

졸업논문

목부의 평균유속에 대한 레이놀즈수가
위터제트 공기펌프의 성능특성에 미치는 영향



지도교수 : 김 경 근

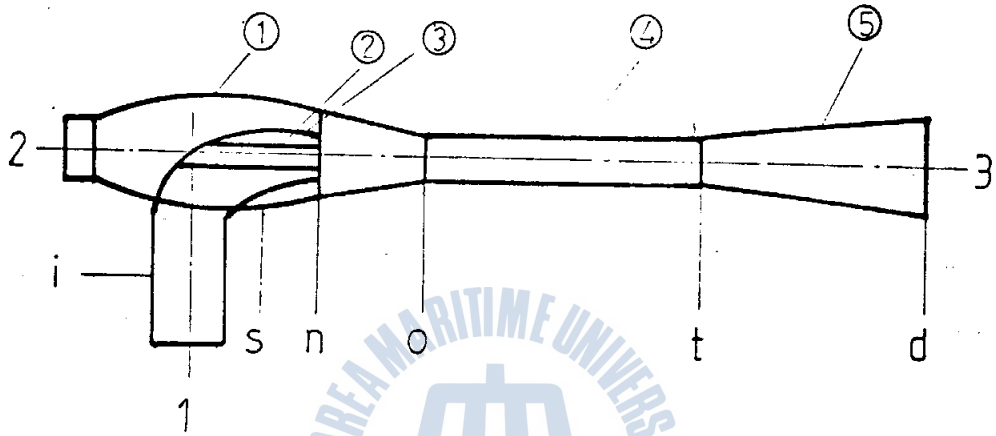
1988년 12월 20일

한국해양대학 선박기계공학과 4학년

주창운 고상만 성낙상 김용대 신상봉

제 2 장 작동 원리 및 흐름 해석.

2.1 워터 제트 공기 펌프의 각부 명칭 및 기본 구조



- | | |
|--------------------|---------------------|
| 1 : MOTIVE SIDE | ① : SUCTION CHAMBER |
| 2 : SUCTION SIDE | ② : SUCTION GUIDE |
| 3 : DISCHARGE SIDE | ③ : MOTIVE NOZZLE |
| | ④ : THROAT |
| | ⑤ : DIFFUSER |

Fig. 2.1 W.J.A 펌프의 각부 명칭 및 구조

워터 제트 공기 펌프의 기본 구조는 그림 2.1 나 같이 구동유체의 압력 에너지를 속도 에너지로 변환시키는 노즐부, 흡입유체를 흡입하는 흡입실, 운동량 전달이 이루어지는 목부 및 흡입공기가 인의 압력까지 압축되는 디퓨저로 구성되어 있다.

2.2 워터 제트 공기 펌프의 작동 원리.

WJA 펌프의 작동 원리는 그림 2.1에 있어서 구동축 1에서 압력 에너지를 보충하는 구동 유체가 노즐을 통하여 고속 분사됨으로써 흡입실내의 공기를 엔트레인 시켜 극부적인 진공을 형성하게 되고 이로서 공기를 흡입하게 된다.

또한 목부에서 분해 (Disintegrating)되는 분류가 공기를 엔트레인, 가속 그리고 혼합하게 되는데 그 혼합 영역은 주어진 구동 유량과 흡입 압력에 대해 드로 압력으로써 조절할 수 있다.

여기서 혼합 영역은 드로 압력이 낮을수록 하류로 옮겨지게 되는데 혼합이 목부에서 일어날 때에만 실링에서 구한 흐름과 다른 흐름이 잘 일치 하였다.

목부에서 혼합된 기포류는 목부보다 단면적이 더 큰 다뿔을 통과 하면서 압력 에너지를 회복하게 된다.

2.3 흐름 해석

WJA 펌프 내의 흐름을 간략히 하기 위해 다음과 같이 가정 하였다.

< 가정 >

- 1) 흡입된 공기는 P_0 에서 P_1 로 등은 압축 된다.
- 2) 목 입자 부분의 S 에서 O 로의 공기 흐름에 있어서 압력 강하는 무시한다.
- 3) 혼잡 영역 앞에 있는 액 분류와 공기는 각각 분리된 상이며 혼잡 영역을 지나서는 기포류가 되기 양상 사이에 슬립이 없다.
- 4) S 와 D 사이에서의 압력 변화에 따르는 기상의 가용성에 대한 변화는 무시한다.

위와 같은 가정 하에서 베르누이 방정식, 연속 방정식, 운동량 방정식을 적용하여 각 부에 대한 방정식을 유도 하였다.

