

# 전달함수와 진동응답 측정에 의한 원심펌프에서의 유체력 특성에 관한 연구

최복록\* · 박진무\*\* · 김광은\*\*\*  
(1999년 11월 10일 접수)

## A Study on the Hydraulic Excitation Forces Using Transfer Function and Operational Measured Data for the Centrifugal Pump

Bok-Lok Choi, Jin-Moo Park and Kwang-Eun Kim

**Key Words:** Hydraulic Force(유체력), Double Suction Centrifugal Pump(양흡입 원심펌프), Transfer Function(전달함수), Pseudo-Inverse Matrix(의사 역행렬), FRF(주파수 응답함수), Finite Element Analysis(유한요소 해석)

### Abstract

Operating excitation forces of the linear vibratory system are normally determined by direct measurement techniques using load cells, strain gauges, etc. But, hydraulic forces of the rotating turbomachinery such as centrifugal pumps are exerted on an impeller due to asymmetry of the flow by the interaction between pump impeller and volute. So, investigations of wide range of hydraulic designs and geometric deviations are difficult by direct method. This paper presents a hybrid approach for fourier transformed operational excitation forces, which uses pseudo-inverse matrix of the transfer matrix for the system and the measured vibrational data with standard installed pump. The determination of the transfer function matrix is based on a linear rotor/stationary system and steady state harmonic response in finite element analysis. And, vibrational data is collected in both vertical and horizontal directions at inboard and outboard bearing housings. The results of the process may be enhanced by making acceleration measurements at many more locations than there are forces to be determined.

#### 기호설명

[*M*] : 질량 행렬  
[*C*] : 감쇠 행렬  
[*K*] : 강성 행렬  
{*X*<sub>0</sub>(*ω*)} : 측정 진동응답 벡터  
{*F*<sub>0</sub>(*ω*)} : 추정 가진력 벡터  
[*H*(*ω*)] : 주파수 응답함수

[ ]<sup>-1</sup> : 역행렬  
[ \* ]<sup>T</sup> : 공액복소 전치행렬  
*F<sub>r</sub>* : 반경방향 합력 (N)  
*H* : 양정 (m)  
*D*<sub>2</sub> : 임펠러 직경 (cm)  
*B*<sub>2</sub> : 임펠러 폭 (cm)  
*K<sub>r</sub>* : 반경방향 힘의 무차원 계수

\* 회원, 고려대학교 대학원 기계공학과  
E-mail : topmount@kucncx.korea.ac.kr  
TEL : (02)922-5153 FAX : (02)926-9290

\*\* 회원, 고려대학교 기계공학과  
\*\*\* (주) 영풍정밀공업 기술부

### 1. 서론

구조물에 작용하는 가진력은 로드 셀이나 스트레인게이지 등을 사용하여 직접 측정하는 것이 일반적이다. 그러나, 펌프와 같은 유체기계 내

부에서 임펠러와 볼류트의 상호작용에 의해 발생하는 비정상 유체력(unsteady hydraulic forces)은 직접 측정하기가 매우 어려우며 축과 케이싱 등에서의 진동응답을 측정함으로써 힘의 크기를 간접적으로 예측하는 것이 편리하다.<sup>(1)</sup>

Vehoeven<sup>(2)</sup>는 전달함수 특성에 의해 펌프에서의 유체력을 추정하는 방법을 확립하기 위해서 펌프를 단순화 한 빔(beam) 모델에서의 주파수 응답특성과 인위적인 불평형 질량에 대한 진동응답을 측정하였으며, 축의 회전속도에서의 힘의 크기를 비교한 결과 비교적 정확한 결과를 얻었다. Jery<sup>(3)</sup>와 Brennen<sup>(4)</sup>은 펌프 임펠러에서의 힘을 볼류트 내에서의 유동의 비대칭성에 의한 유체력과 축이 선회운동(whirl motion)할 때 발생하는 임펠러 중심에서의 힘(rotordynamic forces)을 실험을 통해서 유량계수(flow coefficient)의 함수로 나타내었다. Adkins<sup>(5)</sup>와 Tsujimoto<sup>(6)</sup>는 볼류트 내의 유동을 1차원 또는 2차원 비점성 유체로 가정하고서 임펠러 형상과 볼류트 크기 등을 변수로 이론적인 접근을 시도하였으며 실험과 만족할 만한 결과를 얻었다. 그리고, Han<sup>(7)</sup>은 진동응답 결과를 이용해서 가진력을 추정하기 위해 주파수 영역에서의 서로 직교한 기준 벡터로서 정의되는 모드 벡터를 선형 조합함으로써 주파수 응답함수를 구하였으며, 25×20×2000 mm의 시험편을 사용해서 실험한 결과 공진주파수를 제외하고는 잘 일치한다는 것을 보여주고 있다.

