◎ 논 문

DOI: http://dx.doi.org/10.5293/kfma..2011.14.6.026
ISSN (Print): 1226-9883

펌프장 정전시 역류발생시간에 관한 연구

박종호* · 박한영**†

A Study on the Reversal Flow Time due to Blackout

Park, Jong Ho*, Park, Han Yung**†

Key Words : Inertial moment (관성모멘트), Similarity Law(상사법칙), Flywheel Effect(플라이휠 효과), Torque(토크), Specific Speed(비속도), Pump Characteristic Curve(펌프특성곡선), Pipeline Characteristic Curve(관로특성곡선), Slamming Phenomenon(슬래밍현상), Waterhammer Phenomenon(수충격현상)

ABSTRACT

Waterhammer and slamming phenomena can occur when power is cut off due to reversal flow in pipeline and sudden close of check valve. Therefore analysis of reversal flow time, which means the time of reversal flow in pipeline due to pumping station blackout, is needed to protect facilities from waterhammer economically and efficiently. However systematic study on reversal flow time has not been done yet. So theory of reversal flow time analysis is proposed and verified with experiment using several parameters like pump specific speed, motor pole number, and characteristic curve of pipeline in this study.

1. 서 론

국내 대부분 펌프장 관련 설비들은 정전 시 펌프로의 역류를 방지하기 위해 펌프 토출측에 역지밸브가 설치되어 있다. 이 경우 정전 시 펌프는 펌프의 토출 압력수두가 관로의 실수두보다 높은 동안에는 정상적인 펌프의 역할을 수행하는 펌프영역에서 운전되고, 토출 압력수두가 관로의 실수두보다 낮을 때에는 펌프로의 역류가 시작된다. 이때 펌프의 역회전을 방지하기 위해 설치된 역지밸브가 급폐쇄되어 슬래밍 현상(slamming phenomenon)을 동반하여 급격하게 압력이 상승하는 수충격현상(waterhammer phenomenon)이 발생한다. 즉, 펌프가 정전이 되면 펌프로의 역류가 발생할 때까지 펌프 회전수 및 토출유량이 감소하며 Joukowsky의 관계식 $\triangle H = \pm a \triangle V/g$에 따라 관로 내 압력은 압력파 a의 부호가 −가 되어 감소한다.[1] 관로 내 유동이 역류하여 역지밸브가 급폐쇄되면 압력파 a의 부호가 +가 되어 급격한 압력상승이 발생한다. 이러한 수충격현상을 방지하거나 완화시키기 위해서는 펌프로의 역류발생시간(reversal flow time)의 분석이 매우 중요하다.

이러한 중요성에도 불구하고 지금까지 국내는 물론 해외에서도 펌프장 정전 시 역류발생시간에 대한 연구가 체계적으로 이루어지지 않았다. 따라서 본 연구에서는 비속도에 따른 펌프 및 전동기의 관성모멘트 크기, 수자원공사 현장에 설치된 펌프 자료 조사를 통한 비속도에 따른 펌프 $Q-H$ 곡선 기울기, 송수관로의 실제수두와 손실수두 비율에 따른 관로 $Q-H$ 곡선 기울기를 매개변수로 하여 펌프장 정전 시 역류발생시간을 구하는 이론을 제시하고 사례를 통해 증명하기로 한다.

2. 회전체의 관성모멘트

관성모멘트 (inertial moment)란 회전축을 중심으로 회전하는 물체가 계속해서 회전을 지속하려고 하는 성질의 크기를 나타낸 것으로 통상적으로 $I\,(=GD^2/4)$ 또는 WR^2/g으로 표현한다. 정상 상태(steady-state) 조건하에서 전동기의 기동 토크는 펌프 임펠러에 있는 물에 의해 발생되는 저항토크에 의해 평형을 이룬다. 정전이 되면 기동 토크가 소멸되고 저항 토크에 의해 펌프의 회전속도가 감소되며 다음 식으로 감속을 표현할 수 있다.

* 충남대학교 기계공학과
** 한국수자원공사 수도기술처
† 교신저자, E-mail: hanyung@kwater.or.kr

$$T = Ia = I\frac{d\omega}{dt} = \frac{2\pi}{60} I\frac{dN}{dt} \quad (1)$$

여기서 T : 토크($kg_f \cdot m$)
α : 가속도(m/s^2)
ω : 각속도(radian/s)
N : 회전속도(revolution/min)

$\triangle t$ 동안 발생하는 속도 변화를 구하기 위해 상기 식을 적분하면

$$\int dN = \frac{60}{2\pi I}\int T dt$$

T의 함수 관계를 알지 못하므로 $\triangle t$를 작게 유지하면서 $\triangle t$ 이전 시간 단계에서 알고 있는 T를 상수로 유지할 수 있다. 통상적으로 토크는 토출 유량 전 범위에서 크게 변화하지 않으므로 이러한 방법은 유효하다.[2] 따라서 다음과 같이 정전 $\triangle t$ 시간 후 새로운 회전속도를 계산할 수 있다.

$$N_1 = N_0 - \frac{60}{2\pi I} T(t)\triangle t \quad (2)$$

상기 식에서 회전체의 관성모멘트 I가 클수록 펌프의 회전수 변화가 적게 되고, 다음 식의 펌프 상사법칙에 따라 토출유량의 변화 $\triangle Q = Q_0 - Q_1$ 또는 유속변화 $\triangle V = V_0 - V_1$가 감소하여 Joukowsky의 관계식의 수두변화 $\triangle H$가 적어지게 되어 수충격현상을 완화시킬 수 있다.

