

[Research Paper]

원심펌프에서 회전수 및 유량변화가 운전특성에 미치는 영향

임광묵 · 이성일^{*†}

한국교통대학교 안전공학과 대학원생, *한국교통대학교 안전공학과 교수

A Study on the Effects of Rotation Rate and Flow Rate on the Operating Characteristics in Centrifugal Pump

Kwang-Mook Lim · Sung-Il Lee^{*†}

Graduate Student, Dept. of Safety Engineering, Korea National Transportation University,
^{*}Professor, Dept. of Safety Engineering, Korea National Transportation University

(Received April 2, 2019; Revised May 8, 2019; Accepted May 14, 2019)

요 약

본 논문은 규정 유량, 양정, 회전수 및 비속도가 각각 0.7 m³/min, 8 m, 1750 rpm, 182 m, m³/min, rpm인 원심펌프의 운전시 펌프의 회전수와 유량의 변화가 펌프의 운전특성에 미치는 영향을 고찰하였다.

실험에 사용된 펌프는 안내깃이 없고 외주에 바로 접하여 와류실이 있는 볼류트 펌프를 회전수 1350 rpm에서 1750 rpm까지 100 rpm씩의 회전수 변화 5단계에 따른 H-Q특성, L-Q특성, η -Q특성 등의 관계와 무차원 성능 특성인 양정계수, 동력계수, 효율 등의 특성을 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다. 회전수의 증가에 따라 펌프 성능의 변화정도를 추정할 수 있고, 펌프의 최대효율은 1450 rpm일 때 유량 0.165 m³/min, 양정 4.73 m에서 약 52%, 최대 회전수인 1750 rpm일 때 유량 0.183 m³/min, 양정 6.72 m에서 약 50%의 효율이 나타난다. 또한 양정 대 유량의 성능 특성 곡선상에서 등효율 곡선은 펌프의 상사법칙에 따른 원점을 지나는 2차식의 곡선으로 나타나지 않고 타원형으로 변형되어 나타난다. 마지막으로 유량계수가 증가함에 따라 동력계수는 증가하고 양정계수는 감소하며, 유량계수가 0.08일 때 최대효율 52% 되는 것을 통해 유량변화가 운전특성에 미치는 영향을 알 수 있다.

ABSTRACT

This study examined effects of the operating characteristics of a pump according to the rotational speed of a pump and the change in flow rate when a centrifugal pump operates under the following conditions: regulated flow rate, head, rotational speed, and specific speed of 0.7 m³/min, 8 m, 1750 rpm, an 182 (m, m³/min, rpm), respectively. The pump in the experiment did not have a guide vane and was connected directly to the rim, so that the rotational speed of the volute pump in a spiral or volute casing increased by 100 rpm from 1350 to 1750 rpm. The result of the relationship between the H-Q, L-Q, and η -Q characteristics and the dimensionless performance characteristics, such as the head coefficient, power coefficient and efficiency were studied. The change in pump performance could be estimated depending on the increase in the number of revolutions. The maximum efficiency of the pump was 52% with 1450 rpm, 0.165 m³/min flux, and 4.73 m of lift. The efficiency reached 50% with a maximum of 1750 rpm, 0.183 m³/min of flux, and 6.72 m of lift. The efficiency curve on the performance characteristics of the lift versus flux curve became oval not a curve from a quadratic equation that passes through the starting point according to the similarity law of the pump. Finally, when the flux coefficient increased, the power coefficient increased and the lift coefficient decreased. When the flux coefficient was 0.08, the maximum efficiency was 52%. Therefore, the change in flux affects the driving characteristics.

Keywords : Centrifugal pump, Volute pump, Head coefficient, Power coefficient, Efficiency

[†] Corresponding Author, E-Mail: silee@ut.ac.kr. TEL: +82-43-841-5334, FAX: +82-43-853-6091

© 2019 Korean Institute of Fire Science & Engineering. All right reserved.

1. 서론

원심펌프는 Tordon, Papin 등에 의해 고안되었으나 실용화되지 못했으나, 19세기초 Euler에 의해 발표된 원심펌프의 이론이 실제화 되었다. 이렇게 발달이 늦은 이유는 원심펌프는 양정이 낮고 운전하는데 적합한 고속 원동기도 없었고, 효율이 좋은 치차 및 벨트 전동장치도 없었으므로 설계의 기초를 이룰 수가 없었기 때문이었다⁽¹⁻²⁾.