(1) 노즐에 있어서의 압력 강하.

노즐의 입구와 출구에 대해서는

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + H_1 = \frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + H_c + hf_1 \quad (1.1)$$

hf_1 은 손실 수두로서

$$hf_1 = k_1 \frac{V_0^2}{2g} \quad (k_1 : \text{아찰 계수})$$

WJA 펌프에 있어서 H_i 와 H_o 는 거의 같으므로 이를 무시하여 정리하면 식 (1.12) 은 다음과 같이 표시 될수 있다.

$$P_i + \frac{\rho V_i^2}{z} = P_o + \frac{\rho V_o^2}{z} + k_1 \frac{\rho V_o^2}{z}$$

$$\begin{aligned} \bar{P}_i - P_o &= \frac{\rho V_o^2}{z} (1 + k_1) \\ &= z (1 + k_1) \end{aligned}$$

(2) 목 입구와 출구부에서의 압력상승.

목 입구 0 와 목 출구 1 부위에 운동량 방정식을 적용하면

$$V_t \rho (Q_m + Q_s) - \rho Q_m V_o - \rho Q_s V_o = P_o A_t - P_t A_t - k_3 \frac{\rho V_t^2}{2g} A_t$$

$Q_T = Q_m + Q_s$ 라 하면 위 식은 다음과 같다.

$$P_t - P_o = \frac{\rho V_t}{A_t} \left(Q_m \frac{V_o}{V_t} + Q_s \frac{V_o}{V_t} - Q_T \right) - k_3 \frac{\rho V_t^2}{2g}$$

(3) 디플러부에서의 압력

디플러의 입구와 출구 사이의 확대 유로에서의 손실을

입구 유속으로 표시 하면

$$h_{fd} = k_d \frac{V_t^2}{2g} \quad \text{이고} \quad \text{베르누이 방정식을 적용하면}$$

다음과 같이 된다.

$$\frac{P_t}{\rho} + \frac{V_t^2}{2g} = \frac{P_d}{\rho} + \frac{V_d^2}{2g} + h_f d$$

$$P_t + \frac{\rho V_t^2}{z} = P_d + \frac{\rho V_d^2}{z} + k_d \frac{\rho V_t^2}{z}$$

$$\bar{P}_d - P_t = \frac{\rho V_t^2}{z} (1 - k_d)$$

(4) 워터 제트 증기 탱크의 효율

구동 유체에 가해진 에너지는

$$e_{im} = Q_m (\bar{P}_i - P_d)$$

가동에 따라서 출력 에너지는

$$\begin{aligned} W_{out} &= - \int_s^d p dv = - p_s V_s \int_s^d \frac{dv}{v} = p_s V_s \ln \frac{V_s}{V_d} \\ &= R T_s \ln \frac{P_d}{p_s} \end{aligned}$$

그러므로 워터 제트 증기 탱크의 효율은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{W_{out}}{e_{im}} = \frac{Q_s R T_s \ln \frac{P_d}{p_s}}{Q_m (\bar{P}_i - P_d)} \\ &= \frac{p_s Q_s \ln \frac{P_d}{p_s}}{\bar{P}_i - P_d} \end{aligned}$$

제 3 장 실험 장치 및 실험 방법.

3.1 실험 장치의 개요

본 실험 장치는 실험용 WJA 펌프와 2개의 수조 그리고 3개의 펌프와 3개의 유량계 및 아노메타로 이루어져 있다.

그림 3.1은 실험 장치의 전체 배치도이다.

그림 3.1 에서 보면 바아 같이 수조 (1)의 물을 펌프로 구동하여 유량계를 거쳐 WJA 펌프의 구동 노즐측으로 유입된다.

유량은 펌프의 토출측에 설치된 바이패스 (By - Pass) 밸브를 사용하여 조절 하였으며 흡입 측에는 실버 공기로써 공기유량계 및 시이지 탱크를 거쳐 흡입실로 흡입된다.

WJA 펌프의 각부의 정압을 측정하기 위하여 압력센서를 설치 하여 아노메타에 연결 하였다.

WJA 펌프로 부터 토출되는 혼합수는 수조 (2)로 유출되기 순환용 펌프에 의하여 수조 (1)로 되돌려 지게 하였으며 수조 (1)내의 격벽을 통하여 오버 플로우 (Over Flow) 하는 물은 보조 펌프를 사용하여 수조 (1)로 되돌렸다.

이처럼 수조(1)의 수위를 일정하게 하여 구동 펌프의 흡입 수두를 일정하게 유지 함으로써 정상 상태 하에서 실험을 행하였다.

3.2 실험 방법.

