한국소음진동공학회지 제 9 권 제 1 호, pp. 85~96, 1999.

〈논 문〉

펌프의 저 유량 운전특성에 관한 실험적 연구

An Experimental Study on the Pump Operating Characteristics with Low Flow Operation

오광석* · 신필권** · 박종호** · 심우건*** · 조두연****
K. S. Oh, P. K. Sin, J. H. Park, W. G. Sim and D. Y. Cho

(1998년 9월 7일 접수 : 1998년 10월 23일 심사완료)

Key Words : Inservice Test(가동중 검사), Power Spectrum(파워스펙트럼), Auto Spectrum (자기스펙트럼), Vane Pass Frequency(깃 통과 주파수), Running Speed(운전 속도)

ABSTRACT

For ASME Code pumps in nuclear power plants, inservice test is required to assess the operational readiness in accordance with ASME code and related regulations. The objective of this study, therefore, is to develop the technical background of the degradation of pump performances and conditions due to low flow rate operation. In addition, the detection techniques of pump operating conditions are to be developed to enhance the safety and economy of nuclear power plants. A test loop consisted of pump, motor, water tank, flow rate measurements and piping system with flow control devices was established for this study. Two typical pumps, 1-stage volute pump and 3-stage turbine pump, were selected and the test was performed upon two major point of views; i.e., pump discharge pressure pulsations analysis and pump vibration spectrum analysis. From the test results, it is concluded that (1) the pump vibration affected by the natural frequency of operating pump is significant in the low frequency zone (around 1 Hz); the vibration amplitude, especially, is an important factor during low flow rate operation, and shall be monitored to ensure that it is within the limit of ASME OM code Part 6, (2) the vibration frequency and pump discharge pressure are affected by vane pass frequency and running speed, (3) the wave phenomena due to the compressiblity of water is anticipated during low flow rate operation, and the pump system shall be designed to prevent it and, finally, (4) the technical background of the degradation of pump performances and conditions due to low flow rate operation is provided.

* 한국전력기술주식회사
** 충남대학교
*** 정회원, 한남대학교
**** 한국원자력안전기술원

1. 서 론

펌프는 발전소, 화학 공장등 산업 현장에서 유체에 에너지를 부여하고 흐름을 제어하는 목적으로 사

용되어지는 부품으로 원자력 발전소에서는 유체의 흐름을 제어하는 기능이 발전소 운전성능과 안전에 직결되어 있다. 펌프의 기능이 상실될 경우 대형사고의 원인이 되기 때문에, 펌프의 신뢰성 및 사고예측에 많은 관심을 두고 있다. 특히 펌프는 상당히 열악한 환경에서 운전이 되기 때문에 쉽게 열화되거나 고장이 발생할 우려가 많은 유체기계이다[1]. 따라서 원자력 발전소에서는 안전을 위하여 펌프의 검증을 엄격히 수행하며, 이 때에 상당히 많은 계측장비와 인원을 필요로 한다. 이러한 검증이 펌프의 작동성능에 상당히 많은 정보를 주지만 그 정보는 어떠한 현상이 일어난 후에 나타나는 정보로 미래에 있을 고장을 예측해 주지 못한다는 공통적인 약점을 갖고 있다[2]. 현재 펌프의 성능을 감시하기 위하여 ASME 관련 코드에 따르면 가동중 시험시 회전속도, 펌프 입구 압력. 펌프 입출구 차압, 유량, 진동의 진폭, 윤활유 수위 또는 압력 및 베어링 온도 등을 측정하도록 되어 있다. 펌프의 수력학적 및 기계적 조건은 상기 변수들을 주기적으로 시험, 측정함으로써 운전상태의 변화를 감지하고 펌프의 상태를 진단할 수 있다[3]. 발전사업자는 국내법의 원자력법 시행령 제67조의 ②항과 과학기술처 고시 제95-1호(원자로 시설의 가동중검사 및 가동중시험에 관한 규정)에 따라 원자로 시설의 가동중검사와 가동중시험을 실시하여야 한다.

저 유량 운전펌프의 성능진단과 관련하여 미국은 NPAR(Nuclear Plant Aging Research) 프로그램을 통하여 활발한 연구를 하고 있다. 원자력발전소의 운전경험과 NPAR 프로그램에서 수행된 연구결과들[4~9]을 보면 펌프문제나 손상의 중요한 원인이 저 유량운전 때문이라는 것을 보여주고 있다. 저 유량에서의 운전은 펌프 임펠러와 케이싱 내에 비정상류를 만들어 낼 수 있다. 이 상황은 로터에 반경방향 및 축방향 추력을 야기시키고 따라서 높은 축응력을 발생시킴에 따라 축변형을 증가시켜 베어링과 기계적 밀봉문제를 발생시킬 가능성이 큰 것으로 보고되고 있다. 저 유량 운전으로 인하여 발생할 수 있는 공동현상, 재순환, 축추력, 반경방향 추력, 압력진동 등의 수력학적 불안정성은 심한 진동과 소음을 발생하게 되며 펌프의 성능저하를 초래하게 된다. 그러나 이러한 원인에 의한 펌프의 성능저하는 매우 천천히 나타나기 때문에 쉽게 감지할 수 없다[2]. 연구결과[4]에 의하면 펌프 진동 스펙트럼 해석(vibration spectra analysis)이 원자력발전소 펌프들의 성능시험에 매우 효과적이며, 모터전류와 동력데이터를 사용하는 새로운 해석기술은 여러 가지 부하조건들에서 펌프의 적정 운전범위를 찾는데 도움을 줄 수 있다고 보고하고 있다.

이상과 같이 저 유량운전시 펌프의 성능저하를 감지하기 위하여 많은 노력을 기울이고 있으나 특히 체절양정에 가까운 저 유량의 경우 이에 대한 데이터의 변화가 매우 적게 나타나 신뢰하기 어려울 뿐만 아니라 저 유량운전을 하므로써 수력학적 불안정성에 의한 펌프고장의 원인이 되고 있다[10]. 그러므로 최소 순환유로를 이용한 시험은 가능하면 지양해야 하며, 저 유량으로 운전될 때 펌프의 손상을 방지할 수 있는 충분한 최소 유량인지를 검토해야 한다. 따라서 현행 규제 요건상 피할 수 없는 ASME 펌프의 가동중 시험시 저 유량 운전으로 인한 펌프의 성능이나 상태의 저하에 관한 기술적 근거를 확보함으로써 저 유량 운전에서의 펌프의 운전상태를 진단할 수 있는 기초기술을 개발하고 원자력 발전소의 안전성 및 경제성을 제고할 필요성이 있다.

본 연구에서는 원심펌프의 저 유량 운전시 상태변화를 실험하기 위하여 편 흡입 1단 벌류트 펌프와 3단 터빈 펌프 등 소형 원심펌프 2종을 이용하여 시험배관을 제작하고 펌프 토출구에서의 압력맥동신호와 펌프의 진동신호를 유량을 변화시키면서 측정하였다. 펌프 성능저하와 관련된 상기 두 가지 주요 판별인자의 거동을 분석하여 펌프의 불안정 유동이 어떤 유량에서 시작되는지를 알아보고, 저 유량 운전시 상기 인자가 어떠한 특성을 지니는지 규명하여 향후 펌프 운전상태의 진단 알고리즘을 개발하는 참고기준을 제공하고자 하였다.