따라서, 선형 진동계의 측정응답을 이용해서 가진력을 역으로 추정하기 위해서는 정확한 전달함수를 먼저 구해야 한다.<sup>(8)</sup> 본 고에서는 펌프 계의 유한요소 모델에 대해 MSC/NASTRAN을 사용해서 가속도 전달함수를 구하였으며, 그 역행렬과 운전중인 베어링 하우징에서 측정한 진동응답 결과에 의해 주파수 영역에서의 힘의 크기를 추정하였다. 임펠러 반경방향 힘의 무차원 계수를 축의 회전속도와 유량의 변화에 대해 나타내었으며, 해의 정확도를 향상시키기 위해서 구하고자 하는 유체력보다 많은 위치에서의 진동응답을 측정함으로써 사각행렬로 나타나는 전달함수의 의사 역행렬(pseudo-inverse matrix)을 이용하였다.

## 2. 이론적 배경

가진 유체력의 직접적인 측정이나 또는 이론해

를 구하기 어려울 경우, 시스템의 특성과 진동 응답 결과를 이용하여 유체력을 역으로 추정할 수 있다.

일반적으로 선형 진동 시스템에서 진동응답과 입력은 계의 특성과 서로 밀접한 관계를 가지고 있으며, 다음 세 가지 항 중에서 두 가지를 구하면 나머지 하나는 알 수 있다.

$$\boxed{\text{Response}} = \boxed{\text{Dynamic Characteristics}} \times \boxed{\text{Input}} \quad (1)$$

따라서, 가진력의 추정에 대한 기본적 개념은 미지의 값이 가진력이라는 것을 제외하고는 작용 하중 하에서의 응답을 계산하는 것과 마찬가지로이다. 그러나, 가진력의 예측과 같은 역방향 문제(inverse problem)는 그 특성상 유일한 해를 정의하지 못하기 때문에 주어진 힘으로부터 계의 동적응답을 측정하는 것보다 응답결과로부터 가진력을 추정하는 것이 훨씬 어렵다.

일반적으로 구조물의 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (2)$$

조화 가진력  $\{f(t)\} = \{F(\omega)\} e^{j\omega t}$ 에 대한 응답은  $\{x(t)\} = \{X(\omega)\} e^{j\omega t}$ 로 가정할 수 있으며, 주파수 영역으로 변환하면 다음 식을 얻게 된다.

$$\{X(\omega)\} = ([K] - \omega^2[M] + j\omega[C])^{-1}\{F(\omega)\} \quad (3)$$

고유벡터와 그의 직교성을 이용해서 주파수 응답함수를 아래와 같은 각 모드에서의 합으로 나타낼 수 있다.

$$H_{jk}(\omega) = \sum_{r=0}^4 \frac{r\phi_j \cdot r\phi_k}{\omega_r^2 - \omega^2 + j2\xi_r\omega_r} \quad (4)$$

여기서,  $[\phi]^T [M] [\phi] = [I]$

$$[\phi]^T [K] [\phi] = \begin{bmatrix} \ddots & & & \\ & \omega_r^2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & \ddots \end{bmatrix}$$

$$[\phi]^T [C] [\phi] = \begin{bmatrix} \ddots & & & \\ & 2\xi_r\omega_r & & \\ & & \ddots & \\ & & & \ddots \end{bmatrix} \text{이다.}$$

정상상태(steady state)에서 가진력  $\{F(\omega)\}$ 를 받고 있는 선형 구조물의 진동응답  $\{X(\omega)\}$ 는 주파수 응답함수와 다음과 같은 관계이다.

$$\{X(\omega)\} = [H(\omega)]\{F(\omega)\} \quad (5)$$

전달함수, 또는 주파수 응답함수와 불리우는  $[H(\omega)]$ 는 선형계로 가정할 경우 계의 동적특성을 나타내며 가진력에는 무관한 양이다. 따라서, 가속도 등의 운전중인 진동응답은 쉽게 측정할 수 있으므로 푸리에 변환을 통해서 주파수 영역으로 변환후 전달함수의 역행렬과의 곱에 의해 가진력을 계산할 수 있다는 것을 의미한다.

$$\{F(\omega)\} = [H(\omega)]^{-1}\{X(\omega)\} \quad (6)$$

그러나, 비감쇠 또는 감쇠가 매우 적은 구조물일 경우 전달함수는 공진점 부근에서 특이성(singularity)을 가지고 있으므로 역행렬을 구하는 문제가 역방향 문제를 푸는데 있어서 가장 어려운 부분이다. 또한, 정방행렬(square matrix)만 역행렬을 구할 수 있으므로 위 식은 응답점과 가진력의 수가 같다는 것을 의미한다.