수조(1)의 수위를 일정히 하여 구동 펌프의 흡입 수두를 일정히 유지하고 구동 및 흡입 유량 각부의 압력을 일정히 유지하여 정상 상태 하에서 실험을 행하였다.

실험용 WJA 펌프내 이물질이 흡입되는 것을 방지하기 위하여 수조(2)의 가운데를 스폰지를 사용하여 필터링 시켰으며 구동 펌프의 흡입측에 100 메시의 스트레이너를 설치 하였다.

WJA 펌프의 각부의 압력은 마노메터를 사용하여 측정을 하였다. 구동 펌프의 출측에 설치된 바이패스 밸브를 조절하여 구동 유량을 일정히 유지하고 WJA 펌프의 드출 밸브 및 흡입측 흡기 유량계의 전후에 설치된 밸브를 조절하여 흡입 양정을 일정히 유지 시킨 다음 체적 유량의 변화에 대한 흐름의 관계를 설정 하였다.

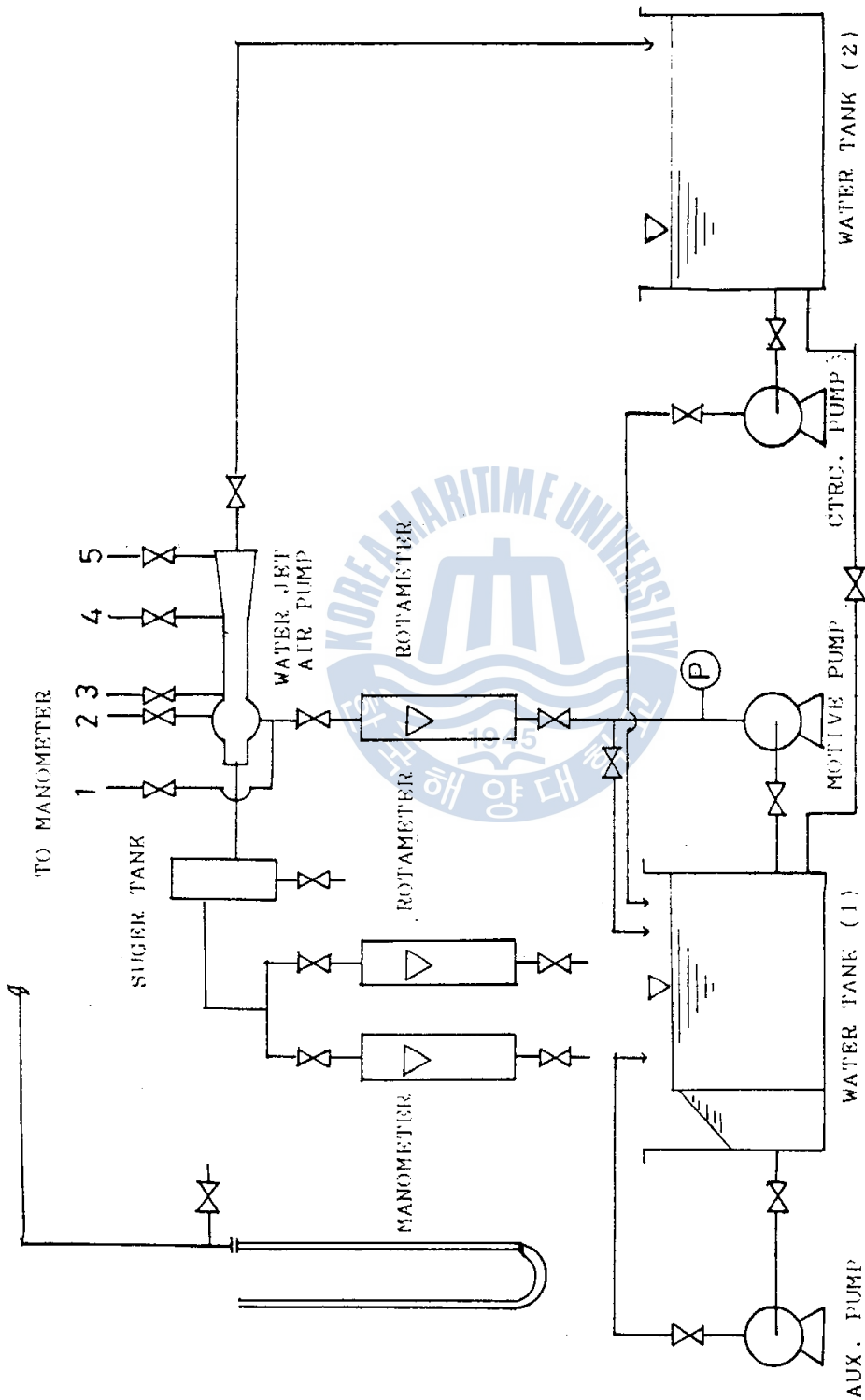


Fig. 3.1 실험장치의 전체배치도

위와 같은 방법으로 수동유량을 변화 시킴으로써
레이놀즈수의 변화에 대한 흐름 관계를 관찰 하였다.
또한 목걸이의 변화에 따른 흐름 관계도 관찰
하였다.