$$Q_1 = Q_0\left(\frac{N_1}{N_0}\right) \quad (3)$$
$$H_1 = H_0\left(\frac{N_1}{N_0}\right)^2$$
$$P_1 = P_0\left(\frac{N_1}{N_0}\right)^3$$

2.1 펌프 관성모멘트

펌프의 관성모멘트는 제조회사로부터 직접 얻어야 하나, 펌프장 설계 시 이를 구할 수 없는 경우에는 다음과 같은 Thorley의 경험식 (4) 또는 Fig. 1과 같은 도표를 사용하여 추정할 수 있다.[3]

$$I_P = {}_{0.037}68 \times \left(\frac{P_B}{N^3}\right)^{0.9556} \quad (4)$$

여기서 I_P : 펌프 관성모멘트($kg \cdot m^2$)
P_B : 정격점에서의 펌프축동력(kW)
N : 펌프 회전속도(1×10^3rpm)

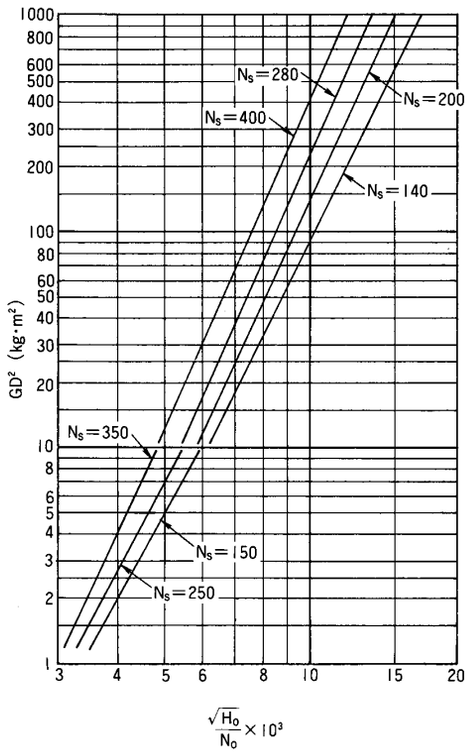

Fig. 1 GD^2 of Double suction volute pump

식 (4)와 Fig. 1로부터 동일한 $\sqrt{H_0}\times10^3/N_0$ 수치에서 비속도 N_S가 증가하면 관성모멘트 I가 증가하고, 동일한 비속도 N_S 수치에서 펌프 외형을 나타내는 $\sqrt{H_0}\times10^3/N_0$가 증가할수록 관성모멘트 I가 증가하는 것을 알 수 있다.

2.2 전동기 관성모멘트

펌프에서 회전체인 축, 전동기 그리고 임펠러는 회전 관성모멘트 I를 가지며, 통상적으로 전동기는 전체 관성 모멘트의 75%~90%를 차지한다.[4] 그러나 펌프 축과 임펠러에 충만된 물의 회전도 포함하여야 한다. 이러한 회전체들에 대한 수치는 제작사로부터 얻을 수 있고, 또는 관성 모멘트 I가 알려진 유사한 펌프들의 수치와 비교하여 추정할 수 있다. 펌프장 설계 시 전동기의 관성모멘트는 제조회사로부터 직접 얻어야 하나, 이를 구할 수 없는 경우에는 Thorley의 경험식 (5) 또는 Fig. 2와 같은 도표를 사용하여 추정할 수 있다.[3]

$$I_M = 0.0043 \times \left(\frac{P_B}{N}\right)^{1.48} \quad (5)$$

여기서 I_M : 전동기 관성모멘트($kg \cdot m^2$)
P_B : 정격점에서의 펌프축동력(kW)
N : 펌프 회전속도(1×10^3rpm)

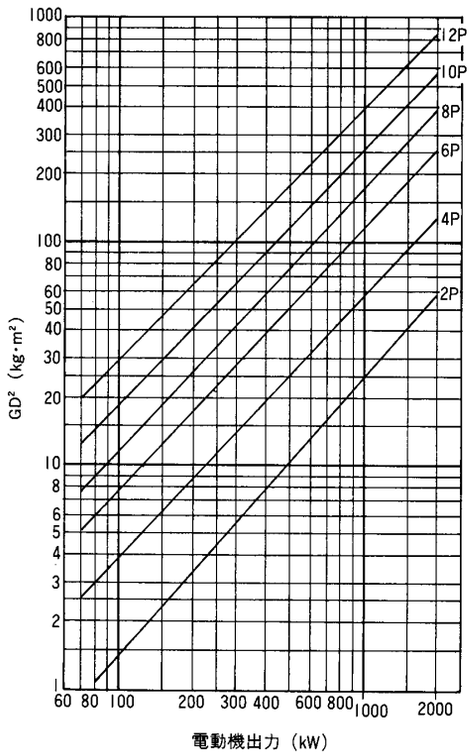

Fig. 2 GD^2 of squirrel induction type motor

3. 펌핑시스템의 $Q-H$ 곡선 기울기

3.1 펌프 $Q-H$곡선 기울기 h_{pump}

펌프로의 역류가 발생하는 시간은 펌프 및 관로 $Q-H$ 곡선 기울기가 급격할수록 길어진다. 여기서 펌프 $Q-H$ 곡선 기울기란 펌프 토출밸브가 완전 폐쇄된 상태에서 펌프를 가동하여 유량이 0인 지점에서 형성되는 체절수두 H_S와 설계유량 Q_D에서 형성되는 수두 H_D의 비율을 나타낸다.

$$h_{pump} = \frac{H_S}{H_D} \tag{6}$$

지금까지 문헌상에 펌프 비속도가 증가하면 $Q-H$ 곡선의 기울기가 증가하는 것으로 표현되었지만 정확하게 수치화하여 제시되지는 않았다. 본 연구에서는 국내 펌프제작사에서 제시한 펌프 비속도에 따른 $Q-H$ 곡선 기울기를 조사한 결과 Fig. 4와 같이 나타났고 비속도와 h_{pump}의 관계식을 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$h_{pump} = 0.0013N_S + 0.9636 \tag{7}$$

여기서 N_S : 비속도(rpm · m^3/min · m)

Fig. 3의 동일한 펌프 $Q-H$ 곡선 기울기 h_{pump}에서도 다음과 같이 설계수두 H_D 수치에 따라 체절수두 H_S가 다르게 된다.