본 연구에서는 역행렬 계산의 수치적인 불안정성 해소와 해석결과의 정확도를 향상시키기 위해서,<sup>(9)</sup> 구하고자 하는 유체력의 개수( $n$  개)보다 많은 위치에서의 진동응답을 측정( $m$  개)함으로써 사각행렬로 나타나는 전달함수에 대해 의사 역행렬을 적용하였다.

$$\begin{matrix} \{X_0(\omega)\} = [H(\omega)]\{F_0(\omega)\} \\ \uparrow \qquad \qquad \uparrow \qquad \qquad \uparrow \\ m \times 1 \quad m \times n \quad n \times 1 \end{matrix} \quad (\text{단, } m > n) \quad (7)$$

따라서, 식 (7)에 의해 실험 또는 수치해석을 통해서 계의 동적특성을 구하면, 그 역행렬과 측정신호를 곱함으로써 가진력을 얻을 수 있다.

$$\{F_0(\omega)\} = [H(\omega)]^+\{X_0(\omega)\} \quad (8)$$

여기서,

$$[H(\omega)]^+ = ([H(\omega)^*]^T [H(\omega)])^{-1} [H(\omega)^*]^T \text{이다.}$$

그리고,  $[H(\omega)^*]^T$ 는 공액복소 전치행렬(complex conjugate transpose matrix)을 나타내며,

$\{X_0(\omega)\}$ 는 푸리에 변환된 측정신호이다.  $[H(\omega)]$ 가 사각행렬이므로 그 역행렬을 얻기 위해서 의사 역행렬을 구하였으며, 이것은 최소자승법(least square method)에 의해 해를 구하는 방법으로서,  $\|[H(\omega)]\{F(\omega)\} - \{X(\omega)\}\|$ 를 최소화하는 해의 형태는  $\{F(\omega)\} = [H(\omega)]^+\{X(\omega)\}$ 라는 것을 나타낸다.

### 3. 전달함수와 진동응답 측정

#### 3.1 전달 주파수 응답함수

펌프 임펠러 중심에서의 가진력에 대한 각 베어링 하우스에서의 동적특성을 얻기 위해서 Fig. 1과 같이 유한요소 모델을 구성하였으며 펌프의 제원은 Table 1과 같다.

임펠러 중심에서의 가진력을 예측하기 위해서는 측정응답에 대해서 각 전달함수와의 중첩의 원리를 적용하기 때문에 베어링 강성 등을 포함하는 펌프계의 특성이 선형모델로 충분히 잘 묘사되어야 한다.

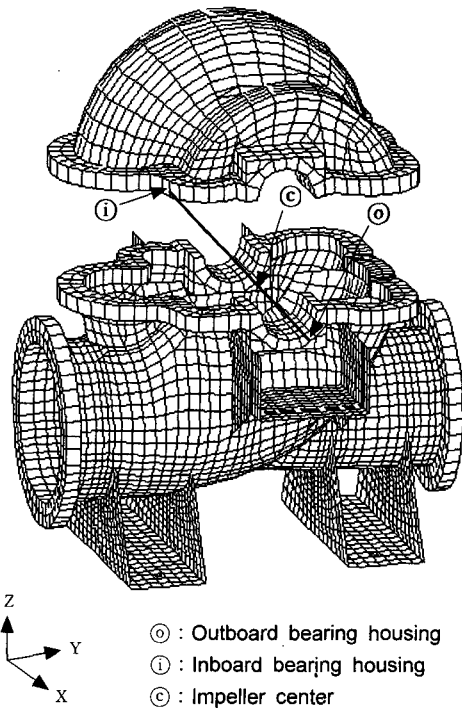
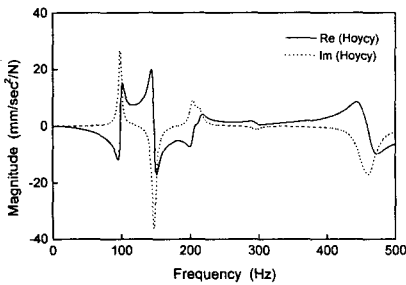


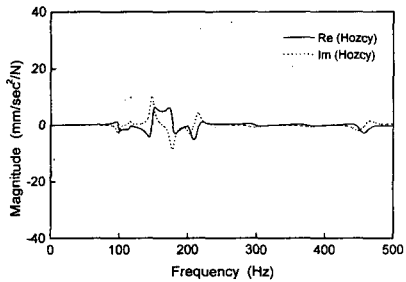
Fig. 1 Finite element model of the single stage, double suction centrifugal pump

**Table 1** Specification of the double suction centrifugal pump

Pump Type	Double suction, single stage, radially splitted type	
Nozzle Size	Suction	16 in
	Discharge	14 in
Design Condition (@BEP)	Flow	2,500 m <sup>3</sup> /hr
	Head	50 m
	Power	520 kW
	rpm	1800 rpm