제 4 장 실험 결과 및 고찰

그림 (4.1), 그림 (4.2), 그림 (4.3), 그림 (4.4)는 각각 구동유체의 레이놀드수를 파라메타로 하여 체적 유량비와 WJA 펌프의 효율과의 관계를 나타낸 것이다. 그림에서 알수 있는 바와 같이 효율은 체적 유량비가 증가함에 따라 선형적으로 급격히 증가하는 부분나 완만하게 증가하는 부분 그리고 급격히 감소하는 부분으로 이루어져 있다.

체적 유량비가 작은 범위에서 체적 유량비의 증가에 따라 효율이 급격히 증가하는 이유는 WJA 펌프의 토출 압력을 낮추어 체적 유량비를 증가시킴에 따라 손실 영덕이 목부의 하류로 옮겨져 세트 분산거리가 더 길어지므로서 손실부의 길이가 증가하기 때문이며, 체적 유량비가 큰 범위에서 효율이 완만하게 증가하는 이유는 체적 유량비가 증가함에 따라 손실 영덕이 더 하류로 옮겨져 이미 포텐셜 코어가 감소 되므로 해서 운동량 전달이 더 이상 크게 증가하지 않기 때문이다. 그리고 체적 유량비가 작은 범위에서 효율이 급격히 낮아지는 이유는 체적 유량비가 더 증가함에 따라 목 부보다 더 먼 곳이 더 큰 디플러에서 세트가 팽창되므로 해서 갑작스런 팽창에 의한 손실나 이도 인하여 디플러 벽면에서 박리가 일어나 디플러의 압력 효율이 나빠지기 때문이다.

또한 레이놀드수의 변화에 따르는 효율과의 관계를 관찰하다 보면 그림에서 알수 있는 바와 같이 효율은 레이놀드수가 증가함에 따라서 증가하는 경향을 나타 내었다. 이러한 이유는 구동유체의 레이놀드수가 증가함에 따라 유틸리티인 호가 증가하기 때문이라고 생각 되고 있다.

그림 4.5는 WJA 펌프의 목부 길이를 파라메타로 하여 레이놀드수의 변화에 따른 최고 효율과의 관계를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 목부 길이가 길어짐에 따라 최고 효율은 레이놀드수의 변화에 대하여 영향을 적게 받음을 알수 있었다.

