

원심펌프 배관계 진동에 영향을 주는 블레이드 가진주파수의 실험적 고찰

김윤제* · 신호길†

*성균관대학교 기계공학부, †(주)한화 중앙연구소

Experimental Study on the Blade Excitation Frequency for the Natural Frequency of Centrifugal Pump Piping Systems

Youn J. Kim* and H.-G. Shin†

*School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University

†Hanhwa Corporation, R&D Center

요 약

펌프에서는 회전차와 케이싱의 간섭에 의해 압력 펄스가 발생하게 되는데, 이러한 압력 펄스가 펌프의 배관계와 공진을 형성하게 되면 큰 진동 및 소음을 일으켜 문제를 야기시킬 수 있다. 따라서 본 연구에서는 단단·한쪽흡입형 벌류트 펌프를 대상으로 하여 펌프성능에 영향을 미치는 인자 가운데 회전차 외경과 흡입경을 고정하고, 깃의 입·출구각과 깃 수를 단계적으로 변화시켜 이에 따른 압력펄스의 변화와 배관계와의 공진현상 조건을 실험적으로 규명하였는데, 배관계의 진동은 토출량 및 펌프의 회전수보다 배관 및 회전차의 형상에 크게 영향을 받음을 알았다.

Abstract — Pressure pulsations generated by the blade-tongue interaction induce vibration of the piping systems and the structure connected to pumps, resulting in the severe noise and fatigue fracture. Experiments were made on the natural frequencies of liquid columns in piping systems with a single suction, single stage, centrifugal volute pump. Experimental results show that the natural frequencies of the liquid columns in the pump piping systems depend on the dimensions of the pipes and the impeller shapes, and are not affected substantially by the rate of discharge and the rotating speed of the pump.

1. 서 론

터보기계(turbomachinery)는 유체의 흐름과 그 속에서 회전하는 기계 요소와의 에너지 전달을 기본 원리로 하여 작동하는 기계이기 때문에 유체공학의 중요한 연구 분야라 할 수 있다. 왕복형 압축기나 용적식 펌프가 장치된 배관계에서의 맥동현상에 관한 연구는 시스템의 건전성 확보를 위해 매우 중요하다고 할 수 있는데, 이러한 시스템에서의 진동은 압축기나 펌프가 밀폐단(closed-end) 기계라고 가정함으로써 쉽게 예측할 수 있다. 그러나 터보 펌프는 압력맥동이 흡입과 토출관 사이의 펌프 자체를 통하여 반복적으로 통과하면서 전후로 진행하기 때문에 위에서 언급한 압축기나 펌프와는 분명히 다르다. 또한 지금까지 펌프 배관계에서 압력펄스 발생에 관한 연구는 대부분 회전실속(rotating stall), 서징(surging),

공동현상(cavitation) 등에 의한 것이었다. 이와 같은 경우 발생 주파수는 일반적으로 펌프 회전속도(rps)와 같거나 낮게 나타난다. 회전차 형상에 따라 변화되는 내부 유동 형태로 인해 발생하는 각기 다른 압력파동과 배관계통의 고유진동수는 펌프 배관계통 설비에 있어서 중요한 변수로 작용하게 된다^[1].

회전차의 기하학적 형상 및 작동조건 변화에 따른 펌프의 특성변화에 관한 연구는 이미 여러 선행 연구자들에 의해서 활발히 진행되어 왔으며^[2-5], 펌프의 압력펄스 발생에 대한 주요 원인이 되는 회전차 깃과 케이싱의 혀부분(tongue)과의 간섭효과에 관한 연구는 최근에 서야 관심의 대상이 되고 있다^[6]. Nishigama^[2]는 회전차 깃의 입구각(β_1), 출구각(β_2) 및 깃 수(Z)변화에 따른 성능 특성에 대한 연구를 수행하였으며, 공동현상이 성능에 미치는 영향도 병행하여 연구하였다.