(a)  $H_{OYCY}$

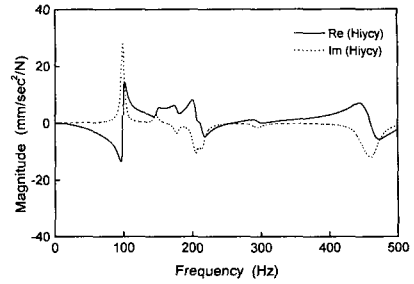


(b)  $H_{OZCY}$

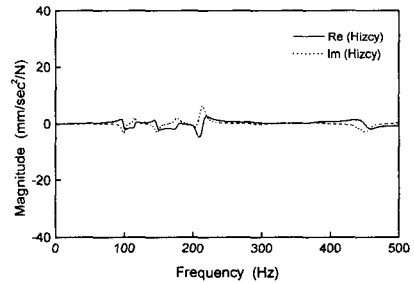
**Fig. 2** Accelerance transfer function at outboard bearing housing for Y-direction force

본 연구에서 대상으로 한 양흡입 원심펌프의 경우, 임펠러 중심을 기준으로 축방향 좌우 대칭이므로 x방향의 추력에 의해 발생하는 효과를 무시할 수 있으며, 따라서 각 방향 가진력에 대한 베어링 하우징에서의 전달함수는 모두 8개이다.

이같은 전달 주파수 응답 특성을 얻기 위해서 선형 펌프계의 유한요소 모델에 대해 NASTRAN을 사용해서 주파수 응답해석을 수행하였다. 정상 상태에서의 주파수 응답해석은 주파수 영역에서 정의된 조화 가진력에 대해 구조물의 동적 응



(a)  $H_{IYCY}$



(b)  $H_{IZCY}$

**Fig. 3** Accelerance transfer function at inboard bearing housing for Y-direction force

답인 변위, 속도, 가속도 등을 얻기 위해 많이 사용되는 방법이다. 임펠러 중심에서의 힘은 각 주파수 성분에서의 진폭으로 나타낼 수 있으므로 베어링 하우징에서의 가속도 응답특성은 가진력과 동일한 주파수를 가지는 크기와 위상 또는 실수와 허수 형태의 복소수로 나타낼 수 있다.

Fig. 2와 Fig. 3은 임펠러 중심에서의 Y방향 힘에 대한 응답특성을 나타낸 것이며 아래첨자 C는 임펠러 중심을, 그리고 I와 O는 내·외측 베어링 하우징을 의미한다. Z방향의 힘에 대해서도 유사하게 나타낼 수 있으며 여기서는 생략하였다.

### 3.2 가속도 진동응답 측정

회전속도와 유량변화에 대해서 운전중인 펌프에서의 가속도를 측정하였다. 응답 가속도는 베어링 하우징에서 10 mV/g의 전압감도를 가지는 가속도계를 사용하여 측정하였다. 측정 시그널은 증폭기를 거쳐서 3567A 신호분석기에 의해 주파수 성분의 크기를 얻었다. Fig. 4는 펌프를 구동하는 모터와 커플링, 그리고 진동응답을 측정하기 위한 위치를 나타낸 것이며, Fig. 5는 실험장 치로서 구동 원동기는 3상 유도 모터이다.

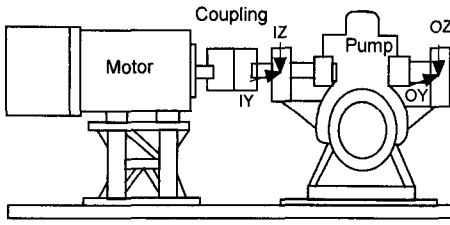


Fig. 4 Locations for taking vibration readings on centrifugal pump

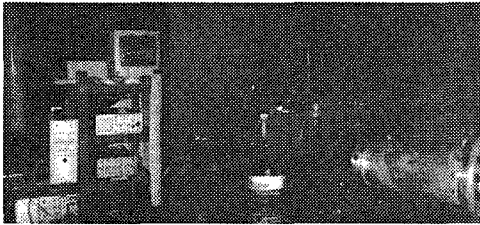


Fig. 5 Experimental device for vibration test

축의 회전속도 900 rpm(8 폴) 및 1200 rpm (6 폴)에 대해서 유량을 변화(각 5가지)시키면서 가속도를 측정하였다. 펌프의 경우 케이싱 내에서 회전하는 임펠러와 볼류트의 상호작용에 의해 유동이 cut-water(또는, tongue)를 통과할 때마다 압력변동이 발생하며 이것이 깃 통과 주파수이다.