본 연구를 수행하므로서 기술적인 측면에서 펌프의 저 유량 운전시 운전특성을 분석함으로써 저 유량 운전시험으로 인한 펌프의 성능저하를 방지할 수 있는 진단방법을 도출하는데 기초자료로 활용될 수 있을 것이다. 나아가 안전성을 위해하는 발전소 사고나 그로 인한 발전소 운영 마비에 의한 경제적 손실을 줄이는데 큰 역할을 할 것이다. 또한 펌프를 많이 사용하는 화학공장 및 발전소등에서 저 유량 운전펌프의 성능 평가뿐 아니라 성능저하를 방지하기 위한 대책 마련에도 응용할 수 있을 것이다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

펌프의 저 유량 운전상태에서의 운전특성 연구를 위하여 Fig. 1과 같이 순환수로의 실험장치를 제작

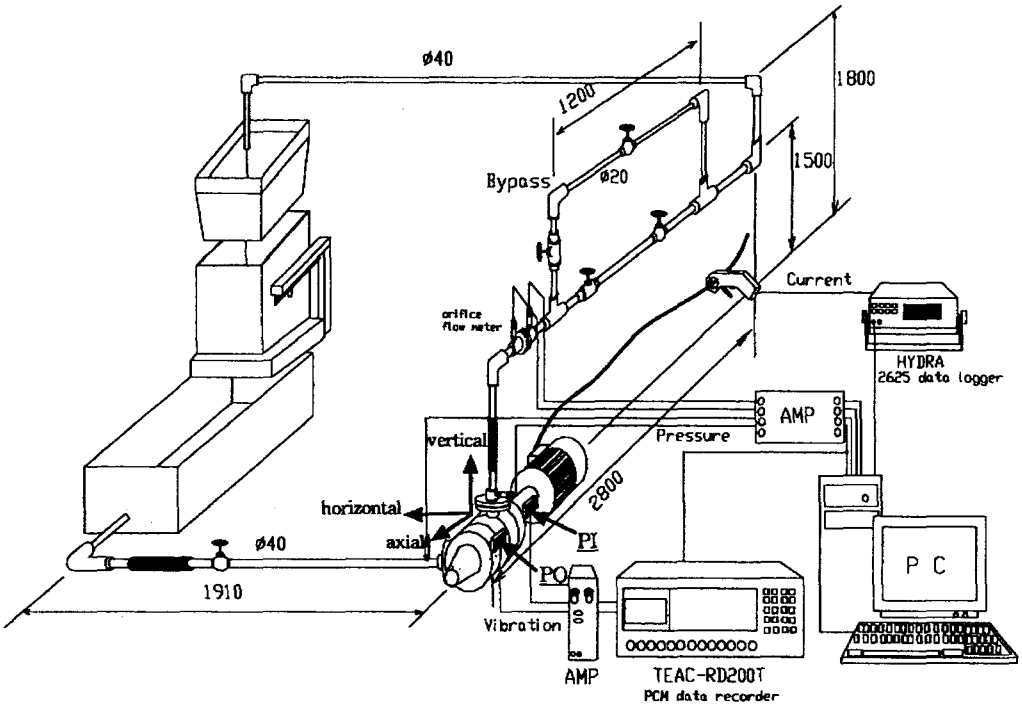

Fig. 1 Schematic drawing of test loop and measurements

하였다. 실험장치는 펌프, 모터, 수조, 유량측정 장치(오리피스와 balance m/c) 그리고 유량을 제어할 수 있는 배관계로 구성하였다. 본 실험에 사용한 펌프는 양정과 형식이 다른 원심형으로 1단 벌류트 펌프와 3단 터빈 펌프를 선택하였으며, 각각에 대한 중요 사양은 Table 1과 같다. 일반적으로 원자력 발전소의 안전관련 펌프는 대용량 펌프를 사용하나 본 연구에서는 소용량 펌프를 사용하여 신호의 특성을 분석하였다. 소용량 펌프의 경우에는 수력학적 힘에 의한 펌프의 진동 주파수에 미치는 영향을 줄일 수 있어 중요한 펌프 성능저하 요인을 분석하기가 비교적 쉽기 때문이다.

펌프를 구동하는 모터는 3상 유도 전동기이고, 전동기와 펌프의 동력전달은 커플링으로 연결하였으며, 펌프의 축 가까이에 비접촉 회전계를 설치하여 펌프의 회전수를 측정하도록 하였다. 펌프의 흡입구와 토출구에는 각각의 압력을 측정하기 위하여 압력변환기(pressure transducer)를 설치하였다. 수조는 펌프의 작동에 의하여 시험관로에 물이 순환할 때 흡입수면이 거의 변화하지 않을 만큼 충분히 큰 가로 0.5 m, 세로 3 m 그리고 높이 0.5 m 크기의 직사각형 통을 이용하였으며 흡입구에 정숙한 물이 유입되도록 배플을 설치하였다.

관로는 펌프의 출구경과 같이 주 관로는 40 mmϕ의 PVC관으로 구성하고 저 유량 상태에서 유량조절을 정확히 하기 위하여 20 mmϕ의 보조 관로를 설치하고 각각에 유량조절용으로 게이트밸브와 글로브밸브를 설치하였다. 흡입관로에는 흡입유량을 조절하고 펌프운전이 정지할 때 관로의 물이 배출되지 않도록 하기 위하여 게이트밸브를 설치하였으며, 펌프에 흡입관로의 진동 등의 영향을 배제하기 위하여 20 cm의 고무관으로 연결하였다. 또한 토출관로에도 펌프의 진동이나 관로에서의 현상에 의한 영향을 배제하기 위하여 고무관 30 cm를 관과 관사이에 연결하였다.

Table 1 Specifications of test pumps

Item	Pump A	Pump B
Type	3 stages turbine pump	1 stage volute pump
RPM	1750 rpm	1740 rpm
Max. flow rate	0.2 m^3/min	0.14 m^3/min
Max. head	21 m	20 m
Max. suction head	7 m	7 m
Motor input power	2.2 kW/8.6 A	1.5 kW/6.1 A

2.2 측정장치

(1) 유량

펌프에서 토출된 유량은 오리피스 유량계를 제작하여 출력신호를 컴퓨터에 직접 측정 저장할 수 있도록 하였다. 오리피스 유량계는 KS규격에 따라 스테인레스 강으로 제작하고 오리피스 전후에 압력차를 측정하기 위하여 압력 변환기(DRUCK)를 설치하였다. 유량계수는 밸브를 이용하여 관로에 흐르는 유량을 조절한 후 관로 끝에서 실제 유출수 중량을 저울(balance m/c)을 이용하여 일정 시간동안 측정하고, 오리피스 전후에서의 압력차를 측정하여 식 (1)에 의하여 송출계수 C_o를 구하였다[11].

$$Q = C_o A_o \sqrt{\frac{2gh}{1-(A_o/A_1)^2}} \qquad (1)$$

여기서 C_o : 송출계수,
A_1 : 관로 면적
h : 오리피스 차압 수두
A_o : 오리피스 면적

유량의 변화에 따라 오리피스 유량계 전후에 설치된 압력 변환기에서 나온 신호는 증폭기를 통하여 PC에 장치된 A/D 변환기를 거쳐 데이터를 저장되도록 하였다. 저장된 데이터는 식 (1)에 의하여 유량으로 계산하였다.

(2) 압력

펌프 흡입구와 토출구 그리고 오리피스 전후에 부착된 압력 변환기에서 출력된 신호는 증폭기를 통하여 PC에 장치된 A/D 변환기를 거쳐 데이터를 PC에 저장하였다. 또한 토출과 흡입 압력계에서 출력된 신호는 오실로스코프와 연결하여 출력신호를 관찰하며 실험 후 분석을 위하여 데이터 레코더에 저장하였다.

