

〈논 문〉

진동응답 측정에 의한 이중 벌류트형 양흡입 원심펌프의 동적특성

Dynamic Characteristics of the Double Volute, Double Suction Centrifugal Pump Using Measured Vibration Data

최 복 록* · 박 진 무**

Bok-Lok Choi and Jin-Moo Park

(2000년 2월 21일 접수 ; 2000년 4월 6일 심사완료)

Key Words : Centrifugal Pump(원심펌프), Vane Passing Frequency(깃 통과 주파수), Best Efficiency Point(최대 효율점), Excitation Force(가진력)

ABSTRACT

Dynamic forces due to mechanical and hydraulic related causes are always exerted on operating turbomachinery such as centrifugal pumps. To ensure the safety and the reliability of the pump, the magnitudes of the vibration must be kept within an acceptable limit. The focus of this paper is on the identification of the vibration behavior and the quantitative analysis of the hydraulic excitation forces. As the structure becomes more complex, finite element analysis is essential to accurately predict the vibration characteristics and the excitation forces. This paper presents an experimental and analytical technique to find and solve the vibration problems in double volute, double suction centrifugal pump. Measured vibration data due to the dynamic forces are presented and individual causes are identified. Finally, excitation forces of the pump are inversely estimated at each frequency on operating conditions.

1. 서 론

펌프와 같은 유체기계의 경우 역학적 또는 수력학적 많은 원인들에 의해 벌류트(volute) 내에서 동적인 힘이 발생하며, 이로 인한 펌프계의 진동은 피할 수 없는 문제로 지적되고 있다^(1,2). 따라서, 운전중인 펌프의 신뢰성과 안정성을 향상하기 위해서는 진동의 크기와 원인을 충분히 파악하고서, 진동이 크게 발생할 경우 설계변경을 통한 진동크기의 감소와 허용 운전유량의 재 설정 등이 필요하다.

본 고에서는 원심펌프에서 쉽게 발생할 수 있는 진동현상들 중에서 축의 회전속도와 그 배수의 주파수 성분, 그

리고 깃 통과 주파수에서 발생하는 진동과 그 원인들을 분석하였다.

먼저, 진동신호는 운전중인 펌프의 베어링 하우징에서 유량변화에 따라 측정하였으며, 측정응답은 동적 신호분석기(dynamic signal analyzer)를 통해서 주파수 성분으로 나타내어진다. 그리고, 측정한 가속도 신호를 속도 스펙트럼으로 변환함으로써 주파수 영역에서의 진동크기를 얻을 수 있으며, 펌프규격에서 제시하고 있는 값과 비교하였다.

또한, 진동의 주 원인인 임펠러와 벌류트의 상호작용에 의해 발생하는 유체력을 구하기 위해서 유한요소 모델(finite element model)을 구성하였으며, 모드시험(modal test)을 통해서 수치해석 모델의 타당성을 검증하였다. 측정된 진동응답과 유한요소 모델의 전달 주파수 응답(transfer frequency response) 특성에 의해 임펠러에서의

* 정회원, 고려대학교 대학원 기계공학과

** 고려대학교 공과대학 기계공학과

유체력 크기를 추정하였으며, 이중 벌류트형 양흡입 원심 펌프에서 발생하는 반경방향 힘(radial force)의 무차원 계수를 유량의 변화에 대해서 나타내었다.

2. 실험장치 및 진동응답

2.1 실험장치와 측정위치

진동실험은 크게 두가지로 나누어 수행하였다. 하나는 펌프, 모터, 그리고 배관이 연결된 펌프계의 동특성과 관련된 주파수 응답함수의 측정실험이며, 다른 하나는 실제 운전시의 진동응답 측정이다. Fig. 1은 회전속도와 유량변화에 따른 펌프계의 진동을 측정하기 위한 실험장치이다. 내, 외측 베어링 하우징의 수직, 수평 방향에서 진동신호를 측정하였으며, Table 1은 대상으로 한 펌프의 사양을 나타낸 것이다.

먼저, 주파수 응답함수의 측정실험은 유한요소 모델의 타당성 검증과 운전중에 발생하는 진동과의 연계성을 파악하기 위함이다. 이같은 실험결과를 이용해서 유한요소 모델의 요소특성과 경계조건 등을 변경함으로써 실제 펌프 구조물의 동특성에 대응하는 해석모델을 얻을 수 있다.