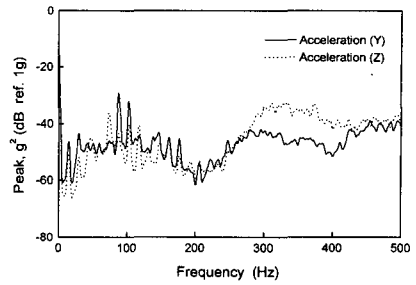
$$f_{vpf} = \frac{s \cdot N}{60} \quad (9)$$

여기서,  $f_{vpf}$  : vane passing frequency (Hz)

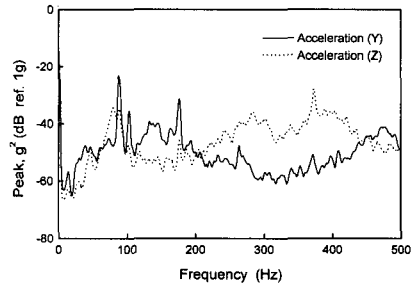
$s$  : no. of vanes

$N$  : rotational speed (rpm)

Fig. 6~Fig. 11은 각 회전속도에서의 유량변화에 따른 가속도 응답크기를 데시벨(dB)로 나타낸 파워 스펙트럼이다. 임펠러 깃의 수가 6개이므로 모든 유량에서 Y방향의 가속도는 깃 통과 주파수 성분이 가장 크게 발생하고 있으며, 유량변화에 따라 900 rpm일 경우 1060 m<sup>3</sup>/hr, 1200 rpm에서는 1452 m<sup>3</sup>/hr에서 크게 줄어든다. 따라서 이 점이 최대 효율점 부근이라는 것을 쉽게 알 수 있다. 본 고에서 나타내지는 않았지만 각 회전속도에서의 나머지 측정 유량에 대해서도 유사한 경향을 나타내고 있다.

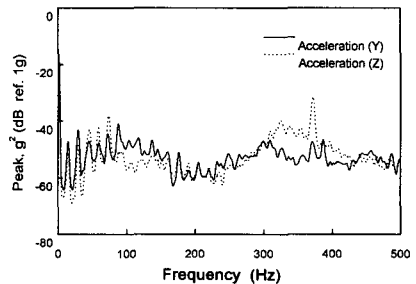


(a) Inboard bearing housing

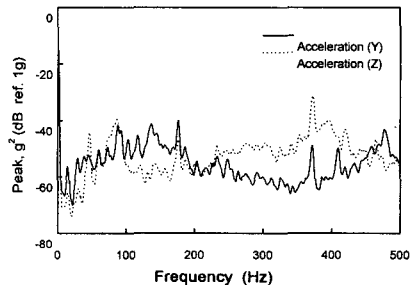


(b) Outboard bearing housing

Fig. 6 Acceleration magnitudes at bearing housing (609 m<sup>3</sup>/hr, 900 rpm)

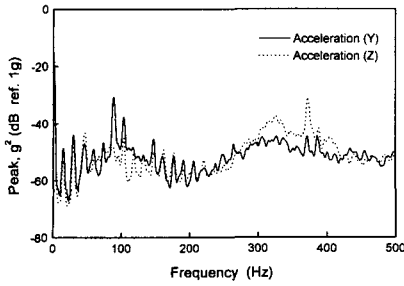


(a) Inboard bearing housing

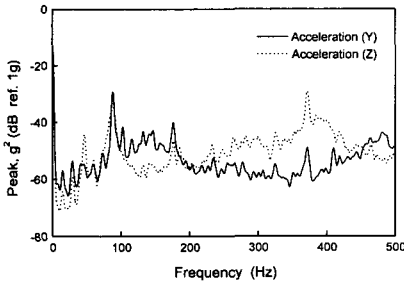


(b) Outboard bearing housing

Fig. 7 Acceleration magnitudes at bearing housing (1060 m<sup>3</sup>/hr, 900 rpm)

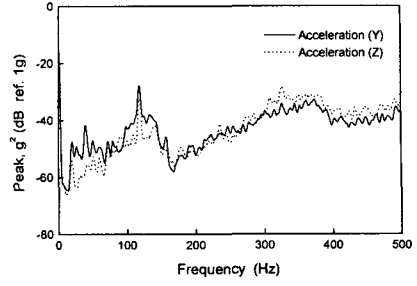


(a) Inboard bearing housing

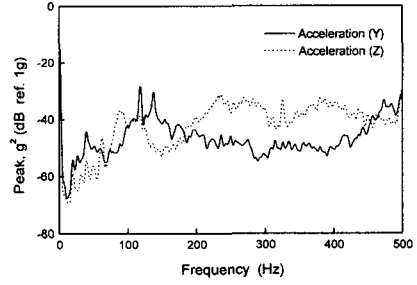


(b) Outboard bearing housing

Fig. 8 Acceleration magnitudes at bearing housing (1336 m<sup>3</sup>/hr, 900 rpm)