(3) 진동

펌프의 유동현상에 따라 발생할 진동경향을 파악하기 위하여 Fig. 1에 표시한 펌프의 베어링 하우싱(pump outboard: PO)과 펌프와 모터의 중간 축상(pump inboard: PI)에 3방향 가속도계(B & K 4370)를 부착하여 얻은 가속도 신호를 Fig. 2와 같이 전하증폭기(B & K 2635)를 거쳐 증폭된 아날로그 신호는 실험 후 분석을 위하여 데이터 레코드(TEAC-RD200T)에 저장하였다. 녹음된 신호는 A/D 변환기를 통하여 workstation에 입력 처리하여 얻은 시간영역 신호와 주파수 영역신호를 분석하여 진동 속도의 RMS값을 구하고 주파수 분석을 수행하였다.

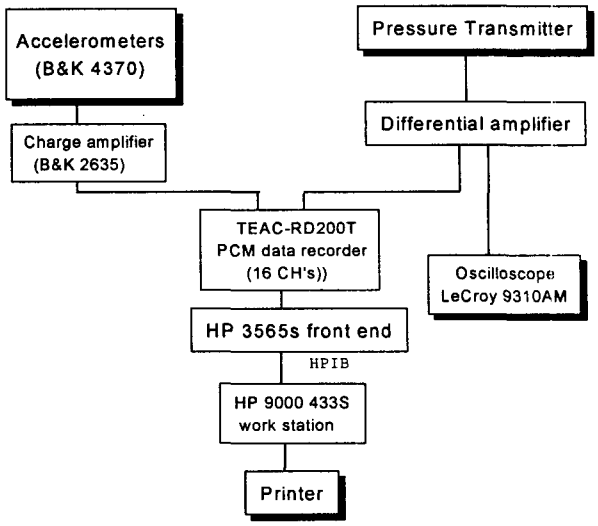

Fig. 2 Schematic diagram of pressure and vibration measurements and analysis

2.3 실험방법

일반적인 펌프 시스템의 구성은 펌프본체, 전동기, 흡입관, 토출관, 밸브, 펌프 수력 측정기기(압력계, 유량계등) 그리고 펌프와 전동기 받침등으로 되어 있으며, 시스템 구성인자중 하나 이상의 결함으로 펌프의 성능저하를 초래할 수 있다. 이러한 성능저하를 예측하는 방법으로는 진동 스펙트럼 분석(vibration spectral analysis), 모드분석(modal analysis), 음향분석(acoustic emission analysis), 모터의 전류 또는 동력분석(motor current or power analysis), 윤활 및 마모분석(lubricant and wear particle analysis), 온도, 압력 및 유량의 변화분석 등이 있다[4].

본 연구에서는 여러 가지 분석방법 중에서 펌프 후단에 설치된 유량조절 밸브를 사용하여 유량을 조절하면서 펌프의 운전특성을 구하였는데 실험에서 측정한 주요인자 중에 전동기 전압, 회전수, 작동유체의 온도 등은 실험중 변화가 거의 없어서 별다른 물리적 의미가 없는 것으로 판단되었다. 따라서 본 연구에서는 유량 변화에 따른 펌프의 토출압력과 진동 인자를 중점적으로 해석하였다. 특히 저유량 운전시에 발생하는 특성에 관심을 두고 펌프의 성능저하에 미치는 영향을 분석하였다. 펌프는 3단 터빈펌프(펌프 A)와 1단 편 흡입 벌류트 펌프(펌프 B) 등 두 개의 소형 펌프를 사용하였으며 이는 소형 펌프의 경우에 수력학적 힘의 영향을 적게 받아 주파

수 분석이 용이하고 펌프의 성능과 관련된 일반적인 경향을 분석할 수 있기 때문이다. 모드 분석을 통하여 모터 및 파이프로부터의 연결부를 포함하는 펌프 전체의 모드 해석을 수행할 수 있고 부적절한 연결 등에 의한 펌프의 성능 저하를 예측할 수 있으나 본 연구에서는 실험의 어려움 때문에 제외하였다. 다만 충격시험(impact test)에 의한 펌프자체의 고유진동수를 분석하였다.

(1) 압력 측정 방법

측정을 하기 전에 10~12분 동안 펌프를 운전하여 유동이 정상 상태에 이른 후에 Fig. 3의 계통도와 같이 압력을 측정하였다. 측정은 토출밸브가 완전히 닫혀 있을 때부터 순차적으로 밸브를 열어 가면서 토출밸브가 전개될 때까지 실시하고 토출밸브를 닫아가면서 반복 측정을 실시하였다.

펌프의 흡입과 토출 압력 그리고 유량을 측정하기 위한 오리피스 전후의 압력 측정은 KS B 6301에 따라 압력 변환기를 설치하였다. 토출밸브의 개도 변화에 따라 압력 변환기에서 출력된 아날로그 신호는 자체 제작한 differential amplifier를 거쳐 증폭된 후 A/D 변환기를 통해 디지털 신호로 변환되어 컴퓨터에서 5000개의 데이터를 받아 저장하도록 하였다.

유량은 자체 제작한 오리피스에서의 차압을 측정하여 식 (1)을 사용하여 계산하였다.

(2) 진동 측정 방법

진동 신호는 비교적 사용하기 쉬운 가속도계를 사용하여 측정하였으며 압력신호는 압전형 압력계를 사용하여 계측하였다. Fig. 1에 표시한 펌프의 PI(pump inboard; 모터와의 연결부)와 PO (pump outboard; 토출측 베어링부)에 설치된 가속도계를 사용하여 펌프의 고유진동수를 예측하기 위하여 충격해머를 사용하여 가진을 하였다. 해머 tip은 관심 주파수 대역의 좋은 모드를 얻기 위해 플라스틱 재질을 사용하였으며 가진은 원주방향과 축방향에서 5회 일정한 강도의 충격을 가하여 측정하였다.

펌프의 베어링(PO)과 커플링(PI)부에서 진동 측정은 전체 유량을 기준으로 100 %, 50 %, 25 %, 10 %, 0 %가 되도록 밸브의 개도를 조절하고, 3방향 가속도계의 신호는 전하증폭기에서 증폭된 후 PCM방식의 디지털 신호 녹음기를 이용하여 3 kHz 주파수 범위까지의 시간영역 신호들을 5분 동안 녹음하였다. 녹음된 신호들은 시간영역 및 주파수영역에서 정밀 분석하였다.