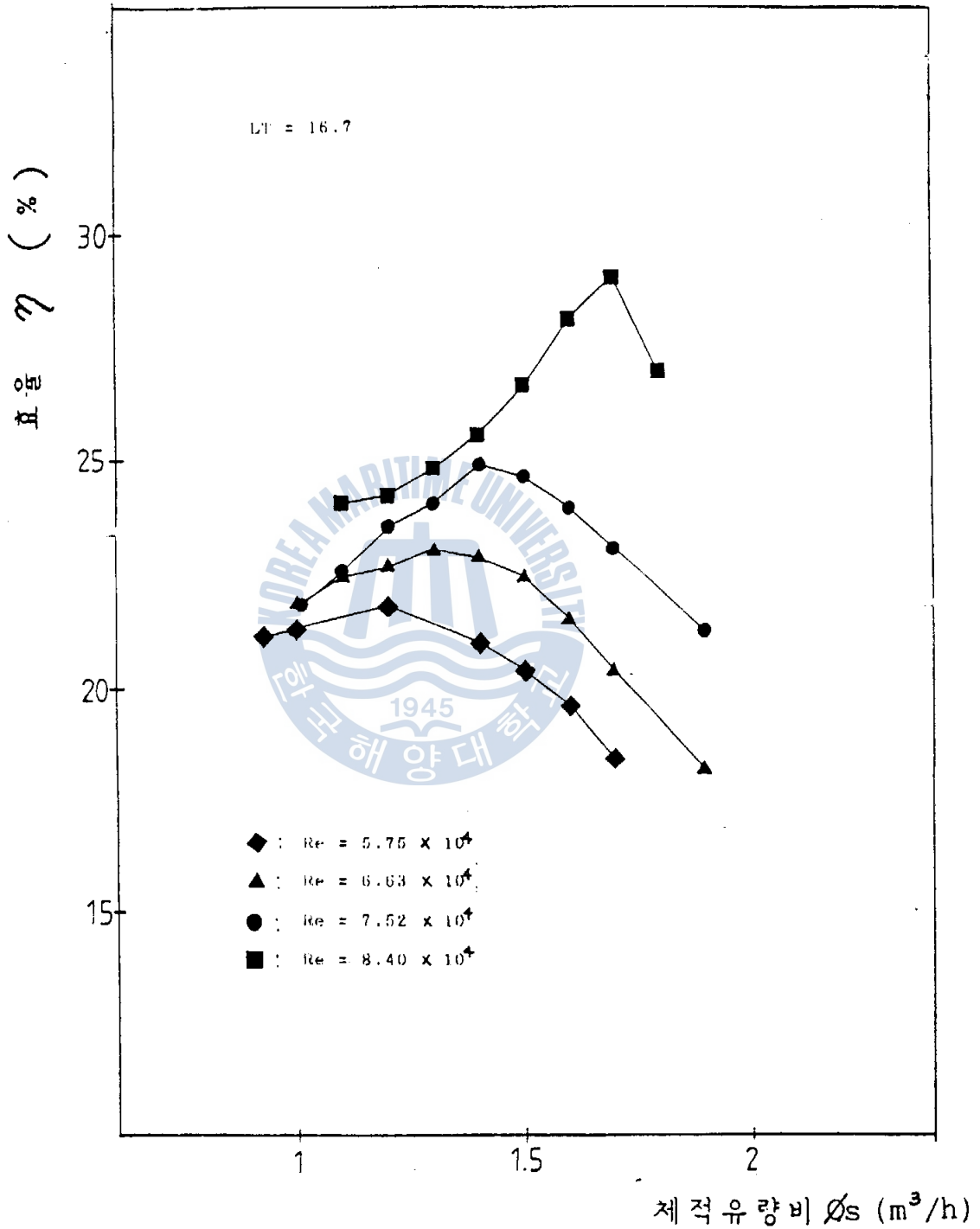


Fig. 4.1 체적유량비의 변화에 대한 효율

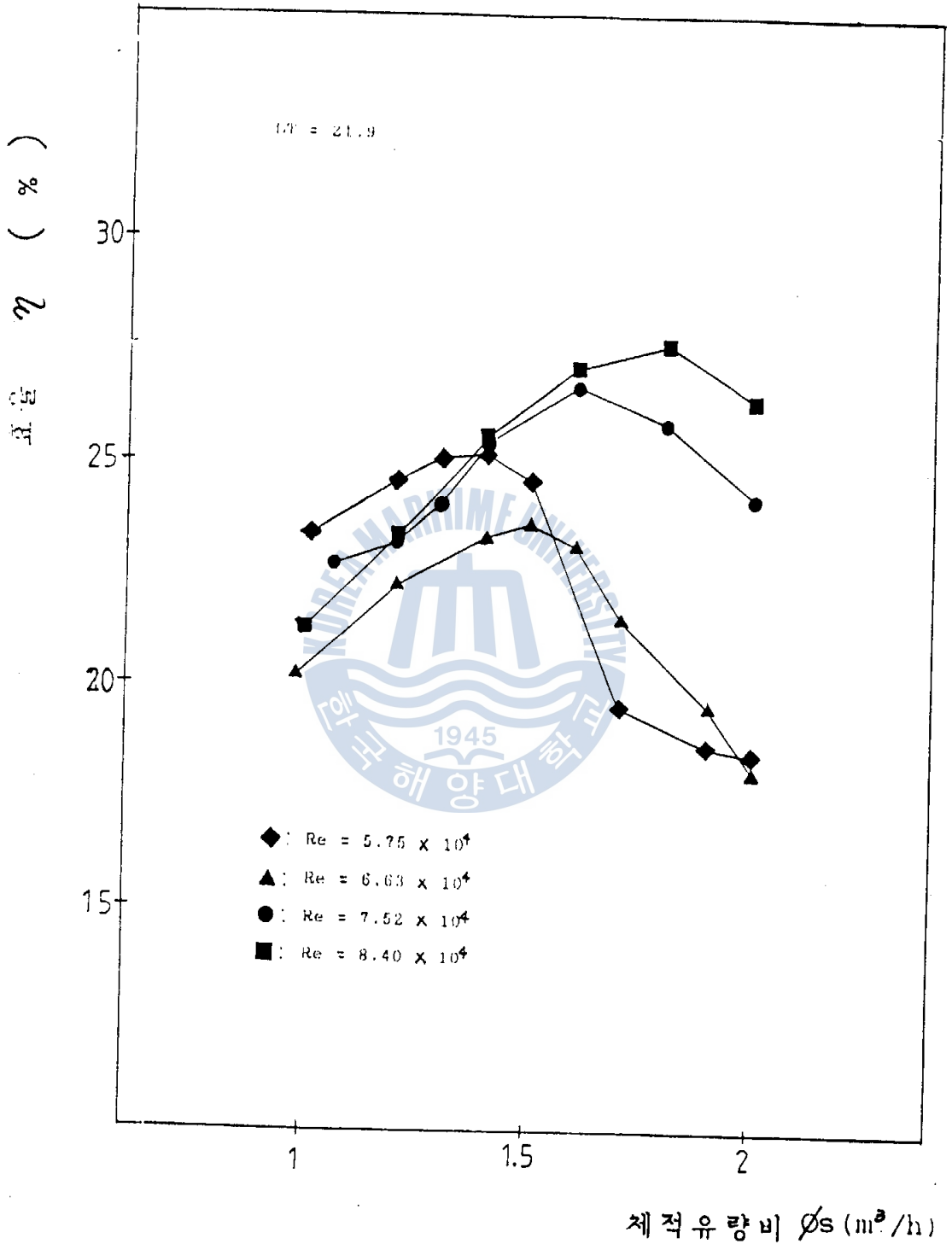


Fig. 4.2 체적유량비의 변화에 대한 효율