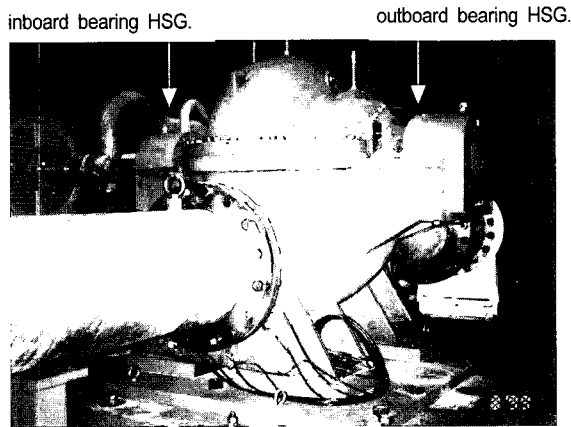


Fig. 1 Experimental device for vibration test

Table 1 Specification of the centrifugal pump

Pump type	Double suction, single stage, radially splitted type	
Pump size	16 × 14 - 16	
Design condition (BEP)	Flow	2,500 m ³ /hr
	Head	50 m
	Power	520 kW
	Speed	1800 rpm

그리고, 펌프의 진동응답은 축의 회전속도 900 rpm과 1200 rpm에 대해서 유량변화에 따른 가속도 신호를 측정하였다. 측정된 진동신호는 증폭기를 통해서 기록장치에 저장되며, HP 3567A 동적 신호분석기에 의해 주파수 성분으로 분석되어진다.

이같은 실측한 진동신호를 이용해서 각 주파수에 대한 진동크기뿐만 아니라, 실험 또는 해석을 통해서 얻을 수 있는 펌프계의 전달함수의 특성에 의해 임펠러에 작용하는 가진력을 역으로 추정하고자 한다.

2.2 운전중인 펌프에서의 진동

운전중인 펌프에서 발생하는 힘들은 크게 역학적 원인과 수력학적 원인으로 나눌 수 있으며, Table 2는 펌프 운전시 진동을 유발하는 하중들을 축의 회전속도에 대응하는 주파수 성분별로 나타낸 것이다.

Table 2 Typical frequency ranges of pump vibration problems

Source of force	Frequency range
-Mechanical unbalance -Shaft bent -Misalignment -Hydraulic unbalance etc.	Peak at rotational frequency $f_N = N/60$
-Misaligned coupling	High axial vibration at $f_N, 2f_N, \dots$
-Vane passing frequency	Peak at vane passing frequency and multiples $Z_n f_N, 2Z_n f_N, \dots$
-Oil whirl in sleeve bearing	Less than $0.5 f_N$
-Cavitation	Broad band vibrations around 0.5 to 10 kHz
-Surge and system instability	Relatively distinct peak at low frequency below 1.5 Hz

Table 3 Comparison of the natural frequencies of test and analysis

Mode	Test (Hz)	Analysis (Hz)	Description
1st	100	98.6	Support bending
2nd	152	147.5	Support twisting
3rd	172	204.1	Bending and twisting of support
4th	468	462.2	Bending of bearing housing

본 고에서는 펌프의 진동과 유체력이 비교적 크게 발생하는 다음과 같은 몇가지 주파수 성분을 대상으로 하였다. 첫째로, 회전속도와 정확히 일치하는 동기 주파수(synchronous frequency)에서의 진동은 회전기계에서 가장 일반적인 현상이다. 동기 주파수에서 발생하는 힘들은 질량 불평형 외에도 표에서 보는 바와 같이 여러가지 원인들이 함께 존재하므로 측정신호에서 나타나는 진동의 크기는 이같은 많은 원인들이 복합된 결과이다. 따라서, 진동응답으로부터 질량 불평형과 같은 단일 하중성분에 대한 크기를 독립적으로 유추하는 것은 매우 어렵다. 그리고, 외부에서 작용하는 중요한 진동원 중의 하나는 축 중심정렬의 불일치(misalignment)에 의한 것이 있다. 초기 설치시 또는 운전중의 여러 원인에 의해 발생할 수 있는 모터축과 펌프축과의 불일치에 의해 회전속도와 그 배수의 주파수에서 진동이 발생한다. 또한, 펌프 케이싱 내에서 임펠러가 회전할 경우, 벌류트(volute)에서의 유동이 cut-water (또는, tongue)를 통과할 때마다 압력변동이 발생하며 이때의 유체력은 임펠러 길의 수와 회전속도의 곱에 의해 결정되는 깃 통과 주파수에서 발생한다.

Nelson⁽³⁾은 위에서 언급한 펌프의 여러 진동현상들에 대해서 Fig. 2 에서 나타낸 바와 같이 주파수 스펙트럼으로 그 원인들을 제시하였다.

이와 같이 운전중인 펌프에서 발생하는 진동크기를 주파수의 함수로써 얻기 위해서는 시간영역에서의 진동신호를 가속도 또는 속도와 같은 물리량의 파워 스펙트럼(power spectrum)으로 나타내야한다. 스펙트럼으로 변환된 진동현상을 분석함으로써 큰 진폭을 발생하는 주파수 성분에 대한 운전특성뿐만 아니라, 설계변경시 중요한 판단기준으로 할 수 있다.