Fig. 2는 압력과 진동측정 및 데이터 분석 계통도를 보인 것으로 녹음기로부터 출력된 신호들은 HP 3565S front end를 통하여 A/D변환 및 FFT 처리되어 HPIB(Hewlett Packard Interface Bus)를 통하여 workstation으로 입력된다. 입력된 데이터는 미국 SDRC사의 I-DEAS TDAS 소프트웨어에 의하여 시간영역 함수 또는 평균화된 자기스펙트럼(auto spectrum), coherence, mode indicator function 등으로 계산된다. 신호는 초당 2048 혹은 4096 개로 샘플링하였으며 시간영역 함수는 5초까지 데이터 처리하여 RMS 값을 계산하였다. 평균화된 신호 처리 결과의 신뢰성을 높이기 위하여 평균

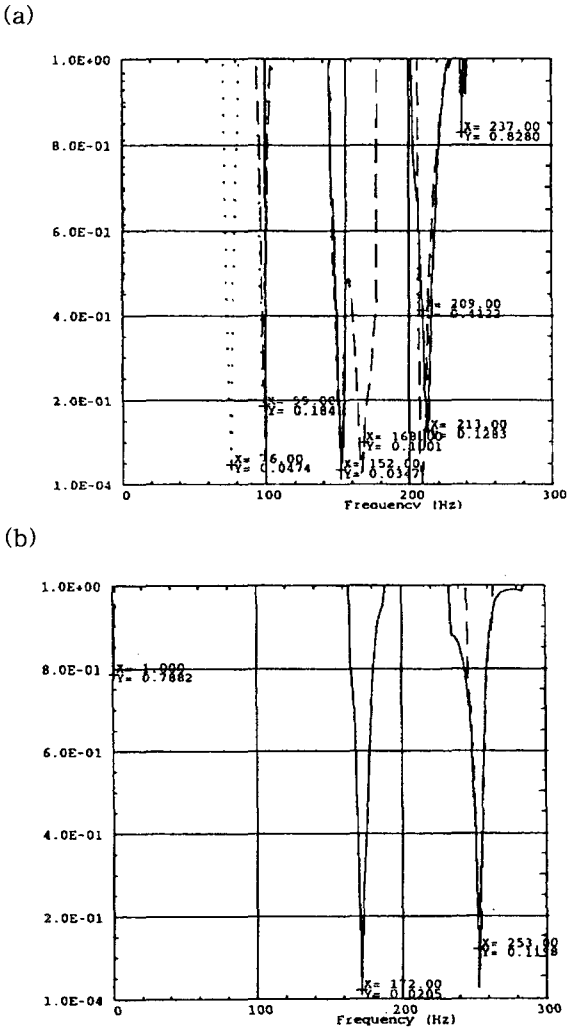

Fig. 3 Mode indicator function for (a) pump A and (b) pump B:
..... : Axial excitation,
———— : PI excitation,
---------- : PO excitation

화 횟수는 100회로 하였다. 단 펌프의 고유진동수를 예측하기 위한 충격시험 신호의 평균화 횟수는 3회로 하였다.

3. 실험결과 및 고찰

본 실험에서는 충격해머시험를 통하여 펌프의 고유진동수를 구하고 유량을 조절하면서 펌프 토출측의 압력 맥동성분과 펌프의 PI와 PO측의 진동 속도성분을 분석하였다. 압력계는 펌프의 출구와 입구에 설치하여 측정하였으며 펌프 흡입측의 압력 맥동은 토출측에 비하여 상당히 적어서 예시하지 않았다. 진동의 속도성분의 시간영역 함수의 RMS값을 구하여 진폭의 크기를 분석하였고 압력과 진동의 자기스펙트럼을 분석하여 주요 진동주파수를 구하고 진동의 원인과 경향을 예측하였다.

저 유량 운전시에 발생되는 펌프의 특성을 분석하기 위하여 펌프의 유량은 펌프 후단에 설치한 밸브의 개도에 따라 조정하였으며 완전히 열렸을 때를 100 %로하여 0, 10, 25, 50 및 100 %의 유량에 대하여 측정하였다. 펌프 A의 0, 10, 25, 50 및 100 %에서의 유량은 각각 0, 0.014, 0.034, 0.069 및 0.137 m^3/min이며, 펌프 B는 각각 0, 0.014, 0.036, 0.072 및 0.143 m^3/min이다. 펌프 A의 회전수는 유량의 변화에 따라 약 1750~1765 RPM이며 펌프 B의 회전수는 약 1720~1749 RPM이다. 각 단에 부착된 깃의 수는 5개이다. 따라서 깃 통과 주파수(vane pass frequency)는 약 145 Hz이며, 운전속도(running speed)의 경우에는 약 29 Hz의 배수로 표시되는 부위에서 토출 압력의 맥동이 예측된다.

3.1 펌프 구조물의 고유진동수

펌프 케이싱과 커플링을 포함하는 펌프 구조물의 고유진동수를 측정하여 저 유량 운전시에 측정된 진동과의 상관관계를 분석하기 위하여 충격시험를 수행하였다. 가속도계가 설치된(PI & PO) 부근에 일단의 충격을 가하여 얻은 가속도 신호를 분석하여 각 방향의 고유진동수를 구하였다. 구조물의 고유진동수 측정방법으로는 일반적으로 power spectra 방법과 mode indicator function 방법이 있다. Power spectra 방법은 선택된 전체 주파수 응답 함수들을 각각에 대해서 공액복소수항을 곱하고 그 결과를 다시 합산하여 구한 함수로서 피크 값을 갖는 주파수를 결정하는 방법이다. 이 방법은 일반적으로 모드의 분리가 잘되는 감쇠력이 작은 계통의 경우에는 비교적 쉽게 이용할 수 있으나 감쇠율이 상대적으로 크고 충분히 가진하지 못한 모드가 다른 모드의 진폭내에 숨겨져 있는 경우에는 그 모드에 해당하는 고유진동수를 찾아내기가 불가능한 단점이 있다.

Mode indicator function 방법은 power spectra 방법의 단점을 보완할 수 있는 방법으로서 아래와 같이 정의된다[12]:

$$MIF = \frac{\sum |Real(H)||H|}{\sum |H|^2} \quad (2)$$

여기서 H 는 주파수 응답함수를 나타낸다. 이 때에 가속도 또는 주파수 응답함수의 실수부는 선형계통의 경우 이론적으로 고유주파수 위치에서 영(zero)이 된다. 일반적으로 고유진동수 부근에서 주파수 응답함수의 위상은 변하며 감쇠력이 클 때는 서서히 변한다.

충격시험에서는 PI(펌프 모터와 펌프의 연결부)측에 대각선(수평과 수직의 중간)방향으로 가진하여 수평과 수직방향의 가속도 신호를 신호처리하였고 또한 PO측을 축방향으로 가진하여 축방향의 가속도를 신호처리하여 자기스펙트럼을 구하였다. 따라서 본 충격시험을 통하여 구한 고유 주파수는 조립된 상태에서의 펌프 구조물의 고유진동수를 나타낸다. 펌프 A의 충격시험로부터 얻은 각각의 자기스펙트럼에서 피크값을 갖는 주요 주파수(0~500 Hz)를 Table 2에 예시하였다. 각 고유 주파수에 해당하는 모드의 형태는 본 논문의 목적과 부합하지 않아 구하지 않았다. PO측의 대각선 방향의 가진에 대한 수평 방향과 수직 방향의 자기스펙트럼의 경향은 PI측의 가진에 대한 자기스펙트럼과 유사하여 예시하지 않았다. 또한 각각의 충격에 대한 주파수 응답함수를 구하고 이로부터 펌프 A와 B의 MIF를 계산하였다.

Fig. 3 (a)와 (b)에 각각 펌프 A, B의 MIF를 나타내었으며 PI, PO와 축방향 가진에 대한 고유진동수를 찾을 수 있다. 축방향 가진에 대한 축방향의

Table 2 Frequency of the peak spectra given by impact hammer test for pump A

Impact position	Direction of acceleration	Peak frequency
Pump inboard	Horizontal	68, 95, 152, 170, 212, 237, 257, 500
	Vertical	68, 98, 152, 210, 237, 257, 360
Pump outboard	Axial	1, 76, 99

낮은 고유진동수(≈1 Hz)가 두 펌프에 존재함을 알 수 있었고, 특히 1단 펌프의 경우에는 고유진동수가 다단 펌프에 비교하여 비교적 단순하다. Fig. 3에서 예측한 고유진동수가 Table 2에 존재함을 확인할 수 있었으며 두가지 방법으로 구한 고유진동수가 비교적 잘 일치하고 있다.