초기에는 임펠라는 직선 베인으로부터 시작되었으나 효율의 증대가 요구됨에 따라 곡형 베인, Sprial casing 등으로 발전되었으며, 19세기 후반에는 와류실(Spiral or volute casing), 안내깃(Guide vane), 그리고 다단펌프도 완성 단계에 이르렀다⁽³⁾.

특히 19세기말부터 전력이용과 기계가공의 발달과 더불어 원심펌프의 이용이 더욱 광범위하게 사용되어 왔으며 산업의 발달과 더불어 원심펌프의 이용이 현재는 유체수송장치의 가장 핵심이 되는 수력기계이며 각종 산업분야 즉, 철강공업, 중화학공업, 건설현장, 발전소의 각종 플랜트, 농업, 소방 및 가정 등에서 광범위하게 사용되고 있다.

원심펌프의 사용도가 증가됨에 따라 펌프의 우수한 성능이 요구되어 지고 있으며 많은 연구자들에 의해 펌프의 성능향상을 위한 연구가 진행되고 있다.

본 연구에 사용된 펌프는 정격 유량, 양정 및 회전수가 각각 0.7 m³/min, 8 m 및 1750 rpm인 원심펌프이며, 펌프의 운전시 회전수와 유량의 변동에 따른 펌프의 운전성능 특성인 H-Q특성, L-Q특성, η-Q특성 등을 실험을 통하여 입증하고, 무차원 성능 특성인 양정계수, 동력계수, 효율 등을 무차원 독립변수인 유량계수비로 나타내어 펌프의 최적운전조건을 확인하고, 펌프의 일반적 특성을 폭넓게 이해하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 실험에 사용한 실험장치는 원심펌프 성능 실험장치(Centrifugal pump performance test app)를 사용했으며 Figure 1은 실험장치 및 개략도를 나타내었다. 이 실험장치의 주요 구성은 회전차의 외주에 안내날개가 없고, 외주에 바로 접하여 와류실이 있는 볼류트 펌프(Volute pump)와, 압력, 유량, 동력을 측정하는 측정부, 펌프의 회전속도를 변화시키는 제어장치로 구성되어 있으며 각각의 중요 실험장치의 구성은 다음과 같다.

2.1.1 전동기(Motor)

펌프의 구동장치는 교류 전동기로서 정격은 AC 220 V, 1 kw, 1750 rpm 전기 제어기의 Control box에서 주 전원 스위치를 넣은 후 회전수 증감버튼을 조작해서 회전수를 0으로부터 1750 rpm까지의 범위에서 원하는 회전수로 맞춘다.

2.1.2 펌프(Pump)

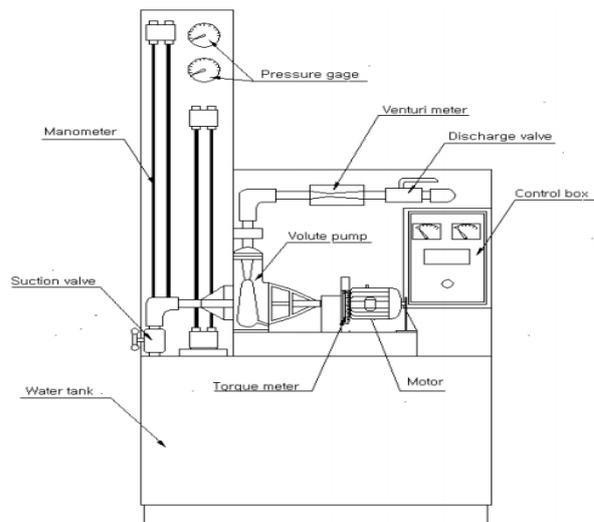
실험에서 사용된 펌프는 단흡입 원심식 볼류트 형식의 펌프이며, 규정 유량 0.7 m³/min, 규정 회전수 1750 rpm, 규정 양정 8 m, 규정 동력 0.75 Kw 및 비속도는 182 (m, m³/min, rpm)이다. 재질은 청동으로 만들어져 있으며, 구성은 흡입구, 회전차, 토출구, 주축, 와류실 등으로 구성되어있다.

2.1.3 벤츄리 미터(Venturi meter)

벤츄리 미터는 펌프 토출구와 토출밸브 사이에 설치되어 있으며, U자관 마노미터에서 수은의 높이 차이에 의하여 유량을 구한다. 벤츄리관의 구경은 32 mm이고 목의 직경은 16 mm이며 Figure 2에 나타내었다.



Figure 1. Experimental apparatus of centrifugal pump.