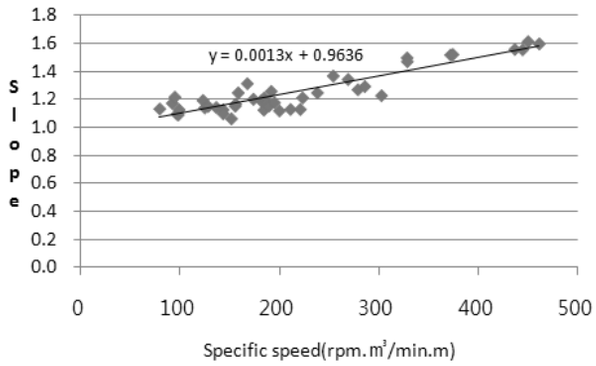

Fig. 42 Relationship of specific speed and h_{pump}

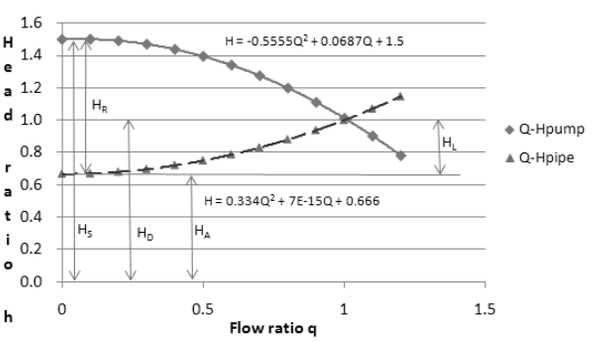

Fig. 43 $Q-H$ curve of pumping system

$$H_S = h_{pump} \times H_D = 1.5 \times 12.5 \fallingdotseq 18m$$
$$H_S = h_{pump} \times H_D = 1.5 \times 48 \fallingdotseq 72m$$

따라서 펌프장 정전시 펌프 $Q-H$ 곡선 기울기 h_{pump}가 동일하여도 설계수두 H_D가 클수록 펌프로의 역류발생시간이 늦어지는 것을 알 수 있다.

3.2 관로 $Q-H$ 곡선 기울기 h_{pipe}

관로 $Q-H$ 곡선은 펌프 $Q-H$ 곡선과 함께 펌프장 정전시 역류시간에 직접적으로 영향을 미친다. 관로 $Q-H$ 곡선은 다음 식과 같이 펌프 흡입 수위와 공급처에서의 최고 수위와의 차를 나타내는 실수두 H_A와 관로를 통해 물을 송수할 때 관로에서 발생하는 손실수두 H_L 합인 H_T로 표현할 수 있다.

$$H_T = H_A + H_L \tag{8}$$

여기서 손실수두 H_L은 다음 식과 같이 관로의 길이 L, 관 직경 D, 관 마찰계수 f, 미소손실계수 K_i 등의 영향을 받는다.

$$H_L = \left(K_1 + K_2 + \cdots + K_i + f\frac{L}{D}\right)\frac{V^2}{2g} \quad (9)$$

이 손실수두 H_L과 실수두 H_A의 비율에 따라 역류에 미치는 영향이 다르게 나타나며, 통상적으로 관로의 전체수두 H_T와 펌프의 설계수두 H_D를 동일하게 설계하므로 다음과 같이 관로 $Q-H$ 곡선 기울기 h_{pipe}를 표현할 수 있다.

$$h_{pipe} = \frac{H_T}{H_A} = \frac{H_D}{H_A} \quad (10)$$

관로 $Q-H$ 곡선 기울기 h_{pipe}가 클수록, 즉 실수두 H_A가 작고, 손실수두 H_L가 클수록 펌프로의 역류시간이 늦게 발생한다.

Fig. 4는 $h_{pipe}=1.5$, $h_{pump}=1.5$인 경우 펌프 $Q-H$ 곡선 추세식과 관로 $Q-H$ 곡선 추세식을 보여주며 펌프 $Q-H$ 추세식은 원심펌프의 특징을 잘 나타내주고 있다.

$$H = -AQ^2 + BQ + C = -0.5555Q^2 + 0.0687Q + 1.5 \quad (11)$$

Fig. 4에서 관로 $Q-H$ 곡선 추세식은 다음과 같으며 이 식에서 계수 E는 무시할 수 있으므로 하젠-윌리엄식의 손실수두 $H_L = KQ^2$ (K는 손실수두 기울기를 나타내는 상수)의 특징을 잘 나타내주고 있다. 또한 이 식에서 상수 F는 관로의 실수두를 나타낸다.

$$H_L = DQ^2 + EQ + F = 0.334Q^2 + 7E - 15Q + 0.666 \quad (12)$$
$$\fallingdotseq 0.334Q^2 + 0.666$$

펌프장 정전 시 다음과 같이 펌프의 체절수두 H_S가 관로의 실수두 H_A보다 적어지면 즉, $H_R < 0$의 조건에서 펌프로의 역류가 발생한다.

$$H_R = H_S - H_A = h_{pump} \times H_D - \frac{H_D}{h_{pipe}} \quad (13)$$

결론적으로 Fig. 4로부터 펌프의 비속도가 클수록 h_{pump}가 커져 체절수두 H_S가 커지고, 관로의 실수두보다 손실수두가 커질수록 h_{pipe}가 커져 H_D가 커지므로 펌프로의 역류가 발생하기 위해 감소하여야 할 수두 H_R이 커져 펌프로의 역류가 발생하는 시간이 늦어지는 것을 알 수 있다.