3.2 펌프 토출구에서의 압력맥동신호

펌프를 정격유량보다 작은 저 유량으로 운전하면 펌프의 임펠러 입구 및 토출부에서 재순환 현상이 발생한다. 임펠러, 디퓨저 및 벌류트에서의 복잡한 비정상류는 펌프배관계에 압력맥동을 일으키게 되고 이러한 압력맥동의 주파수분석은 펌프에서 실제 발생하는 물리적 현상을 매우 잘 보여주는 척도의 하나이다. 저 주파수 맥동은 박리나 난류현상에 의해 발생되지만 공동현상에 기인될 수도 있다. 일반적으로 회전 주파수와 그 배수 영역에서 좁은 범위의 피크가 현저하게 나타나고 깃 통과 주파수와 그 배수 영역에서도 나타난다. 그 피크 들의 사이는 다소 평평한 스펙트럼이 나타나는데 그 형상은 배관계의 공진현상에 영향을 받는다. 공동현상은 고 진폭의 맥동을 야기하는데 공진의 동적 특성을 고려하여 고장진단이나 감시목적으로 이용하기도 한다[13,14].

유량에 따른 펌프 A의 토출측 압력 맥동 성분의 자기스펙트럼은 Fig. 4에 나타내었으며 자기스펙트럼 분석을 통하여 주요 맥동 주파수와 크기의 정도를 비교할 수 있다. 또한 펌프의 고유진동수의 영향을 분석할 수 있고 경우에 따라서는 진동의 원인을 예측할 수 있다. 펌프가 100%유량으로 운전 될 때에 회전 주파수(1X=29 Hz)와 그 배수 주파수(2X, 4X, ...) 및 깃 통과 주파수(NX=145 Hz) 영역에서 좁은 범위의 피크가 현저하게 나타난다. 펌프가 10 % 유량으로 운전될 때 즉 밸브를 거의 닫고 운전될 때 펌프의 날개와 케이싱의 틈새를 통한 재순환 흐름에 의한 깃 통과 주파수(NX=145 Hz)의 압력 맥동이 지배적이다. 이는 실험에 사용한 펌프가 일반용으로서 틈새가 정밀하게 제작되지 않았기 때문이다. 또한 펌프가 0 %로 유량으로 운전될 때에 펌프의 압축에 의하여 생성된 파동이 밸브에서 반사되는 음향파의 파동현상이 계측되었다. 밸브와 펌프 사이에 오리피스가 설치되어 정확히 음향의 파동현상에 의한 주기를 예측할 수 없으나 양단이 폐쇄된 관내에서의 진동 주파수는 $T = a/2L$(Hz)을 사용하여 개략적으로 계산할 수 있다[15]. 여기서 a와 L은 파동의 전파속도와 관의 길이를 표시한다. 수중에서의 파동의 전파속도는 약 1500 m/sec 이며 오리피스의 영향을 포함하여 밸브에서 펌프까지의 관의 등가길이를 4.1 m라고 가정하고 펌프를 압축파를 생성하는 폐쇄관으로 보면 압축현상에 의한 음향파의 파동 주파수(Acoustic Wave Frequency: WAF)는 약 182 Hz이다. 따라서 저 유량 운전시에 180 Hz 부근에서 두 개의 피크는 운전속도의 6배수 성분(약 174 Hz)과 압축파의 파동 주파수에 의한 공진 현상으로 판단된다. 결과적으로 비교적 밸브가

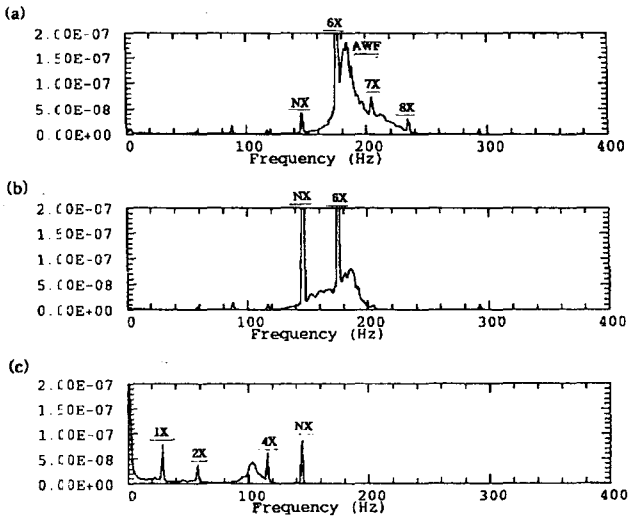

Fig. 4 Auto spectrum of discharge pressure pulsations for pump A: (a) 0 % flow rate (b) 10 % flow rate (c) 100 % flow rate

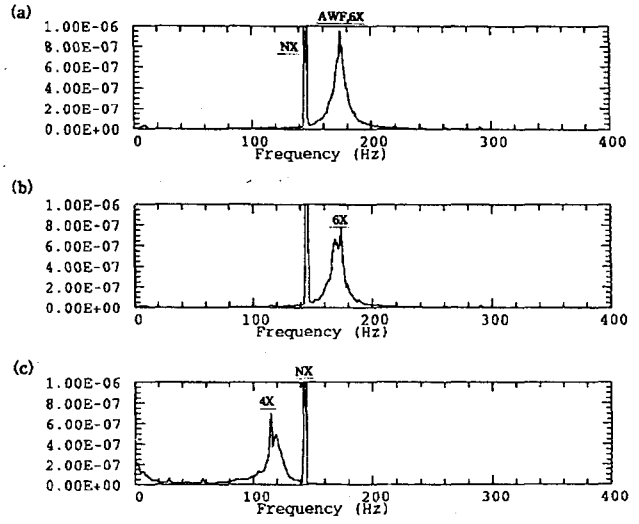

Fig. 5 Auto spectrum of discharge pressure pulsations for pump B: (a) 0 % flow rate (b) 10 % flow rate (c) 100 % flow rate

닫혀 있을 때에 두 개의 압력 맥동성분에 의하여 공진현상이 발생될 확율이 높다. 이 때의 응답 주파수 영역은 비교적 넓게 나타나고 있다. 밸브의 개도가 증가하면 펌프에 의한 압축성 효과가 감소하고 밸브에서 반사되는 파동이 상당히 감소되어 파동현상은 발생하지 않는다. 유량을 증가시키면서 운전속도(약 29 Hz)의 배수에 의한 압력 맥동 성분이 증가함을 보이고 있다.