Staurt⁷⁾와 Muzumdar⁸⁾는 CANDU (CANada Deuterium Uranium)형 원전이 갖는 연료 채널의 음향학적 분석을 위해 여러 형태의 배관계에 대하여 특성곡선해법 (method of characteristics : MOC)을 이용한 수치해석 결과를 보여주었다. Chu 등⁹⁾은 PDV를 이용하여 벌류트 케이싱내의 tongue과 회전차 사이의 속도를 측정하였으며 Reynolds 방정식을 이용하여 실험결과로 얻어진 속도로부터 압력분포를 계산하여 tongue과 깃 사이의 간섭효과를 규명하였다.

산업 전반에서 그 중요성을 더하고 있는 터보기계의 특징은 유동현상에 의해 지배되며, 이에 대한 설계는 오래 전부터 연구되고 개선되어 왔다. 그러나 지금까지의 연구는 회전차 내부 유동 해석과 성능 시험에 국한되어 수행되어왔다. 많은 연구 결과를 통하여 고효율 유체기계의 이상적인 회전차 형상이 개발되어지고 있지만 터보기계의 경우 여러 가지의 부가적인 연계 시스템을 수반하게 되므로 이들과의 시스템 최적화가 중요하다고 할 수 있다.

터보기계를 장착한 시스템의 안정성 해석을 위하여 본 연구에서는 가장 기본적인 터보기계의 하나인 원심펌프를 선정하여 회전차의 제 변수(입구각 β_1 , 출구각 β_2 , 깃 수 Z) 변화에 따른 깃 가진 주파수와 배관계의 공진현상을 실험적으로 규명함으로써, 배관계에 적합한 회전차를 결정할 수 있도록 하는데 기초자료를 제시하고자 한다.

2. 이론적 배경

회전차 깃과 케이싱 tongue과의 상호작용, 그리고 회전차로부터 불균일한 출구 유속은 국부적으로 압력파동 (pressure fluctuation)과 전 범위에서 소음을 발생시키는 주된 요인으로 작용하게 된다. 따라서, 회전차와 tongue 사이 공간의 미세한 변동은 소음에 있어서 비교적 큰 변화를 일으키게 된다. 그 영향은 tongue과 회전차 간의 간격이 회전차 반경의 20% 이하일 경우 중요한 변수로 작용하게 된다. 회전차 반경에서의 최소 압력은 깃 주위에서 발생하고, 또한 회전차로부터 불균일한 출구 유속의 결과로서 발생하는 와열 (vortex train) 근처에서도 발생한다. 그 압력은 tongue에 상대적인 회전차 깃의 위치에 따라 어디서나 변한다. 한편, 간섭영향의 최대치는 tongue을 가로지르는 압력차가 최대일 때, 그리고 와동이 tongue의 끝단에 부딪힐 때 발생한다¹⁰⁾. 회전차가 작동 유체에 대하여 일을 하기 위해서는 깃의 전후 흐름 상태(압력, 유속)가 달라지고 그 영향은 깃의 후연(trailing edge)에서 뒤쪽으로 미치므로 깃의 후연이 벌류트 케이싱의 tongue을 통과할 때마다 압력 변동을 일으킨다. 이렇게 발생하는 압력변동 또는 압력맥동의 기본 주파수 즉, 회전차의 진동수 f (Hz)는 다음과 같다.

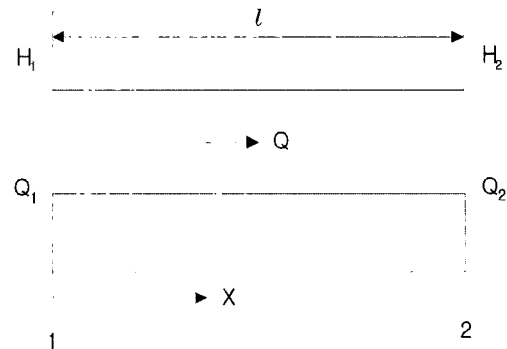


Fig. 1. Simple pipeline.

$$f = Z \times N \quad (1)$$

여기서, N 은 회전수(rps)를 나타낸다.

시스템에서의 유체 유발 진동(flow-induced vibration) 현상은 선형진동 이론(linear vibration theory)과 전기 전송선 이론(electrical transmission-line theory)으로부터 빌려온 과정들을 사용함으로써 편리하게 해석할 수 있다¹¹⁾.

