40	2.6							
No. 2-3	17	10	40	80	30	132	25	7	7	33.6	28.0	40	2.6							

Fig. 2.6 Dimension of experimental ejector

하고서, 浮子式 流量計 指示눈금과 그림중의 貯藏탱크(2)의 水面의 상승속도를 測定하여 計算한 實際의 流量을 比較함으로써 檢定을 하였다. 貯藏탱크(2)의 斷面積의 크기는  $1100\text{ mm} \times 806\text{ mm}$ 로서  $70 \sim 160\text{ mm}$ 의 範圍에서 水位가 상승하는 동안의 時間을 測定하여 檢定하였다. 表(2.2)는 檢定結果이고, 同一條件에서 測定한 檢定値의 平均的 檢定結果를 그림(2.7)에 나타내었다. 그림(2.7)의 檢定結果에서 보는 바와 같이 驅動水 流量測定用 流量計의 눈금과 檢定結果는 거의 일치하여, 全檢定區間에 대한 오차는 약 0.9% 정도이었다. 따라서, 本 實驗에서는 實際 體積流量은 流量計의 눈금을 그대로 채용하였다.

다음으로 吸入流體인 空氣의 體積流量을 測定하는 浮子式 流量計의 檢定에 관하여는 現在의 實驗 여건상 적절한 檢定方法이 없으므로 流量計上에 나타난 눈금을 그대로 實際의 體積流量이라고 간주하였으며, 이 流量計의 設計 空氣壓力은 大氣壓이므로 壓力에 대한 별도의 補正은 必要로 하지 않으며 使用溫度도  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 이므로 溫度에 대하여도 補正을 행하지 않았다.

表(2.3)에는 本 實驗의 實驗流體인 물과 空氣의  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  및  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 에서의 物性値를 나타내고 있으며, 이는 參考文獻(25)에 제시된 값을 채용 하였다.

Table 2.2 Calibration results of water rotameter

탱크 면적 : 110 cm × 80.6 cm

유량계 눈금 ( $m^3/h$ )	실험 횟수	수위 (cm)		수위차 (cm)	시 간 (sec)	실유량 ( $m^3/h$ )	신뢰도 (%)
2.0	1	55	65	10	158	2.02	101
	2	47	58	11	179	1.96	98
Average						1.99	99.5
2.5	1	36	46	10	129.7	2.46	98.4
	2	44	60	16	205.9	2.48	99.2
Average						2.47	98.8
3.0	1	54	64	10	108.6	2.94	98
	2	42	50	8	83.4	3.06	102
	3	53	60	7	75.2	2.97	99
Average						2.99	99.7
3.6	1	40	48	8	70.6	3.62	100.5
	2	50	60	10	90.4	3.53	98
Average						3.58	99.4
4.0	1	47	58	11	86	4.08	102
	2	60.5	69	8.5	67	4.05	101
Average						4.07	101.8
4.4	1	44	52	8	58.8	4.34	98.6
	2	54	65	11	80.8	4.35	98.9
Average						4.35	98.7
5.0	1	47	52	5	32	4.99	99.8
	2	28	40	12	76	5.04	101
	3	44	54	10	64	4.99	99.8
Average						5.01	100.5
5.6	1	33	40	7	39	5.73	102
	2	43	66	23	131	5.6	100
Average						5.67	101.2
5.8	1	36	46	10	56	5.7	98
	2	49	65	16	88	5.8	100
Average						5.75	99.1

측정구간 내에서의 전체적인 오차율 : 0.9%

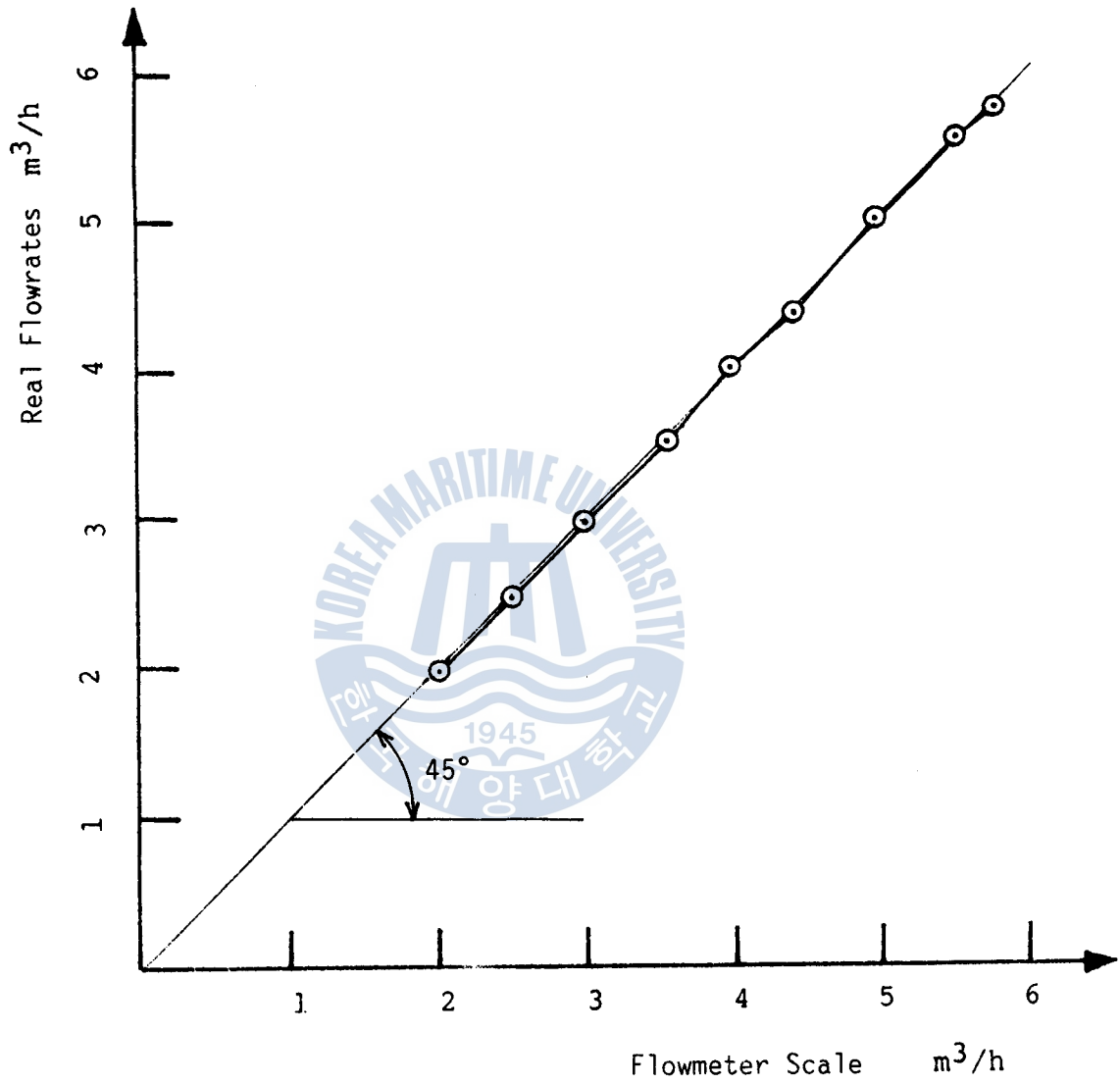


Fig.2.7 Calibration curve of water rotameter

Table 2.3 Properties of air &amp; water

온도 물성치 / 물질	20 °C		40 °C	
	Air	Water	Air	Water
비 중 량 ( $kg/m^3$ )	1.166	998.2	1.091	992.3
비 열 ( $Kcal/kg\ ^\circ C$ )	0.240	0.999	0.241	0.998
점 성 계 수 ( $kg\ s / m^2$ )	$1.860 \times 10^{-6}$	$1.022 \times 10^{-4}$	$1.950 \times 10^{-6}$	$6.760 \times 10^{-5}$
동 점 성 계 수 ( $m^2 / s$ )	$1.560 \times 10^{-5}$	$1.000 \times 10^{-6}$	$1.750 \times 10^{-5}$	$6.680 \times 10^{-7}$
열 전 도 율 ( $Kcal/nh\ ^\circ C$ )	0.022 1	0.518	0.023 4	0.543
온 도 전 도 율 ( $m^2 / h$ )	0.078 9	$5.080 \times 10^{-4}$	0.089 2	$5.480 \times 10^{-4}$
프 란 톨 수	0.71	7.09	0.71	4.39
팽 창 율 ( $1/^\circ C$ )	-	$0.20 \times 10^{-3}$	-	$0.38 \times 10^{-3}$
표 면 장 력 ( $kg / m$ )	-	$7.39 \times 10^{-3}$	-	$7.08 \times 10^{-3}$

## 2.4 實驗方法 및 實驗範圍

實驗裝置의 起動은 다음 순서에 의하였다.

(1) 이젝터 入口의 驅動側 밸브, 이젝터의 出口밸브 및 貯藏탱크

(1), (2) 사이의 壓力밸브를 完全히 개방한다.

(2) 實驗用 이젝터의 吸入側 밸브는 完全히 잠근다.

(3) 驅動펌프의 起動에 있어서는 起動負荷를 줄이기 위하여, 바이패스 밸브를 完全開放하고 吐出側 밸브는 잠근 狀態에서 驅動펌프 모터를 起動한다.

(4) 驅動水 流量測定用 浮子式 流量計의 上下 밸브는 流量計 내에서의 캐비테이션을 防止하기 위하여 驅動 펌프의 容量이 허락하는 範圍 내에서 적절히 드로틀링 한다.

(5) 補助펌프를 起動하여 貯藏탱크(1)내의 右側部 탱크 (그림 2.1 참조)의 水位를 만수위로 하여 구동펌프의 吸入揚程을 一定히 한다.

(6) 吸入流量의 調節은 吸入空氣流量 測定用 浮子式 流量計의 出口側 밸브의 開度調節에 의한다.

實驗은 各部의 流量 및 壓力을 一定히 維持하고서, 2~3분이 경과한 다음 定常狀態下에서 測定을 하였다. 이젝터 驅動노즐의 各部 壓力은 內徑 3 mm의 파 이렉스管을 利用하여 마노미터를 製作하여 使用하였으며, 이젝터 驅動노즐 入口部, 이젝터 내의 吸入室, 吸入流體의 流路 入口部, 이젝터 出口部の 壓力을 各各의 마노미터 한 끝에 연결하고 마노미터의 다른 한끝은 大氣에 開放하였다.



다음으로 驅動水 流量은 2.3節에서 기술한 바와 같이 驅動水 流量計를 檢定하여 流量計로 測定을 하였다. 마찬가지로 吸入側 流量은 吸入側 流路에 設置된 浮子式 空氣流量計로 流量을 測定하였다. 實驗은 實驗室內에서 行하여져 實驗中 空氣 및 물의 溫度 變化範圍는 15 ~ 25 °C로 그다지 크지 않았으므로 溫度에 대한 實驗流體의 物性值는 별도로 補正을 要하고, 表(2.3)에서 보인 바와 같이 20 °C에서의 物性值를 채용하였다.

實驗範圍는 表(2.4)에 보인 바와 같이 各各의 驅動노즐에 따라서 약간 다르기는 하나, 驅動流量은 1.4 ~ 5.6 m<sup>3</sup>/h, 驅動壓力은 515 ~ 3580 mmHg이며 이에 따른 吸入壓力의 範圍는 -80 ~ -524 mmHg, 吸入流量(大氣壓 狀態)은 1.2 ~ 6.3 m<sup>3</sup>/h에 대하여 實驗을 行하였으며, 디퓨저 口部에서의 氣液二相流의 레이놀즈 數로는  $Re = 2.06 \times 10^3 \sim 106 \times 10^4$ 에 相當한다.

Table 2.4 Range of experiment

	№1 Nozzle	№2 Nozzle	№3 Nozzle
$Q_m$ (m <sup>3</sup> /h)	3.0 - 5.6	1.6 - 4.5	1.4 - 3.6
$Q_s$ (m <sup>3</sup> /h)	1.2 - 6.0	1.3 - 5.9	1.2 - 6.3
$P_m$ (mmHg)	1620 - 2940	2210 - 2940	515 - 3580
$P_s$ (mmHg)	(-126) - (-445)	(-128) - (-524)	(-60) - (-324)

## 第3章 實驗結果

## 3.1 基本性能의 評價

驅動壓力  $P_m$  ( $kg/cm^2$ ) 에 상당하는 수두  $H_m$  ( $mmHg$ ), 吸入壓力  $P_s$  ( $kg/cm^2$ ) 에 상당하는 吸入揚程  $H_s$  ( $mmHg$ ) 및 吐出壓力  $P_d$  ( $kg/cm^2$ ) 에 상당하는 吐出揚程  $H_d$  ( $mmHg$ ) 를 채용하여 이를 圖示的으로 보이면 그림(3.1) 과 같이 된다. 이 그림에서 알수 있는 바와 같이 驅動流體는 揚程  $H_m$  으로부터  $H_d$  로 ( $H_m - H_d$ ) 만큼 감소하게 되므로 驅動流體가 이젝터에 供給하는 動力은 驅動流體의 比重量을  $\gamma_m$  라고 하면 다음 式과 같이 된다.

$$P_i = \gamma_m Q_m (H_m - H_d) \quad (3.1)$$

한편 吸入流體는 이젝터에 의하여 ( $H_d - H_s$ ) 만큼 揚程이 增加하므로 吸入流體가 이젝터로부터 받는 動力은 吸入流體의 比重量을  $\gamma_s$  라고 하면

$$P_o = \gamma_s Q_s (H_d - H_s) \quad (3.2)$$

단, 위식에서  $H_s$  는 吸入揚程으로서 음의 부호를 갖는다. 그러므로 이젝터의 效率  $\eta$  는 다음식과 같이 된다.

$$\eta = \frac{P_o}{P_i} = \frac{\gamma_s}{\gamma_m} \cdot M_q \cdot N \quad (3.3)$$

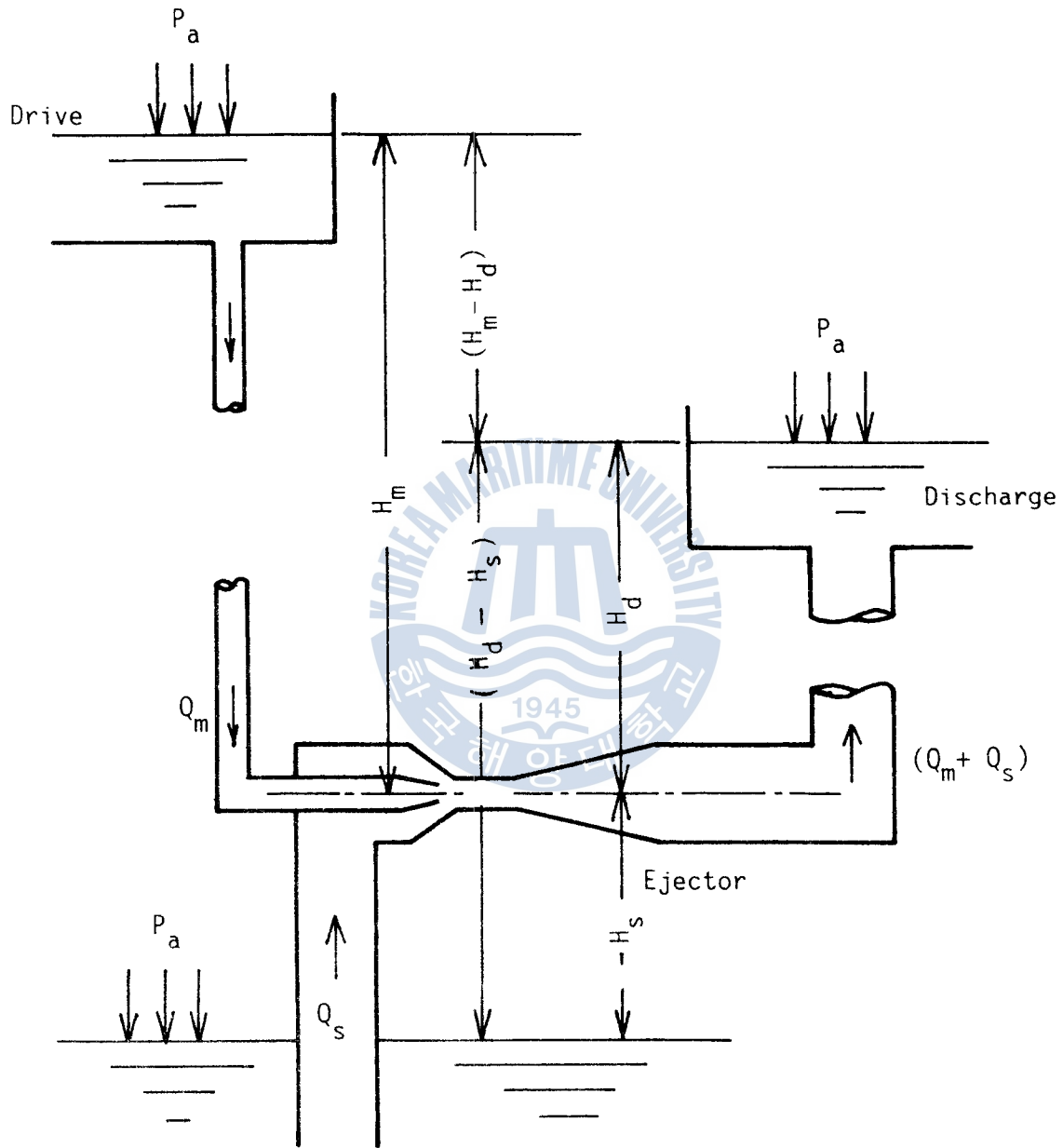


Fig.3.1 Principal diagram for the calculation of ejector efficiency

단, 式(3.3)에서  $M_q$ 는 吸入流體의 體積流量  $Q_m$  ( $m^3/h$ )의 比  
 즉

$$M_q = \frac{Q_s}{Q_m} \quad (3.4)$$

이며,  $N$ 은 壓力比로서

$$N = \frac{H_d - H_s}{H_m - H_d} \quad (3.5)$$

와 같이, 驅動流體의 壓力 감소분에 대한 吸入流體의 揚程 增加分の  
 比를 나타낸다.

### 3.2 無負荷 性能特性

本 實驗에서는 구동노즐의 特性을 알아보기 위하여 먼저 吸入流  
 量을 “零”으로 維持하는 無負荷實驗을 일차적으로 行하였다. 이  
 實驗은 그림(2.5)의 3개의 구동노즐과 그림(2.4)의  $N_61$  디퓨저  
 를 利用하여 實驗을 하였다.

그림(3.2)는  $N_61$  구동노즐에 의한 無負荷 實驗結果를, 그림(3.  
 3)은  $N_62$  구동노즐에 의한 實驗結果를, 그림(3.4)는  $N_63$  구동노  
 즐에 의한 實驗結果를 各各 나타낸다. 이들 그림에서 알수 있는  
 바와 같이 吸入流量에 關係되는 吸入室의 吸入揚程  $H_s$ 는 驅動流  
 量  $Q_m$ 이 增加할수록 指數的으로 增加하며, 또한 吐出揚程  $H_d$ 가 감  
 소할수록 증가하는 경향을 보이고 있다.