펌프 B의 유량 변동에 따른 토출구의 압력 맥동의 자기스펙트럼을 Fig. 5에 도시하였는데 깃 통과 주파수가 지배적이고 운전속도에 의한 진동 주파수 성분이 미미함을 보이고 있다. 이는 펌프 B가 케이싱과 회전차 사이의 틈새를 통한 재순환류에 의한 압력 맥동이 지배적임을 나타내고 또한 다단 펌프에 비해 일단 펌프의 주파수 성분은 비교적 단순하기 때문이다. 펌프 A와 비교하여 180 Hz부근의 주파수 성분이 저 유량 운전시 마찬가지로 존재하며 이는

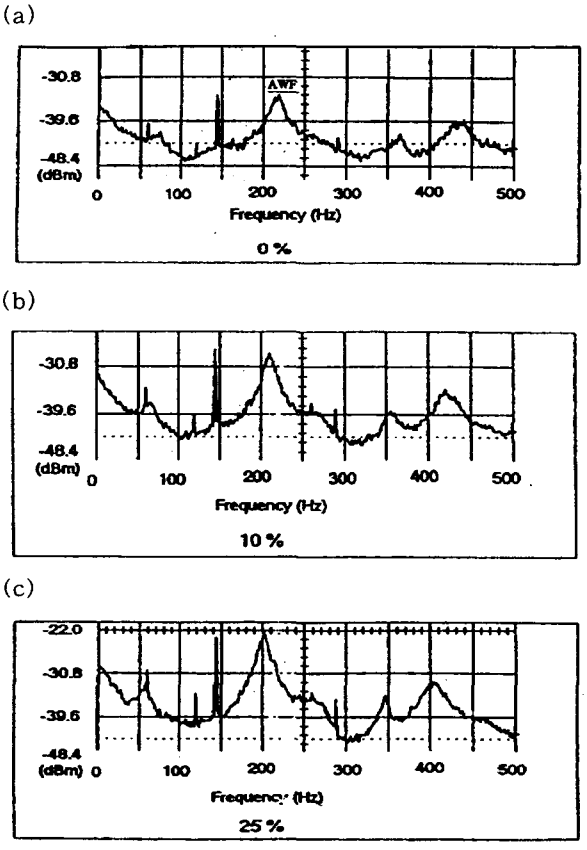

Fig. 6 Auto spectrum of discharge pressure pulsations for pump B, when the flow control valve location changed: (a) 0 % flow rate (b) 10 % flow rate (c) 25 % flow rate

압축현상에 의한 파동 주파수일 것이 예상된다. 180 Hz 부근에서의 피크가 압축현상에 의한 영향인지를 확인하기 위하여 펌프와 밸브사이에 있는 오리피스 유량계를 제거한 후 밸브를 오리피스 위치에 설치하여 펌프와 밸브의 거리를 증가시키었다. 펌프 B의 압력맥동의 자기스펙트럼을 재차 측정하여 그 결과를 Fig. 6에 도시하였는데 오리피스 유량계가 설치된 경우인 Fig. 5와 비교하여 140 Hz 부근의 피크 성분은 변하지 않았으나 저유량일 때에 180 Hz 부근의 피크 성분은 유량조절 밸브의 위치를 변경했을 때 200 Hz로 이상으로 이동하였다. 따라서 앞에서 예측한 바와 같이 182 Hz에서의 압력신호는 압축현상에 의한 파동 주파수임을 확인할 수 있었다. 압축파의 파동 주파수 근방의 스펙트럼은 피크가 현저하지 않고 비교적 넓은 주파수 영역을 보이고 있다. 밸브의 개도를 조정하여 유량이 감소하면 파동주파수는 저주파수(100~120 Hz)영역으로부터 180 Hz로 이동하며 주위에 운전 주파수의 배수가 존재하면 공진이 일어남을 Fig. 5에 보이고 있다.

3.3 펌프의 진동신호

최근 수십년동안 펌프를 포함하는 회전체의 과도한 진동에 의한 기기의 성능저하를 방지하기 위하여 진동레벨을 감시하여 왔다. 과도한 진동에 의하여 펌프의 성능저하 및 부품의 마모를 유발시킬 수 있다. 일반적으로 펌프의 진동은 (1) 부적절한 흡입조건, (2) 부적절하게 설계된 펌프의 재순환, (3) 틈새에 의한 펌프의 깃 통과 주파수의 진동, (4) 펌프와 모터의 부적절한 연결 혹은 부적절한 균형의 유지 등 원인이 다양하다[15,16]. 특히 발전소 가동중에 펌프의 성능 시험을 수행하며 저 유량 운전시에 발생할 수 있는 진동원인을 보다 상세히 조사하기 위하여 펌프 토출압력 및 펌프의 진동 레벨을 측정할 필요가 있다. 수력학적 진동현상은 공동, 재순환, 각종 추력(축추력 및 반경방향 추력)과 압력 맥동 등에 의하여 발생하며 구조물의 진동 및 잡음 신호로서 계측할 수 있다. 펌프의 공동현상은 펌프 제작에서 요구되는 필요흡입수두($NPSH_{re}$)보다 계통에 의한 유효흡입수두($NPSH_{av}$)를 크게 하여 방지할 수 있다. 일반적으로 공동현상에 의한 펌프의 성능저하보다 재순환류에 의한 성능저하가 더 크다[17]. 가속도 신호를 처리하여 얻은 자기스펙트럼을 분석하여 주요 맥동 주파수와 크기의 정도를 비교할 수 있으며 펌프의 고유진동수의 영향을 분석할 수 있고 경우에 따라서는 진동의 원인을 예측할 수 있다.

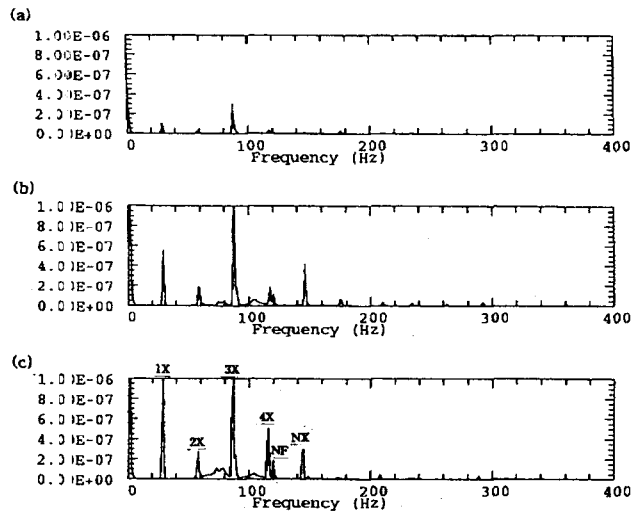

Fig. 7 Auto spectrum of axial vibration velocity at PI side for pump A: (a) 0 % flow rate (b) 10 % flow rate (c) 100 % flow rate

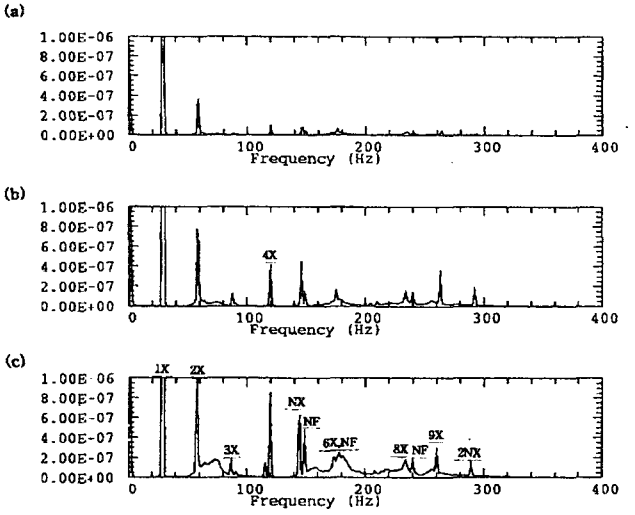

Fig. 9 Auto spectrum of horizontal vibration velocity at PI side for pump A: (a) 0 % flow rate (b) 10 % flow rate (c) 100 % flow rate