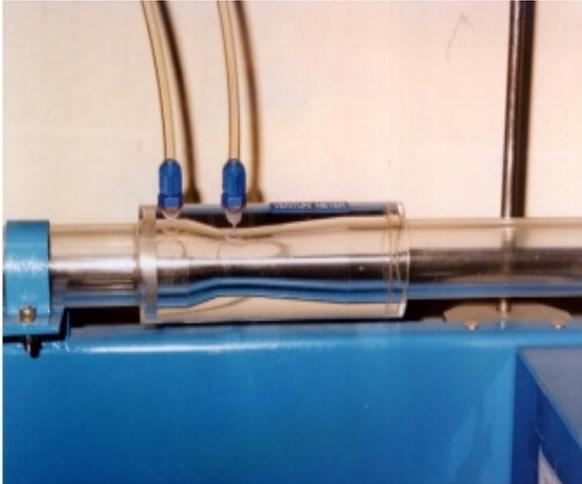


Figure 2. Venturi meter.

2.1.4 속도 조절기(Speed controller)

펌프의 회전속도는 실험장치에 부착된 IGBT Inverter를 사용했으며, 회전속도의 조절은 Touch panel에 의한 Program 운전이 가능하도록 설계되어 있다. 그 외에 주전원 스위치, 회전수 증감버튼 및 정지버튼이 있고, 회전수계가 부착되어 있다.

2.1.5 기타 계측장치

본 실험을 수행하기 위하여 사용한 각종 계측기기는 다음과 같다.

- (1) 스트로보 스코프(Strobo scope)
 - 형 식 : SX-18C
 - 제작회사 : 일진전자연구소(일본)
 - Range : 150~18500 flashes per minute
- (2) 수은 마노미터(Mercury manometer)
 - 액 체 : 수은(비중, 13.6)
 - Range : 0~1000 mmHg
- (3) 압력계(Pressure gage)
 - 형 식 : Bourdon 관식
 - 제작회사 : 주식회사 극동
 - Range : 0~2 kg_f/cm^2 (토출 측) 진공계 : 0~-75 cmHg(흡입 측)

스트로보 스코프는 Figure 3에 나타내었다.

2.2 실험방법

원심펌프 성능 실험장치에서 너무 작은 회전수의 변화일 경우 변화값의 차이를 측정이 제한됨에 따라 회전수를 1350~1750 rpm까지 100 rpm씩 5단계의 회전수에서 정상



Figure 3. Strobo scope.

상태의 유동에 이르는 5~7분의 시간이 경과 후 실험을 수행하였다.

2.2.1 원심펌프의 운전과 각 계측기의 측정순서

(1) 펌프를 가동시키기 전에 펌프 케이싱 내에 프라이밍(priming)을 한다. 프라이밍을 한 후 토출 밸브가 닫힌 것을 확인하고 전동기를 가동한다.

(2) 가동후에 베어링이나 그랜드 패킹 등에 유의하면서 스트로보 스코프 및 Digital tachometer로 원하는 회전수를 맞춘다.

(3) 5~7분 동안 운전하여 유동이 정상상태에 이른 후에 측정을 시작한다. 측정시 토출 밸브는 체질점으로부터 완전 전개까지, 완전 전개로부터 체질점까지 순차적으로 밸브를 조절해 가면서 실시한다.

(4) 유량은 밸브 개도를 일정하게 유지한 채 정상상태가 되는 것을 기다려서 실제유량을 측정하고, 각 위치에서 계측 눈금 등이 진동 없이 안정하고 정상에 이른 것을 본 뒤에 전력계, 수은 마노미터, 온도계, 토크메타, 측정계 등을 측정하고 다음에 회전수를 읽고 기록한다.

(5) 측정오차를 최소화하기 위하여 밸브 개도를 일정하게 유지한 상태에서 3회 반복 측정하여 평균값을 실험값으로 한다. 이처럼 1회 시험측정이 끝나면 다음 개도로 넘어가서 상기의 방법으로 다시 측정을 반복한다.

(6) 밸브가 전폐되면 전동기를 정지시킨다.

2.2.2 회전수 측정

회전수의 측정은 실험장치에 부착된 IGBT Inverter를 사용했다. 측정된 회전수의 정확도를 확인하기 위하여 스트로보 스코프와 디지털 타코메타를 이용하여 측정된 결과를 비교한 결과 약 10 rpm 정도의 오차가 발생하였으나 실험에서는 IGBT Inverter로 측정된 회전수를 사용하였다⁷⁾.