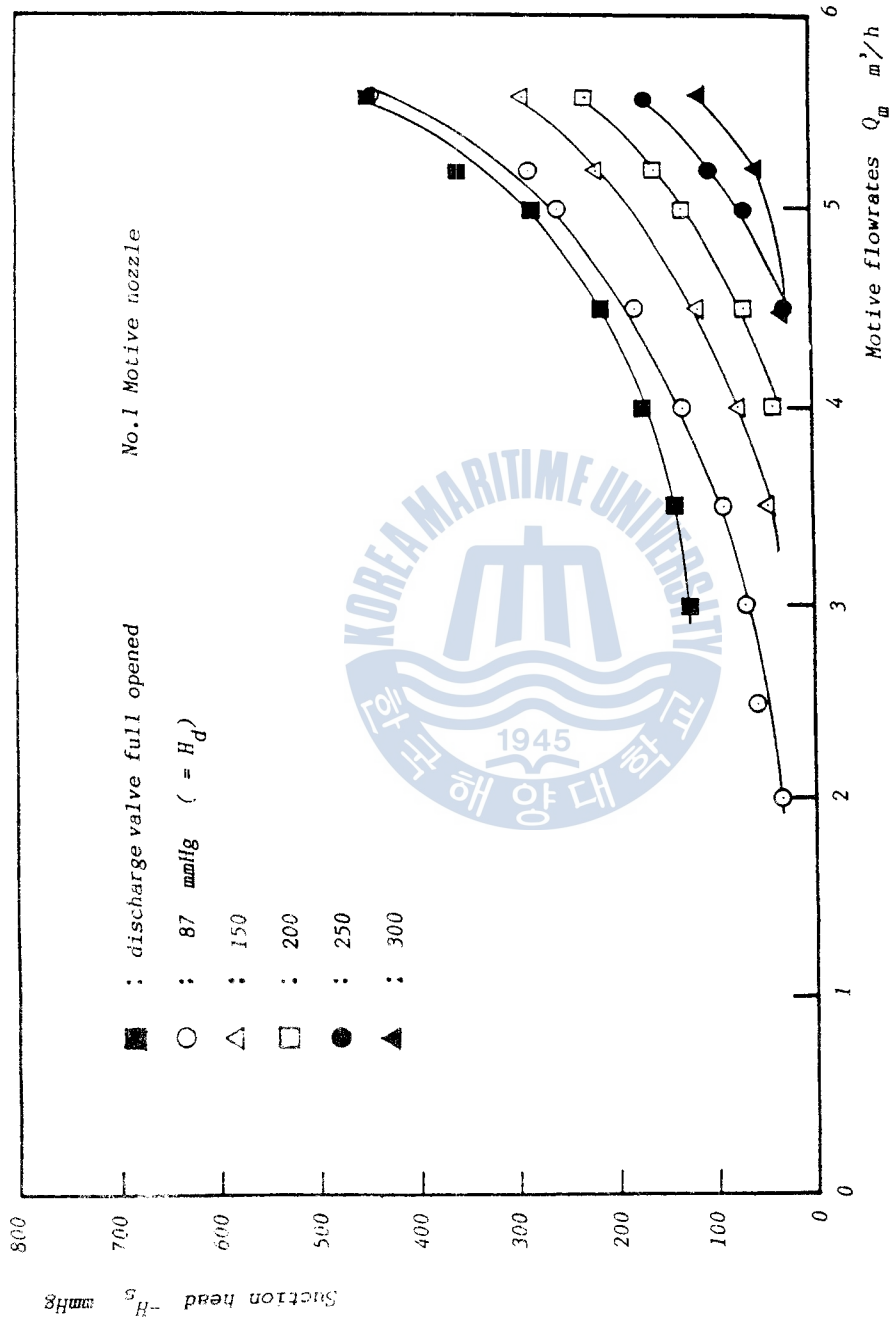


Fig.3.2 Suction head variations to the motive flowrates(No.1 Motive nozzle)

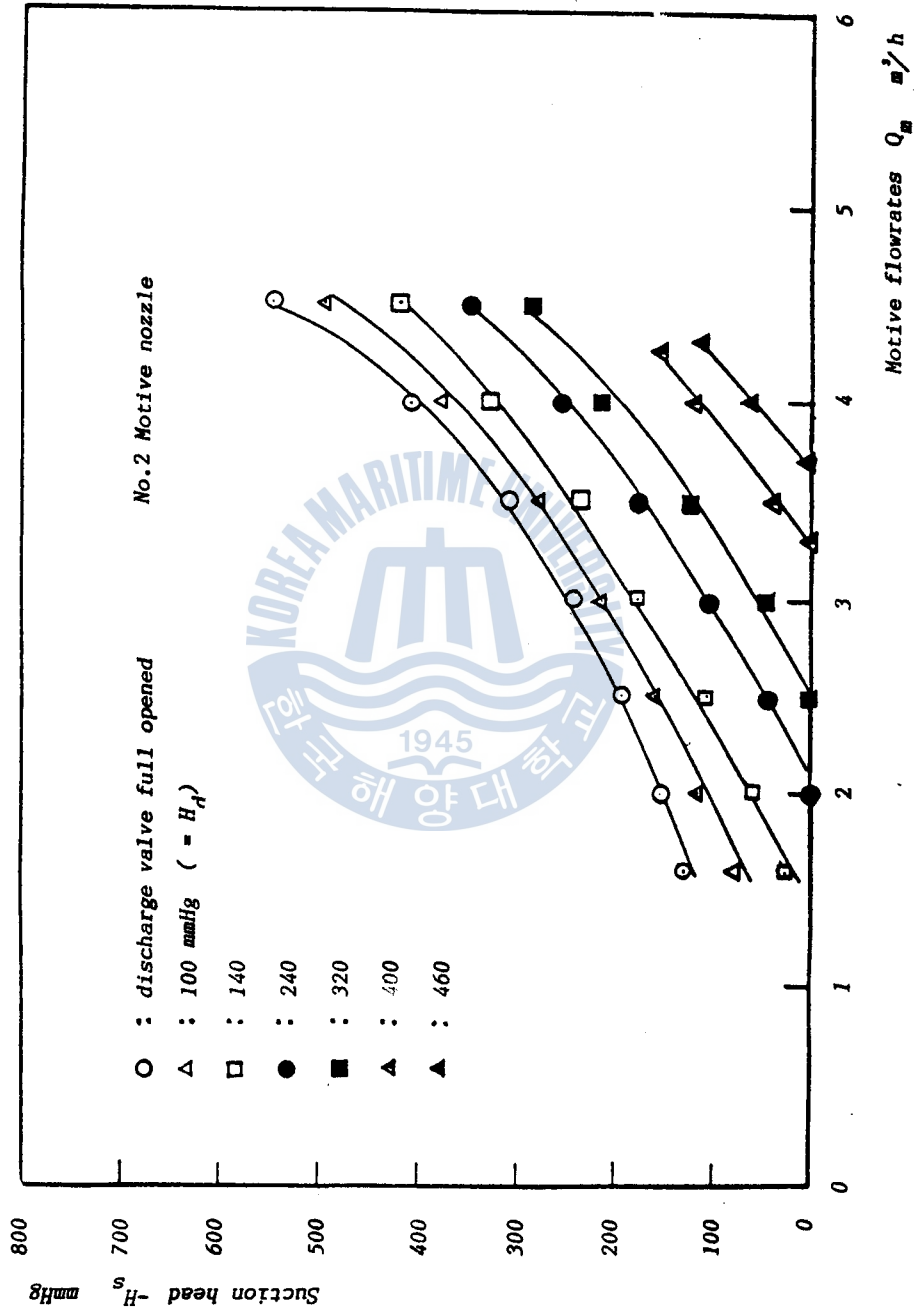


Fig.3.3 Suction head variations to the motive flowrates(No.2 Motive nozzle)

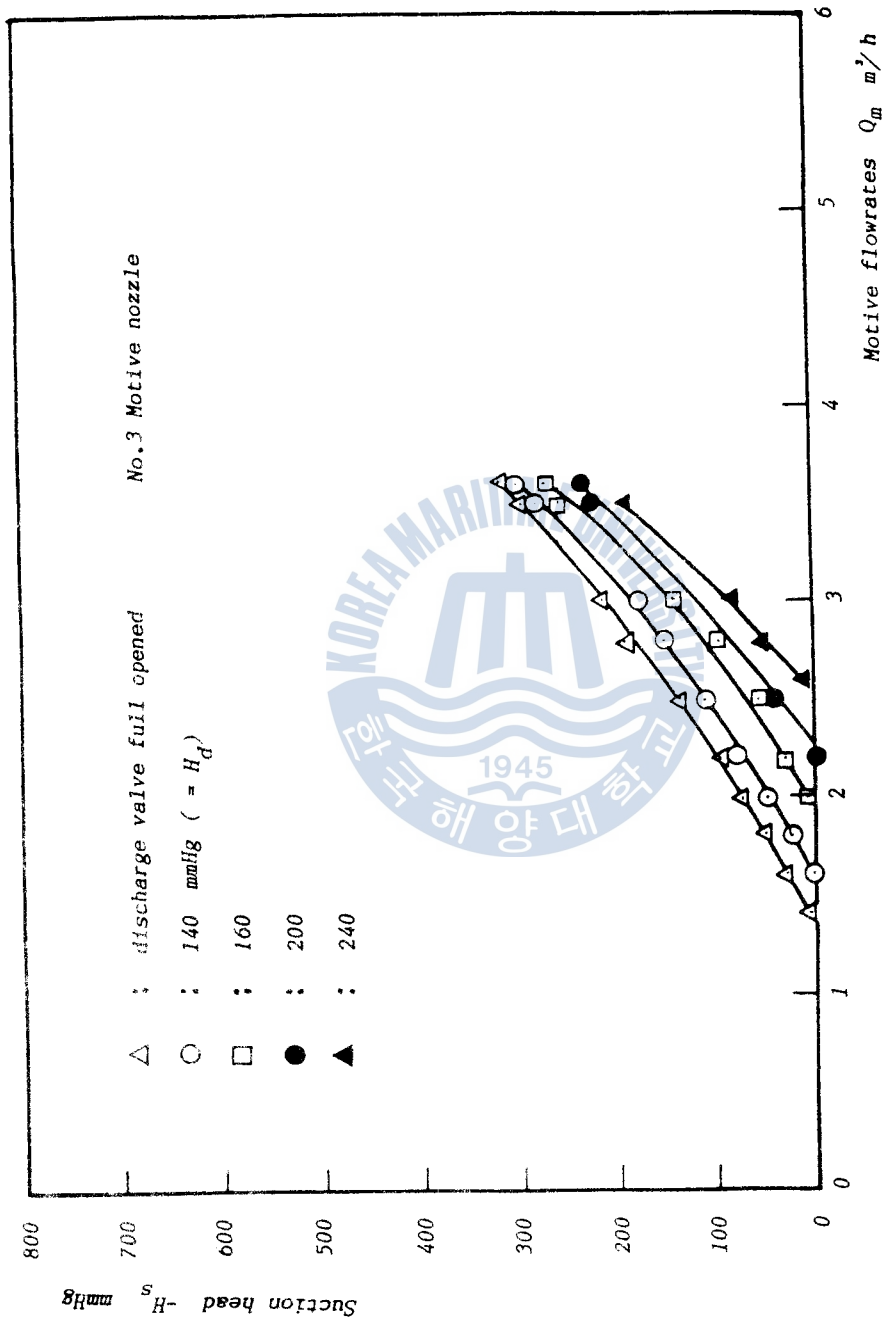


Fig.3.4 Suction head variations to the motive flowrates (No.3 Motive nozzle)

그림 (3.5) 및 그림 (3.6) 은 驅動노즐의 特性을 알아보기 위하여 같은 吐出揚程 條件에서 驅動流量과 吸入室의 吸入揚程의 關係를 나타내었다. 이들 그림에서 알 수 있는 바와 같이 №2 구동노즐은 상당히 넓은 作動範圍을 갖는 양호한 狀態를 나타내고 있음을 確認할 수 있다. 이에 比較하여 №3 구동노즐은 作動範圍가 비교적 좁으며, №1 구동노즐은 吸入室의 吸入揚程의 範圍가 №1 및 №2 구동노즐과 同一함에도 불구하고 소요 구동유량이 상당히 크다는 것을 알 수 있다. №3 구동노즐의 作動範圍가 적게 되는 이유는 그림 (2.5) 의 (C) 에서 보는 바와 같이, 이 노즐은 목과 出口部의 直徑이 같아 不必要한 直線部가 길기 때문이라고 생각한다.

노즐에 있어서 速度係數  $\varphi$  는 다음과 같이 정의된다.

$$w = \varphi \sqrt{2g(p_m - p_s) \times \frac{10}{760}} \quad (m/S) \quad (3.6)$$

윗식의 좌변  $w$  는 실제의 구동노즐 出口에서의 斷面平均流速으로 驅動水 流量을 노즐의 出口 斷面積으로 나누어 計算된다. 그리고 우변의  $\sqrt{2g(p_m - p_s) \times \frac{10}{760}}$  은 노즐에서 마찰에 의한 압력손실이 전혀 없다고 하였을때의 理論的인 最高 流速을 나타낸다.

表 (3.1) 및 表 (3.2) 는 그림 (3.2) 부터 그림 (3.4) 까지 나타낸 無負荷時의 測定值로 부터 式 (3.6) 에 의하여 구동노즐의 速度係數를 구하여 정리한 것이다. 전술한 바와 같이 №1 구동노즐은 노즐의 목 및 出口部의 斷面積이 과다하여 확대부등에서의 剝離로



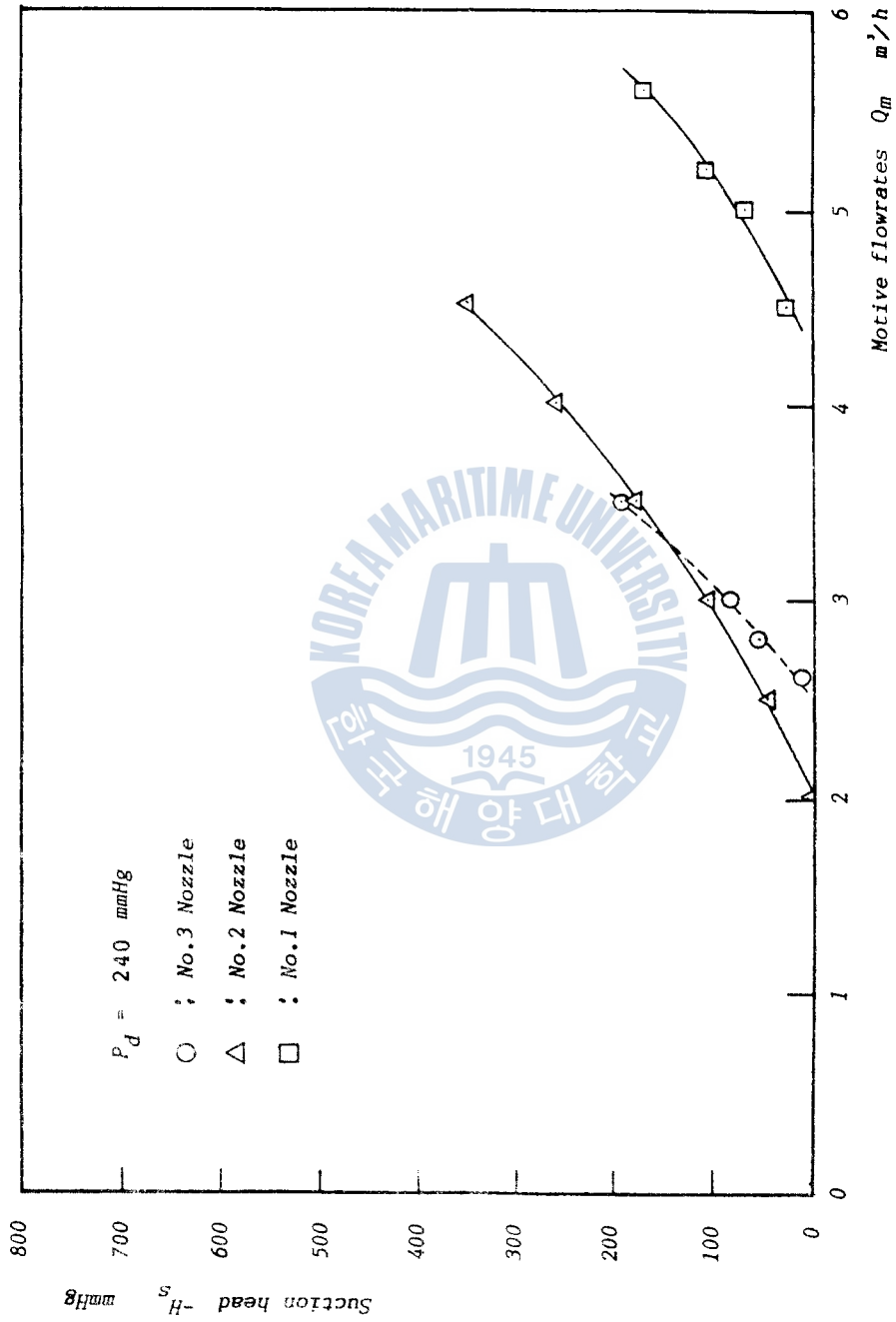


Fig.3.5 Comparisons of the performances of the 3 motive nozzles( $H_d = 240 \text{ mmHg}$ )

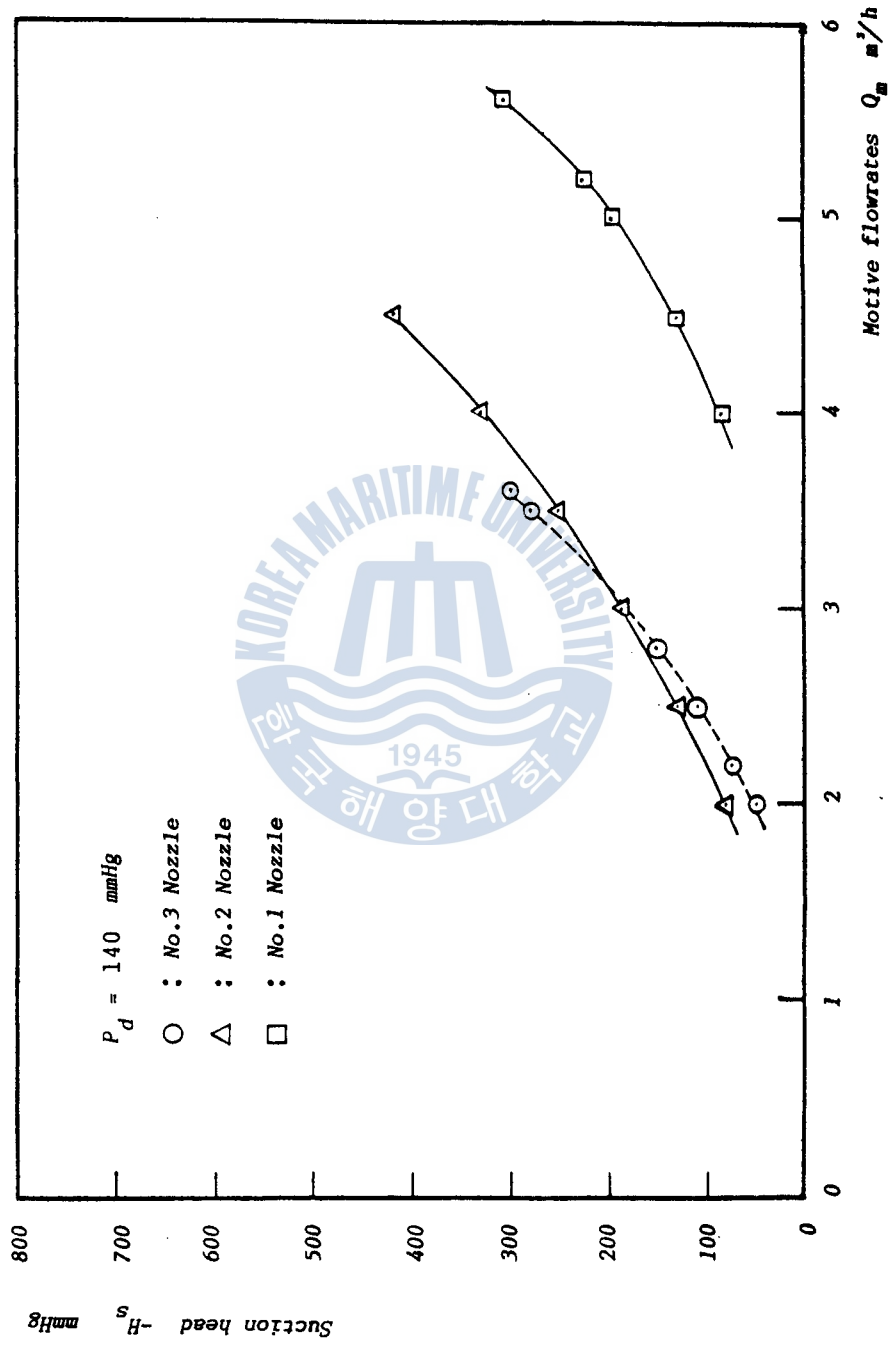


Fig. 3.6 Comparisons of the performances of the 3-motive nozzles ( $H_d = 140 \text{ mmHg}$ )