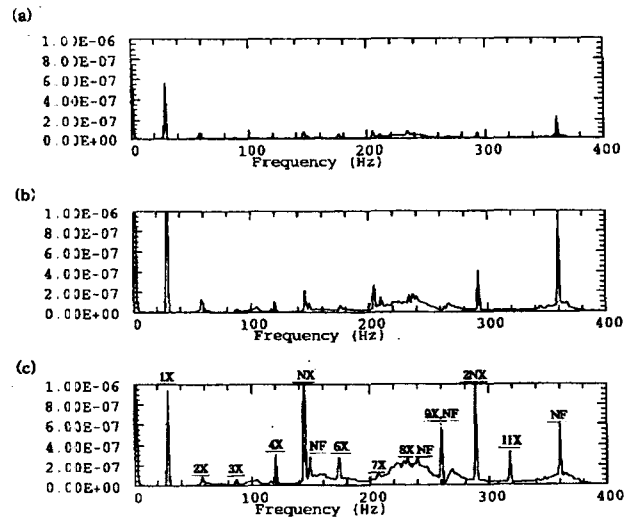

Fig. 8 Auto spectrum of vertical vibration velocity at PI side for pump A: (a) 0 % flow rate (b) 10 % flow rate (c) 100 % flow rate

축 방향의 저주파수 성분은 충격시험으로부터 확인한 고유진동수와 관련이 있다. 유량에 따른 펌프 A의 PI에서의 진동속도 각 방향 성분의 자기스펙트럼을 Figs. 7~9에 예시하였다. 펌프 A의 축방향의 고유진동의 하나인 저 주파수 성분(1 Hz)이 존재하며 유량이 증가하면서 운전속도 주파수(약 29 Hz)의 배수에 의한 진동이 증가함을 보이고 있다. 그외의 작은 성분들의 일부는 펌프의 고유진동수에 의한 영향으로서 비교적 적음을 알 수 있다. 1 Hz 성분을 시간영역에서도 확인할 수 있었다. Table 2와 Fig. 3에 보인 고유진동수 부근에서의 자기스펙트럼은 운전속도 배수의 피크 스팩트럼과 비교할 때에 폭이 넓은 주파수 영역을 보이고 있다. 펌프가 100%로 운전할 때에 스펙트럼 분석의 예을 들면 수평방향의 150 Hz 부근의 두 개의 피크는 각각 고유진동수(NF=152 Hz)와 깃 통과 주파수(NX=145 Hz)를 의미한다. Table 2를 참조하면 수직방향의 360 Hz는 수직방향의 고유진동수의 영향임을 알 수 있다. 수직방향의 290 Hz성분이 뚜렷하게 보이는 것은 2배의 깃 통과 주파수와 고유진동수가 공진하기 때문이다.

펌프 B의 PO에서의 수평방향의 진동 속도성분의 자기스펙트럼을 Fig. 10에 예시하였다. 압력 맥동 성분의 진동 특성에 반하여 깃 통과 주파수에 의한 진동은 미미하며 운전속도에 의한 진동 주파수 성분이 지배적임을 보이고 있다. 펌프 A(다단 펌프)의 진동 특성에 반하여 일단 펌프의 경우에는 펌프의 고유진동수에 의한 영향이 미미함을 보이고 있다. 저 유량 운전시에는 저 주파수 진동 특성과 운전속도에 의한 진동 주파수의 2배수 성분이 존재하고 있다.

Fig. 11에 유량에 따라 PO측의 진동 속도의 시간영역 함수의 RMS(cm/sec) 값의 변화를 도시하였다. 유량이 0 %으로 접근하면 펌프 A의 경우에는 축 방향과 수평방향 성분의 RMS값이 급격히 증가함을 보이고 있다. 특히 축 방향 성분의 급격한 증

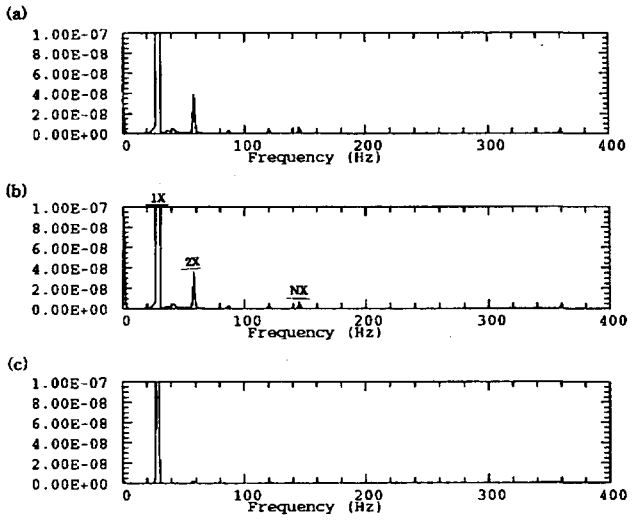

Fig. 10 Auto spectrum of horizontal vibration velocity at PO side for pump B: (a) 0 % flow rate (b) 10 % flow rate (c) 100 % flow rate

가는 고유진동수(1 Hz)에 의한 영향으로 판단된다. 펌프 B도 유량이 감소할 때 수평 방향의 성분이 증가하였다. 저유량에서 수평방향 성분의 급격한 증가는 펌프가 완전히 바닥에 고정되지 않았고 운전속도의 주파수에 영향이 증대함을 의미한다. 또한 펌프 B의 진동의 진폭이 펌프 A에 비해 상대적으로 작은 것은 펌프 B가 일단이기 때문이다. 따라서 펌프의 저 유량 운전시에 펌프의 저주파수 고유진동수에 의한 진동과 운전속도의 주파수의 진폭을 감시하여야 하며 ASME OM Part 6의 코드 요구조건에 만족(0.7 in/sec Peak to Peak)하는지 검토해야 한다. 본 실험의 결과는 요구조건을 만족하나 원자력 발전소의 대형 펌프인 경우에는 10% 미만에서의 운전을 자제하는 것이 바람직하다.

베어링 결함 및 모터와 펌프의 정렬불량(misalignment) 등으로 발생되는 기계적 진동을 검토하기 위하여 별도의 계산을 수행하고 발생될 수 있는 주파수를 예측하였으며 가속도 신호와 비교하였다[18]. 베어링의 내부 및 외부 레이스 결함에 의한 주파수는 약 200~230 Hz이며 볼의 결함에 의한 주파수는 약 40 Hz이다. 또한 정렬불량에 의하여 발생될 수 있는 주파수는 약 29 및 48 Hz이다. 이와 같은 결함에 의한 진동은 펌프의 회전수가 일정한 경우에 진폭의 크기가 일반적으로 일정하다. 따라서 밸브의 개도를 조정하여 유량을 제어한 본 실험에서는 유량의 변화에 의하여 결함에 의한 진동 신호가 영향을 받지 않는 것으로 판단된다. 측정된 가속도