Fig. 1과 같은 단순 배관계에 대해서 천이유동(transient flow)의 지배방정식, 즉 연속방정식과 운동량방정식을 구하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{fV|V|}{2d} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial H}{\partial t} + V \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{a^2 \partial V}{g \partial x} = 0 \quad (3)$$

여기서, g 와 d 는 중력가속도와 배관의 내경을 각각 나타낸다. 또한, H 는 압력 $P(x, t)$ 대신 사용한 수력구배선(hydraulic grade line)을 나타내며, a 는 배관내의 유체 유동이 갖는 압력파의 전파속도이다. PVC와 같이 두께가 있으며, 탄성력이 있는 배관내에 적용할 경우 a 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$a = \sqrt{\frac{K/\rho}{1 + (K/E)(d/e)c_1}} \quad (4)$$

$$c_1 = \frac{2e}{d}(1 + \mu) + \frac{d}{d + e} \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) \quad (5)$$

위 식에서 μ 는 Poisson 비, e 는 배관의 벽두께, K 는 탄성계수(bulk modulus of elasticity)를 나타낸다.

3. 실험 장치 및 방법

본 연구에서는 비속도 144(m³/min, m, rpm)의 단단·한쪽흡입형·벌류트형 원심펌프를 대상으로 하여 각 회

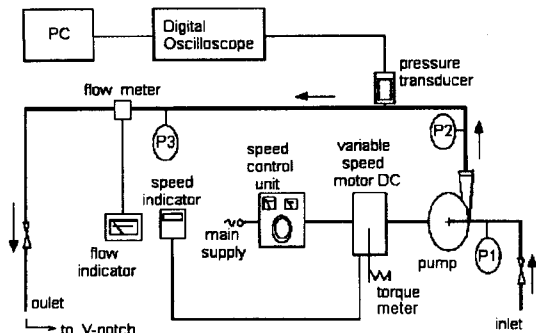


Fig. 2. Schematic diagram of experimental apparatus.

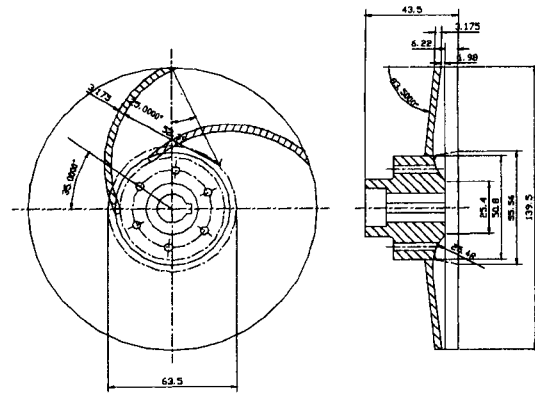


Fig. 3. Geometry of the referenced impeller.

전차 형상에 따른 입력펄스의 배관계에 대한 제 영향을 고찰하였다. 실험장치에 대한 개략도는 Fig. 2에 도시하였다. 사각 형태의 수조(244 cm×79 cm×172 cm) 중앙에 90°V-notch형 위어(weir)를 설치하여 유량을 측정할 수 있도록 하였으며, 토출양수에 의한 파동이 흡입부분에 전파됨을 방지하기 위하여 다공판의 정류장치 2개를 설치하였다. 본 실험장치에서는 전압을 변화시켜 DC-모터와 직렬로 연결된 펌프의 회전수(rpm)를 변화시켰으며, 이 회전수는 디지털 tachometer에 의하여 회전속도 지시기(speed indicator)에 표시되도록 구성하였다. 유량은 토출관에 설치된 전자 유량계(electromagnetic flowmeter)에 의해 직접 측정할 수 있도록 구성하였으며 위어에 의한 측정치와 비교할 수 있도록 하였다. 실험에 사용된 펌프의 규격과 사양은 Table 1에 나타내었다. PVC로 제작된 배관은 내경과 외경이 각각 40 mm, 50 mm이며, 압력 맥동은 관의 축방향으로 내경의 4배수가 되는 지점 즉, $l/d_i=4, 8, 12, 16, 20$ 에서 측정하였고 흡입관에서는 $l/d_i=4$ 에서 측정하였다.