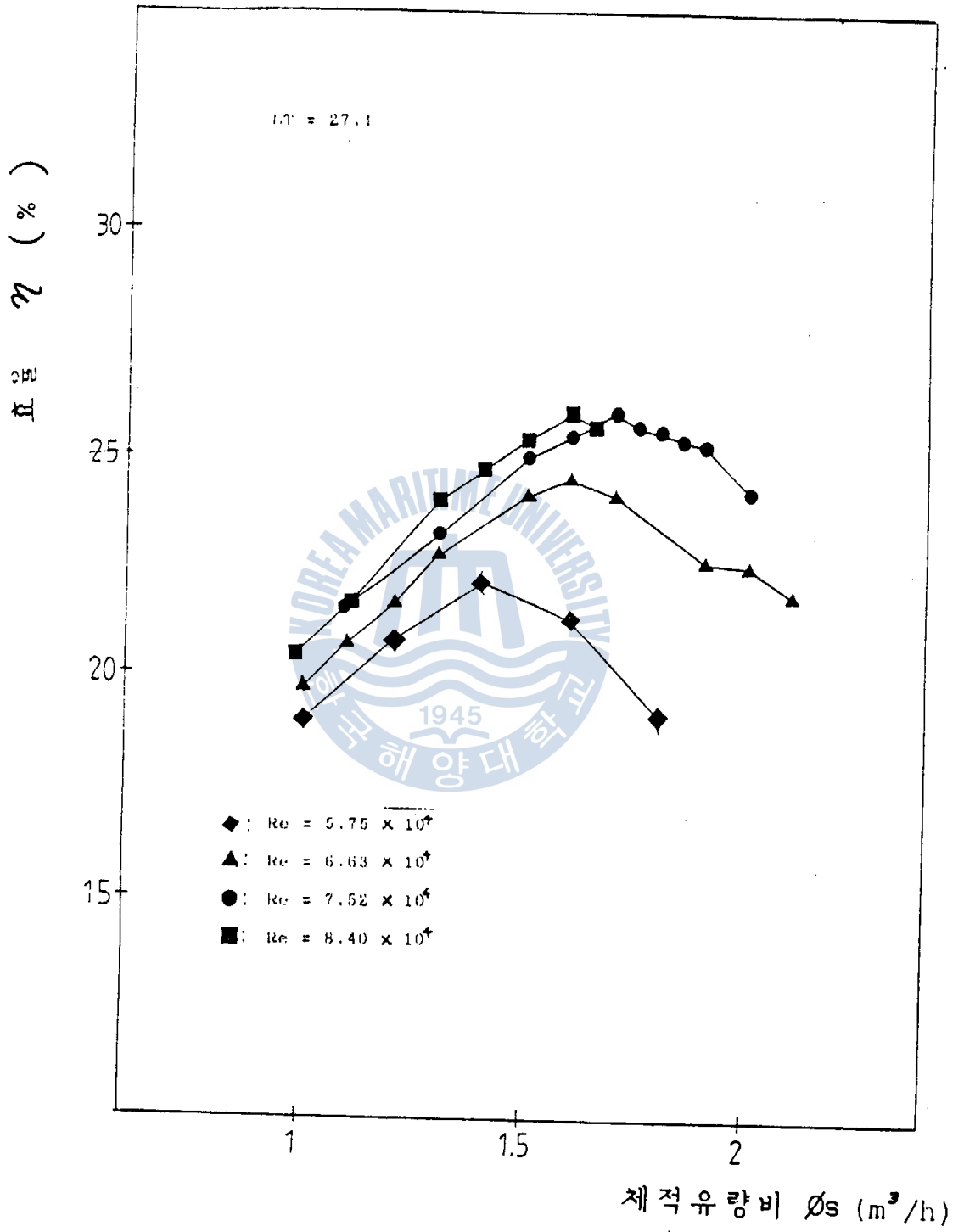


Fig. 4.3 체적유량비의 변화에 대한 효율

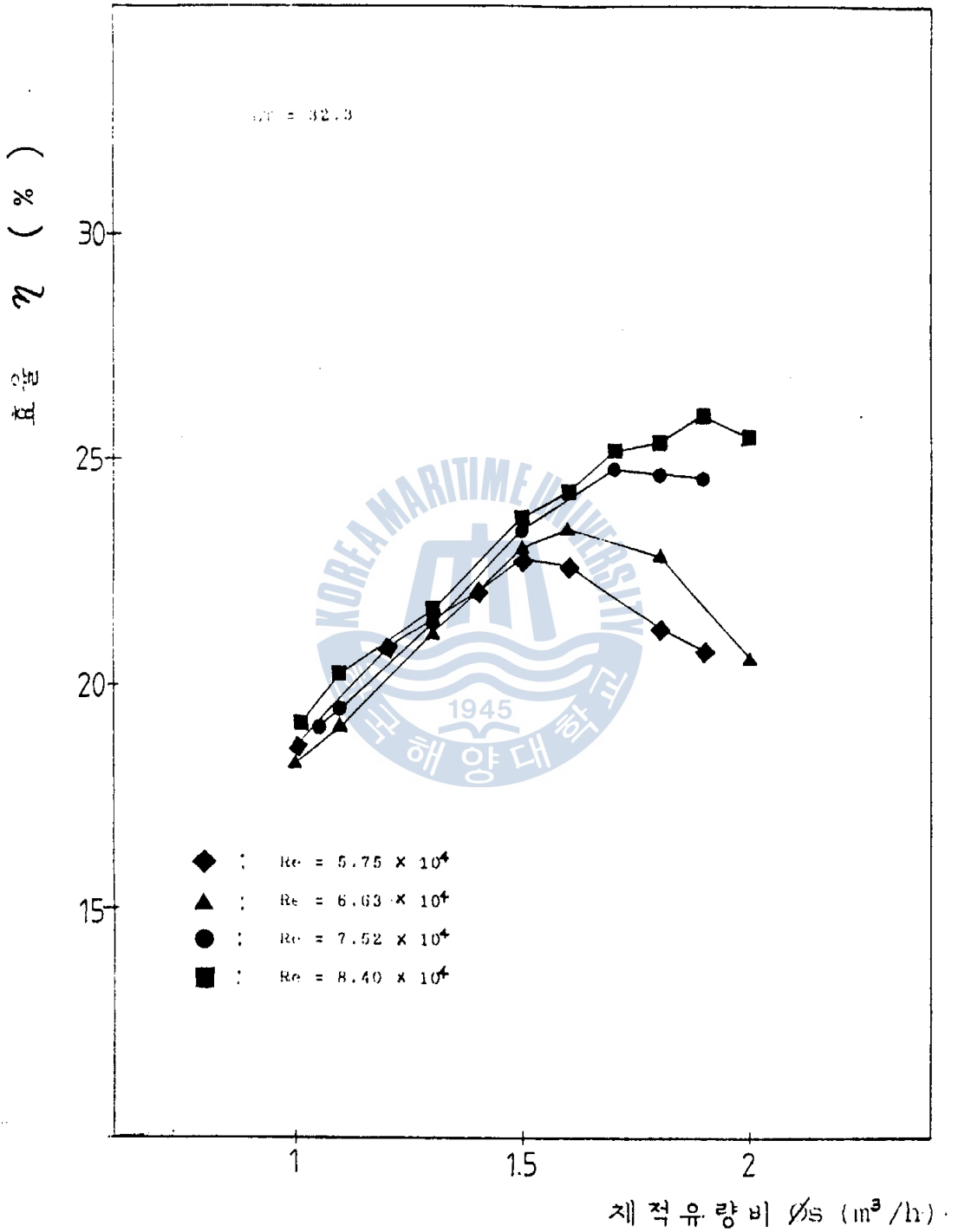