4. 관성모멘트가 역류시간에 미치는 영향

펌프장 정전 시 급격한 펌프의 회전수 변화를 감소시키기 위해 플라이휠 효과를 이용한다. 이론적으로 펌프·전동기의 회전관성모멘트 I를 상당히 증가시키면 정전시 펌프를 완만하게 감속시켜 역류시간을 연장시키고, down-surge(하강서지)를 상당히 감소시킬 수 있다.

Parmakian은 플라이휠을 부착하여 I를 100% 증가시키려면 전동기 비용의 20% 추가 비용이 발생되고 플라이휠 해결책은 오직 일부 한계의 경우에서만 경제적인 것을 주장하였다.[4]

통상적으로 플라이휠은 고비용 해결책이고 주로 짧은 시스템에서 유효하다. 플라이휠은 실질적으로 유지관리가 필요 없는 장점을 갖는 반면 기동시 증가된 토크로 인해 전동기에 돌입전류가 장시간 흘러 전동기를 소손시킬 수 있으므로 반드시 전동기의 안정성을 검토하여야 한다.

4.1 펌프운영 관련 토크

정지된 펌프를 정격 회전속도로 증가시켜 설계점에서 지속적으로 운전하기 위해서 필요한 토크는 Fig. 5와 같이 가속운동기간과 등속운동기간에서 다르며 이 운동기간 동안 고려하여야 할 토크들은 다음과 같다.

가속토크 T_α(accelerating torque)는 정지된 펌프를 정격 회전속도(유도전동기의 동기속도와는 다름)로 가속하기 위해 필요한 토크로서 Fig. 6의 전동기 출력토크와 부하토크 T_L과의 차이로 표현할 수 있고, 전동기가 정격회전속도에 도달하기 위한 가속시간은 다음 식과 같다.[5]

$$t_\alpha = \frac{WR^2 \times N}{93.9\,T_\alpha} \quad (14)$$

여기서 WR^2 : 모터 및 부하의 관성모멘트($kg_f \cdot m^2$)
t_α : 가속시간(s)
N : 모터 회전속도(rpm)
T_α : 가속 토크($kg_f \cdot m$)

등속토크 T_U는 펌프에 부하가 작용하지 않고 단순히 펌프 및 전동기의 회전체가 베어링 등과 같은 접촉부에서 발생하는 마찰력을 극복하여 등속을 유지하기 위해 필요한 토크로서 다음과 같이 계산할 수 있다.

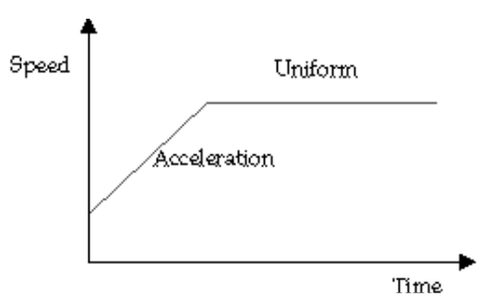

Fig. 44 Torques concerned with pump

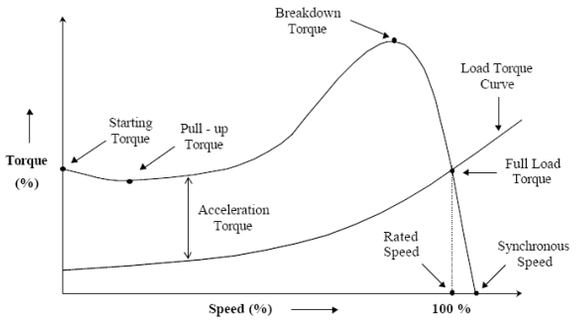

Fig. 45 Motor torque & load torque curves

$$T_U = \sum \frac{\mu WR}{n} \tag{15}$$

여기서 μ : 회전체와 고정체의 접촉부 마찰계수
W : 펌프 및 전동기 중량(kg_f)
R : 펌프 및 전동기 회전반경(m)
n : 지지점 수(통상적으로 펌프 또는 전동기 축의 양쪽에 베어링이 설치되므로 $n=2$)
T_U : 등속토크($kg_f \cdot m$)

부하토크 T_L은 펌핑하고자 하는 유체의 비중량, 유량, 수두 및 펌프 효율을 고려한 축동력 P_B를 발생시키기 위해 필요한 토크를 말하며 축동력, 토크, 회전수의 관계를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_L = 974.5\frac{P_B}{N} \tag{16}$$

$$P_B = \frac{\gamma \times Q_D \times H_D}{\eta_p} \tag{17}$$

여기서 γ : 송수 유체의 비중량(물의 경우 9.8kN/m^3)
Q_D : 설계유량(m^3/s)
H_D : 설계수두(m)
η_p : 펌프효율(%)

지금까지 고찰한 결과를 요약하면 정지된 펌프를 정격 회전속도로 증가시키기 위해서는 가속토크 T_A와 등속토크 T_U가 필요하며, 정격 회전속도로 운전 중일 때는 회전체를 등속으로 유지하기 위한 등속토크 T_U와 부하토크 T_L이 필요하다.

