

# 비침투적 방법을 이용한 펌프의 성능 감시 연구

노지성\*, 천정한\*, 강성기\*\*, 임찬우\*\*, 채장범\*\*\*

## Study on the Performance Monitoring for a Pump using a Non-invasive Method

Jiseong Noh, Junghan Cheon, Seongki Kang, Chanwoo Lim, Jangbom Chai

### Abstract

이 연구의 목적은 비침투적으로 펌프의 유량을 알아내고, 이를 이용하여 펌프의 성능을 감시하는데 있다. 그리고 운전중인 펌프의 상태를 감시함으로써 펌프의 결함을 진단하는데 있다. 위 목적을 달성하기 위하여 본 연구에서는 비침투적으로 측정이 가능한 변수인 모터 토크와 회전속도를 이용하여 펌프의 성능을 예측할 때 필수적인 유량을 알아내는 Simulator를 개발하였다.

유량의 변화를 감시함으로써 펌프의 성능 변화를 감지하는 일반적인 방법을 적용하면 펌프의 성능을 효율적이며 경제적으로 감시를 하는데 이용할 수 있다.

### 1. 서론

펌프는 원동기에 의해 구동되어 유체에 에너지를 주어 유체를 목적하는 높이 혹은 압력까지 연속해서 송출하는 기계이다. 펌프는 작동원리에 의해 터보형, 용적형, 특수 펌프로 나뉘는데 이 중에서 가장 많이 생산되고 있고, 일반적으로 다양하게 쓰이는 펌프가 터보형 펌프 중 원심펌프이다.

펌프는 산업 현장에서 유체의 수송 및 냉각 배관의 순환 등 그 쓰임새가 다양하고, 필수적인 기기이다. 그러나 펌프는 매우 열악한 환경에서 운전되기 때문에 펌프 고장이나 성능저하가 발생하게 된다. 그리고 펌프 고장 시에는 심각한 사고 발생을 일으킬 수 있고, 생산라인의 중단도 초래할 수 있다. 따라서 펌프의 성능 및 상태를 감시하기 위

해서는 각종 계측기의 부착하여 상태를 감시하는데 보통 현장에 펌프의 보전관리 지식이나 진단전문가가 드물기 때문에 그 고장의 원인을 정확히 판단하기는 어려운 실정이다. 이에 펌프의 고장과 펌프의 성능 저하 감시를 위한 진단 방법의 개발이 요구되어 왔다.

현재까지 펌프 연구에 동향을 살펴보면 펌프에서의 진동제어와 가변 회전 시에 이상진동 및 소음 저감을 위한 연구가 진행되었다[1]. 그리고 펌프의 성능에 영향을 주는 요인을 해석하는데 많은 성과를 이루었다[2]. 그러나 총체적으로 펌프의 성능을 주요 감시대상으로 하는 연구는 많이 이루어지지 못한 것도 사실이다. 본 연구에서는 펌프의 공급되는 모터의 토크와 회전 속도를 이용하여 총체적인 펌프의 성능을 감시하고자 하였다.

이와 같이 성능감시 변수로 모터의 토크와 회전 속도를 선정한 이유는 비침투적으로 센서를 장착하여 측정할 수 있기 때문에 기존의 계측기를 장

★ 아주대학교 대학원 기계공학과  
★★ (주)엠앤디 연구원  
★★★ 아주대학교 기계 및 산업공학부 부교수

착하는데 소요되는 시간과 비용에 비하여 진단에 소요되는 경비를 절감 할 수 있다. 그리고 펌프의 진단을 성공적으로 수행한다면 적기에 보수를 실시하여 운영경비를 절감하고 생산성을 향상 시킬 수 있을 것이다.