Table (3.1) Velocity coefficient of motive nozzle (zero suction rate,  $P_3=140$  mmHg)

(a) No.1 Motive nozzle + No.1 Diffuser

Motive Head $H_m$ mmHg	Suc. Head $H_s$ mmHg	Calculated motive flow rates $Q_{m'}$ m <sup>3</sup> /h	Real motive flow rates $Q_m$ m <sup>3</sup> /h	Velocity coefficient $Q_m/Q_{m'}$
1470	305	8.7	5.4	0.620
1170	230	7.7	5.2	0.675
1030	190	7.2	5.0	0.694
794	130	6.3	4.5	0.714
500	55.5	4.9	4.0	0.816

(b) No.2 Motive nozzle + No.1 Diffuser

Motive Head $H_m$ mmHg	Suc. Head $H_s$ mmHg	Calculated motive flow rates $Q_{m'}$ m <sup>3</sup> /h	Real motive flow rates $Q_m$ m <sup>3</sup> /h	Velocity coefficient $Q_m/Q_{m'}$
2210	420	4.7	4.5	0.957
1770	330	4.2	4.0	0.952
1400	250	3.7	3.5	0.945
1030	188	3.2	3.0	0.938
735	128	2.7	2.5	0.926
515	81	2.2	2.0	0.909

(c) No.3 Motive nozzle + No.1 Diffuser

Motive Head $H_m$ mmHg	Suc. Head $H_s$ mmHg	Calculated motive flow rates $Q_{m'}$ m <sup>3</sup> /h	Real motive flow rates $Q_m$ m <sup>3</sup> /h	Velocity coefficient $Q_m/Q_{m'}$
2050	233	3.8	3.6	0.947
1430	278	3.7	3.5	0.946
1340	176	3.2	3.0	0.938
1620	152	3.0	2.8	0.933
1320	112	2.7	2.5	0.926
1100	73	2.4	2.2	0.917
956	49	2.2	2.0	0.910

Table (3.2) Velocity coefficient of motive nozzle (zero suction rate,  $p_d=240$  mmHg)

## (a) No.1 Motive nozzle + No.1 Diffuser

Motive Head Hm mmHg	Suc. Head Hs mmHg	Calculated motive flow rates Qm' m <sup>3</sup> /h	Real motive flow rates Qm m <sup>3</sup> /h	Velocity coefficient Qm/Qm'
1610	192	8.8	5.6	0.636
1250	116	7.6	5.2	0.724
1150	73	7.2	5.0	0.694
876	29	6.2	4.5	0.726

## (b) No.2 Motive nozzle + No.1 Diffuser

Motive Head Hm mmHg	Suc. Head Hs mmHg	Calculated motive flow rates Qm' m <sup>3</sup> /h	Real motive flow rates Qm m <sup>3</sup> /h	Velocity coefficient Qm/Qm'
2350	350	4.8	4.5	0.937
1910	265	4.3	4.0	0.930
1470	170	3.7	3.5	0.946
1180	106	3.3	3.0	0.909
1030	82	3.0	2.8	0.933
882	45	2.8	2.5	0.893
735	15	2.5	2.2	0.880
662	0	2.3	2.0	0.869

## (c) No.3 Motive nozzle + No.1 Diffuser

Motive Head Hm mmHg	Suc. Head Hs mmHg	Calculated motive flow rates Qm' m <sup>3</sup> /h	Real motive flow rates Qm m <sup>3</sup> /h	Velocity coefficient Qm/Qm'
2580	192	3.7	3.5	0.946
1910	85	3.2	3.0	0.938
1760	52	3.0	2.8	0.933
1550	10	2.8	2.6	0.929

인하여 손실이 크기 때문에 속도계수가 약 0.70 정도임을 알 수 있다.  $\mu 2$  驅動노즐의 경우에는 表(3.1) 또는 表(3.2)를 막론하고 거의 均一하며 그 평균치는 0.912 ~ 0.938 이 됨을 알았다. 그리고  $\mu 3$  구동노즐의 경우에도 속도계수는  $\mu 2$  구동노즐과 거의 같음을 알 수 있다.

本 實驗에서 채용한 속도계수는  $\mu 2$  노즐의 경우 약 0.93 전후로서 이러한 속도계수 값은 液體驅動 / 水吸入用 이젝터의 설계에 關한 참고 문헌(1) 및 (7)의 結果와도 일치한다.

### 3.3 負荷 性能特性

그림(3.7)에서 그림(3.10)은 吸入室의 壓力을 파라미터로 하여 行한 室驗으로서, 驅動揚程  $H_m$  (mmHg)에 對한 吸入流量  $Q_s$  ( $m^3/h$ ) 및 式(3.3)으로 表示되는 이젝터의 效率  $\eta$ 를 나타낸 것이다.

그림(3.7)은  $\mu 1$  구동노즐의 實驗結果로서 吸入流量은 驅動揚程이 增加할수록 增加하며, 吸入揚程이 작을수록 작아진다. 그리고 점선으로 表示한 이젝터의 效率은 驅動揚程이 增加할수록 감소하며 吸入揚程에 대하여는 不分明한 關係를 나타내고 있다.

그림(3.8)은  $\mu 2$  구동노즐의 경우를 나타내며 그림(3.9)는  $\mu 3$  구동노즐의 경우를 나타낸다.

그림(3.10)은  $\mu 3$  구동노즐의 경우 이젝터 效率의 變動을 나타내는데 全體的인 傾向은 그림(3.7)과 같다.

구동노즐 목적경이 同一한  $\mu 2$  및  $\mu 3$  구동노즐에 대한 吸入流量을

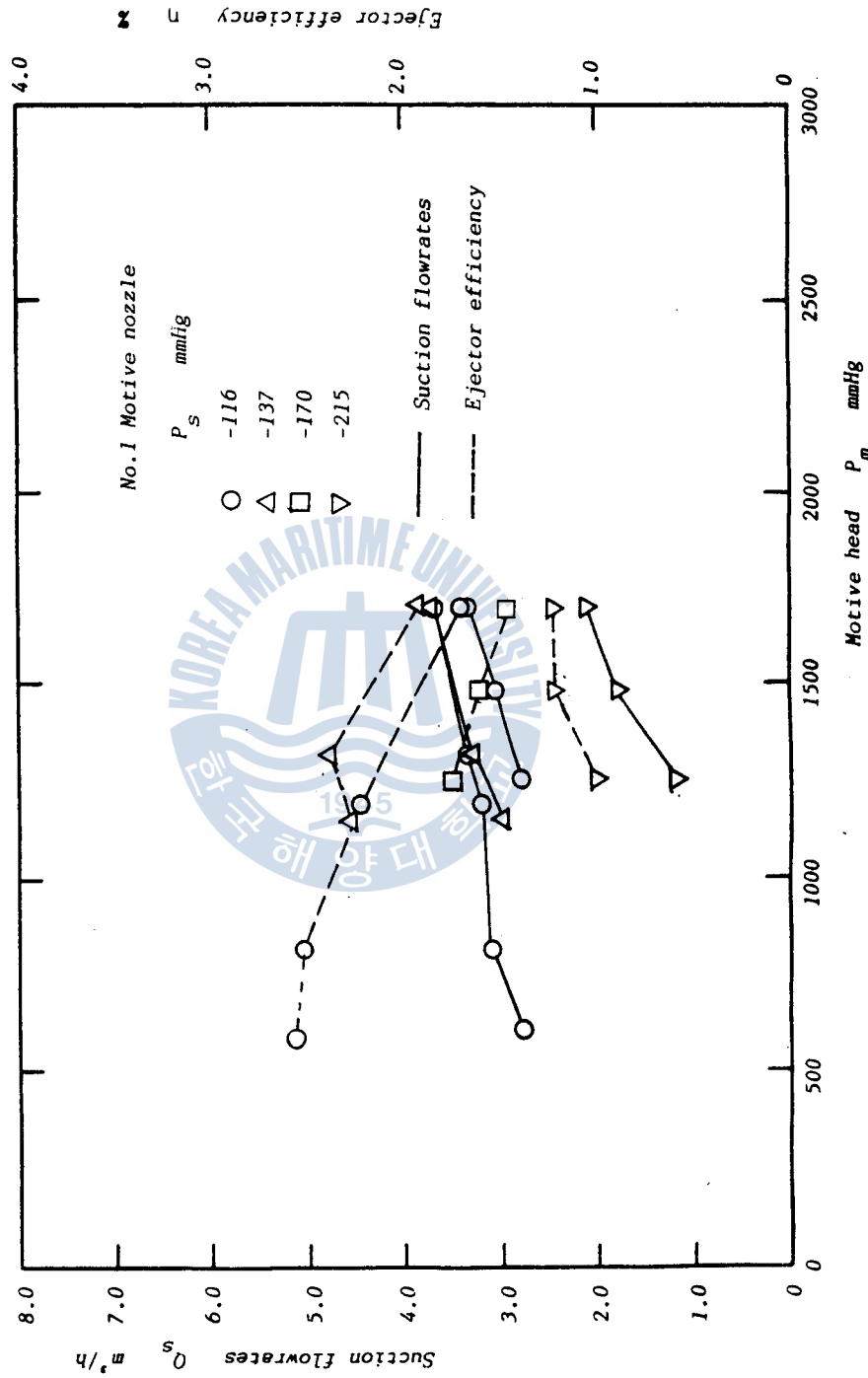


Fig.3.7 Variation of suction flowrate & ejector efficiency according to the motive head

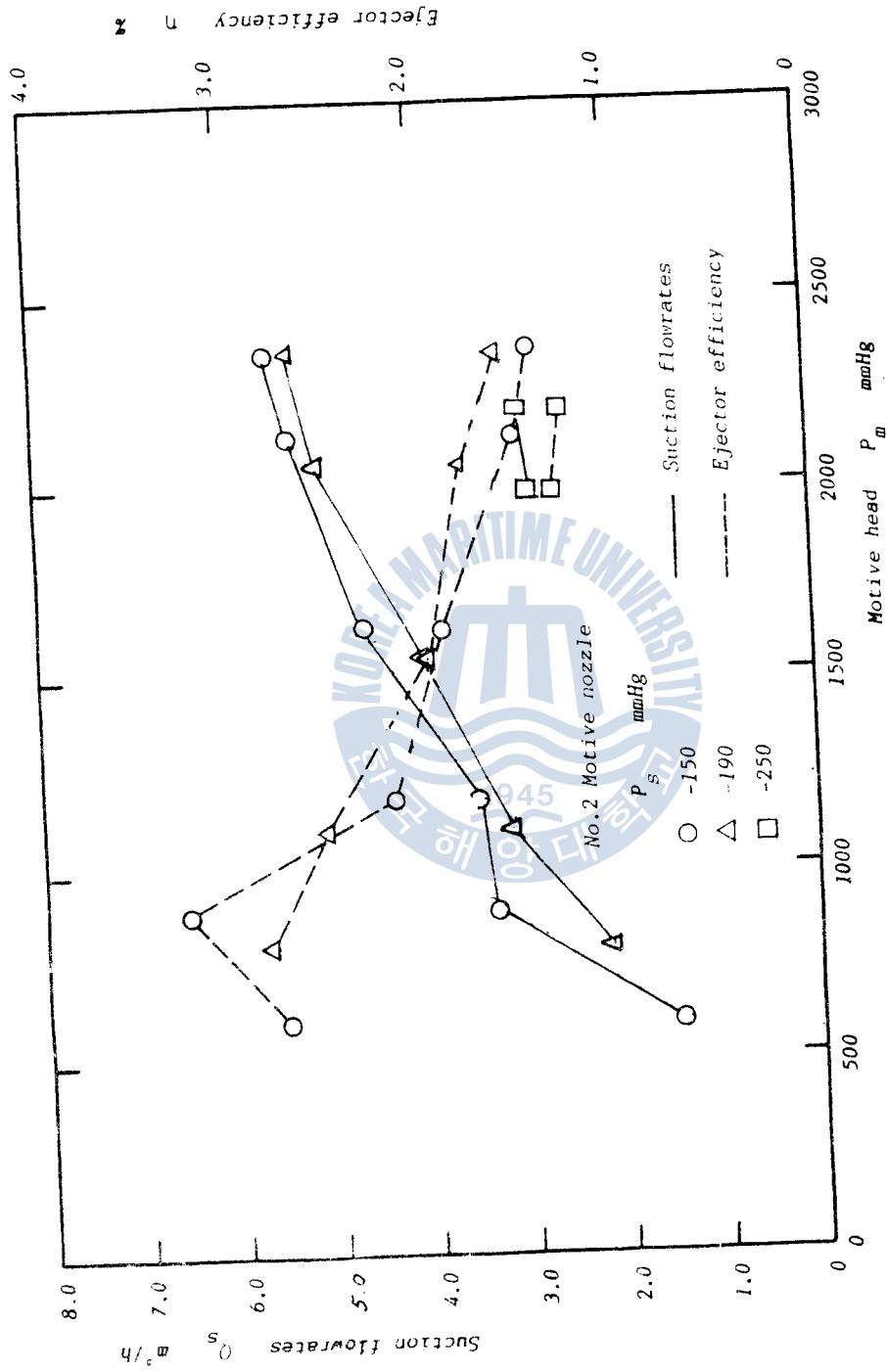


Fig.3.8 Variation of suction flowrate & ejector efficiency according to the motive head

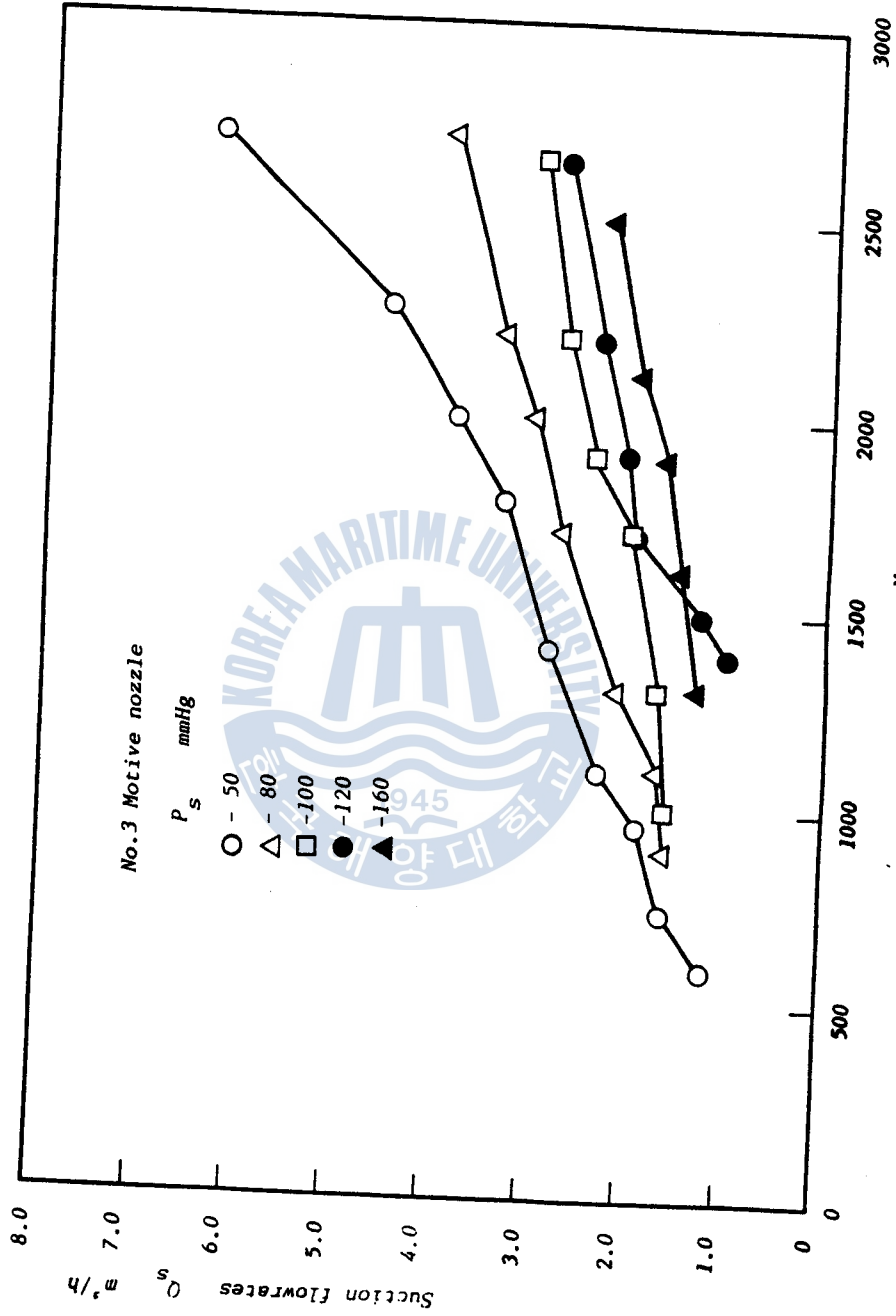


Fig.3.9 Variation of suction flowrate according to the motive head



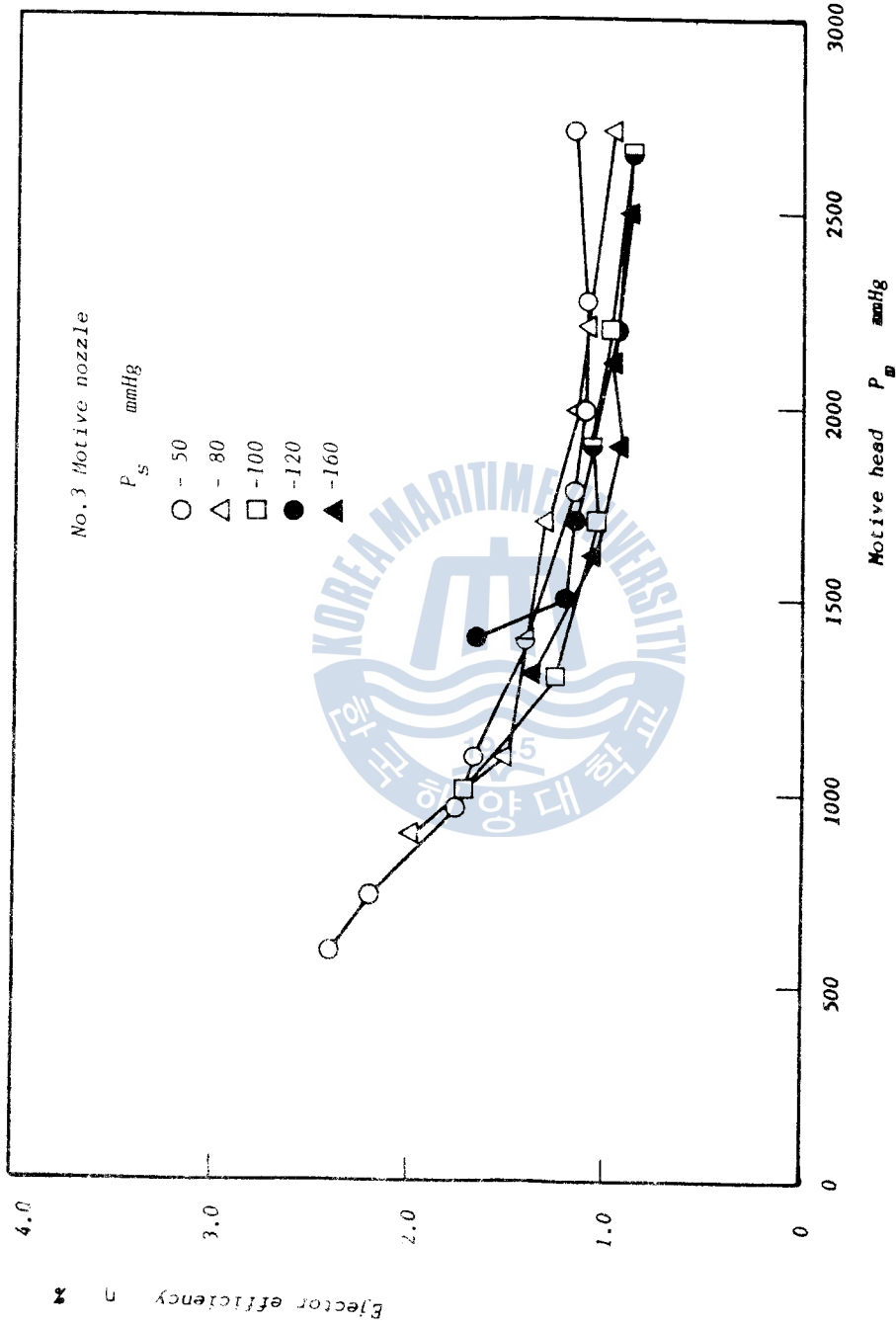


Fig. 3.10 Variation of ejector efficiency according to the motive head

각각 나타내는 그림 (3.8) 의  $p_s = -150 \text{ mmHg}$  인 경우와 그림 (3.9) 중의  $p_s = -160 \text{ mmHg}$  인 경우를 比較하면, №2 구동노즐에 의한 吸入流量이 №3 구동노즐에 의한 吸入流量에 비하여 2 배 이상 크다는 實驗結果로 부터 구동노즐 形狀의 영향은 매우 크다고 생각된다.