압력펄스의 주파수와 진폭은 압력 변환기(pressure transducer, DRUCK)와 오실로스코프(LeCroy)를 이용하여 측정하였으며, 잡음(noise)은 디지털 필터 방식으로 프로그램상에서 저역 통과 여파기(low-pass filter)로 처리하였다. 한편, 각 실험에 대해서 20회의 측정치에 대한 평균값을 취함으로써 잡음 제거에 정확성을 기했다.

본 연구에서는 투명 아크릴로 제작한 펌프 케이싱을 손쉽게 분리할 수 있도록 하였으며, Fig. 3과 같은 5개

Table 2. Specification of test impeller (unit : mm).

Model	Blade No. (Z)	Inlet angle (β_1)	Outlet angle (β_2)	Inside Dia. (D ₁)	Outside Dia. (D ₂)	Blade thickness (t)
Z6_ref	6	20°	25°	50.8	139.5	3.175
Z5_1	5	20°	38°	50.8	139.5	3.175
Z5_2		27°	33°	50.8	139.5	3.175
Z7_1	7	20°	38°	50.8	139.5	3.175
Z7_2		27°	33°	50.8	139.5	3.175

의 회전차를 제작하여 교체함에 있어 편리성을 도모하였다. 각 회전차에 따라 모터의 회전수를 300 rpm씩 단계적으로 높여가면서(300~900 rpm) 유량의 변화에 따른 전압정(H), 제동마력(BHP), 전효율값(η) 등의 펌프 제 성능을 비교 및 검토하였다. 유량은 배관의 출구에 설치한 유량밸브를 통해서 각 rpm마다 0.5 LPS씩 단계적으로 변화시켰다.

회전차의 갭 두께는 모두 일정하며 입·출구각과 갭수를 단계적으로 변화시켰으며, 회전차와 투명 아크릴로 제작해 가시화된 케이싱의 간격을 0.5~0.6 mm 이내로 가공하여 손실을 최대 줄였다. 그리고 배관내 압력펄스의 주파수 성분 및 진폭은 모두 각 회전차 성능의 최고 효율점에서 측정하였다.

4. 결과 및 고찰

4-1. 압력 펄스

기준 모델로 삼은 회전차($f_{zn}=240$ Hz)에 대해서 펌프 토출관($l/d_i=12$) 및 흡입관($l/d_s=4$)에서 오실로스코프로 측정된 스펙트럼을 Fig. 4와 Fig. 5에, 그리고, 압력파형을 Fig. 6에 각각 나타내었다. 여기서 측정은 최고 효율점(2400 rpm, 3.5LPS)에 대해서 이루어졌다. 측정된 주

Table 1. Specification of test pump.

Max. flow rate	6.5LPS at 3000 rpm
Max. discharge head	28 m at 3000 rpm
Impeller diameter	139.5 mm
Inlet diameter	59.5 mm
Discharge diameter	59.5 mm

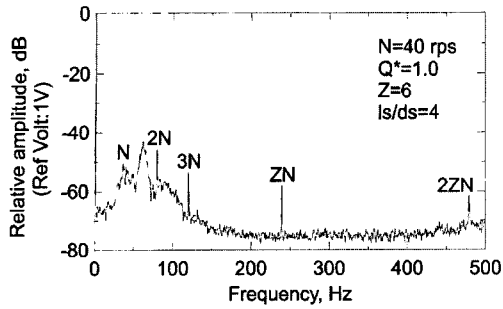


Fig. 4. Spectrum of pressure pulsations in discharge pipe.