## 2. 이상화된 원심펌프의 운동방정식

펌프의 복잡한 형상을 그림 1과 같이 단순화시킬 수 있으며 펌프의 손실이 없을 경우 이상화된 방정식은 식 (1)처럼 나타낼 수 있다.

$$J\dot{\omega} + c\omega = T_m - T_r \quad (1)$$

- 여기서,  $T_r$  : 유체에 작용하는 토크
- $T_m$  : 펌프에 공급되는 토크
- $J$  : 회전부 총 관성모멘트
- $\omega$  : 모터의 회전속도
- $c$  : 감쇠계수

식 (1)에서 회전부의 총 관성모멘트( $J$ )와 감쇠계수( $c$ )는 실험을 통해서 구할 수 있다.

펌프의 이론에서 유체에 작용하는 토크( $T_r$ )는 식 (2)와 같이 표현된다.

$$T_r = \rho Q_m (r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}) \quad (2)$$

- 여기서,  $V_{t1}$  : 임펠러 입구에서의  $V_1$ 의 접선방향의 속도
- $V_{t2}$  : 임펠러 출구에서의  $V_2$ 의 접선방향의 속도
- $Q_m$  : 펌프에 공급되는 유량
- $r_1$  : 임펠러의 내경,  $r_2$  : 임펠러의 외경

식 (2)에 아래와 같은 관계식을 적용시키면 식 (4)와 같은 형태로 만들 수 있다.

$$V_{t2} = u_2 - V_{n2} \cot \beta_2, \quad V_{n2} = \frac{Q_m}{2\pi r_2 b_2} \quad (3)$$

$$V_{t1} = u_1 - V_{n1} \cot \beta_1, \quad V_{n1} = \frac{Q_m}{2\pi r_1 b_1}$$

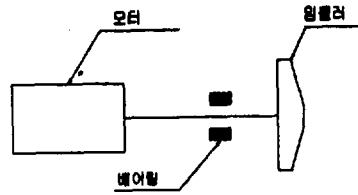


그림 1. 펌프 모델의 단순화

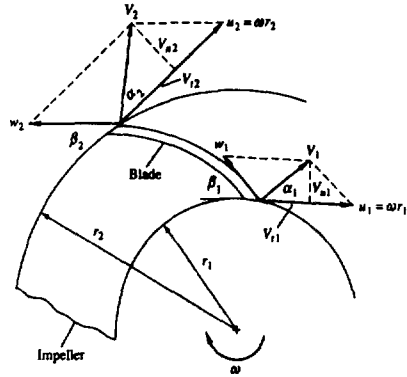


그림 2. 이상화된 펌프 임펠러에 대한 입구와 출구의 속도선도

여기서,  $u_1 = \omega r_1, u_2 = \omega r_2$

- $V_{n2}$  : 임펠러 출구에서의  $V_2$ 의 법선방향 속도
- $V_{n1}$  : 임펠러 출구에서의  $V_1$ 의 법선방향 속도
- $\beta$  : 임펠러 각도,  $b$  : 임펠러 폭
- $\rho$  : 유체의 밀도,  $g$  : 중력가속도

$$T_r = \rho Q_m \left\{ r_2 \left( r_2 \omega_m - \frac{\cot \beta_2}{2\pi r_2 b_2} Q_m \right) - r_1 \left( r_1 \omega_m - \frac{\cot \beta_1}{2\pi r_1 b_1} Q_m \right) \right\} \quad (4)$$

식 (4)에서 보는 바와 같이 유체에 작용하는 토크는 유량에 대한 2차항으로 표시된다.

### 3. 펌프의 손실 모델 적용

이제까지는 펌프의 손실이 없는 경우에 대해서만 고려를 하였으나 실제 펌프에는 여러 가지 손실이 존재한다. 따라서 펌프에서 발생하는 손실을 살펴보면 다음과 같다.