그림 (3.11) 은 水驅動 / 水吸入의 液體用 이젝터의 性能實驗의 한 예이며 <sup>8)</sup> 最高效率이 30 % 임을 나타낸다. 이에 비하여 水驅動 / 空氣吸入 複合形 이젝터의 效率은 매우 낮아 2 ~ 3 % 가 됨을 나타내고 있다. 式 (3.3) 과 같이 表示되는 複合形 이젝터의 效率이 낮게 되는 理由로써는 表 (2.2) 에서 나타낸 바와 같이 20 °C 에서 空氣의 比重이 물의 1/856 로서 매우 작기 때문이라고 생각된다.

그림 (3.12), 그림 (3.13) 그리고 그림 (3.14) 는 각각 №1, №2 그리고 №3 구동노즐을 使用하여 얻은 吐出揚程이 複合形 이젝터의 性能에 미치는 特性을 나타낸 것이다. 그림 (3.13) 에서 보는 바와 같이 吸入流量은 吐出揚程  $H_d$  가 작을 수록 增加하며, 이젝터의 效率도 比較的 出口壓力이 낮을 수록 增加하는 경향을 보이고 있다.

그림 (3.5) 및 그림 (3.6) 의 구동노즐의 無負荷特性에서 本研究에서 試作한 3 개의 구동노즐중에서는 №2 구동노즐의 作動特性이 가장 우수함을 밝힌 바 있다. 그러므로 №2 구동노즐을 使用한 複合形 이젝터의 負荷時 時性を 알아보기 위하여 式 (3.4) 로 表示되는 吸入流體에 대한 驅動流體의 體積流量比의 變化를 그림 (3.15) 에 表示하였다. 體積流量比  $M_q$  는 驅動揚程의 增加와 더불어 增加하여, 比較的 정상작동 범위  $P_m = 1,000 \sim 2,000 \text{ mmHg}$  에서는 體

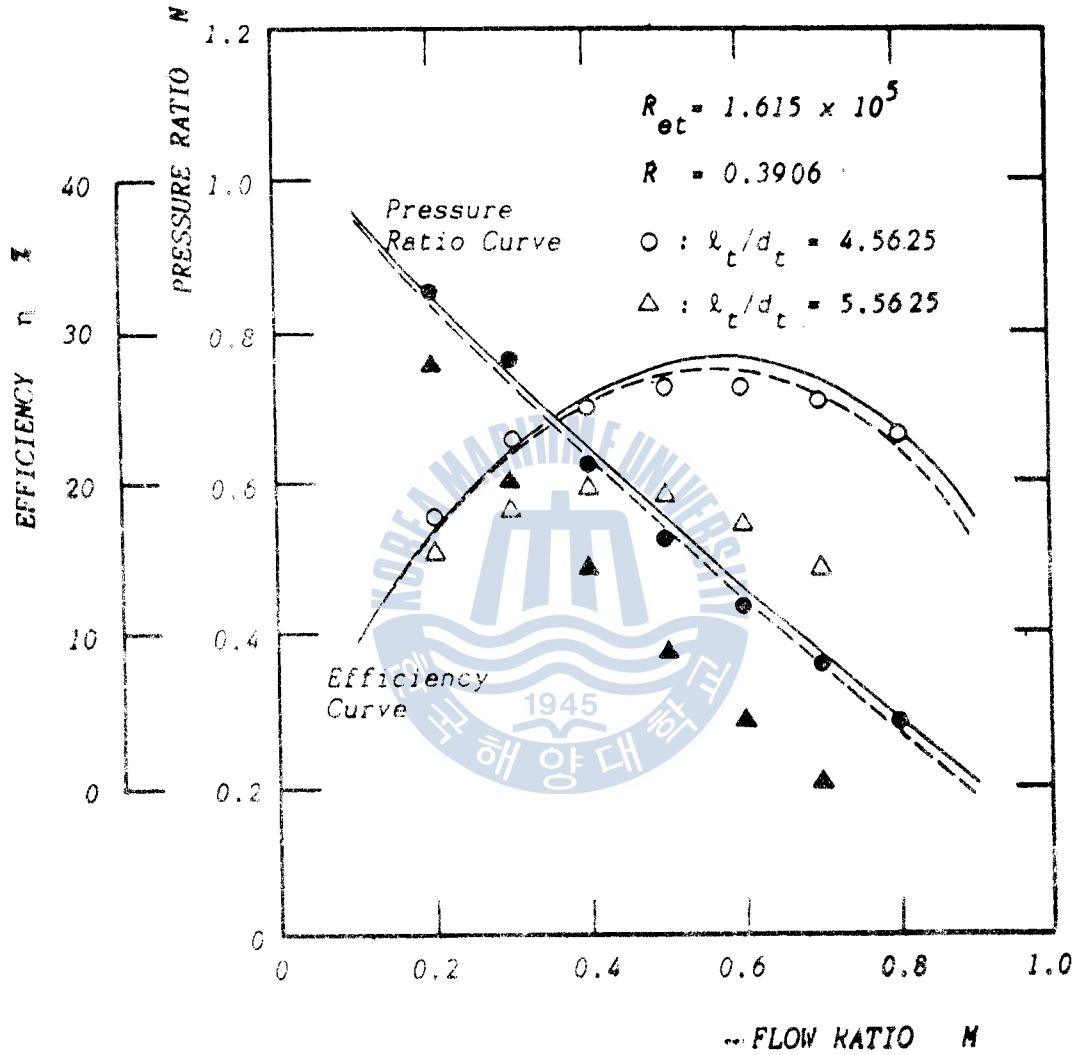


Fig.3.11 Efficiency and pressure ratio curve of liquid ejector(from ref.(8))

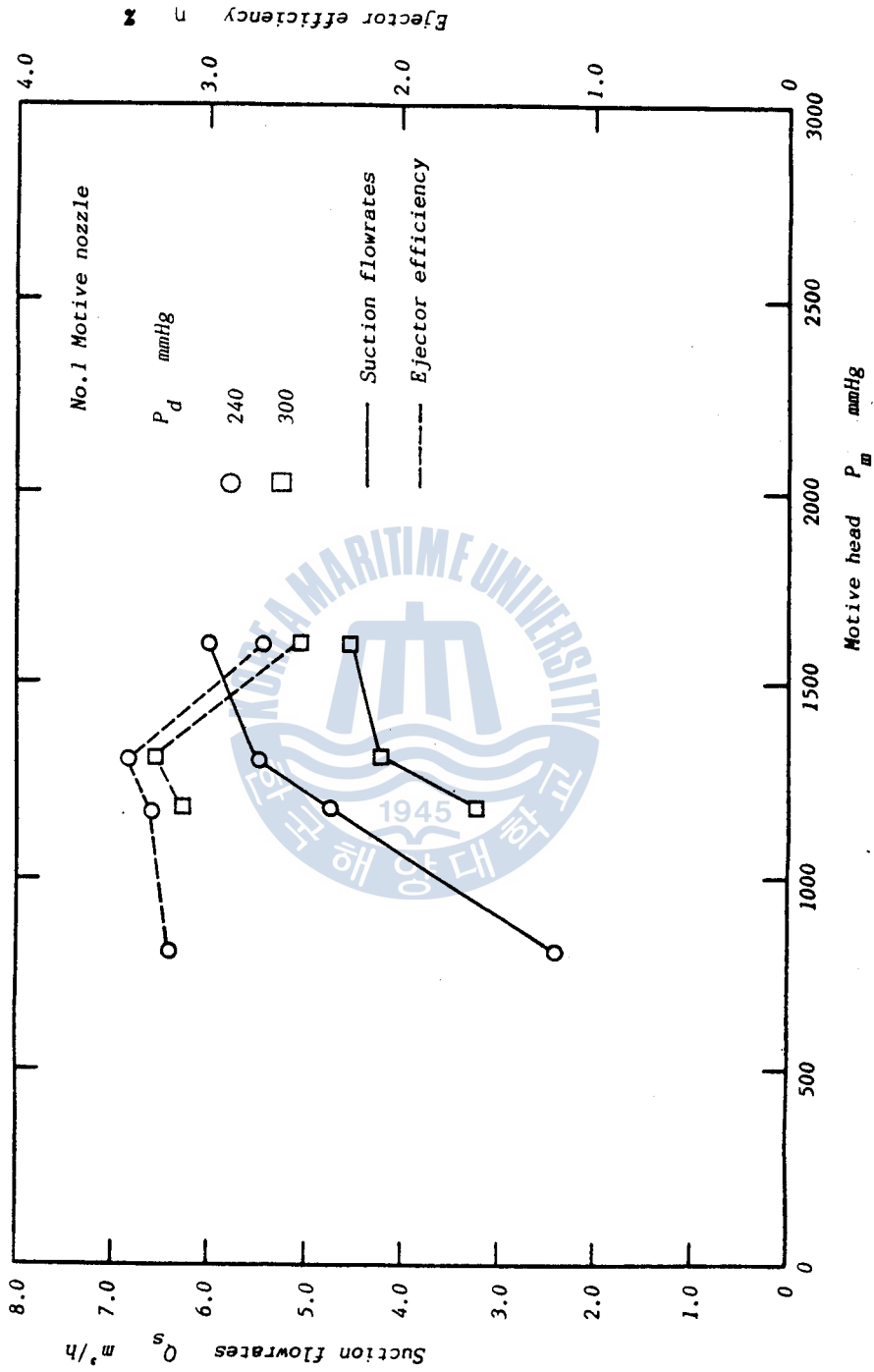


Fig.3.12 Variations of suction flowrate & Ejector efficiency according to the motive head

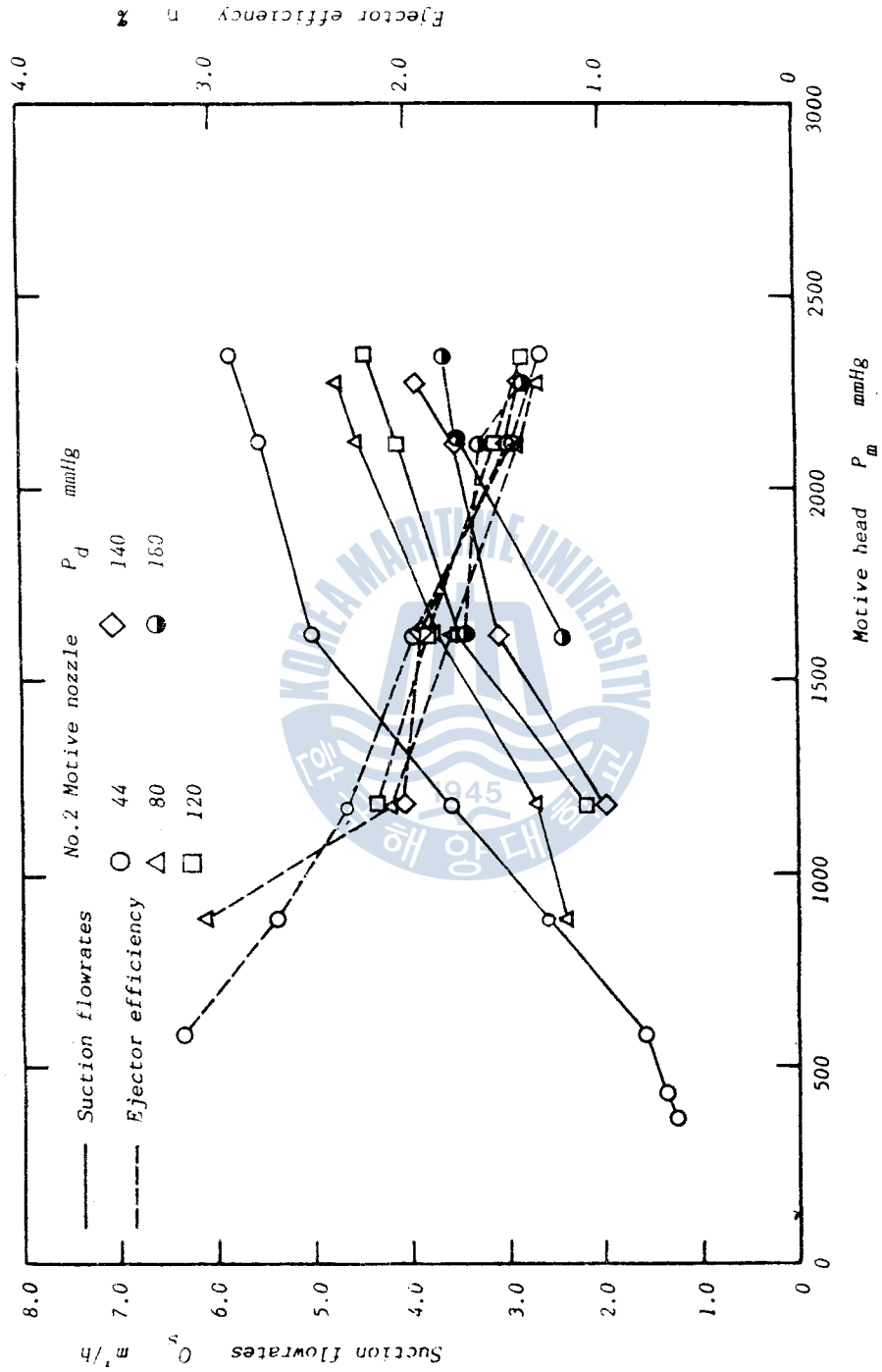
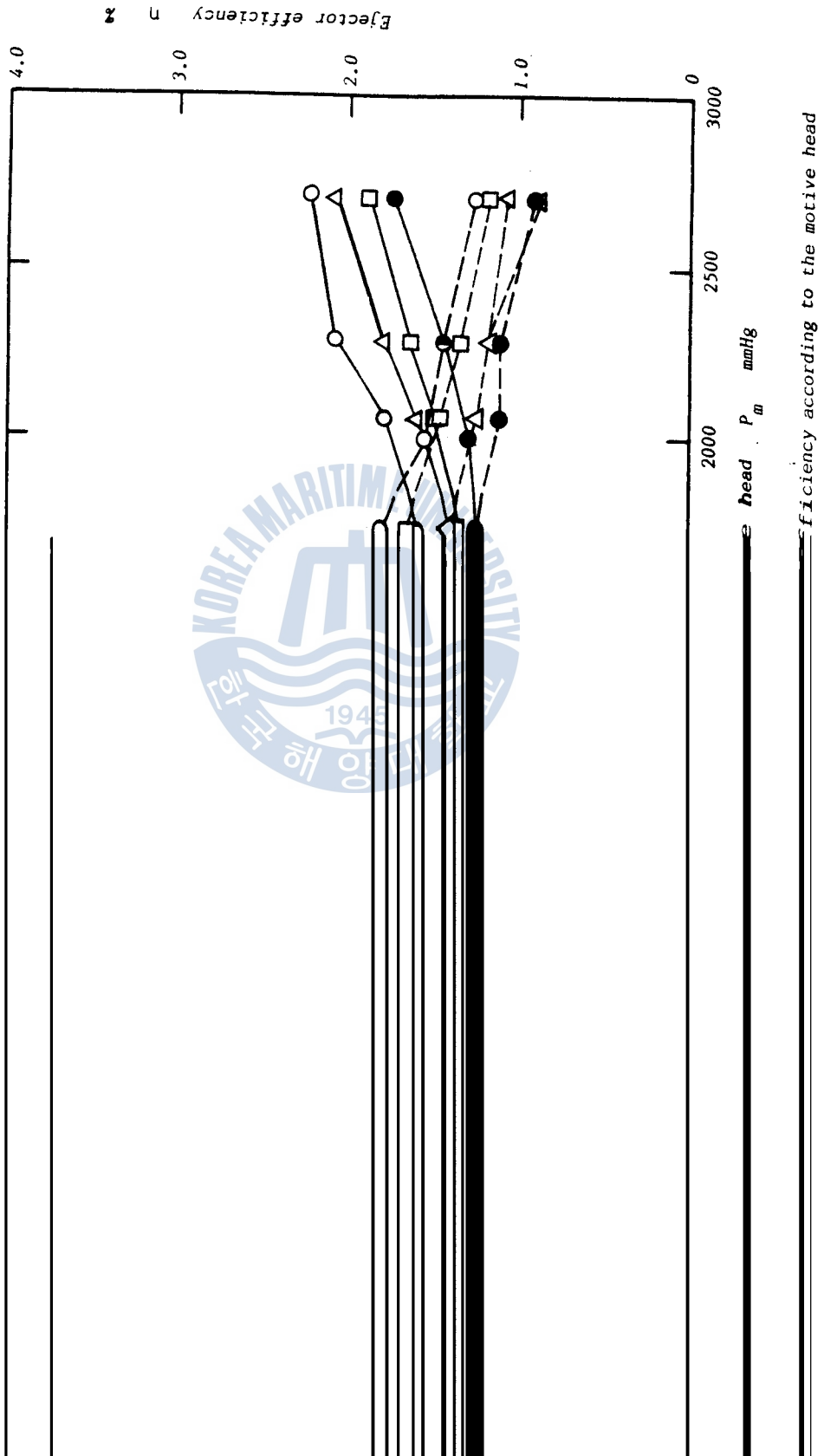


Fig.3.13 Variation of suction flowrate & ejector efficiency according to the motive head