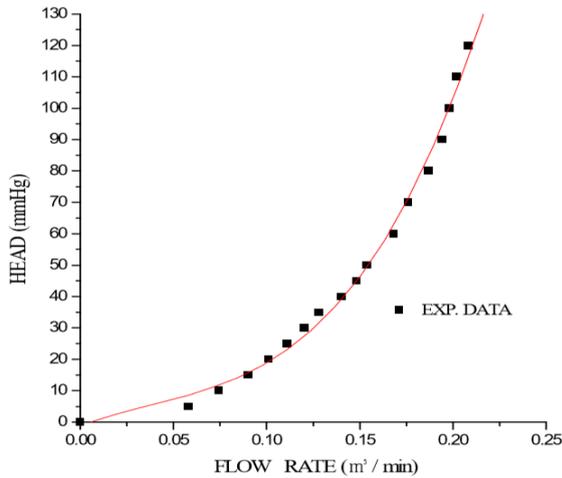


Figure 4. Flow rate curve of venturi meter.

2.2.3 유량 측정

토출량은 밸브 개도를 일정하게 유지한 후 흐름이 정상 상태가 되는 것을 기다려서 저울로 중량유량을 측정하고 벤츄리메타에 나타난 수은주와의 관계에서 벤츄리메타의 유량곡선 Figure 4을 작성하였다.

2.2.4 양정 측정

양정(Head) 또는 수두 등으로 부르는 펌프의 총양정은 펌프의 입구와 출구에 있어서의 액체의 단위무게(1 kg_f)가 가지는 에너지의 차이이며, 다음의 식과 같이 표시된다.

$$H = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} + y \quad (1)$$

여기서 P_d 및 P_s 는 토출 및 흡입압력(kg_f/cm², cmHg)이고, V_d 및 V_s 는 토출 및 흡입유속(m/s), y 는 토출 및 흡입압력 측정공의 수직높이(m), (0.26 m)를 의미한다^(4,6).

2.2.5 동력 측정

수동력(Water Power : L_w)은 펌프가 물에 주는 이론동력으로 식(2)로 구할 수 있다.

$$L_w = \frac{GH}{102 \times 60} = \frac{\gamma QH}{102 \times 60} \quad (kW) \quad (2)$$

여기서 γ 는 물의 비중량(kg_f/m³), Q 는 토출유량(m³/min), H 는 전양정(m), G 는 중량유량(kg_f/min)을 의미한다.

축동력(Shaft Power: L_s)은 펌프를 구동하는데 필요한 동력으로 임펠러를 구동하는데 소요되는 동력과 베어링이나 그랜드패킹 등에 의한 기계적 손실동력 및 원판마찰에 의한 손실동력 등이 포함된다. 본 실험에서는 스프링 발란스 식 토크 메타 Figure 5로 힘(F)을 측정하여 식(3)을 사용

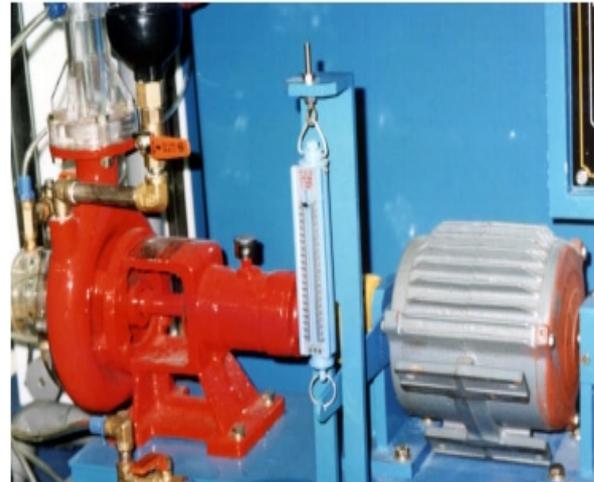


Figure 5. Torque meter.

하여 축동력을 계산하였다^(4,6).

$$L_s = \frac{TN}{974} \quad (kW) = \frac{FIN}{974} \quad (kW) \quad (3)$$

여기서 N 은 분당 회전수(rpm)을, T 는 토크(kg_f·m)를 F 는 스프링 저울의 힘(kg_f)을, I 는 암의 길이(0.2 m)를 나타낸다. 펌프의 효율은 펌프의 입력인 축동력에 대한 출력인 수동력의 비로서 식(4)로 구할 수 있다.

$$\eta = \frac{L_w}{L_s} \times 100(\%) \quad (4)$$

3. 결과 및 검토

Figure 6~8까지 3개의 그림은 원심펌프의 회전수를 1350 rpm으로부터 100 rpm씩 1750 rpm까지의 5단계의 회전수 중에서 1550 rpm, 1650 rpm 및 1750 rpm에서 유량 0에서 0.3 m³/min까지 변화시키면서 원심펌프 성능실험장치로 성능실험을 통해 얻은 실험자료로부터 얻어진 성능특성 곡선들이다.