#### a. 펌프 입·출구에서의 마찰 손실<sup>[6]</sup>

$$H_a = \frac{8\lambda_i l}{\pi^2 g d^5} Q^2 \quad (i=1,2) \quad (5)$$

여기서,  $d$  : 임펠러 지름,  $l$  : 관로의 길이

#### b. 입·출구에서 임펠러로 유입·반출시 충격손실<sup>[4]</sup>

$$H_b = \frac{\lambda_3 u \cot \beta}{2\pi r b g} Q \quad (6)$$

여기서,  $\beta$  : 임펠러 깃 각도

$b$  : 임펠러 폭

#### c. 임펠러에서의 재순환 손실<sup>[4]</sup>

$$H_c = \frac{\lambda_4 \pi K_S \omega^2 \sin \beta (d_2^2 + d_1^2)}{4gZ} \quad (7)$$

여기서,  $K_S$  : Stodola 계수,  $Z$  : 임펠러 날개 수

#### d. 임펠러에서의 마찰<sup>[6]</sup>

$$H_d = \frac{\lambda_5 (d_2 - d_1) Q^2}{16g \sin \beta} \sum \left[ \frac{\pi d_j \sin \beta - Z_t + Z_{b_j}}{b_p (\pi d_j \sin \beta - Zt)^3} \right] + \frac{\lambda_6 (d_2 - d_1) K_S^2 \pi^2 \omega^2 \sin \beta}{64gZ^2} \times \sum \left[ \frac{d_j^2 (\pi d_j \sin \beta - Z_t + Z_{b_j})}{b_p (\pi d_j \sin \beta - Zt)} \right] \quad (8)$$

여기서,  $\lambda_{5,6}$  : 마찰 계수,  $b_p$  : 관로 폭

$t$  : 임펠러 두께,  $j$  : 1, 2

#### e. Leakage Loss<sup>[5]</sup>

$$H_e = \lambda_7 \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad (9)$$

#### f. 디스크 마찰 손실<sup>[5]</sup>

$$P_f = \frac{\pi \nu \rho}{2g\delta} \left[ \frac{m^2 (d_2^4 - d_1^4)}{8} + \frac{2mn(d_2^3 - d_1^3)}{3} + n^2 (d_2^2 - d_1^2) \right] \quad (10)$$

여기서,  $m = (V_e - V_n) / (r_2 - r_1)$

$n = V_n - (V_e - V_n)r_1 / (r_2 - r_1)$

$\delta$  : 축과 임펠러 및 하우징과의 간극

$\mu$  : 유체의 점성

$\nu$  : 유체의 속도

$\rho$  : 유체의 밀도

위의 손실관계식에서  $\lambda_1$ 과  $\lambda_2$ 는 Prantl과 Karman에 의해 만들어져 Altschoul에 의해 개량된 난류 유동에서의 파이프내 마찰손실계수로서 다음과 같다.

$$\lambda_{1,2} = \frac{1}{\left( 1.8 \log \frac{Re}{\frac{Re}{10} \frac{\epsilon}{d} + 7} \right)^2} \quad (11)$$

여기서,  $\epsilon$  : 파이프의 조도

(SUS 304의 표면조도 : 0.13 mm )

$d$  : 파이프 직경

그리고  $\lambda_3 \sim \lambda_7$  값은 실험 값이다.

a~f에서 언급한 것은 여러 가지 손실 중에서 중요한 것만을 다루었다. 위에 소개된 펌프의 손실 수식을 보면 디스크의 마찰 손실은 압력으로 표현되어 있고 그 외의 손실은 수두의 향으로 표현되어 있다. 위의 총 손실을 토크 손실로 변환하면 식 (12)과 같이 표시 될 수 있다.

$$T_{loss} = T_1 + T_2 + \dots + T_6 = \frac{\rho g Q (H_1 + H_2 + \dots + H_5) + P_f}{\omega} \quad (12)$$

그리고  $T_r$ 과  $T_{loss}$ 를 유량에 대한 관계식으로 표현할 수 있다. 식 (13)에서 토크와 유량과의 관계가 보정항을 포함한 유량의 3차 Polynomial 함수가 된다.