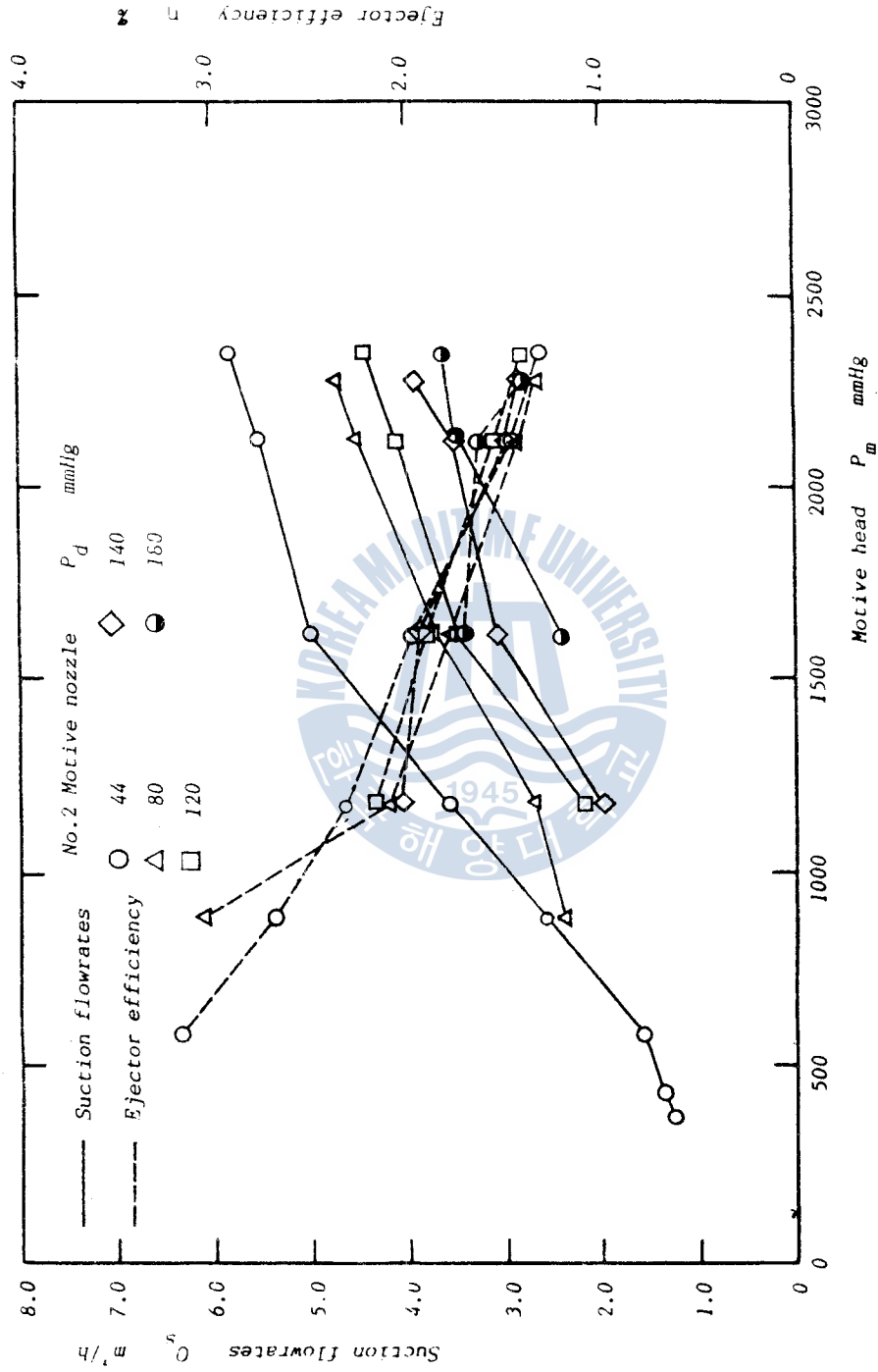


Fig. 3.13 Variation of suction flowrate & ejector efficiency according to the motive head

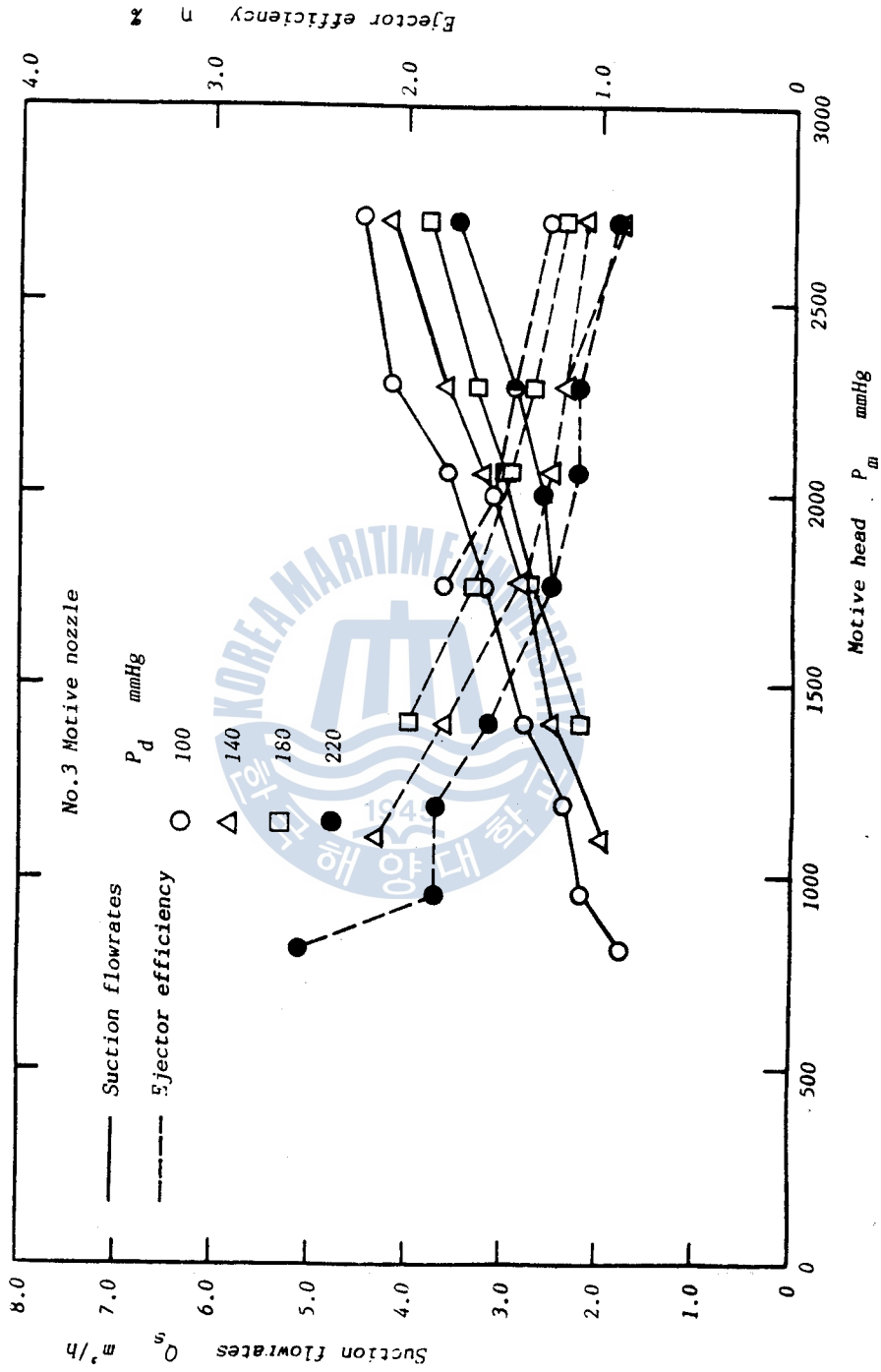


Fig.3.14 Variations of suction flowrate and ejector efficiency according to the motive head



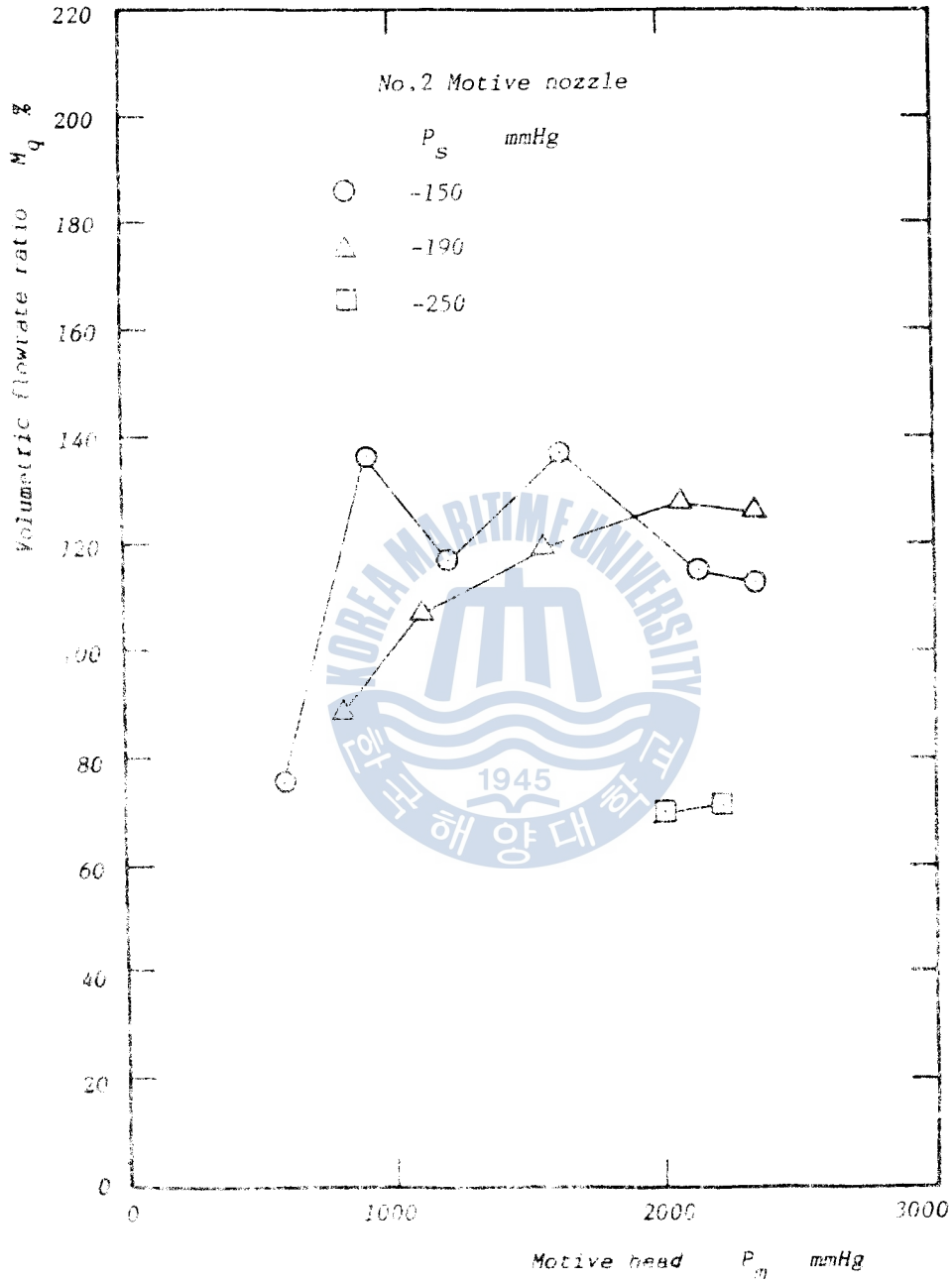


Fig.3.15 Variation of volumetric flowrate ratio to the motive head

積流量比가 120 % 前後임을 알 수 있으며 吸入揚程에는 그다지 의존하지 않음을 나타낸다.

그림 (3.16) 은 마찬가지로 №2 구동노즐에 대하여 吐出揚程을變化시키면서 行한 實驗結果인 그림 (3.13)으로부터 얻은 體積流量比와 驅動壓力의 關係를 보이고 있다. 이 그림으로부터 吐出揚程의 增加와 더불어 體積流量比는 뚜렷하게 감소하는 경향을 보이며, 體積流量比의 範圍는 약 80 ~ 120 %로써, 평균적으로 100 %임을 보이고 있다. 즉 물로써 驅動되는 複合形 이젝터를 設計함에 있어서 吸入流體의 體積流量은 驅動水의 體積流量과 同一하게 設計하면 크게 어긋나지 않는다는 것을 의미한다.



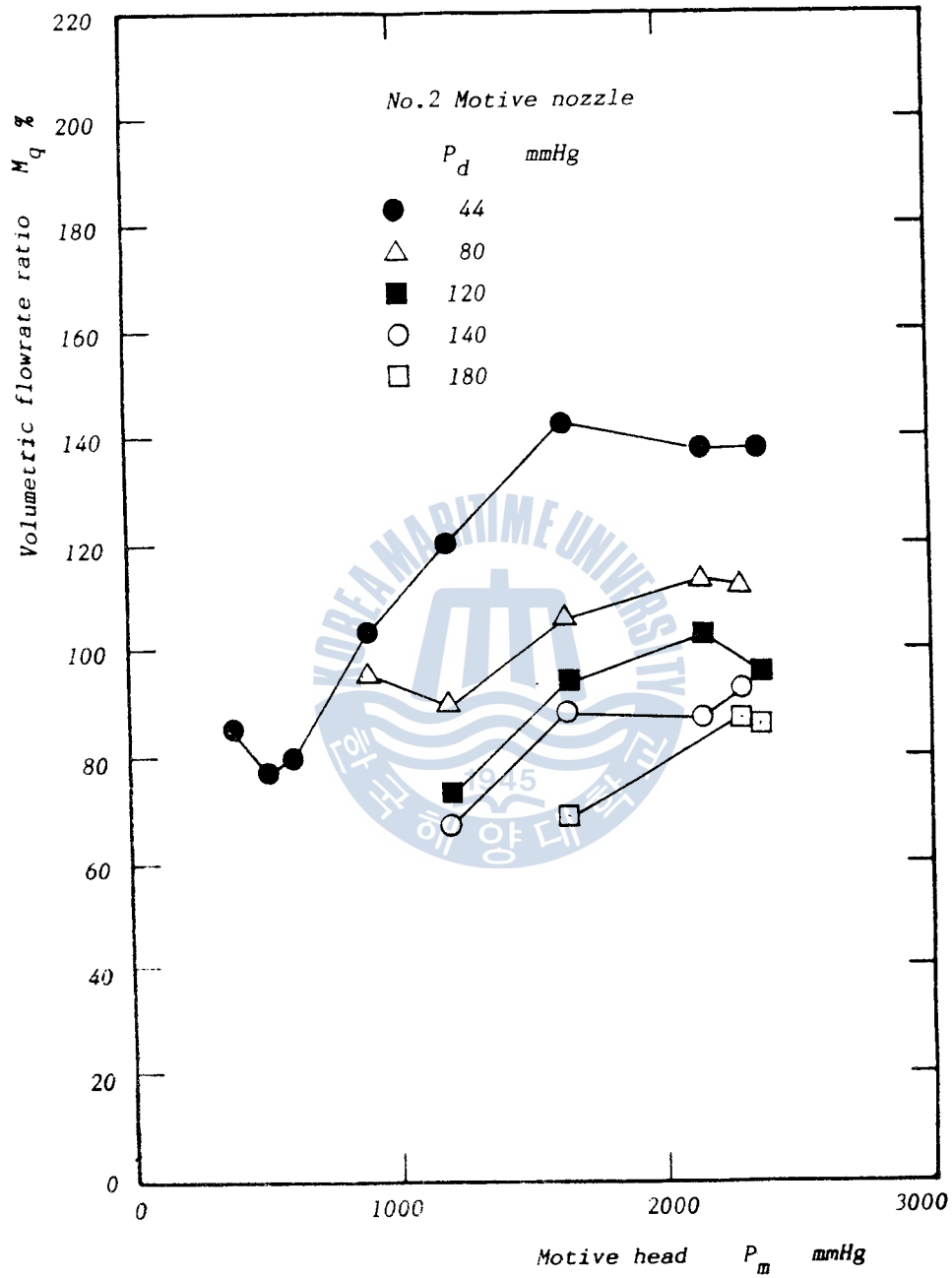


Fig.3.16 Variation of volumetric flowrate ratio to the motive head

## 第4章 實驗結果의 考察

### 4.1 구동노즐의 形狀에 따른 負荷時의 特性

그림(4.1)은 본 研究에서 設計製作한 3개의 구동노즐을 使用하여, 吸入揚程을  $H_s = -150 \text{ mmHg}$  로 一定히 유지하면서 驅動壓力에 대한 吸入流量  $Q_s$  ( $\text{ml/h}$ )와 이젝터의 效率  $\eta$  (%)의 變動을 測定하여 整理한 것이다. 吸入流量을 “零”으로 하면서 行한 無負荷時의 吸入室의 揚程을 조사한 그림(3.5) 및 그림(3.6)에서의 結果와 같이 No.2 구동노즐의 作動範圍가 가장 넓어 구동노즐로서 우수한 特性을 보이고 있다고 판단된다. 그리고 同一한 驅動壓力에서 No.2 구동노즐의 吸入流量은 No.3 구동노즐의 實驗에 比較하여 3배정도 크며, No.1 구동노즐의 경우에 比較하여도 크다는 것을 알 수 있다. 단, 效率面에서는 No.1 구동노즐의 경우가 약간 큰 傾向을 나타내나, 이렇게 되는 理由로서는 구동노즐을 流出한 水噴流主流(main stream)의 擴大負과 이에 따른 吸入氣體와의 混合過程이 關係되며, 驅動流體와 吸入氣體가 混合되는 과정에 關係되는 複合形 이젝터의 形狀 및 氣液의 混合과정에 관한 세밀한 研究가 要求된다고 생각된다. 본 實驗에서 No.2 구동노즐의 No.1 디퓨저에 대한 목의 面積比는  $R_A = 0.1736$  이고, No.2 구동노즐 出口部의 확대각은 1.4도 이었다.

그리고 그림(2.5)의 3개의 구동노즐과 No.2 디퓨저를 利用하여 負荷時 性能特性을 實驗하였으나 거의 吸入이 불가능함이 判明되었



FIG. 4.1. Injection energy

다. 이렇게 吸入이 불가능하게 된 理由로서는 여러가지 因子가 關係되리라 생각하지만 디퓨저 목 直徑이 과다하여 表(2.1)에서 보는 바와 같이 구동노즐 목과 디퓨저 목간의 面積比가 작다는 事實에 기인된다고 생각된다. 즉 水驅動 / 空氣吸入의 複合形 이젝터에서 面積比가 대략 0.1 이하가 되면 複合形 이젝터로서 作動이 거의 어렵게 된다고 생각된다.

#### 4.2 디퓨저 목 出口部の 흐름狀態

本 研究에서와 같이 驅動水에 의하여 不凝縮 가스를 吸入하는 複合形 이젝터의 디퓨저내 흐름은 그림(4.2)에 나타난 바와 같이 氣液 二相流의 狀態가 될 것이다. 驅動水에 의하여 吸入된 空氣는 驅動水와 混雜을 이루면서, 디퓨저 목의 出口端에서 거의 大氣壓狀態로 된 다음 확대부에서 速度에너지가 壓力에너지로 變換되면서 加壓되어 吐出하게 된다.