4.2 전동기 용량 결정

상기 3개 토크들 중 통상적으로 부하토크 T_L, 가속토크 T_A 그리고 등속토크 T_U 순서로 크다. 따라서 통상적으로 등속기간 동안 필요한 토크 T_2를 고려하여 전동기의 용량을 결정하여야 한다. 펌프 축동력 P_B, 전동기 효율 η_m, 전동기 여유율 K_1를 고려하여 다음 식과 같이 전동기 용량 P를 결정한다.

$$P = K_1 \frac{P_B}{\eta_m}, \quad P_B = \frac{P_W}{\eta_p} \tag{18}$$

여기서 P : 전동기 용량(㎾)
η_m : 전동기효율(%)
K_1 : 전동기 여유율(5～10%)

통상적으로 펌프 및 전동기 설계시에는 등속토크 T_U를 전동기 여유율에 포함시킬 수 있다. 그러나 플라이휠을 추가하여 관성모멘트가 상당히 커지면 이 플라이휠을 등속으로 유지하기 위한 등속토크 T_U가 증가하므로 이를 전동기 용량에 반영시켜야 한다.

4.3 역류시간 고찰

펌프장 정전 시 펌프 $Q-H$ 곡선이 관로 $Q-H$ 곡선보다 아래에 위치하는 시간에 역류가 발생한다. 따라서 역류시간을 고찰하기 위해서는 상사법칙에 따라 펌프의 H_S가 관로의 H_A 이하가 되는 시간을 분석하여야 한다. 식 (2)에서 정확한 T의 함수 관계를 알 수 없으나 $\triangle t$를 작게 유지하면서 $\triangle t$ 이전 시간 단계에서 알고 있는 T를 상수로 유지할 수 있다. 통상적으로 토크는 토출 유량 전 범위에서 크게 변화하지 않으므로 이러한 방법은 유효하다. 따라서 식 (2)에서 정상적인 운전 상태에서의 회전수 N_0와 T_0을 알고 있으면 정전 $\triangle t$ 시간 후에서 회전수 N_1을 계산할 수 있다. 정전 $\triangle t$ 시간 후 토크 수치 T_1은 계산된 Q_1 수치 및 펌프의 상사법칙을 이용한 $Q/N-P/N^3$ 펌프특성표로부터 보간법을 사용하여 구할 수 있다.

특히 플라이휠 효과를 이용하여 역류시간을 지연시키고, 수충격현상을 완화시키는 경우 플라이휠 중량 W가 증가하지만 μ가 작기 때문에 등속토크 T_U가 차지하는 비중은 크지 않기 때문에 무시할 수 있으며 이 경우 관성모멘트 I를 x배로 증가시키면 식 (2)로부터 $1/x$배로 회전수 변화가 감소하여 펌프로의 역류시간을 x배로 연장시킬 수 있다.

펌프 및 전동기의 관성모멘트 $I\,(mR^2 = WR^2/g)$를 x배 증가시키는 방법은 다음과 같이 단순히 질량 (또는 중량)을 x배 증가시키는 방법과 회전반경을 자승근 비례하여 증가시킬 수 있다.

$$xI = (x \times m)R^2 = \left(x \times \frac{W}{g}\right)R^2 \tag{19}$$

$$xI = m \times (\sqrt{x}\,R)^2 = \frac{W}{g}(\sqrt{x}\,R)^2 \tag{20}$$

상기 식에 따라 관성모멘트는 동일하게 변화하지만 등속토크 T_U는 중량 W와 회전반경 R에 비례하므로 다음과 같이 달라진다.

・질량을 x배할 경우 $T_U = \frac{x\mu WR}{n}$ (21)

・회전반경을 $\sqrt{x}$ 배할 경우 $T_U = \frac{\sqrt{x}\,\mu WR}{n}$ (22)

따라서 중량을 x배로 하는 것보다 회전반경을 $\sqrt{x}$ 배로 하는 것이 고정체와 회전체 사이 마찰을 극복하기 위해 필요한 토크(동력) T_U를 감소시킬 수 있다.

5. 사례연구

5.1 시험설비 개요

4장의 관성모멘트가 역류시간에 미치는 연구결과와 한국수자원공사 연구원 내 유량계교정센터에 설치된 펌프설비 관련 자료를 이용하여 펌프장 정전 시 펌프로의 역류시간 t_R을 계산하고 시험을 통해 이를 증명하는 사례연구를 수행하였다. Fig. 7은 유량계교정센터 개략도를 보여준다.

펌프설비의 개요는 Table 1 및 2와 같고, 열역학적 측정장비를 이용하여 펌프성능시험을 수행하였으며 유량에 따른 펌핑 수두, 축동력 그리고 관로의 수두의 상세 자료 및 특성곡선은 Table 3 및 Fig 9와 같다.

본 펌핑설비는 유량계의 정확도를 측정하기 위해 구축된 설비로서 정상적인 운영시에는 흡수정 수위를 약 1.5m로 유지하고 펌프 2대를 운영하여 직경 $D=0.8m$, 길이 $L=70m$ 송수관로를 통해 펌프 중심고도에서 약 33m 상부에 위치한 고가수조에 물을 채우는 것으로 설계되어 실수두 $H_A=31.5m$가 된다.

펌프 2대를 운영할 때 전체유량은 $Q=53m^3/min$, 설계수두는 $H_D=39m$가 되도록 설계되었다. 또한 동일한 펌핑설비를 이용하여 수충격시험을 수행할 수 있도록 직경 $D=0.3m$, 길이 $L=200m$인 수충격관로를 건물주변으로 연장하여 상기 송수관로에 연결되었다.