각 그림에는 토출밸브의 개도를 변경시켜 대략 0에서 0.3 m³/min까지의 유량 변동범위에서 갖는 양정곡선, 동력 곡선 및 효율곡선을 보여주고 있다.

그러진 각 곡선들은 그림상에 나타난 각 측정 자료인 포인트들을 이차곡선인 최소자승법으로 피팅(Fitting)해서 얻은 것이다.

3개의 그림에서 유량-양정곡선은 평탄특성을 가지고 있으며, 또한 효율과 동력곡선들도 원심펌프에서 일반적으로 갖고 있는 특성을 보이고 있으며 체절운전에서 양정과 동력은 회전수의 증가에 따라 증가하고 있음을 보여주고 있다.

이 펌프의 최고 회전속도인 1750 rpm에서 유량이 약

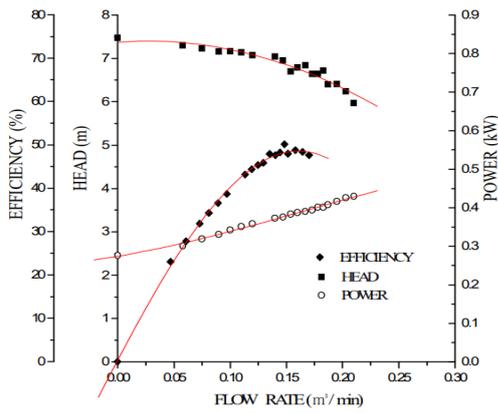


Figure 6. Variation of head power and efficiency with flow rate at the speed of 1750 rpm.

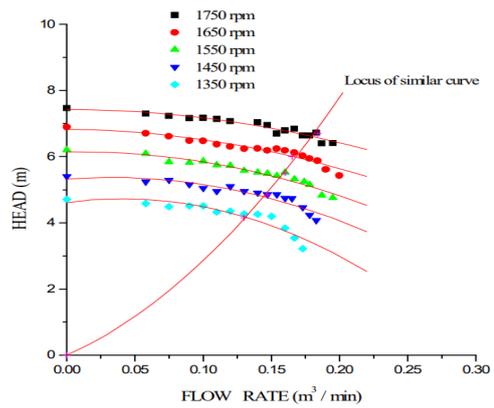


Figure 9. Variation of head with flow rate at 5 constant rotational speeds.

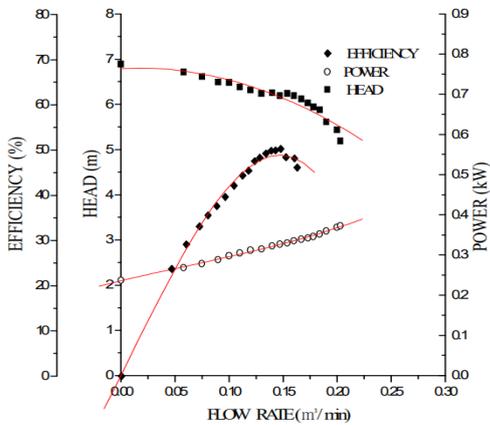


Figure 7. Variation of head power and efficiency with flow rate at the speed of 1650 rpm.

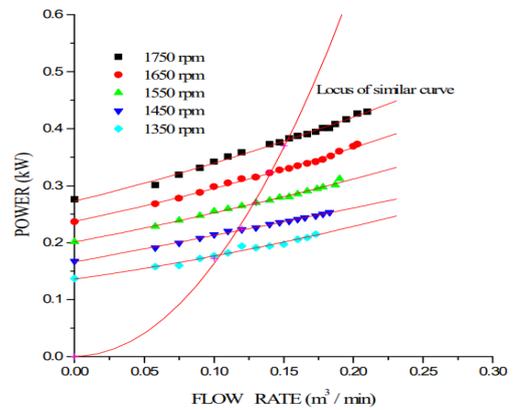


Figure 10. Variation of power with flow rate at 5 constant rotational speeds.