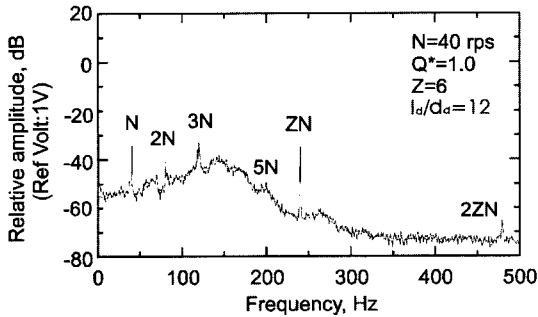
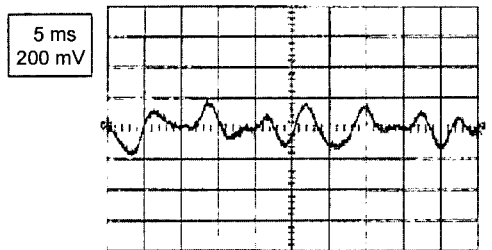
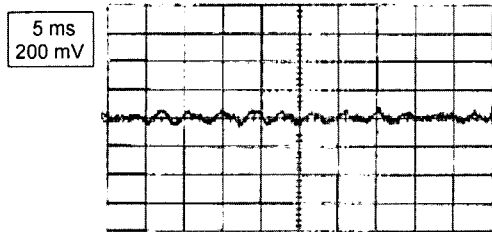


Fig. 5. Spectrum of pressure pulsations in suction pipe.



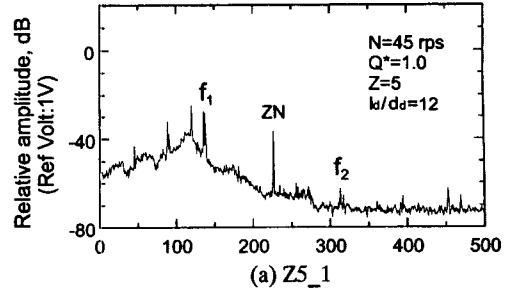
(a) Discharge pipe



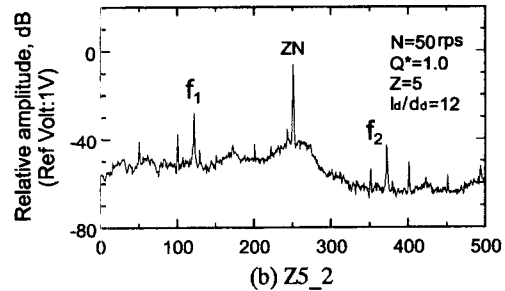
(b) Inlet pipe

Fig. 6. Wave forms of pressure fluctuation for the reference impeller.

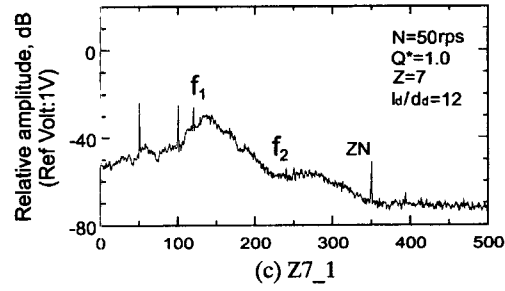
파수들은 회전속도 성분 N ($ZN=5N, 6N, 7N$), 그에 따른 조화파(harmonics), 그리고 비교적 넓은 대역에 걸쳐



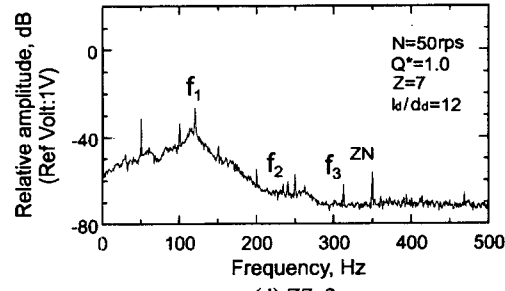
(a) Z5_1



(b) Z5_2



(c) Z7_1



(d) Z7_2

Fig. 7. Spectrum of pressure pulsations for the test impeller in discharge pipe.

분포하는 피크 주파수(peak frequency), $f_n(n=1, 2, 3, \dots)$ 성분으로 구성된다. 상대적으로 넓은 기반을 갖는 주파수 f_n 은 흡입 및 토출관에서 서로 일치함을 알 수 있다.