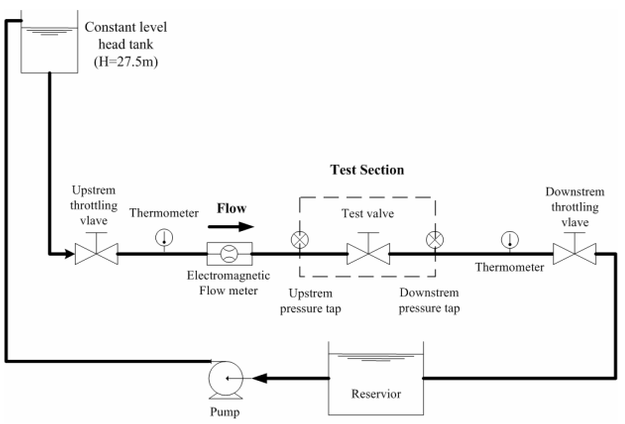

Fig. 7 Schematic diagram of Flow-meter Calibration Center

Table 1 Pump data

Pump type	Design flow Q(m³/min)	Design head H_D(m)	Actual head H_A(m)	N(rpm)	Inertia moment I(kg・m²)	Specific speed N_S
Centri fugal	17	39.3	31.5	1782	0.89	331

Table 2 Motor data

Type	Pole	Inertial Moment I(kg・m)	Design Capacity P(kW)
Squirrel Induction	4	3.17	145

Table 3 Pumping system characteristic data

No	Flow Q (m³/min)	Pump head(m) H_{pump}	Pipeline head(m) H_{pipe}	Motor power P(kW)	Brake power P_B(kW)
1	0.0	50	31.5	89.4	84.1
2	1.5	49.9	31.7	96.3	90.5
3	3.0	49.7	32.1	103.0	96.8
4	6.0	49.5	33.9	115.9	108.9
5	9.0	48.5	36.9	128.2	120.5
6	12.0	46.7	41.2	140.0	131.6
7	15.0	44.3	46.6	151.1	142.0
8	18.8	39.25	55.2	164.2	154.3

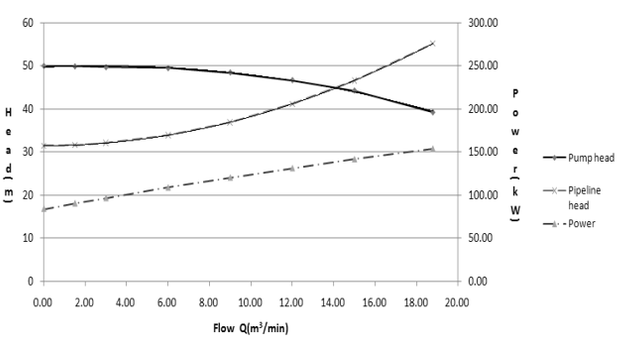

Fig. 47 Pumping system characteristic curve at $\Delta t=0$

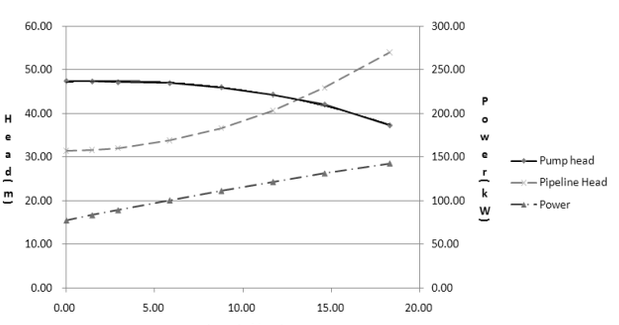

Fig. 48 Pumping system characteristic curve at $\Delta t=0.25s$

5.2 펌핑시스템 자료 분석

이 실험시설의 경우 식 (6)으로부터 펌프 $Q-H$ 곡선 기울기 $h_{pump}=1.27$이 된다. 펌프 비속도만을 알고 있는 경우에는 식 (7)로부터 $h_{pump}=1.39$를 얻을 수 있다. 식 (10)으로부터 관로 $Q-H$ 곡선 기울기 $h_{pipe}=1.25$가 된다. 정전 시 펌프로의 역류가 발생하기 위한 수두저하 H_R은 다음과 같다.

$$H_R = H_S - H_A = 50.0 - 31.5 = 18.5m$$

또는 다음과 같이 식 (13)을 이용하여도 동일한 결과를 얻을 수 있다.

$$H_R = h_{pump} \times H_D - \frac{H_D}{h_{pipe}} = 1.27 \times 39.3 - \frac{39.3}{1.25} = 18.5m$$

5.3 펌프 및 관로 특성곡선 및 운전점 분석

시험으로 구한 결과인 Table 3의 자료를 이용하여 다음과 같이 펌프의 $Q-H$ 및 관로의 $Q-H$ 추세식을 구하였다.