$$T_r + T_{loss} = A Q^3 + B Q^2 + C Q + D \quad (13)$$

위 (12)식에 표현된 토크 소실을 고려하여 실제적인 운동방정식을 쓰면 다음과 같다.

$$J \dot{\omega} + c \omega = T_m - T_r - T_{loss} \quad (14)$$

식 (13)과 식 (14)로부터 식 (15)를 얻을 수 있다.

$$A Q^3 + B Q^2 + C Q + D = T_m - J \dot{\omega} - c \omega \quad (15)$$

여기서  $A, B, C, D$ 는  $\lambda_1 \sim \lambda_7$ 를 포함한 상수항이다.  $A, B, C, D$ 는 수치해석과 최적화 방법에 의해서 구해진다.

#### 4. 실험방법

##### (1) 실험장치

그림 3은 실험장치의 개략도이다. 실험에 사용된 펌프의 제원은 표 1에 나타나 있다. 압력계는 펌프에서 나오는 토출 압력을 측정하고 파이프에 의한 압력강하를 막기 위해 펌프와 버터플라이 밸브 1 사이에 설치를 하였다. 유량계(flow meter)는 유량을 steady-state 상태에서 측정하기 위해서 게이트 밸브 앞에 설치하였다.

표 1. 펌프 제원

펌프		모터	
유량	0.24 m <sup>3</sup> /min	전압	380 V
양정	100 m	동력	18.5 kw
속도	3500 rpm	전류	37.6 A
효율	19.3 %	속도	3500 rpm
직경	∅50×∅40	frequency	60 Hz

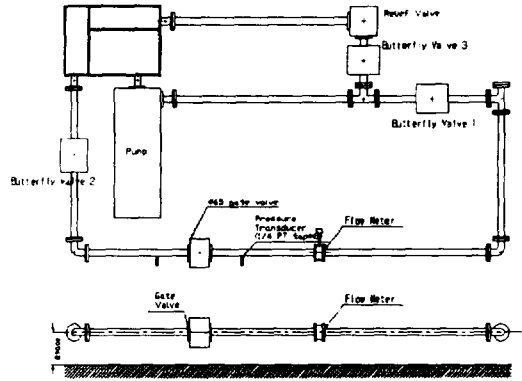


그림 3. 펌프 및 유동장 실험장치

##### (2) 실험 방법

유체의 흐름은 먼저 수조를 빠져 나와 펌프에서 에너지를 얻고 버터플라이 밸브 → 유량계 → 게이트 밸브 → 버터플라이 밸브를 지나 다시 수조로 들어가게 된다.

최대 유량은 버터플라이 밸브를 이용하여 설정을 하였고, 실험 유량의 조절은 게이트 밸브를 잠그면서 조절을 하였다. 게이트 밸브의 위치는 핸드휠의 회전 정도로 표시하였으며 0바퀴가 게이트 밸브의 완전 닫힘이고 16.25바퀴의 완전 열림으로 표시하였다.

실험은 총 3번을 수행하였다. 먼저 수조에 물을 완전히 채우고, 게이트밸브를 full open된 상태에서 처음 10바퀴까지는 1바퀴씩 잠그면서 측정을 하였으며 10-12 바퀴사이에는 0.5 바퀴 간격으로 측정을 하였고 그 다음부터 14.75바퀴까지는 0.25바퀴 간격으로 총 26회 측정을 하였다. 각 실험은 펌프를 운전시킨 후 steady-state를 만들고 토크, 유량, 압력, 회전수를 측정하였다.

#### 5. 결과

##### (1) 게이트 밸브 열림 정도에 따른 실험결과 분석

게이트 밸브의 열림 정도에 따른 회전수의 변화를 구해보면 그림 4와 같이 표시하였다. 그림에서

보듯이 게이트 밸브의 열림 정도에 따라서 모터 회전수의 변화가 작음을 알 수 있다.

이 결과로써 통해서 펌프의 회전속도의 변화량은 작아  $\dot{w}$ 를 무시할 만하다.