여기서 관측할 수 있는 일정한 주파수 $f_1, f_2, f_3 \dots$ 는 펌프 배관계에서 지배적인 진동 성분으로 정의되는데, 회전차의 값 가진 주파수 ZN 중 하나와 일치할 경우 진폭이 현저하게 커지는 공진 현상이 발생함을 알 수 있다.

이러한 지배적인 진동 성분은 배관의 길이가 길어짐

에 따라 그 크기가 줄어든다. 따라서 펌프 시스템 설계 시 배관의 진동을 미리 계산함으로써 공진 조건에서의 운전을 피할 수 있도록 회전차를 설계해야 할 것이다.

주문 제작한 나머지 4개의 회전차는 최고 효율점에서 각각 Fig. 7과 같은 주파수 성분을 갖는데, 깃 유로 면적이 비교적 넓은 Z5_1, Z5_2가 Z7_1, Z7_2의 경우보다 높은 진동 레벨을 보이고 있다. 깃 수 5개의 경우 출구각이 상대적으로 작은 회전차 Z5_2가 높은 주파수 성분을 보이며, 깃 수 7개의 경우는 출구각이 상대적으로 큰 회전차인 Z7_1이 높은 진동 레벨을 보이고 있다. 또한, 그림에서 지배적인 진동 성분 f_n 은 7개의 깃 수를 가진 회전차의 경우가 5개의 경우보다 비교적 넓은 주파수 범위에 분포해 있음을 알 수 있는데, 이는 깃 수 5개인 경우, 출구각의 변화에 따른 유로 폭의 변화가 현저하지만 깃 수가 7개인 경우는 그 변화가 크지 않기 때문이라 판단된다.

4.2. 유량 및 회전수의 영향

Fig. 8에 주파수 성분 분석에 의해 얻어진 주된 진동 성분과 펌프 토출 유량 Q의 관계를 나타내었다. 무차원 토출 유량 Q^* 는 최고 효율점에서의 펌프 토출 유량 Q_{max}

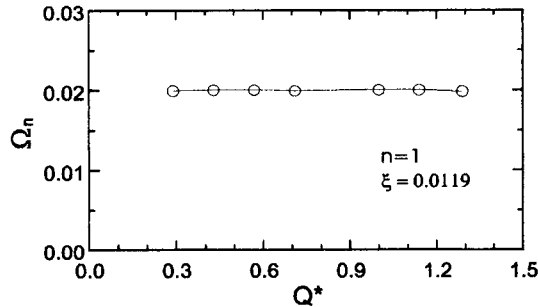


Fig. 8. Relationship between the rate of pump discharge and the frequency.

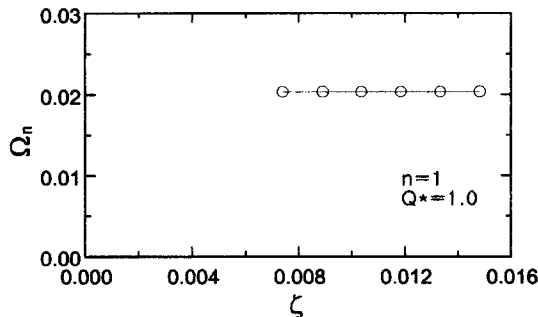


Fig. 9. Relationship between the rotating speed and the frequency.

로 무차원화하였다. 주된 진동 성분을 무차원하여 $\Omega_n = 2\pi f_n d/a_n$ 로 정의하였고, 여기서 a_n 은 식(4)에 기술한 유체 속을 통과하는 음파의 전파속도를 나타낸다. 또한, 배관계의 주된 진동 성분은 Fig. 8에 도시한 바와 같이 펌프 토출 유량과는 무관함을 보이고 있다.