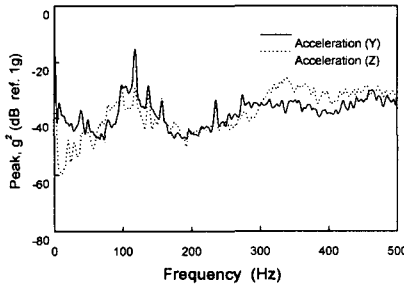


(a) Inboard bearing housing

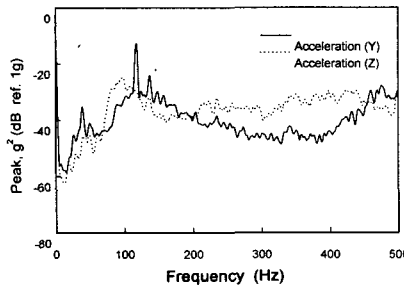


(b) Outboard bearing housing

Fig. 10 Acceleration magnitudes at bearing housing (1452 m<sup>3</sup>/hr, 1200 rpm)

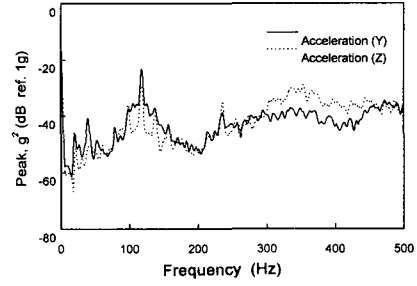


(a) Inboard bearing housing

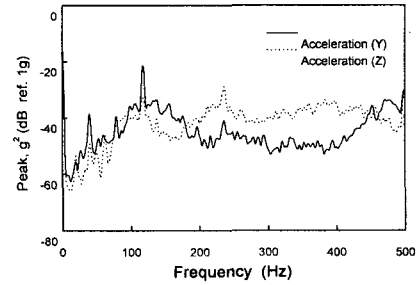


(b) Outboard bearing housing

Fig. 9 Acceleration magnitudes at bearing housing (810 m<sup>3</sup>/hr, 1200 rpm)



(a) Inboard bearing housing



(b) Outboard bearing housing

Fig. 11 Acceleration magnitudes at bearing housing (1771 m<sup>3</sup>/hr, 1200 rpm)