### (2) 유량과 토크 비교

그림 5에서 유량과 토크와의 관계는 높은 상관관계가 있음을 보여준다. 첫 번째 실험(1st Experiment)에서 유량이 유량계 측정한계를 초과한 부분(수평선인 부분)을 제외하고 두 번째와 세 번째 실험 모두에서 토크와 유량간에 기울기는 상당히 유사하게 나왔다. 식 (15)와 실험 결과로부터 손실을 고려한 유량과 토크와의 관계를 유도할 수 있다.

결론적으로 펌프 구동을 위한 모터의 토크와 회전수를 알면 유량을 예측할 수 있다. 그리고 예측된 유량을 가지고 펌프의 이상을 감지할 수 있다. 즉 예측 값이 원래 기대했던 값과 틀리게 나오면 펌프에 이상이 있다는 것을 알 수 있게 된다.

### (3) 손실 항들의 백분율을 비교

앞에서 소개한 a~f 손실 항들의  $T_{loss}$ 에 대한 백분율을 보면 그림 6과 같다. 백분율의 크기가 큰 순서대로 살펴보면 임펠러에서의 재순환 손실, Leakage 손실, 입출구에서 임펠러로 유입 반입시 충격손실, 임펠러에서의 마찰 손실, 펌프의 입출구에서의 마찰 손실, 디스크 마찰 손실의 순서임을 알 수 있다. 즉 각 손실에 대한 중요도를 계산함으로써 펌프의 성능이 어느 부분에서 저하되는지를 감시할 수 있다.

### (4) 측정값과 Simulator 계산값 비교

유량계의 측정한계를 벗어나지 않은 두 개의 실험을 Simulator값과 비교하였다. 펌프를 구동시키는데 필요한 모터의 토크와 회전수를 이용하여 유

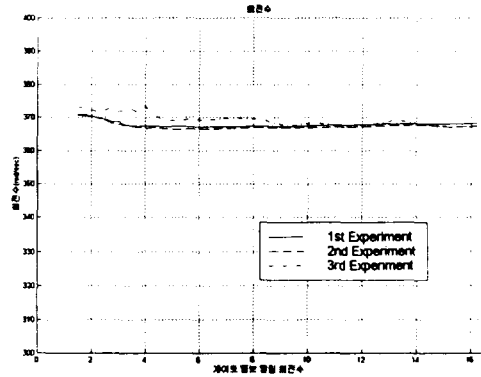


그림 4. 게이트 밸브의 열림에 따른 모터회전속도

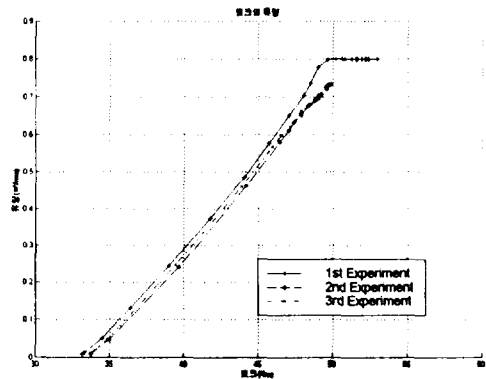


그림 5. 유량과 토크 비교

량을 계산하였다. 계산된 유량을 유량계로부터 얻은 실제값과 비교한 것이 그림 7과 그림 8이다.

측정값과 Simulator값을 비교해 보면 3% 정도에서 예측할 수 있음을 알 수 있다.

## 6. 결론

비침투적으로 측정할 수 있는 펌프에 공급되는 모터토크와 회전속도를 이용하여 펌프의 총체적인 성능을 진단하는 연구를 수행하였다. 이를 위하여 손실을 고려한 펌프의 운동방정식을 유도하였고 손실 항을 유량의 함수로 유도하였다. 토크와 유량

과의 상관관계를 이용하여 유량을 토크를 이용하여 예측하는 Simulator를 만들었고 측정유량과 3% 오차로 예측할 수 있음을 확인하였다. 그리고 각 손실에서 차지하는 각 종류의 손실의 백분율을 구함으로 중요손실의 정도를 파악하였고 손실정도의 변화를 감지하면 성능저하의 원인을 감시할 수 있는 바탕을 만들었다.