Fig. 9에 무차원 회전수 $\xi = u/a_n$ (u : 회전차의 주속도

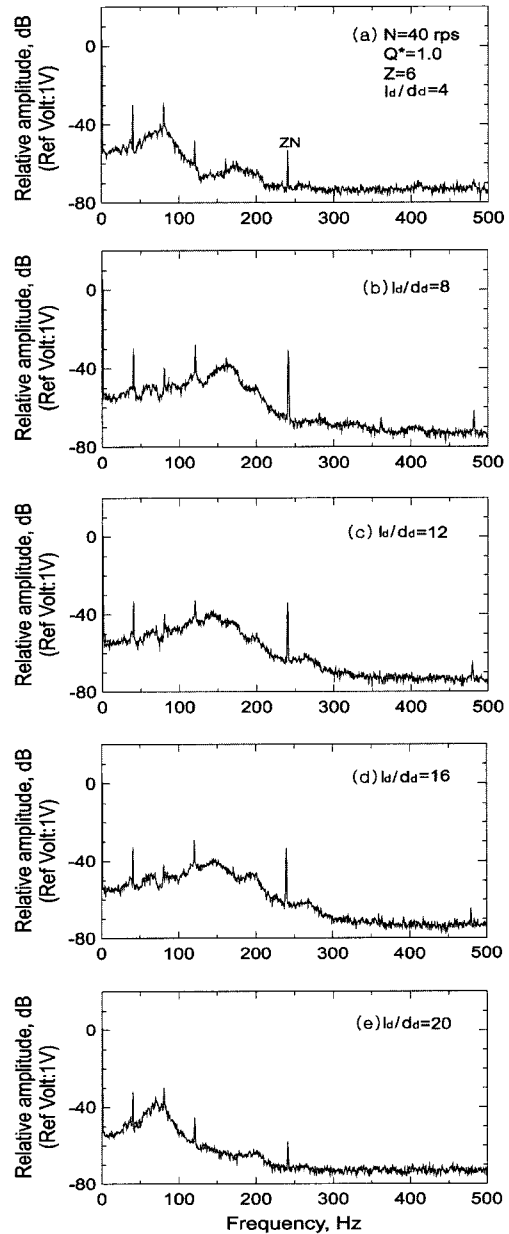


Fig. 10. Spectrum of pressure pulsations along the pipe axis.

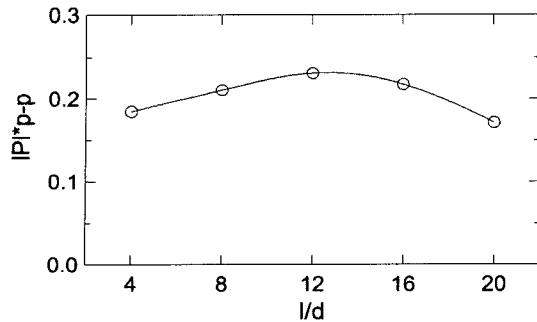


Fig. 11. Stationary pressure wave in the discharge pipe.

$=\pi DN$)와 주된 진동 성분의 관계를 나타내었는데, 진동 성분은 회전속도와 토출유량에 대해서 거의 변화가 없음을 알 수 있다.

4.3. 배관 각 지점에서의 진동

토출관의 길이에 대한 관직경비(l_d/d_0)에 따라서 변화되는 압력 펄스는 Fig. 10에 나타내었다. 기준 모델의 회전차를 대상으로 하였으며, 토출관에서는 내경의 4배 되는 점($l_d/d_0=4, 8, 12, 16, 20$) 마다 측정하였다. 배관을 따라서 깃 가진 주파수 f_{ZN} 성분의 진폭이 서서히 증가하는 경향을 보이다가 $l_d/d_0=8$ 에서 최고치를 나타내었으며 다시 감소하는 경향을 보였다. 진폭 또한 배관의 가운데 부분($8 \leq l_d/d_0 \leq 16$)에서 크게 나타났으며, 진폭은 배관의 길이가 길어질수록 현저하게 낮아짐을 나타내고 있다.

배관 각 지점에서의 압력펄스 변동 진폭을 나타내기 위해 Fig. 11에 $f_{ZN}=240$ Hz를 갖는 기준 모델의 회전차를 대상으로 결과를 도시하였는데, 그림의 종축은 요동 압력의 peak 값을 나타내는 무차원수로서 다음과 같이 정의된다.

$$PI^*_{pp} = PI_{pp} / (\rho u^2 / 2) \quad (6)$$

Fig. 11에 도시된 바와 같이, 압력펄스 변동 진폭이 배관의 중점부근에서 최대를 이루고 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

깃 수 및 형상이 서로 다른 회전차에 대하여 각각의 깃 가진 주파수 특성과 배관계 지배적인 진동 성분과의 제 영향을 실험적으로 고찰하였다.