氣液二相流에서는 氣體와 液體의 質量流速(mass velocity)에 따라서 흐름의 狀態, 마찰손실 및 熱傳達特性등이 전혀 다르다.<sup>26)</sup> 그림(4.3)에는 本實驗과 같이 水平管에서 液相(liquid phase)流量이 많은 경우의 흐름 狀態를 나타내고 있다. 먼저 (a)의 波狀流(wavy flow)는 比較的 氣液의 質量速度가 작아서 氣液界面(liquid-vapor interface)에 波動을 동반하는 흐름이며, (b)는 液相流量이 增加하여 氣相이 部分部分 遮斷되어 흘러가는 스텝류(slug flow)을 나타내고, (c)는 氣相(vapor phase)이 거의 均일한 氣胞流(vapor

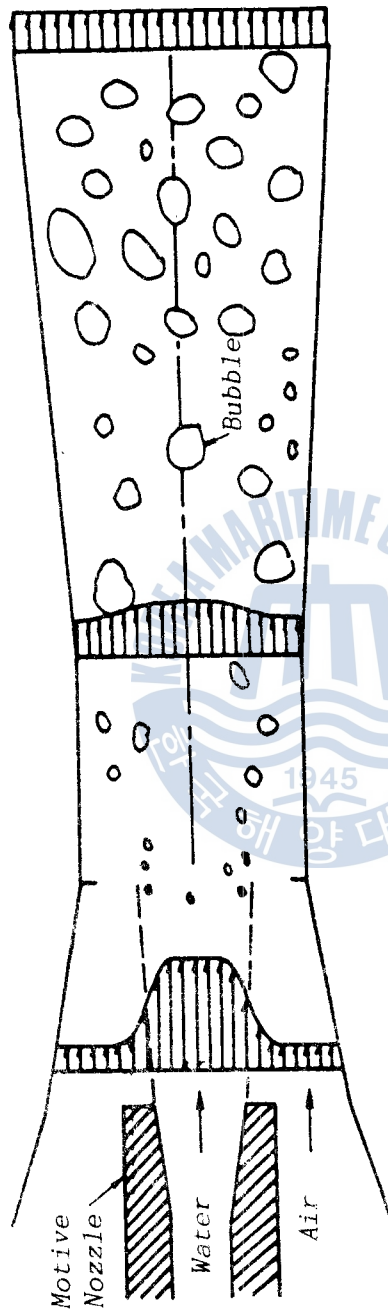


Fig. 4.2 State and velocity distribution in diffuser

(a) *Wavy flow*(b) *Slug flow*(c) *Bubbly flow*(d) *Annular flow*(e) *Annular dispersed flow*

Fig. 4.3 *Flow state of adiabatic two-phase flow in a horizontal tube*





라고 하며 다음과 같이 정의 된다.

$$\chi = \frac{G_s}{(G_m + G_s)} \quad (4.3)$$

그리고 보이드율 (void fraction)  $\alpha$ 는 全斷面積  $A_t$  중에서 氣相이 흐르는 斷面積  $A_s$ 의 比를 의미하므로

$$\alpha = \frac{A_s}{A_t} \quad (4.4)$$

목부의 全斷面積 중에서 氣相이 차지하는 時間平均的인 斷面積  $\alpha \cdot A_t$  내를 氣相이 흐르는 實際의 平均流速  $u_s$ 는 式(4.1) 및 式(4.4)의 關係로 부터

$$\begin{aligned} u_s &= \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{G_s}{\rho_s} \cdot \frac{1}{A_t} \\ &= \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{1}{\rho_s} \cdot U_s \end{aligned} \quad (4.5)$$

이며, 液相이 차지하는 時間平均的인 斷面積  $(1-\alpha) A_t$  내를 흐르는 平均的인 液相의 流速  $u_m$ 은 式(4.2) 및 式(4.4)로 부터 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} u_m &= \frac{1}{(1-\alpha)} \cdot \frac{G_m}{\rho_m} \cdot \frac{1}{A_t} \\ &= \frac{1}{(1-\alpha)} \cdot \frac{1}{\rho_m} \cdot U_m \end{aligned} \quad (4.6)$$

氣液二相의 흐름에서는 液相의 實際平均流速  $u_m$  에 대한 氣相의 實際平均流速  $u_s$  의 速度比를 슬립비 (slip ratio)  $S$  라고 하여

$$S = \frac{u_s}{u_m} \\ = \frac{(1-\alpha)}{\alpha} \cdot \frac{\rho_m}{\rho_s} \cdot \frac{U_s}{U_m} \quad (4.7)$$

와 같이 整理된다.

그러므로 式 (4.3) 에서 式 (4.7) 의 關係를 利用하면 보이드율  $\alpha$  와 건도  $\chi$  사이에는 다음의 關係式이 成立한다.

$$\alpha = \frac{1}{1+S\left(\frac{U_m}{U_s}\right)} \\ = \frac{\chi}{\chi+S(1-\chi)\frac{\rho_s}{\rho_m}} \quad (4.8)$$

式 (4.7) 로 정의되는 슬립비  $S$  는 그림 (4.3) 과 같은 氣液의 流動 狀態 및 가열 또는 비가열의 흐름과 熱的條件에 따라서 다르지만 대략 1.05 前後의 값을 갖는다.<sup>26)</sup> 本 研究에서는 디퓨저 목부에서 흐름상태를 대략적으로 살피기 위하여  $S = 1.0$ , 즉 氣液이 同速度로 흐르는 均質流 모델 (homogeneous model) 로 디퓨저 내의 흐름을 근사하면 보이드율  $\alpha$  는 다음 式과 같이 간략화 된다.

$$\alpha = \frac{U_s}{U_m + U_s} \quad (4.9)$$

그리고 氣液二相流의 平均的인 밀도  $\rho_m$ , 점성계수  $\mu_m$  및 동점성계수  $\nu_m$ 는 다음과 같이 정의 된다.

$$\begin{aligned}\rho_m &= \frac{1}{\frac{\chi}{\rho_s} + \frac{(1-\chi)}{\rho_m}} \\ &= \alpha \cdot \rho_s + (1+\alpha) \cdot \rho_m\end{aligned}\quad (4.10)$$

$$\mu_m = \frac{1}{\frac{\chi}{\mu_s} + \frac{(1-\chi)}{\mu_m}}\quad (4.11)$$

$$\nu_m = \frac{\mu_m}{\rho_m}\quad (4.12)$$

따라서 디퓨저 목의 出口端에서 개략적인 氣液三相流의 걸보기 레이놀즈 수는 다음과 같이 計算할 수 있다.



氣液二相의 흐름에서는 液相의 實際平均流速  $u_m$  에 대한 氣相의 實際平均流速  $u_s$  의 速度比를 슬립비 (slip ratio)  $S$  라고 하여

$$S = \frac{u_s}{u_m} = \frac{(1-\alpha)}{\alpha} \cdot \frac{\rho_m}{\rho_s} \cdot \frac{U_s}{U_m} \quad (4.7)$$

와 같이 整理된다.

그러므로 式 (4.3) 에서 式 (4.7) 의 關係를 利用하면 보이드율  $\alpha$  와 건도  $\chi$  사이에는 다음의 關係式이 成立한다.

$$\alpha = \frac{1}{1+S \left(\frac{U_m}{U_s}\right)} = \frac{\chi}{\chi+S(1-\chi) \frac{\rho_s}{\rho_m}} \quad (4.8)$$

式 (4.7) 로 정의되는 슬립비  $S$  는 그림 (4.3) 과 같은 氣液의 流動狀態 및 가열 또는 비가열의 흐름과 熱的條件에 따라서 다르지만 대략 1.05 前後의 값을 갖는다.<sup>26)</sup> 本 研究에서는 디퓨저 목부에서 흐름상태를 대략적으로 살피기 위하여  $S=1.0$ , 즉 氣液이 同速度로 흐르는 均質流 모델 (homogeneous model) 로 디퓨저 내의 흐름을 근사하면 보이드율  $\alpha$  는 다음 式과 같이 간략화 된다.

$$\alpha = \frac{U_s}{U_m + U_s} \quad (4.9)$$

그리고 氣液二相流의 平均的인 밀도  $\rho_m$ , 점성계수  $\mu_m$  및 동점성계수  $\nu_m$ 는 다음과 같이 정의 된다.

$$\begin{aligned}\rho_m &= \frac{1}{\frac{\chi}{\rho_s} + \frac{(1-\chi)}{\rho_m}} \\ &= \alpha \cdot \rho_s + (1+\alpha) \cdot \rho_m\end{aligned}\quad (4.10)$$

$$\mu_m = \frac{1}{\frac{\chi}{\mu_s} + \frac{(1-\chi)}{\mu_m}}\quad (4.11)$$

$$\nu_m = \frac{\mu_m}{\rho_m}\quad (4.12)$$

따라서 디퓨저 목의 出口端에서 개략적인 氣液三相流의 걸보기 레이놀즈 수는 다음과 같이 計算할 수 있다.

$$Re_m = \frac{(U_m + U_s) \cdot d_t}{\nu_m}\quad (4.13)$$

O·Baker<sup>27)</sup>는 水平管에 있어서 大氣壓 20℃의 空氣와 물의 비가열 實驗을 통하여 그림(4.3)과 같이 分類되는 氣液二相流의 흐름양식(flow regime)에 관한 實驗을 하여 管徑이 25 ~ 101 mm  $\phi$  근처에서 적용할 수 있는 流動樣式線圖(flow regime map)를 發表하였다. 基本的으로 氣液二相流의 흐름樣式은 氣相質量流量  $G_g$ 와 兩相의 質量流量比  $M_g$ 에 의하여 支配되지만, 氣液의 混合過程 上流測 흐름의 履歷이 復雜하게 關聯된다.<sup>26)</sup> 그뒤 J.M. Mandhane<sup>28)</sup>은 水平管内의 二成分(two component)系의 二相流에 관한 多數의

觀察結果를 總대로 하여 二相流의 流動狀態에 제일 큰 영향을 미치는 것은 氣相과 液相의 질보기 속도이고 各 物性値는 二次의인 영향을 갖는데에 着眼하여 그림(4.4) 및 그림(4.5)에서 보는 바와 같이  $U_m$  및  $U_c$ 를 좌표축으로 하는 간단한 흐름樣式線圖를 발표하였다.

그림(4.4)는  $M_2$  구동노즐을 使用하여 驅動壓力을 變化시키면서 行한 負荷時의 실험데이터인 그림(3.13)의 結果중  $U_m$  및  $U_c$ 을 J.M. Manchane의 流動樣式線圖상에 프롯팅 한 것이며, 그림(4.5)도 마찬가지로  $M_2$  구동노즐을 利用하여 吸入揚程을 變化시키면서 行한 그림(3.8)의 實驗結果에 대한 것이다. 그림(4.4) 및 그림(4.5)에서 알 수 있는 바와 같이 大部分의 本實驗 領域에서 흐름의 狀態는 기포류상태임을 確實히 알 수 있다. 또한 그림(3.8) 및 그림(3.13)에서 驅動揚程이 增加함에 따라서 흡입유량  $Q_s$ 의 增加가 遲緩되는 理由로서는 흐름의 양상이 환상류 상태로 遷移가 느리기 때문이라고 생각되며, 이러한 시각에서 구동노즐의 形態를 확장형으로 製作하여 구동노즐의 中心部를 통하여 空氣를 吸入하면 환상류로의 遷移를 遅리게 하고, 따라서 吸入流率의 增加를 도모할 수 있다고 판단된다.

그림(4.6)은  $M_2$  구동노즐을 使用하여 吐出揚程을 變化시키면서 行한 實驗에 있어서 式(4.1)과 같은 정의되는 氣相의 질보기 速度를 流量比에 대하여 整理한 結果이다. 流量比의 增加와 더불어 式(4.1)의 右邊의 數値는 增加하며, 吐出揚程이 變을수록 增加하는 傾向을 보이고 있다. 그림(4.7)은 同一한 實驗條件에 대하여 流量比의

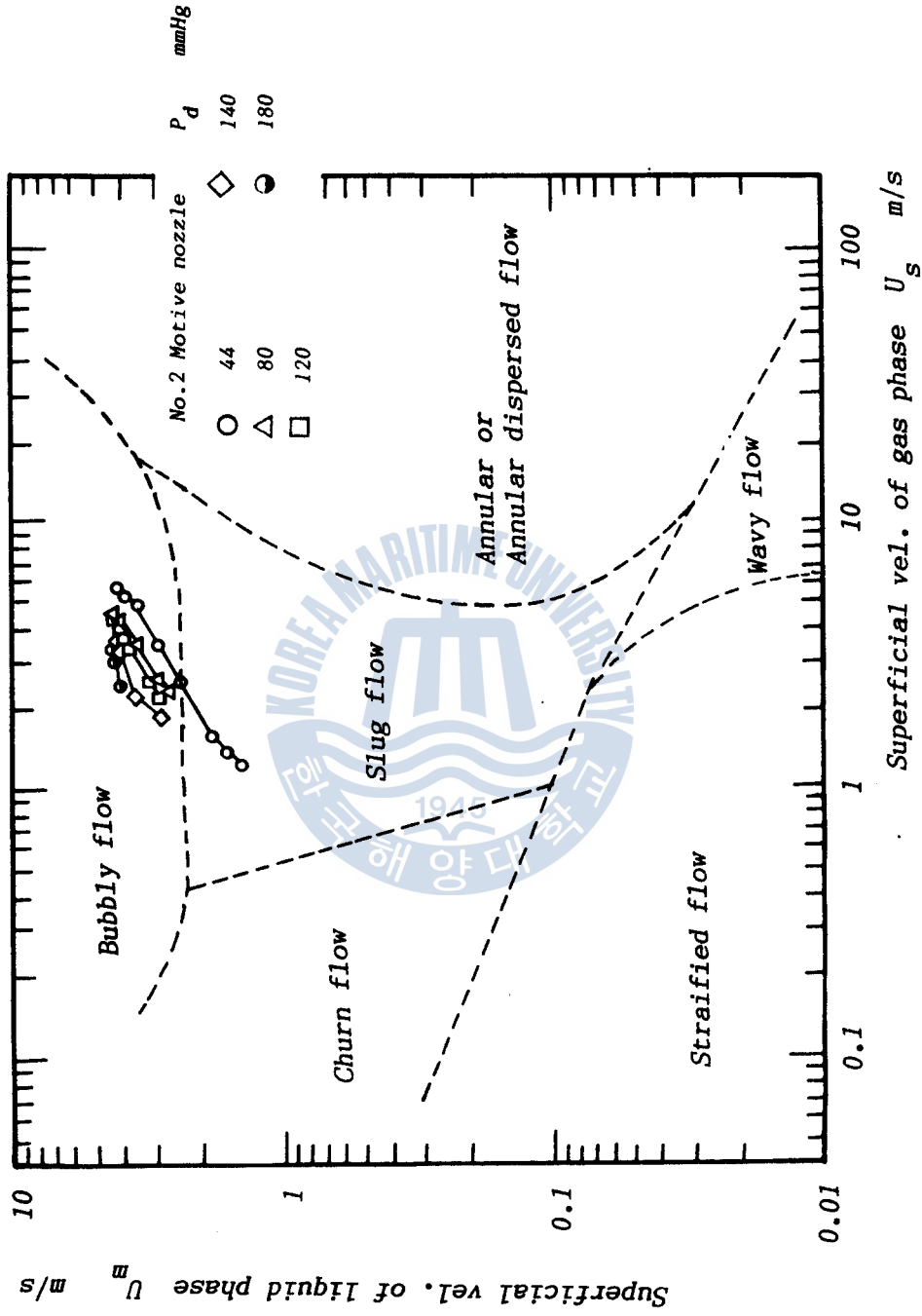


Fig. 4.4 Flow regime map ( No.2-5 data )



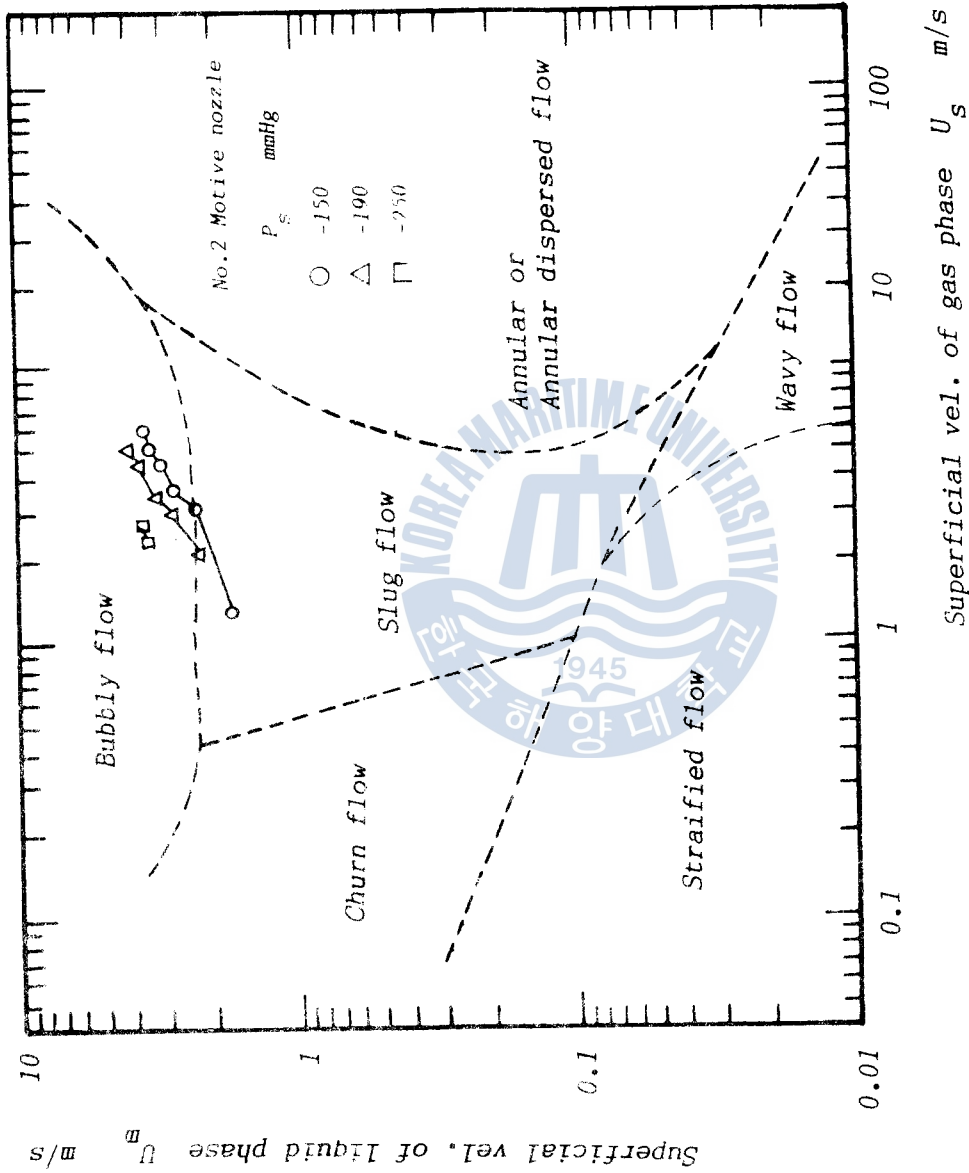


Fig. 4.5 Flow regime map ( No. 2-4 data )