## 7. 참고 문헌

- [1] Vibration in centrifugal pumps, Institution of Mechanical Engineers on 11 December 1990
- [2] EPRI MOV Performance Prediction Program : "Sytem Flow Model Description Report", Electric Power Research Institute, EPRI TR-103225.
- [3] 펌프시스템 종합실무 기술 및 현장 정비 보수 고장 진단 기술, 한국산업기술협회
- [4] 유체역학, 길중당, 조강래 유정렬 강신형 공역
- [5] Performance evaluation of a centrifugal cardiac pump, M.S.Rathod, F.M. Donovan, Jr
- [6] Pumps and pumping, Elsevier, Ionl Ionel
- [7] 시뮬레이터를 이용한 펌프 상태 감시 연구, 아주대 기계공학과 석사 졸업논문, 이준영
- [8] 유동장 하의 게이트 밸브 거동에 관한 연구, 아주대 기계공학과 석사 졸업논문, 강성기
- [9] 유체기계, 보성출판사, 조강래 개정판
- [10] Centrifugal and Axial Flow Pumps, John wiley&sons, inc stepanoff
- [11] Performance evaluation of a centrifugal cardiac pump, M.S.Rathod, F.M. Donovan. Jr
- [12] Centrifugal User's Guidebook, Chapman&Hall, Sam Yedidiah
- [13] Radial Loads and axial thrusts on centrifugal pumps, Institution of Mechanical Engineers on 5 February 1986.
- [14] Non-invasive Diagnostics of Motor Operated Valves, Ph.D Thesis, MIT 1993, Jangbom Chai

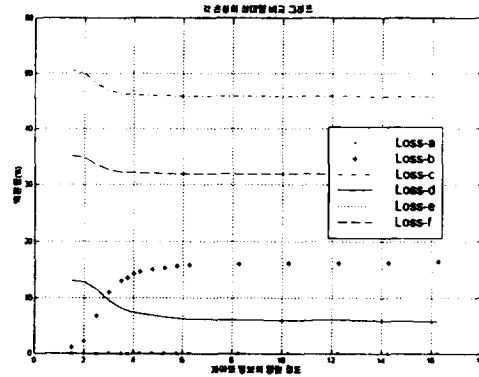


그림 6 각 손실항들의 비중비교

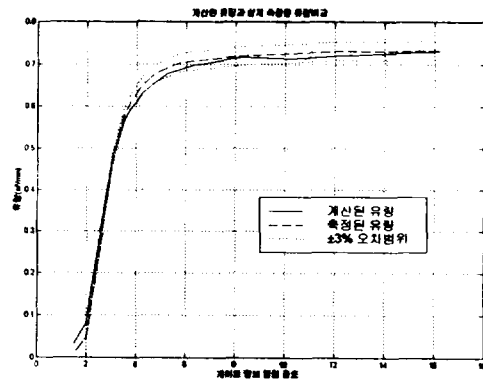


그림 7. Simulator값과 측정값 비교 I

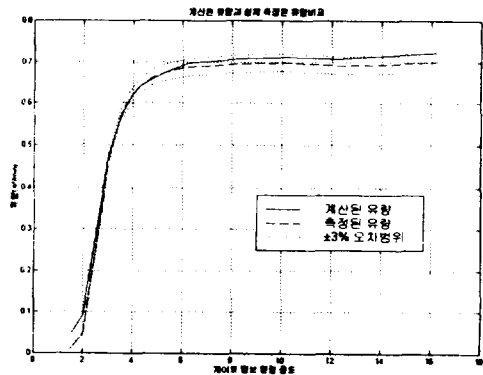


그림 8. Simulator값과 측정값 비교 II