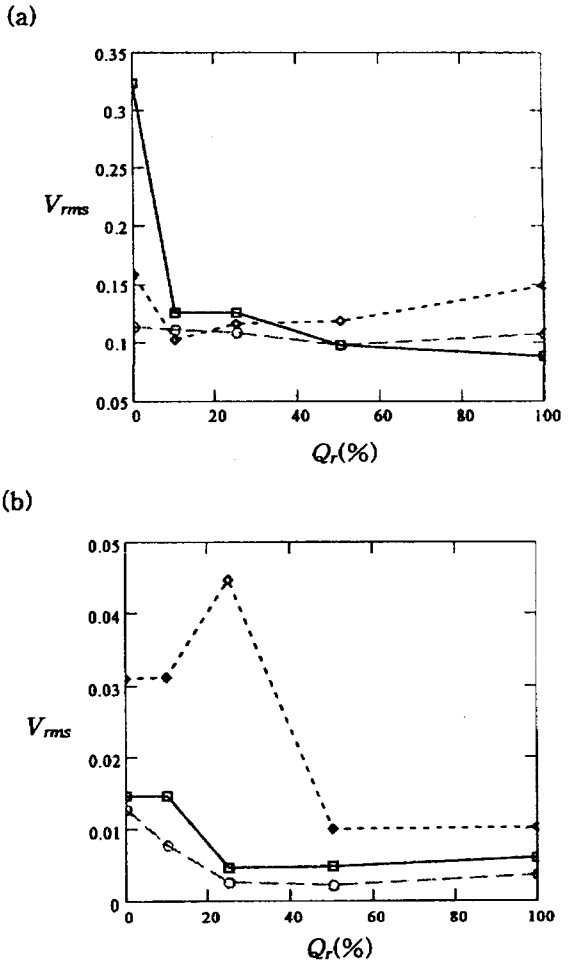

Fig. 11 RMS of vibration velocity, V_{rms} (cm/s), versus flow rate, Q_r (%), at PO side for (a) pump A and (b) pump B :
——□——: Axial direction,
- - - ◇ - - -: Horizontal direction,
— — ○ — —: Vertical direction

신호를 조사하여 보면 이와 같은 결함에 의한 기계적 진동이 없음을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 펌프의 저 유량 운전시 성능저하를 검토하기 위하여 펌프의 운전상태를 지시하는 주요 인자중 펌프 토출구에서의 압력 맥동 신호와 펌프의 진동신호를 실험, 관찰하였다. 펌프 토출구에서의 압력 맥동 신호와 펌프의 진동신호는 시간 영역 함수와 자기스펙트럼을 구하여 주파수 분석을 수행하였으며 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 일반적으로 진동의 진폭은 깃 통과 주파수와

운전속도의 주파수 영역 및 펌프의 고유진동수에서 현저함을 보이고 있다. 펌프의 유량을 감소하면 펌프의 구조물의 고유진동수에 의하여 진동의 진폭은 증가하며 주로 저 주파수의 고유진동수(약 1 Hz)와 운전속도 주파수에 의하여 영향을 받는다.

(2) 펌프의 운전 중에 진동 주파수와 펌프의 토출 압력의 맥동은 깃 통과 주파수와 압축 파동 현상에 의하여 주로 영향을 받으며, 펌프를 100%로 운전할 때에 운전속도 배수의 주파수 성분이 존재함을 보이고 있다.

(3) 펌프의 저유량 운전시에 압축 파동 현상이 발생하며 이와 같은 압력의 공진현상을 피할 수 있도록 관련 계통을 설계하여야 한다. 압축파의 주파수는 밸브를 잠금에 따라 증가함을 보이고 있고 완전히 닫혀 있을 때의 주파수는 펌프로부터 밸브까지의 거리와 음향파의 속도를 고려하여 예측할 수 있다.

(4) 펌프 A의 경우 진동 스펙트럼 해석 결과 정격유량의 10 % 이하에서 진동의 진폭이 급격히 증가하며 펌프 B의 경우에는 정격유량의 40 % 이하에서 진동이 증가한다.

진동 스펙트럼 해석, 펌프 토출압력 맥동신호 해석 등은 펌프 운전상태를 감시하는데 매우 유용한 인자이다. 아직 원자력산업계에 통용되는 기준으로 정해지지 않았지만 이러한 특성을 활용한 진단기술을 개발하면 현행 ASME 코드 요건에 의한 펌프의 저유량 운전상태 감시기술보다 더 효율적이고 정밀한 고장 진단기술이 개발될 수 있으며 이는 앞으로 계속 연구해야 할 과제이다.

후 기

본 연구는 과학기술부에서 시행한 원자력연구개발사업의 지원을 받아 수행되었으며 이에 관계자에게 감사드립니다. 아울러 실험을 도와주신 원자력 연구소의 박진호 선임연구원님께 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) Kelvin, R.G., 1989, "Diagnostics Used on Power Generation Pumps," Symposium Proceedings: Inservice Testing of Pumps and Valves, NUREG/CP-0111, pp. 77~94.

(2) 박종호 외 다수, 1997, "펌프 운전상태 진단기술 연구," 한국원자력안전기술원, KINS/HR-183.

(3) ASME Code Section XI, 1995, "Rules for Inservice Inspection of Nuclear Power Plant Components," 1995 Edition.

(4) Oak Ridge National Laboratory, 1995, "Detection of Pump Degradation," NUREG/CR-6089.

(5) Casada, D.A. and Greene, R.H. , 1995, "Detection and Efects of Pump Low-Flow Operation," Oak Ridge National Lab, Oak Ridge, TN 37831-8038.

(6) Adams, M. L., 1992, "Aging and Low-Low Degradation of Auxiliary Feed Water Pumps," Proceedings of the Aging Research Information Conference, NUREG/CP-0122, Vol. 1, pp. 365~388.

(7) Casada, D. A., 1991, "Potential Safety-Related Pump Loss: An Assessment of Industry Date," NUREG/CR-5706(ORNL-66710), NRC Bulletin 88-04.

(8) Makay, E., 1989, "Corrective Measures for Utility Pump Low Flow Hydraulic Instability," Symposium Proceedings: Inservice Testing of Pumps and Valves, NUREG/CP-0111, pp. 165~200.

(9) John, J.Z., 1989, "Introduction to ASME/ANSI OMa-1988, Part 6-"Inservice Testing of Pumps in Light-Water Reactor Power Plants," and "Technical Differences between Part 6 and ASME Section XI, Subsection IWP," Symposium Proceedings: Inservice Testing of Pumps and Valves, NUREG/CP-0111, pp. 25~58.

(10) William G., 1989, "Low-Flow Operation and Testing of Pumps in Nuclear Plant," Symposium Proceedings: Inservice Testing of Pumps and Valves, NUREG/CP-0111, pp. 153~164.

(11) John, J.E.A. and Haberman, W.L., 1988, "Introduction to Fluid Mechanics," Prentice Hall Inc.

(12) Williams, R. et al, 1995, "The Multivariate Mode Indicator Function in Modal Analysis," I-DEAS Course Guide, Appendix D.

(13) Bolleter, U., 1993, "Generation and Propagation of Pressure Pulsations in Centrifugal Pump Systems," Seminar on Acoustic Vibrations

and Pressure Pulsations in Rotating Machinery, Oakville, Ontario.
(14) Weaver, D.S., 1993, "Interaction of Fluid Flow Oscillations and Acoustic Fields," Seminar on Acoustic Vibrations and Pressure Pulsations in Rotating Machinery, Oakville, Ontario.
(15) Wylie, E. B. et al, 1993, "Fluid Transients in Systems," Prentice Hall Inc.
(16) Kumar, A.N., 1993, "Consideration of Dynamic Characteristics in the Design of Rotating Machinery in Piped Systems," Seminar on Acoustic Vibrations and Pressure Pulsations in Rotating Machinery, Oakville, Ontario.
(17) James, J.H., 1989, "Enhance Pump Reliability Through Improved Inservice Testing," Symposium Proceedings: Inservice Testing of Pumps and Valves, NUREG/CP-0111, pp. 139~144.
(18) 이선휘, 1998, "진동신호를 이용한 휀 설비 진단사례," 한국소음진동공학회지, Vol. 8, No. 4, pp. 586~595.