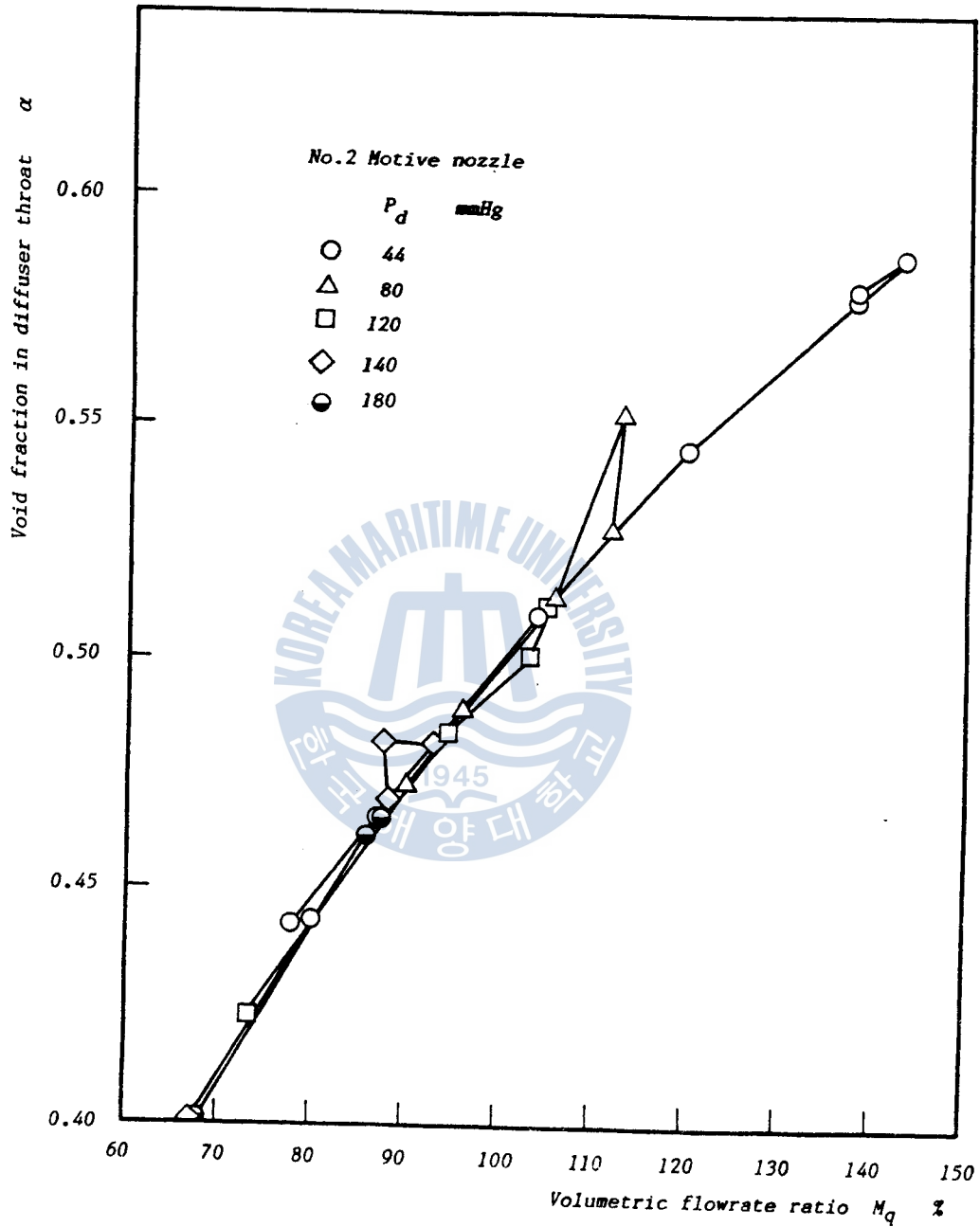


Fig.4.8 Void fraction variation according to volumetric flowrate ratio

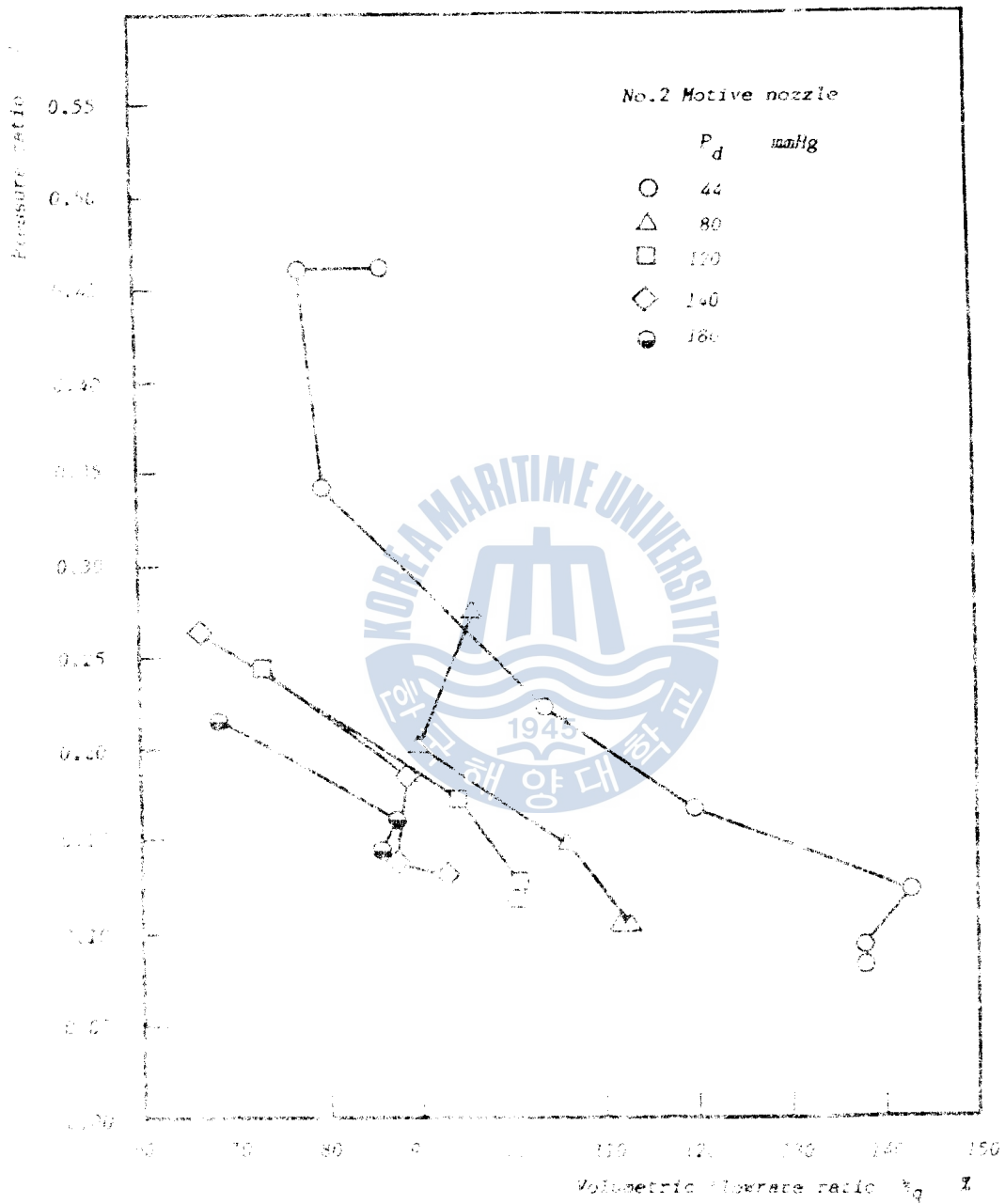


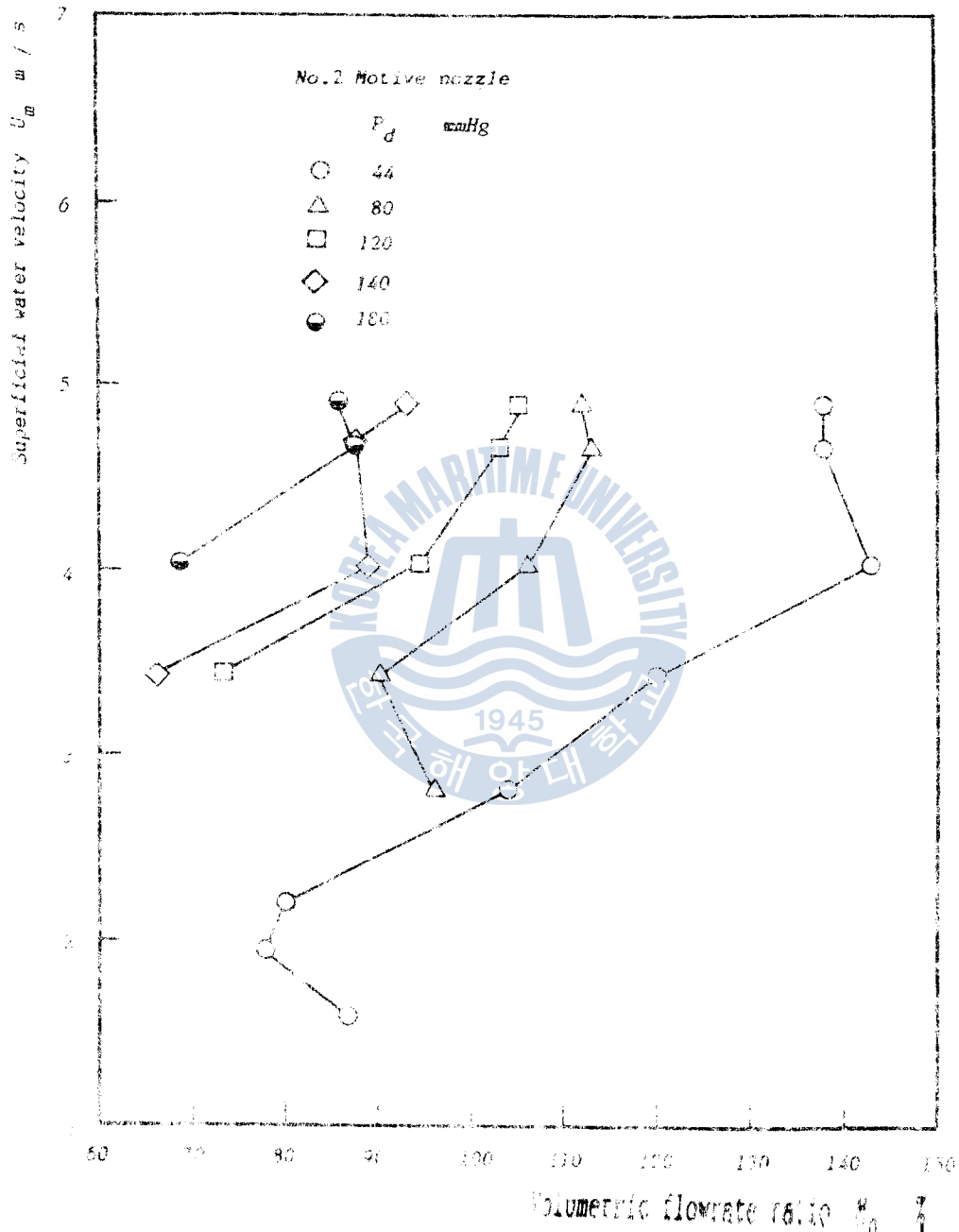
Fig.4. Pressure ratio  $P_2/P_1$  according to volumetric flowrate ratio

부에서 驅動水의 걸보기 速度를 나타내며 그결과는 氣相의 걸보기 속도의 변화와 같은 경향을 보이고 있다. 이와같이 되는 理由로서는 후술하는 그림 (4.9) 및 그림 (4.10)에서 보는 바와 같이 驅動揚程이 增加하면 驅動流量이 增加하고 驅動流量에 대한 吸入流量의 體積流量比  $M_q$ 가 거의 1.0 前後로 一定히 유지되기 때문이라고 판단된다.

그림 (4.8)은 목부에서 氣液의 스텝比를  $S = 1.0$ 으로 가정하였을 때 式 (4.9)와 같이 計算되는 목부에서의 氣相이 차지하는 時間平均的인 流路의 斷面積比 즉, 보이드율을 體積流量比  $M_q$ 에 대하여 정리한 것이다.

本 研究에서 製作한 複合形 이젝터의 주된 作動領域에서의 보이드율  $\alpha$ 의 범위는 0.45 ~ 0.55인것을 알 수 있다. 그리고 그림 (4.7)에서 특이한 점으로는 液相 즉 驅動水의 걸보기 速度  $U_m$ 이 最大 5.0 m/sec로 제한을 받는다는 것이며, 이 걸보기 液相流速에 대한 레이놀즈수  $Re_m$ 은  $3.80 \times 10^3 \sim 8.17 \times 10^3$  이었다.

그림 (4.9)는 No. 2 구동노즐 使用하여 吐出揚程을 變化시키면서 行한 實驗結果를 體積流量比  $M_q$ 와 式 (3.5)와 같이 정의되는 壓力比  $N$ 의 관계로 나타낸 것이며, 그림 (4.10)은 같은 구동노즐을 使用하여 吸入揚程을 變化시키면서 行한 實驗結果를 보이고 있다. 그림 (4.9)의 結果로 부터 本 研究에서 製作한 複合形 이젝터의 壓力比는  $N = 0.15$  前後이며, 그림 (4.10)으로부터 體積流量比는 120% 前後로서 140%를 넘지 못함을 알 수 있다. 이와같이 體積流量比가 제한을 받는것은 어떤 形狀으로 設計된 複合形 이젝터에



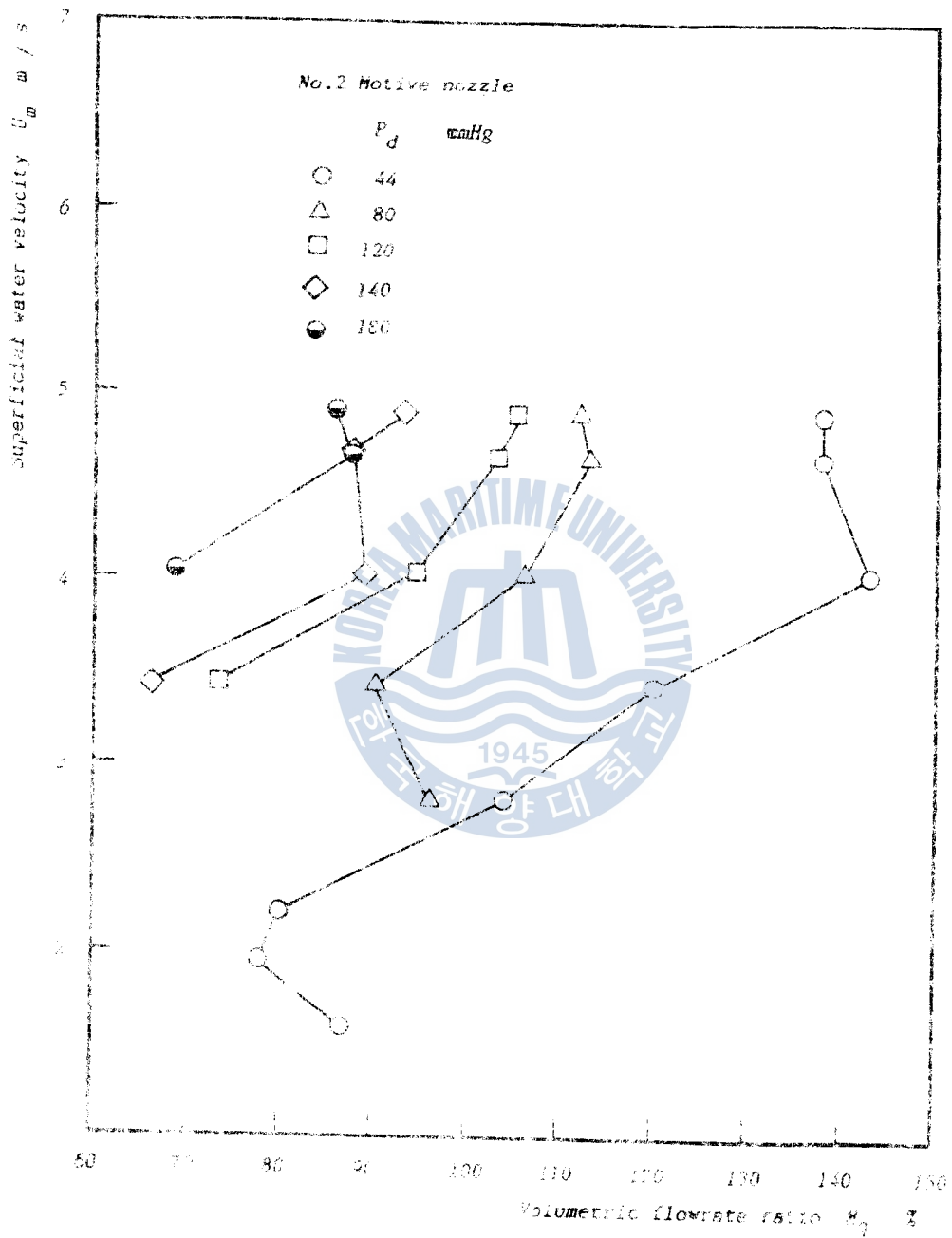
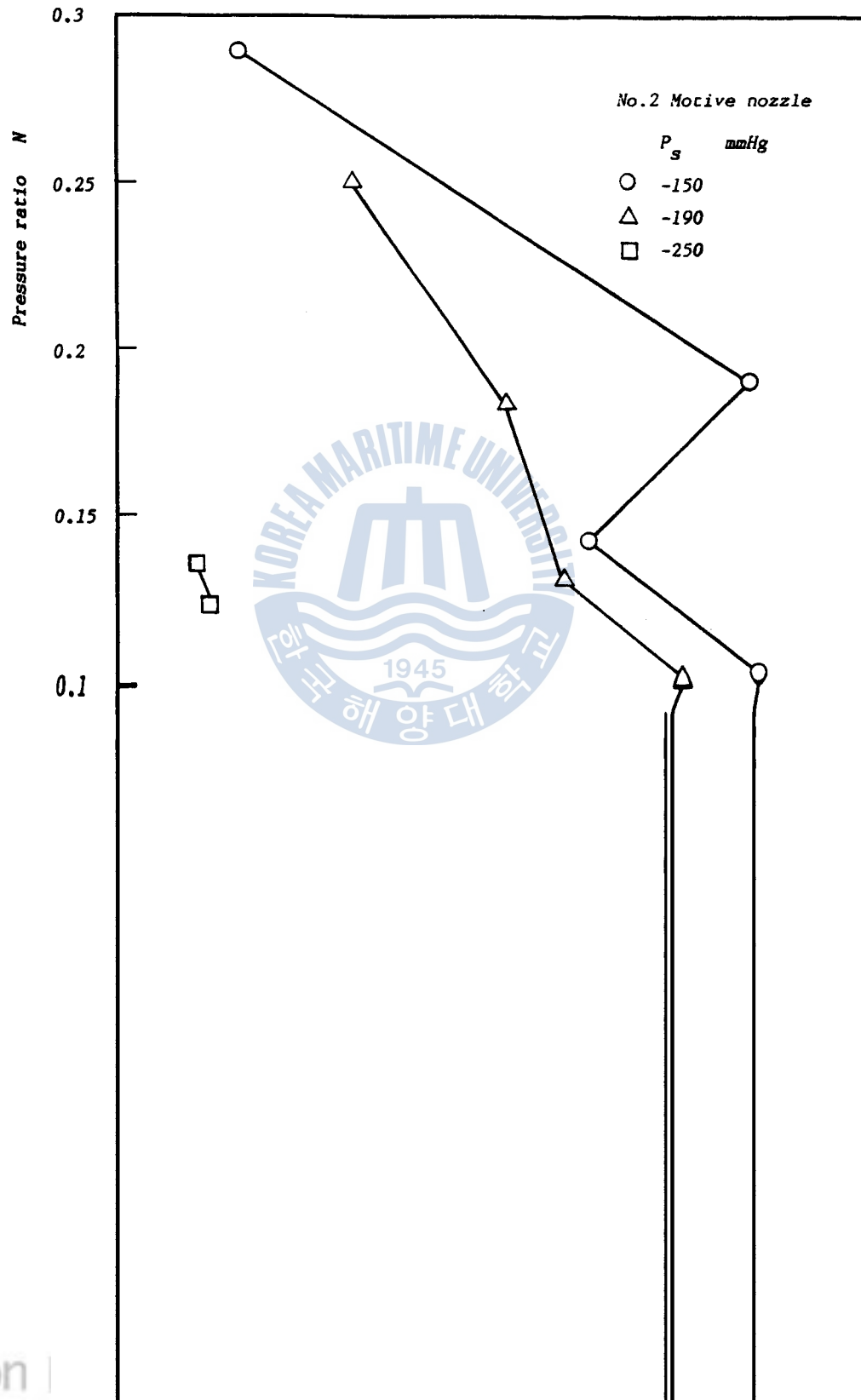