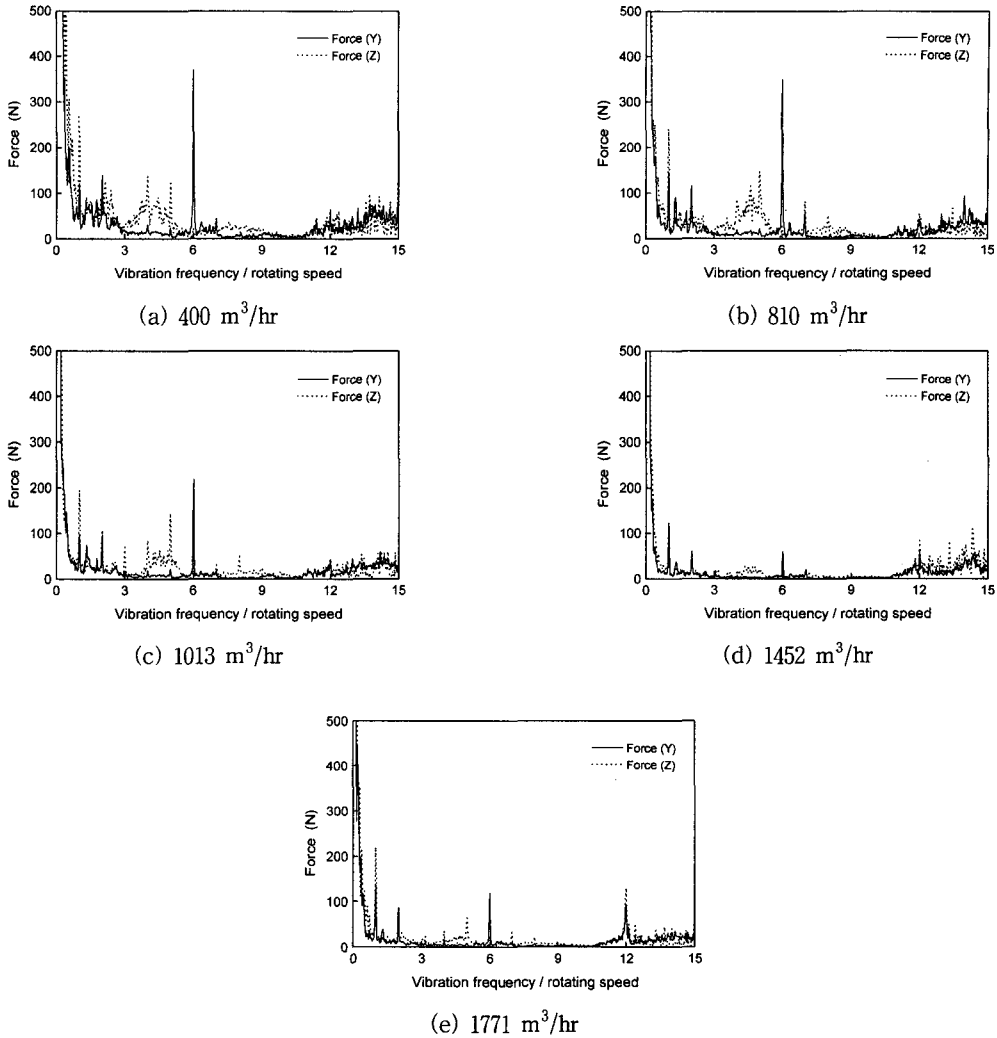


Fig. 12 Excitation force-frequency spectrum at 1200 rpm, predicted analytically

#### 4. 유체력 추정

앞 장에서 구한 가속도에 대한 전달 주파수 응답함수와 운전중인 펌프에서 측정된 가속도의 푸리에 변환된 주파수 성분의 크기를 이용해서 식 (8)에 의해 유체력을 추정할 수 있다.

임펠러 중심에서 축에 직각 방향인 하중크기를 계산하기 위해 진동응답의 측정을 각 회전수에서 유량변화에 따라 4 곳에서 하였으므로,  $\{X_0(\omega)\}$ 는  $4 \times 1$ 의 열벡터이며,  $[H(\omega)]$ 는  $4 \times 2$ 의 크기를 갖는 사각행렬이 된다.

Fig. 12는 일정 회전속도에서 유량 변화에 따른 임펠러 중심에서의 유체력 크기이다. 진동 주파수를 회전속도에 의해 무차원화 함으로써 기계적, 그리고 수력학적 불평형에 의해 발생하는 회전속도와 동기인 성분과 축 정렬의 불일치에 의해서 주로 발생하는 회전속도의 배수 성분, 그리고 깃 통과 주파수에서의 유체력 크기를 쉽게 구분할 수 있다. 유체력의 크기를 비교하면 임펠러 깃의 수에 의해 결정되는 깃 통과 주파수에서의 유체력이 가장 지배적이며 최대 효율점을 기준으로 유량이 증가 또는 감소함에 따라 커지는 경향을 나타낸다. 즉, 가속도 응답에서와 마찬가지로

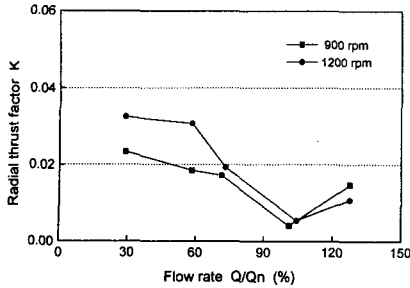


Fig. 13 Dimensionless radial force coefficients for the single stage, double suction centrifugal pump (double volute type)

차단 양정(shut-off head)에 가까울수록 큰 유체력을 나타내며 최대 효율점 부근 유량인 1452 m<sup>3</sup>/hr 부근에서는 반경방향 힘이 거의 발생하지 않는다. 여기서 제시하지는 않았지만 900 rpm에서의 유체력 성분도 유사한 경향을 보여주고 있다.

이같은 볼류트 케이싱에서 발생하는 반경방향의 힘은 회전하는 축에서의 과도한 변형을 유발할 수 있을 뿐만 아니라, 축의 응력 집중부와 베어링 등에서의 피로파손의 원인이 되기도 하므로 정확한 가진력을 산정하는 것은 매우 중요한 과제이다.

다음은 회전속도 변화에 따른 특정 주파수 성분에서의 유체력 크기와 Stepanoff<sup>(1)</sup>가 제안한 식 (10)에 의해 이중 볼류트형 펌프 임펠러에서의 힘들을 회전속도와 유량 변화에 대해서 무차원화한 것이다.

Fig. 13은 가진력의 스펙트럼에서 가장 큰 성분인 1 및 2회 주파수에서의 유체력에 대한 무차원 계수를 유량의 함수로 비교한 것이다. 실험에서 구한 펌프 성능곡선에서의 최대 효율점(Q<sub>n</sub>)과 동일한 유량에서 그 크기가 최소로 나타나고 있다. 따라서, 펌프개발시 성능시험과 동시에 진동 응답 측정과 각 주파수 성분의 힘의 크기를 분석함으로써 운전시의 최대 효율점뿐만 아니라, 진동크기를 만족하는 허용운전 영역의 유량을 결정할 수 있다. 저 유량에서 다소 차이가 발생하는 것은 주파수 응답 해석을 위한 유한요소 모델에서의 유량변화와 회전속도 변화에 따른 영향을 고려하지 않았음으로써 발생한 것으로 사료되며 향후 추가적인 연구가 필요하다.