Fig. 4.4 재적유량비의 변화에 대한 효율

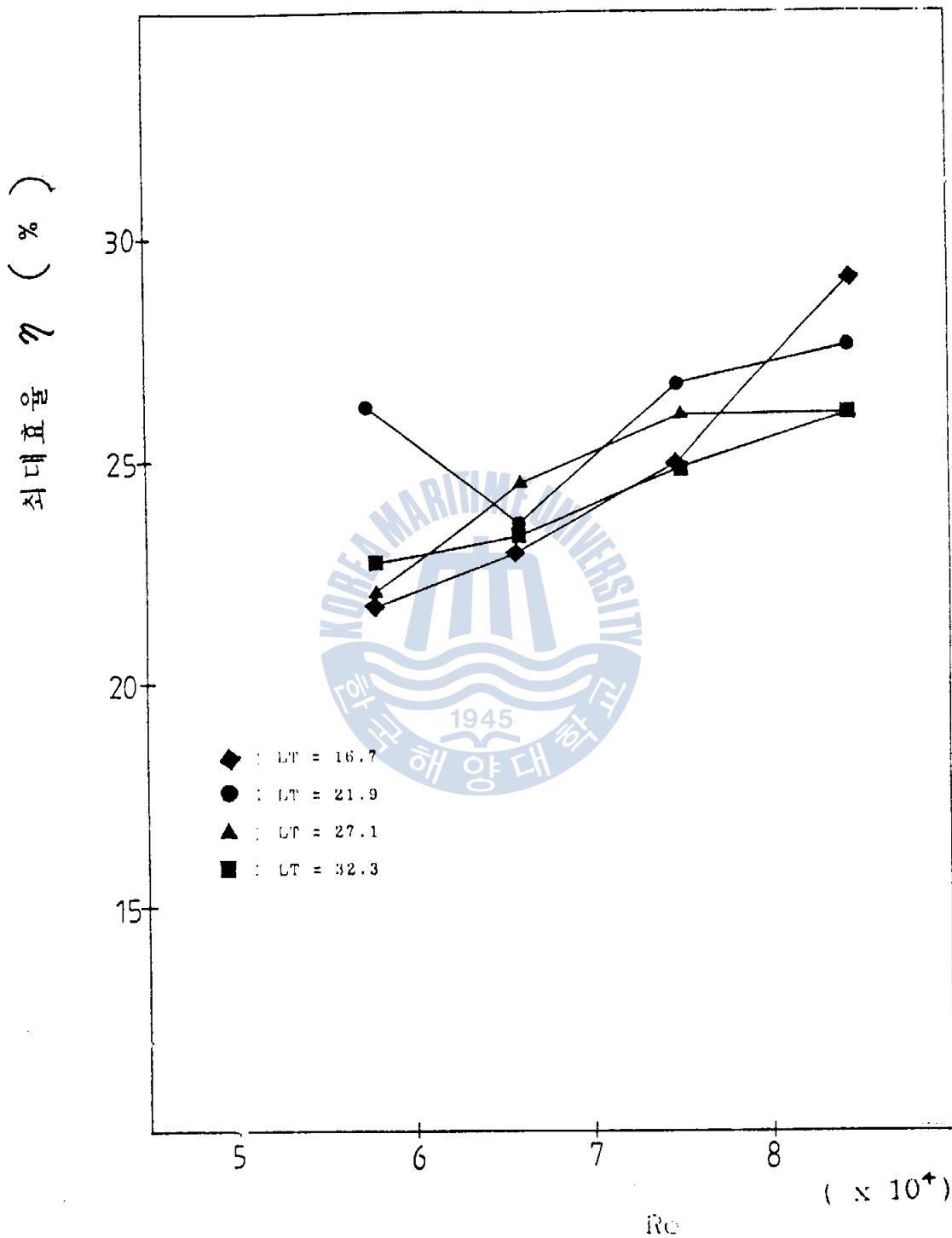


Fig. 4.5 레이놀즈수의 변화에 대한 최대효율

제 5 장 결 론

- 1) 최고 효율점에 이르는 체적유량비의 범위 내에서, 효율은 체적 유량비가 증가함에 따라 선형적으로 증가하였다.
- 2) 구동 유체의 레이놀드수가 증가함에 따라 WJA 펌프의 효율은 증가 하였다.
- 3) WJA 펌프의 뒤편 길이가 증가함에 따라 레이놀드수의 변화에 대하여 영향을 적게 받았다.