최고 효율점에서 측정된 각 회전차의 지배적인 진동 성분은 비교적 넓은 깃 유로 폭을 갖는 깃 수 5개의 경우가 높은 진동 레벨 영역을 나타내었다. 깃 수 5개의 경우 출구각이 상대적으로 작은 회전차가 높은 주파수

성분을 보였으며, 깃 수 7개의 경우는 출구각이 상대적으로 큰 회전차가 높은 진동 레벨을 보였다. 또한, 진동수 f_{ZN} 은 7개의 깃 수를 가진 회전차의 경우가 5개의 경우보다 비교적 넓은 주파수 범위에 걸쳐 분포함을 알 수 있었다. 결국 깃 수 7개의 경우는 공진조건을 피할 수 있는 펌프 운전 범위 선택의 폭이 좁아진다는 결론을 얻을 수 있었다. 배관계의 주된 진동 성분은 흡입 및 배출관에서 서로 동일하였으며, 토출 유량 및 회전속도와는 무관한 실험결과를 얻었다. 또한, 압력펄스 진폭은 $8 \leq l_d/d_0 \leq 16$ 에서 가장 높음을 나타내었다.

터보기계의 설계단계에서 최적의 회전차 형상을 선택하기 위하여 다양한 기하학적 형상을 갖는 배관망의 공진조건 변화 고찰은 배관 시스템의 운전 효율 증진 측면에서도 중요하다고 할 수 있다. 특히, 특성곡선해법을 이용하여 배관계 지배적인 진동 성분 변화 특성 및 압력 펄스의 음향모드 해석은 의미있는 과제라 사료된다.

참고문헌

1. Childs, D.W.: "Pressure Oscillation in the Leakage Annulus Between a Shrouded Impeller and its Housing due to Impeller-Discharge-Pressure Disturbances", J. of Fluids Eng., Trans. ASME, 114, 61 (1992).
2. Nishigama, T.: "Theoretical Analysis for Passage and Exit Flow of Two Dimensional Centrifugal Impellers with Leading Edge Cavitation (Effect of Blade Number and Blade Angle)", JSME, 54(503), 1703 (1982).
3. Christopher, E.B.: Hydrodynamics of Pumps, Concepts ETI, Inc. (1994).
4. Liu, C.H., Vafidis, C. and Whitelaw, J.H.: "Flow Characteristics of a Centrifugal Pump", J. of Fluids Eng., Trans. ASME, 116, 303 (1994).
5. 신호길, 김윤제: "회전차 깃 가진주파수에 따른 원심 펌프 배관계의 고유진동수 변화에 관한 연구", 대한 기계학회 추계학술대회논문집B, 19 (1996).
6. Greitzer, E.M.: "The Stability of Pumping Systems-The 1980 Freeman Scholar Lecture", J. of Fluids Eng., Trans. ASME, 103, 193 (1981).
7. Stewart, W.B.: "Darlington Fuel Damage Investigation", Seminar on Acoustic Vibrations and Pressure Pulsations in Rotating Machinery, Oakville, Ontario, Canada, March 4-5 (1993).
8. Muzumdar, A.P.: "Undersanding the Acoustics of CANDU Fuel Channels", Proceedings of the 15th Ann. CNS Conf., Montreal, June 5-8 (1994).
9. Chu, S., Dong, R. and Katz, J.: "Relationship Between Unsteady Flow, Pressure Fluctuations, and Noise in a Centrifugal Pump-Part A: Use of PDV

- Data to Compute the Pressure Field”, J. of Fluids Eng., Trans. ASME, 117, 24 (1995).
10. Denton, J.D.: “Loss Mechanisms in Turbomachines”, J. of Turbomachinery, Trans. ASME, 115, 621 (1993).
11. Blevins, R.D.: *Flow-Induced Vibration*, Van Nostrand Reinhold Company (1977).