- 펌프 추세식 : $H_{pump} = -0.0421Q^2 + 0.2485Q + 49.674$
- 관로 추세식 : $H_{pipe} = 0.0673Q^2 + 31.5$

실험조건은 펌프 1대를 가동하고 수충격관로를 통해 고가수조로 펌핑하였으며 이 때 펌프 운전점은 상기 두 식을 이용하거나 또는 Fig. 8에서 보는 것과 같이 수충격관로의 손실수두 증가로 인해 유량은 $Q=14m^3/min$, 수두는 $H=44.8m$에서 형성되는 것을 알 수 있다. 유량 Q_0은 Table 3의 No. 6과 7 사이에 위치하므로 이 유량에서의 동력을 구하기 위해 다음과 같이 선형보간법을 사용한다.

$$\begin{aligned} P_0 &= P_6 + (Q_0 - Q_6)\frac{P_7 - P_6}{Q_7 - Q_6} \\ &= 131.6 + (15.0 - 12.0)\frac{142.0 - 131.6}{15.0 - 12.0} \\ &= 138.8kW \end{aligned}$$

식 (16)에 따라 상기 동력을 토크로 환산하면 다음과 같다.

$$T_0 = 974.5\frac{P_B}{N} = 974.5\frac{138.8}{1782} = 75.9kg_f \cdot m$$

이제 식 (2)를 사용하여 다음과 같이 정전 후 $\triangle t = 0.25sec$ 시점에서 펌프의 회전속도를 계산할 수 있다. 여기서 $\triangle t$를 갖게 할수록 정확한 값을 얻을 수 있지만 $\triangle t = 0.25sec$보다 작아도 결과의 변화가 거의 없다.

$$N_1 = N_0 - \frac{60}{2\pi I}T_0\triangle t = 1782 - \frac{30 \times 75.9 \times 0.25}{3.14 \times (0.89 + 3.17)} = 1736rpm$$

이제 상사법칙 식 (3)을 이용하여 정전 후 $\triangle t = 0.25sec$ 시점에서 펌프의 유량 Q_1, 수두 H_1 및 동력 P_1을 다음과 같이 계산할 수 있다. 이 식에서 아래첨자 i는 시간, j는 Table 3의 No를 나타낸다.

$$\begin{aligned} Q_{ij} &= Q_{i-1,j}\left(\frac{N_i}{N_{i-1}}\right) \Rightarrow \\ Q_{11} &= Q_{01}\left(\frac{N_1}{N_0}\right) = 0\left(\frac{1736}{1782}\right) = 0, \\ &\vdots \\ Q_{18} &= Q_{08}\left(\frac{N_1}{N_0}\right) = 18.8\left(\frac{1736}{1782}\right) = 18.3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_{ij} &= H_{i-1,j}\left(\frac{N_i}{N_{i-1}}\right)^2 \Rightarrow \\ H_{11} &= H_{01}\left(\frac{N_1}{N_0}\right)^2 = 50.0\left(\frac{1736}{1782}\right)^2 = 47.5, \\ &\vdots \\ H_{18} &= H_{08}\left(\frac{N_1}{N_0}\right)^2 = 39.3\left(\frac{1736}{1782}\right)^2 = 37.3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{ij} &= P_{i-1,j}\left(\frac{N_i}{N_{i-1}}\right)^3 \Rightarrow \\ P_{11} &= P_{01}\left(\frac{N_1}{N_0}\right)^3 = 84.1\left(\frac{1736}{1782}\right)^3 = 77.7, \\ &\vdots \\ P_{18} &= P_{08}\left(\frac{N_1}{N_0}\right)^3 = 154.3\left(\frac{1736}{1782}\right)^3 = 142.7 \end{aligned}$$

Table 4는 상기 계산결과를 요약한 것이고, Fig. 9는 이를 그래프로 표현한 것이다. Fig 9로부터 펌프수두곡선과 관로수두곡선이 교차하는 펌프 운전점에서 토출유량 $Q=13.1m^3/min$을 구할 수 있다.

Table 4 Pumping system characteristic data at $\triangle t = 0.25sec$

Flow Q(m³/min)	Pump head H_{pump}(m)	Brake power (㎾)	Pipeline head H_{pipe}(m)
0.00	47.45	77.72	31.5
1.46	47.36	83.67	31.6
2.92	47.17	89.48	32.1
5.85	46.98	100.72	33.8
8.77	46.03	111.43	36.7
11.69	44.32	121.62	40.7
14.61	42.04	131.28	45.9
18.30	37.25	142.70	54.0

5.4 시험결과분석

이제 앞에서와 동일한 방법으로 정전 후 $\triangle t = 2.0sec$까지 반복 계산한 결과를 그래프로 나타내면 Fig. 10과 같다. Fig. 10에서 정전 후 $\triangle t = 2.0sec$ 이후에서 펌프 $Q-H$ 곡선은 관로 $Q-H$ 곡선보다 아래에 위치하여 펌프로의 역류가 발생하는 것을 알 수 있다.

지금까지 고찰한 이론을 증명하기 위해 펌프를 정상 운영 중 비상정지 시킨 후 시간에 따른 압력변화를 측정한 결과는 Fig. 11과 같다. 이 그림에서 펌프가 정상적으로 운영 중일 때 수두는 약 45m (압력 $4.5kg_f/cm^2$)가 형성되나 약 0.5sec 후 정전이 발생하여 압력이 점차 감소하여 약 2.75sec.에서 최저로 저하한 후 펌프의 역류가 시작되어 압력이 상승하는 것을 볼 수 있다. 따라서 실제 역류 발생시간은 $t_R = 2.75 - 2.0 = 2.25sec$는 이론적으로 구한 $t_R = 2.0sec$와 대체적으로 잘 일치한다.