Fig. 14는 회전속도에 따라서 1 및 2회 주파수에서의 유체력 크기를 나타낸 것으로서 실선은

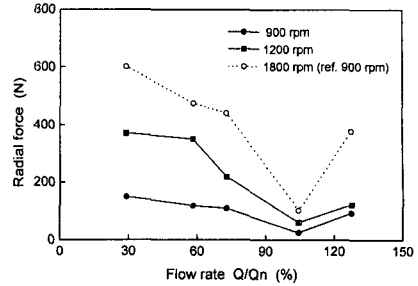


Fig. 14 Comparison of the radial force for variable speeds

측정 진동응답을 기준으로 계산한 값을 나타낸 것이며, 1800 rpm에서의 점선은 900 rpm에서의 무차원 계수를 기준으로 상사법칙에 의해 추정된 크기이다. 펌프에서의 양정은 회전속도의 제곱에 거의 비례하므로 동일 임펠러와 볼류트일 경우 식 (10)에서 알 수 있는 바와 같이 유체력 크기는 회전속도의 제곱에 비례하며 그 경향이 비교적 잘 나타나고 있다.

$$K = \frac{F_r}{H \cdot D_2 \cdot B_2} \quad (10)$$

### 5. 결론

양흡입 원심펌프를 대상으로 유한요소 해석에 의한 전달함수 특성파, 운전중인 펌프의 베어링 하우징부에서 측정된 진동응답을 이용해서 유체력을 간접적으로 추정하였다. 해석결과 정확도를 향상하기 위해서 미지의 유체력 개수보다 많은 위치에서의 응답을 측정하였으며, 사각행렬로 나타나는 주파수 응답함수의 역행렬은 최소 자승법인 의사역행렬에 의해 구하였다. 얻어진 유체력을 주파수 성분으로 분석한 결과 1 및 2회 주파수에서 가장 크게 발생하였으며, 유량의 함수로 비교함으로써 펌프 운전시의 최대 효율점과 허용 운전 유량 등을 설정할 수 있다.

이와같이 계의 특성과 응답결과를 이용해서 미지의 유체력을 추정함으로써, 주요 위치에서의 축의 동적변위뿐만 아니라 펌프계의 진동현상과 허용 운전영역에서의 동특성을 보다 정확히 파악할 수 있으며 나아가, 축과 베어링 등에서의 반복하중에 의한 피로수명 예측 등을 위한 중요 데이터로 활용할 수 있을 것으로 기대된다.



## 후 기

본 연구는 에너지자원기술개발 지원센터와 (주) 영풍정밀공업의 위탁사업과제 (1997-2-ID02-P-10) 연구비 지원으로 이루어진 것이므로 이에 감사를 드립니다.

## 참고문헌

- (1) Stepanoff, A. J., 1957, "Centrifugal and Axial Flow Pumps," John Willy & Sons, INC.
- (2) Verhoeven, J., 1988, "Excitation Force Identification of Rotating Machines using Operational Rotor/Stator Amplitude Data and Analytical Synthesized Transfer Functions," *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, Vol. 110, pp. 307~314.
- (3) Jery, B., Brennen, C. E., Caughey, T. K. and Acosta, A., 1985, "Forces on Centrifugal Pump Impellers," *Proceedings of the Second International Pump Symposium*, pp. 21~29.
- (4) Brennen, C. E., 1994, "Hydrodynamics of Pumps," Concepts ETI, Inc. and Oxford University Press.
- (5) Adkins, D. R. and Brennen, C. E., 1988, "Analyses of Hydrodynamic Radial Forces on Centrifugal Pump Impellers," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 110, pp. 20~28.
- (6) Tsujimoto, Y., Acosta, A. J., 1988, "Theoretical Study of Fluid Forces on a Centrifugal Impeller Rotating and Whirling in a Volute," *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, Vol. 110, pp. 263~269.
- (7) Han, S. B., 1995, "Estimation of Excitation Forces from Measured Response Data," 대한기계학회논문집, 제19권 제1호, pp. 45~60.
- (8) Ewins, D. J., 1986, "Modal Testing : Theory and Practice," Research Studies Press LTD.
- (9) Fabunmi, J. A., 1986, "Effects of Structural Modes on Vibratory Force Determination by the Pseudoinverse Technique," *AIAA Journal*, Vol. 24, pp. 504~509.