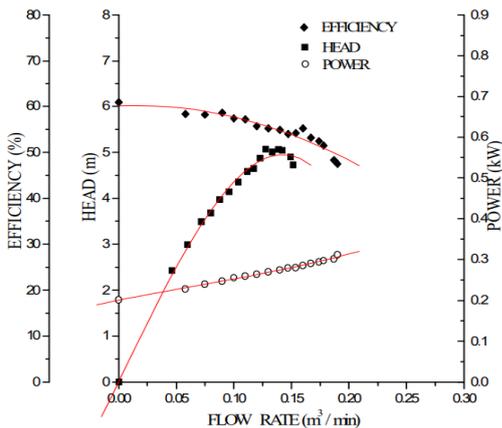


Figure 8. Variation of head power and efficiency with flow rate at the speed of 1550 rpm.

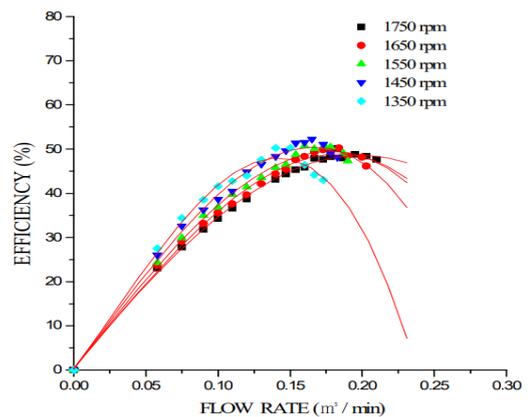


Figure 11. Variation of efficiency with flow rate at 5 constant rotational speeds.

0.183 m³/min이고 양정이 6.72 m일 때 효율의 최대치는 약 50%를 보여준다.

본 실험은 각 회전수에서 벨브를 체절점으로부터 전개 될 때까지 또한 전개로부터 체절점까지 각각 3회 반복 측

정하여 평균값을 취하여 Figure 6~8에 나타내었다.

Figure 9~11은 각기 원심펌프의 회전수를 1350 rpm에서 1750 rpm까지의 사이에서 5단계 회전수가 갖는 양정, 동력 및 효율곡선을 나타낸 것이다. 따라서 Figure 9은 회전수

1350 rpm에서 1750 rpm까지 변화 시킬 때 양정 유량곡선의 변화를 나타냈으며, 회전수의 증가에 따라 양정은 회전수의 제곱에 비례함을 나타낸다. 또한 회전수가 증가할 때 양정도 증가하며, 각각의 회전수에서는 유량이 증가하면 양정이 감소하는 것을 보여준다.

Figure 10~11도 마찬가지로 5단계의 회전수에서 동력 유량 및 효율 유량곡선의 변동추이를 보여준다. Figure 10에서 회전수가 증가하면 동력도 증가하고 각각의 회전수에도 유량이 증가하면 동력도 증가하며 동력은 각기 회전수의 세제곱에 비례하여 나타내진다. (4)의 식을 가지고 원심펌프의 회전수 변화에 따른 펌프 성능의 변화정도를 추정할 수 있으며, 상사법칙은 (0)을 지나는 포물선 형태로 n_n 에서 n_x 까지 회전수가 변해도 시스템 특성이 변하지 않게 된다. 또한 동력 등식은 펌프 효율이 회전수가 다른 두 개의 각 점(n_n, n_x)에서 변하지 않는 것을 나타낸다.

$$\frac{Q_n}{Q_x} = \left(\frac{D_n}{D_x}\right), \frac{H_n}{H_x} = \left(\frac{D_n}{D_x}\right)^2, \frac{P_n}{P_x} = \left(\frac{D_n}{D_x}\right)^4, \frac{\eta_n}{\eta_x} = 1 \quad (4)$$

$$\frac{Q_n}{Q_x} = \frac{n_n}{n_x}, \frac{H_n}{H_x} = \left(\frac{D_n}{D_x}\right)^2, \frac{P_n}{P_x} = \left(\frac{n_n}{n_x}\right)^3, \frac{\eta_n}{\eta_x} = 1 \quad (5)$$

$$\eta_x = 1 - (1 - \eta_n) \left(\frac{n_n}{n_x}\right)^{0.1} \quad (6)$$

Figure 11은 5단계의 회전수에서 유량에 대한 효율곡선을 나타냈으며, 각각의 회전수에 대한 곡선에서는 최고효율까지 증가한 후 감소하는 것을 보이고 있으며, 본 실험에서는 1450 rpm에서 유량이 0.165 m³/min, 양정이 4.73 m일 때 약 52%정도의 효율이 나타남을 알 수 있다.