정전 후 역류발생시간을 2배로 연장하기 위해서는 식 (2)에서 관성모멘트 I를 2배로 증가시킬 수 있다. 본 사례에서 펌프・전동기 $I = 4.06kg \cdot m^2$을 WR^2으로 환산하면 다음과 같다.

$$WR^2 = g \times I = 9.8 \times 4.06 = 39.8kg_f \cdot m^2$$

여기에서 회전체인 펌프・전동기의 회전반경은 약 $R = 0.32m$이고, 중량 $W = 388kg_f$이다. 식 (19)와 (20)에 따라 다음과 같이 단순히 중량을 2배로 하거나 또는 회전반경 $R = \sqrt{2}$ 배로

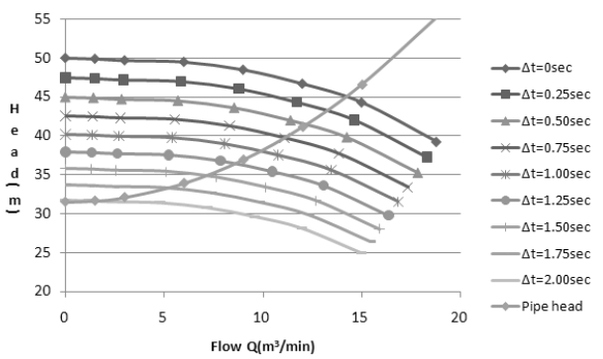

Fig. 49 Pumping system characteristic curve at $\triangle t = 2.0sec$

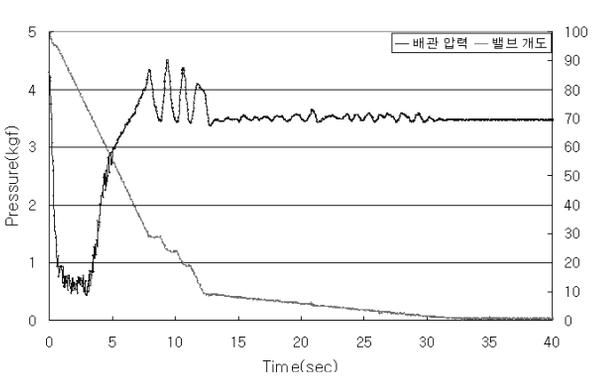

Fig. 11 Pressure change due to power off

증가시켜 관성모멘트를 2배로 증가시킬 수 있다.

$$(2W)R^2 = (2 \times 388)0.32^2 = 79.5kg_f \cdot m^2$$
$$W(\sqrt{2}R)^2 = 388 \times (\sqrt{2} \times 0.32)^2 = 79.5kg_f \cdot m^2$$

이 경우 WR^2은 동일하게 2배가 되지만 WR과 등속토크 T_U는 다음과 같이 다르게 된다.

・당초 WR

$WR = 388 \times 0.32 = 124kg_f \cdot m$,

$T_U = \mu WR = 0.001 \times 124 = 0.124kg_f \cdot m$

・중량을 2배로 할 경우

$WR = 776 \times 0.32 = 248kg_f \cdot m$,

$T_U = \mu WR = 0.001 \times 248 = 0.248kg_f \cdot m$

・회전반경을 1.4배로 할 경우

$WR = 388 \times 0.4525 = 175.6kg_f \cdot m$,

$T_U = \mu WR = 0.001 \times 175.6 = 0.176kg_f \cdot m$

회전반경을 $\sqrt{2}$ 배로 증가시켜 관성모멘트를 2배로 증가시킬 경우 등속토크 T_U의 증가에 따른 동력변화는 다음과 같으며 이 동력변화는 부하동력 145㎾에 비해 미소하므로 무시할 수 있다.

$$\triangle P = \frac{\triangle T_U N}{974.5} = \frac{(0.176 - 0.124) \times 1782}{974.5} = 0.095kW$$

6. 결 론

본 연구에서는 비속도에 따른 펌프 및 전동기의 관성모멘트 크기, 수자원공사 현장에 설치된 펌프 자료 조사를 통한 비속도에 따른 펌프 $Q-H$ 곡선 기울기, 송수관로의 실수두와 손실수두 비율에 따른 관로 $Q-H$ 곡선 기울기를 매개변수로 하여 펌프장 정전시 역류발생시간을 구하는 이론을 제시하였고 사례를 통해 증명하였다. 또한 본 연구를 통해 다음과 같은 중요한 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 펌프 비속도, 펌프 규격, 그리고 전동기 극수가 클수록 관성모멘트 I가 증가한다.

(2) 펌프 비속도가 클수록 펌프 $Q-H$ 곡선 기울기 h_{pump}가 증가한다.

(3) 실수두가 작고 손실수두가 클수록 관로 $Q-H$ 곡선 기울기 h_{pipe}가 증가한다.

(4) 회전체의 관성모멘트 I, h_{pump}, h_{pipe}가 증가할수록 역류시간 t_R이 증가한다.

(5) 회전체의 중량 W을 증가시키거나 또는 회전반경 R을 증가시켜 동일한 플라이휠 효과를 얻을 수 있으나 회

전반경을 증가시키는 것이 등속토크를 유지하기 위한 동력손실이 적다.

(6) 플라이휠 효과를 얻기 위해 WR^2을 증가시킬 경우 증가된 회전체를 등속으로 유지하기 위해 필요한 동력은 정격용량 대비 0.06%로 매우 미소하여 무시할 수 있다.

참고문헌

(1) 한국수자원공사, 2004, “그림으로 푸는 수충격해석”, 동명사, 서울특별시, pp. 27~29.

(2) Bruce E. Larock, Roland W. Jeppson and Gary Z. Watters, 2000, “Hydraulics of Pipeline Systems”, CRC, Boca Raton London New York Washington, D.C., pp. 399~403.

(3) Bruce E. Larock, Roland W. Jeppson and Gary Z. Watters, 2000, “Hydraulics of Pipeline Systems”, CRC, Boca Raton London New York Washington, D.C., pp. 403~406.

(4) Parmakian, J, 1963, “Waterhammer Analysis”, Dover Publications, New York, pp. 103~106.

(5) Richard W. Fruge, “Practical Motor Starting”.