Fig. 4. Superficial velocity of liquid phase according to volumetric flowrate ratio



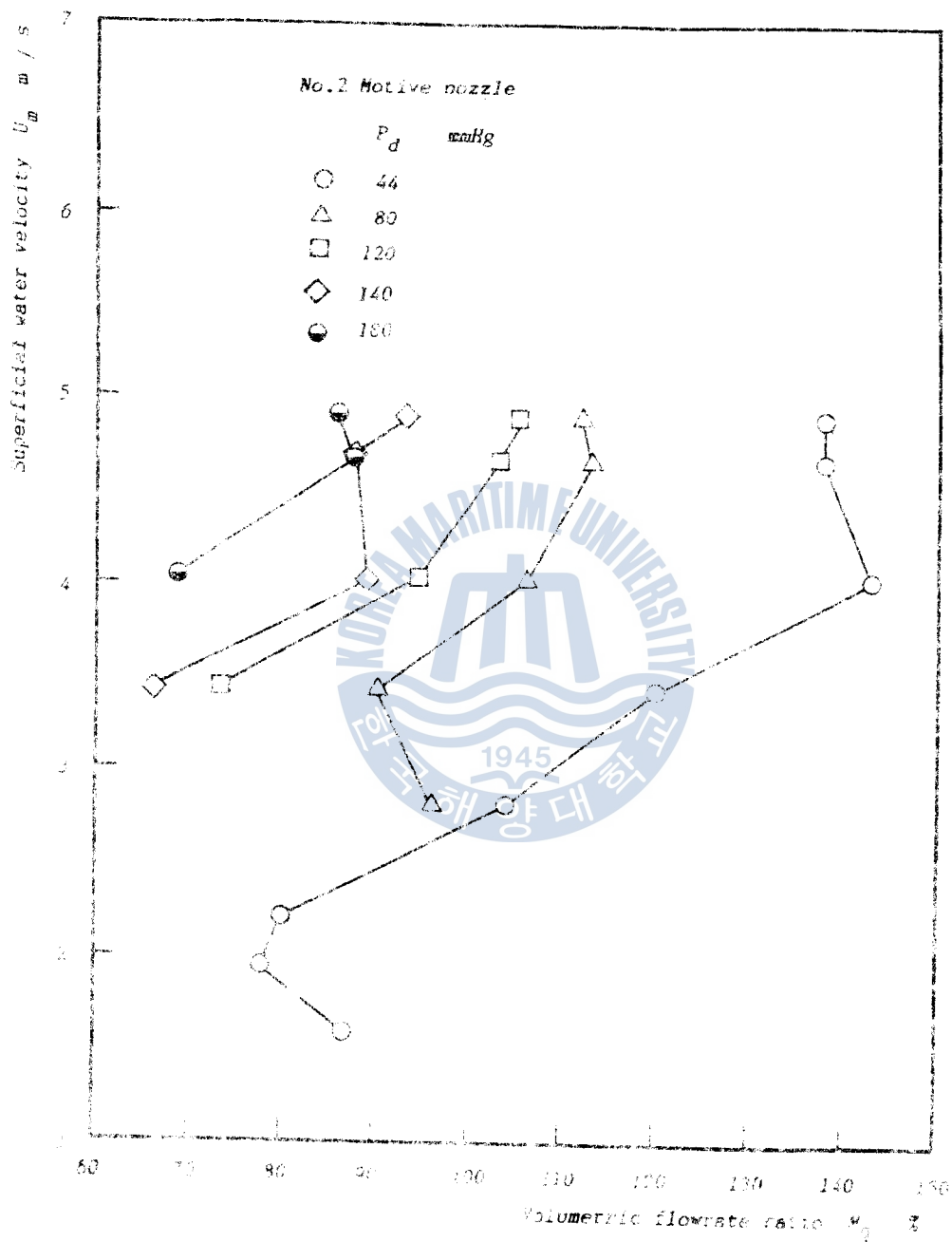


Fig. 9.3 Superficial velocity of liquid phase according to volumetric flowrate ratio



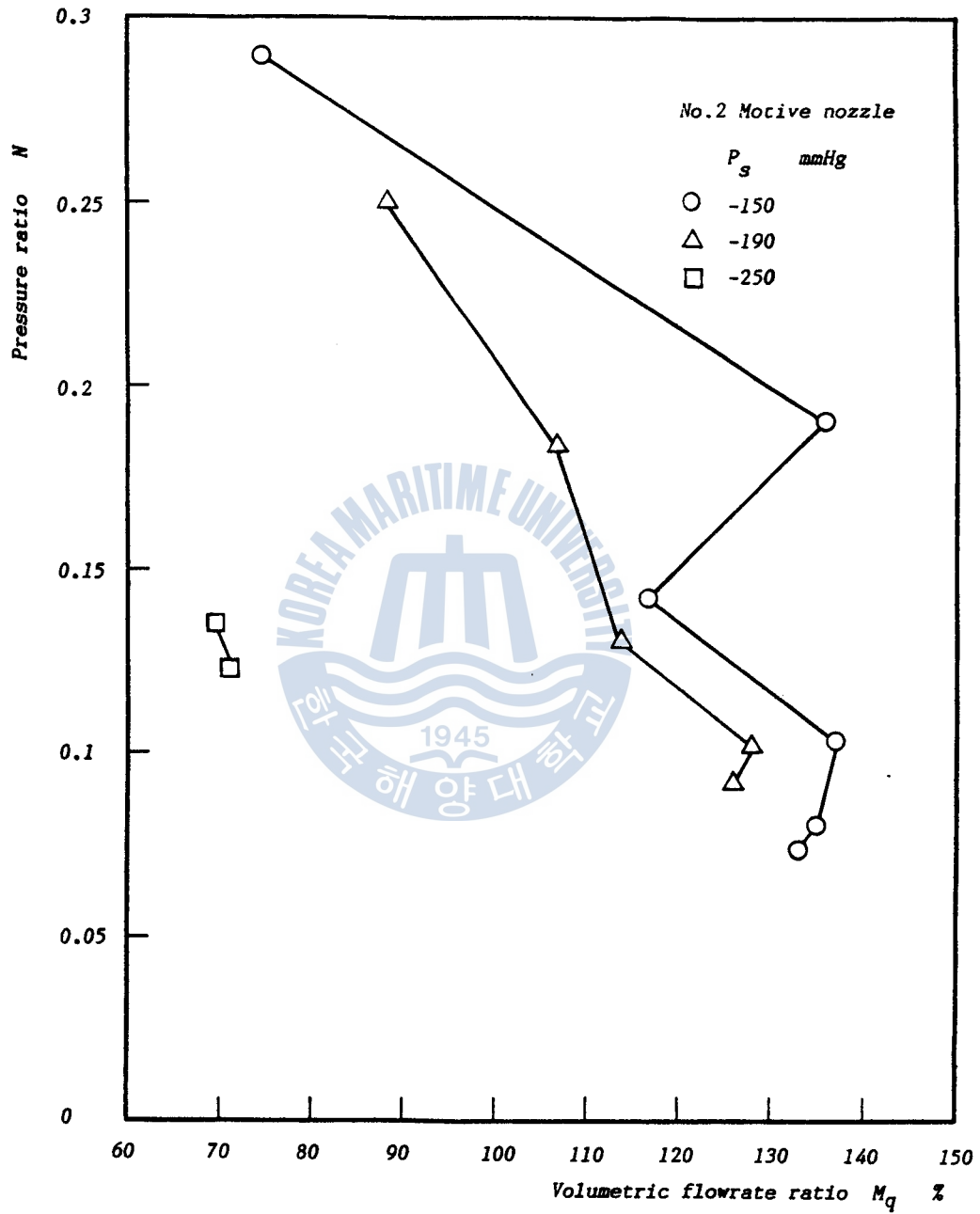


Fig.4.10 Pressure ratio variation according to volumetric flowrate ratio

서도 存在한다고 생각되며, 단 全술한 바와 같이 구동노즐을 환상  
형등으로 設計함으로써 디퓨져 목부에서의 二相流의 흐름상태를 환  
상류의 상태로 발달을 촉진시키면 體積流量比가 어느정도 개선 되  
리라고 생각된다.



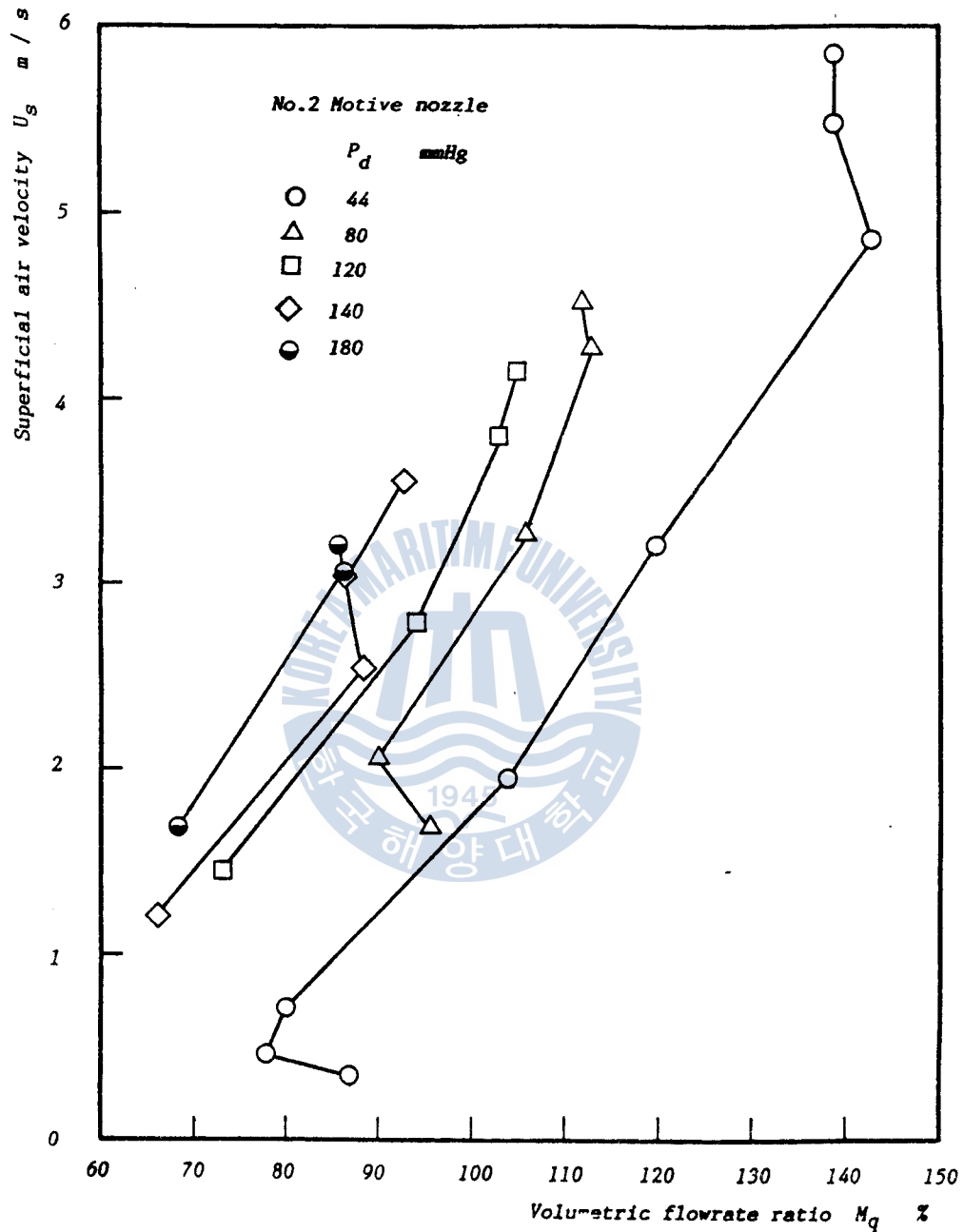


Fig. 4.6 Superficial velocity of gas phase

according to volumetric flowrate ratio

## 第5章 結 論

水驅動 / 空氣吸入의 複合形 이젝터의 性能實驗을 통하여 다음과 같은 研究結果를 얻었다.

(1) 吸入流量을 “零”으로 유지하면서 행한 無負荷 實驗을 통하여 驅動流量이 增加할수록 또한 吐出揚程이 감소할수록 吸入揚程은 增加하는 경향을 나타내었다.

(2) 디퓨저의 목 단면적에 대한 구동노즐 出口 斷面積의 比가 0.0625 ~ 0.3906의 本 實驗 範圍에서 面積比가 0.1736 그리고 구동노즐의 擴大角이 1.4도인 구동노즐의 性能이 가장 우수하였으며, 이 구동노즐의 速度係數는 平均的으로 0.93 이었다.

(3) 負荷實驗에서는 驅動揚程이 增加할수록, 吸入揚程이 감소할수록 그리고 吐出揚程이 감소할수록 吸入流量은 增加하는 경향을 나타내었다.

(4) 複合形 이젝터의 效率은 驅動壓力, 吸入揚程 그리고 吐出壓力 모두가 감소할수록 감소하는 경향을 나타내었다.

(5) 液體用 이젝터의 效率이 30% 정도임을 감안하면, 複合形 이젝터의 效率은 1~3% 정도는 매우 낮으며, 이렇게 되는 根本的인 理由는 吸入氣體와 驅動液體의 密度差가 큰것에 기인한다고 판단된다.

(6) 複合形 이젝터의 정상작동 범위에서 吸入流體의 體積流量과 驅動流體의 體積流量의 比는 80 ~ 120% 範圍로 平均的으로 100% 정도이다.

- (7) 驅動流體의 揚程감소에 대한 吸入流體의 揚程增加比 즉, 壓力比는 0.1 ~ 0.2 정도이었다.
- (8) 디퓨저 목부에서 混合된 二相流의 흐름상태는 氣泡流의 상태를 알았으며, 디퓨저 出口端에서 보이드율은 약 45 ~ 55 % 로서 平均 50 % 정도이었다.



## 參 考 文 獻

- 1) 植田辰洋, 水噴射ノポンプニ關スル研究, 日本機械學會 論文集, 第13卷, 89號(1944)
- 2) N. I. Sanger, Noncavitating performance of two low-area-ratio water jet pumps having throat lengths of 7.2 $\times$  diameter, NASA TN D 4445 (1963)
- 3) 大島亮一郎, ノズルポンプの研究(第1卷) ノズルノ長さの寸度効果, 日本機械學會 講演論文集, No. 700-7, p. 239-242 (1976)
- 4) J. O. Karczassik, W. C. Krutzsch & W. H. Fraser, Jet pump (Section 4), McGraw-Hill Book Co. (1976)
- 5) 金京根, 水ノ吸入時ノ設計者針見, 個人資料(1985)
- 6) 李在源, 朴炳翰, 水ノ噴射時ニ關シ 1945年 液體燃料ノ效率ニ關シテノ研究, 韓國海洋大學 大學院 碩士學位論文(1985)
- 7) 金京根, 李鎭探, 朴炳翰, 水ノ吸入時ノ自動設計器ノ設計, 電算流體力學ノ開發, 韓國船舶機械學會 研究會誌, 第10卷, 2號(1955)
- 8) 金京根, 李鎭探, 液體燃料ノ噴射時ノ性能増進時(CVD)ノ實驗 結果並ニ比較時ノ輸出ノ研究, 韓國海洋大學 大學院 碩士學位 請求論文 提出中(1987)
- 9) 植田辰洋, ノズルノポンプニ關スル研究(第1報), 日本機械學會 論文集, 第13卷, 89號(1944)
- 10) 植田辰洋, 空氣ノポンプニ關スル研究(第1, 2報), 日本機械學會誌, 第18卷, 87號, p. 98 ~ 112 (1953)

- 11) 植田辰洋, 蒸氣エセクタに 關す研究 (第3報), 日本機械學會誌, 第18卷, 72號 p.56 ~ 60 (1952).
- 12) 植田辰洋, 蒸氣エセクタに 關す研究 (第4報), 日本機械學會誌, 第19卷, 80號 p.31 ~ 37 (1953).
- 13) 植田辰洋, 蒸氣エセクタの 性能計算法, 東京大學 機械工學 研究會 (1956)
- 14) 金京根, 스팀 이젝터의 自動設計를 위한 電算프로그램의 開發, 産學協同財團 研究報告書 (1987)
- 15) 金京根, 金鎔模, 金明煥, 姜信彥, 蒸氣 이젝터의 自動設計를 위한 電算프로그램의 開發, 船用機關學會誌, 第11卷, 3號, p.53 ~ 60 (1987)
- 16) K.E.Hickman, P.G.Hill & G.B.Gilbert, Analysis and Testing of Compressible Flow Ejectors with Variable Area Mixing Tube, J.of Basic Engineering, p 407 ~ 416 (1972)
- 17) 松尾一泰, 笹口健吾, 田崎耕一, 望月博昭, 超音速 空氣エセクタの研究 (第一報, 二次流量ガ零の場合作動特性), 日本機械學會 論文集, 第47卷 416號 (1981)
- 18) 松尾一泰, 笹口健吾, 田崎耕一, 望月博昭, 超音速空氣エセクタの研究 (第二報, スロート面積比ガ作動特性に及ぼす影響) 日本機械學會 論文集, 第8卷 428號 (1982)
- 19) 山本, 家本, 亞音速ジェットの 性能計算法, 日本機械學會 論文集, 第50卷 458號 (1984)

- 20) 金京根, 金鎔模, 各種 이젝터의 國産化 開發과 産業用 에너지 節約 시스템의 응용, 熱流體 機資材展示會 講演資料 (1987)
- 21) 金京根, 小型 콤팩트한 廢熱利用式 造水器 開發, 科學技術處 特定 研究開發報告書, 160 ~ 4836 (1987)
- 22) 一色尚次, 廢熱利用 시스템의 實務便覽 富士技術システム社 (1984)
- 23) 金京根, 이젝터를 利用한 眞空펌프 / 空氣壓縮器 兼用시스템의 開發 科學技術處 特定研究開發 研究計劃書 提出中 (1988)
- 24) 紋り機構による 流量測定方法, JIS Z-8762 (1987)
- 25) JSME Data Book (Heat Transfer), 4th Edition, Marusen Book Co. (1986)
- 26) 金京根, 氣液二相流, 太和出版社 (1986)
- 27) O.Baker, Simultaneous Flow of Gas and Oil, Oil Gas J., p.53 (1954)
- 28) J.M.Mandhane, G.A.Gregory & K.Aziz, A Flow pattern map for Gas-Liquid Flow in Horizontal Pipes, Int.J.Multiphase Flow, 1-4, p.537-553 (1974)



# 모드解析法에 의한 分枝를 갖는 推進軸系의 合成비틀림振動計算에 關한 研究

A Study on the Calculation of Synthesized Torsional Vibration for Branched  
propulsion Shafting System by the Modal Analysis Method

玉 裕 寬



〈目 次〉

Abstract	4. 電算프로그램
記號說明	5. 實際軸系의 計算과 計測結果의 比較檢討
1. 序 論	5.1 計算모델 및 入力資料
2. 基礎理論	5.2 振動計算結果
2.1 增減速回轉軸系의 等價振動系	5.3 實測結果와 計算結果와의 比較檢討
2.2 多基一軸系의 多自由度强制減衰振動	6. 結 論
3. 모드解析法에 의한 分枝軸系振動計算	參考文獻