Figure 12는 1350 rpm에서 100 rpm씩 1750 rpm까지 5단계의 회전수에서 실험한 유량양정의 성능특성 곡선상에서 효율곡선은 펌프의 상사법칙에 따른 원점을 지나는 2차곡선으로 나타나지 않고 타원형으로 나타난다.

Figure 9~11에서는 유량에 대한 각각의 양정, 동력 효율 곡선은 각각 다르게 나타나나, 유량계수에 대한 양정계수, 동력계수 및 효율 등에 대한 특성곡선은 Figure 13~15과 같이 하나의 곡선으로 나타나며, 유량계수가 증가함에 따라 양정계수는 감소하고 동력계수는 증가한다. 최대효율은 유량계수가 약 0.08인 52%로 나타난다. 유량계수(ϕ)에 대한 양정계수(ψ), 동력계수(ζ) 및 효율(η)등의 관계식을 최소자승법에 따라 표시하면 아래의 2차 방정식으로 나타내어진다⁽⁸⁻⁹⁾.

$$\begin{aligned} \psi &= 0.5769 - 0.945 \phi - 9.402 \phi^2 \\ \zeta &= 0.2947 + 0.8478 \phi - 2.5675 \phi^2 \\ \eta &= 0.0042 + 10.645 \phi - 58.631 \phi^2 \end{aligned} \quad (7)$$

4. 결론

본 논문은 규정 유량, 양정, 회전수 및 비속도가 각각 0.7

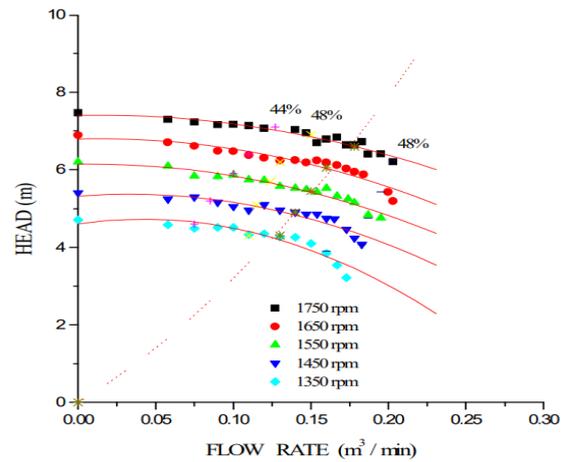


Figure 12. Iso-efficiency curves for flow rate and head with rotational speeds change.

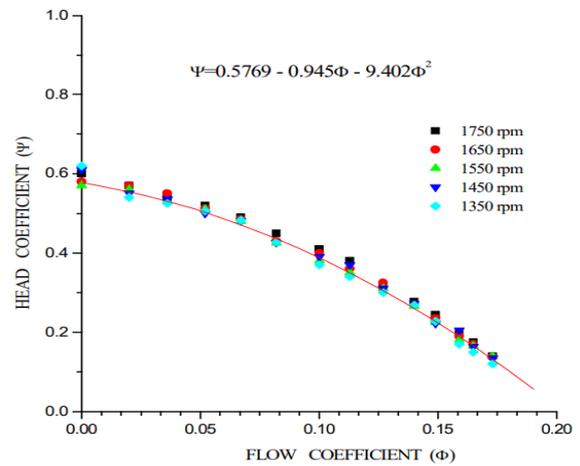


Figure 13. Variation of head coefficient with flow coefficient.

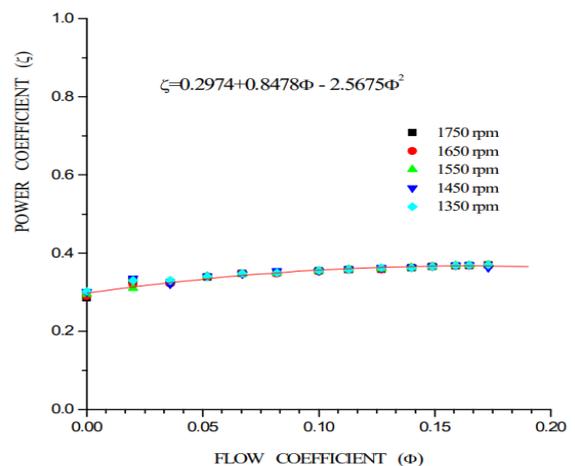


Figure 14. Variation of power coefficient with flow coefficient.

m³/min, 8 m, 1750 rpm, 182 (m, m³/min, rpm)인 원심펌프의 운전시 펌프의 회전수와 유량의 변화가 펌프의 운전특성에

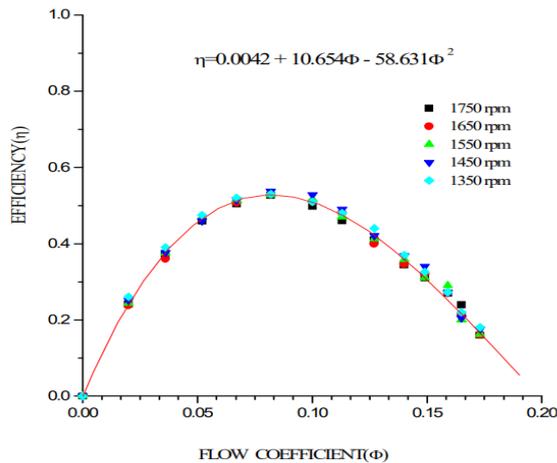


Figure 15. Variation of efficiency coefficient with flow coefficient.

미치는 영향을 고찰하였다.

실험에 사용된 펌프는 안내깃(Guide vane)이 없고 외주에 바로 접하여 와류실(Dpiral or volute casing)이 있는 볼류트 펌프(Volute pump)를 회전수 1350 rpm에서 100 rpm씩 1750 rpm까지 5단계의 회전수 변화에 따른 H-Q특성, L-Q특성, η -Q특성 등의 관계와 무차원 성능 특성인 양정계수(Head coefficient), 동력계수(Power coefficient), 효율(Efficiency) 등의 특성을 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

첫째, 회전수의 증가에 따라 펌프 성능의 변화정도를 추정할 수 있으며, 상사법칙에서 (.0)을 지나는 포물선 형태로 n_n 에서 n_x 까지 회전수가 변해도 시스템 특성이 변하지 않게 된다. 또한 동력 등식은 펌프 효율이 회전수가 다른 두 개의 각 점(n_n, n_x)에서 변하지 않는 것을 나타낸다.

둘째, 펌프의 최대효율은 1450 rpm일 때 유량 0.165 m³/min, 양정 4.73 m에서 약 52%로 나타나며 펌프의 최대 회전수인 1750 rpm일 때 유량 .183 m³/min, 양정 6.72 m에서 약 50%의 효율이 나타난다.

셋째, 양정 대 유량의 성능특성 곡선상에서 등효율 곡선은 펌프의 상사법칙에 따른 원점을 지나는 2차식의 곡선으로 나타나지 않고 타원형으로 변형되어 나타난다.

넷째, 유량계수가 증가함에 따라 동력계수는 증가하고 양정계수는 감소하며, 유량계수가 0.08일 때 최대효율 52%가 된다.

References

1. S. H. Min, Y. J. Kwon and J. D. Park, "An Empirical Study on the Relay Pumping Method for the High Pressure of Fire Engine Pump", Journal of Korean Institute of Fire Science & Engineering, Vol. 27, No. 1, pp. 52-59 (2013).
2. S. H. Min and S. H. Jeong, "A Study on Improvement of Discharge Pressure Measurement of Indoor Fire Hydrant System", Journal of Korean Institute of Fire Science & Engineering, Vol. 26, No. 3, pp. 67-72 (2012).
3. S. H. Min, "NFSC Design of Fire Protection Engineering", Munundang (2008).
4. Korea Fire Protection Association (KFPA), "The SFPE Handbook of Fire Protection Engineering", SFPE (2005).
5. I. J. Karassik, W. C. Krutzsch, W. H. Fraser and J. P. Messina, "Pump Handbook", Second Edition, McGraw-Hill, pp. 2230-2236 (1985).
6. D. G. SHEPHERD, "Principles of Turbomachinery", The Macmillan Co., pp. 29-48 (1979).
7. J. Y. Kim, K. N. Chung and Y. K. Kim, "A Numerical Study of Pump Characteristics of a Concrete Volute Pump with Various Types of Volutes", ASMEJSME- KSME Joint Fluids Engineering Conference, Hamamatsu, Shizuoka, Japan, Jul. pp. 24-29, AJK2011-06053 (2011).
8. F. R. Menter, "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence model for Engineering Applications", AIAA Journal, Vol. 32, No. 8, pp. 1598-1606 (1994).
9. Y. G. Lee, J. H. Yuk and M. H. Kang, "Flow Analysis of Fluid Machinery using CFX Pressure- Based Coupled and Various Turbulence model", The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 7, No. 5, pp. 82-90 (2004).