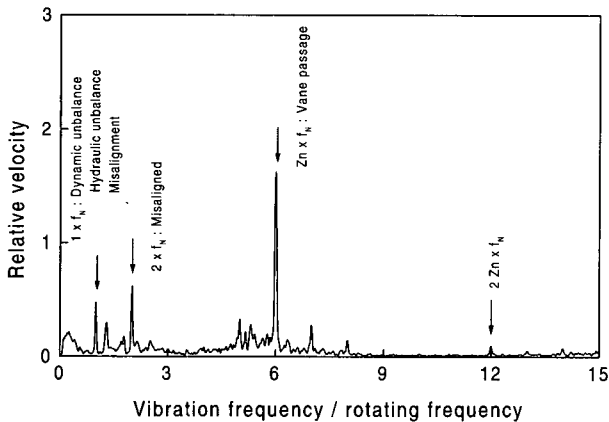
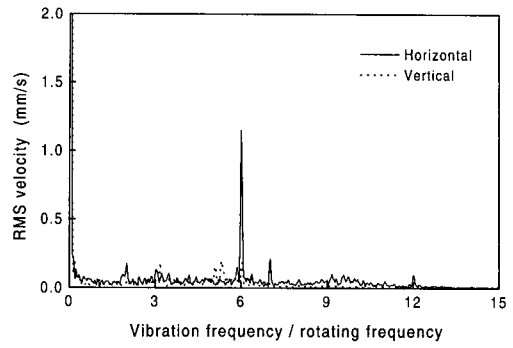
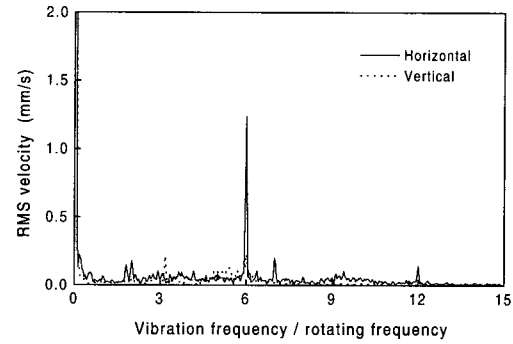


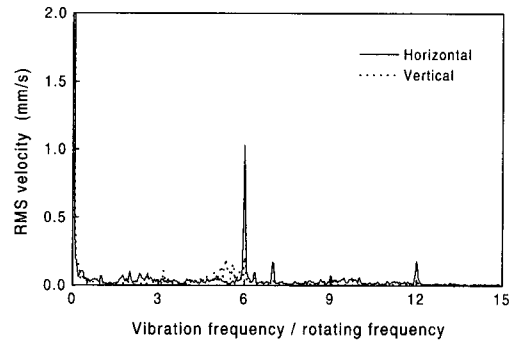
Fig. 2 Typical vibration spectrum for a centrifugal pump



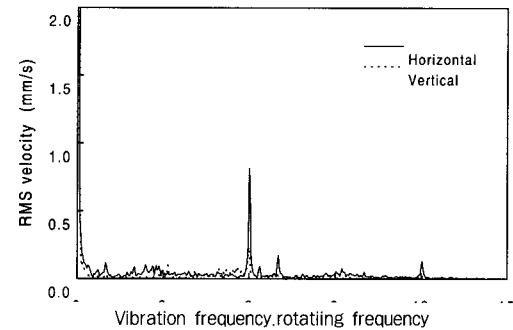
(a) Shut-off



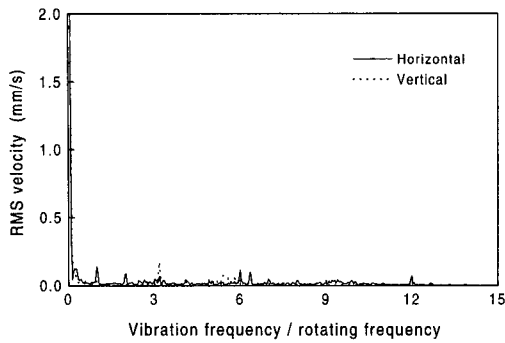
(b) $302 \left(\frac{m^3}{hr} \right)$



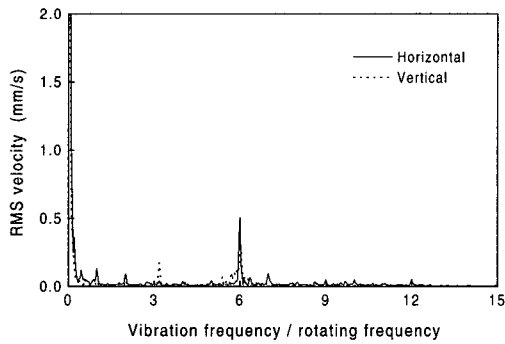
(c) $609 \left(\frac{m^3}{hr} \right)$



(d) $746 \left(\frac{m^3}{hr} \right)$



(e) 1060 ($\frac{m^3}{hr}$)



(f) 1336 ($\frac{m^3}{hr}$)

Fig. 3 Velocity magnitudes at outboard bearing housing for the rotational speed (900 rpm) and the variation of flowrate

Fig. 3은 임펠러 깃의 수가 6개인 원심펌프의 베어링 하우징에서 측정된 가속도 신호를 속도로 나타낸 스펙트럼이다. 가로축은 회전속도에 대응하는 주파수로 무차원화 하였다. 일정 회전속도에서 6가지 유량에 대해 측정하였으며 대부분 유량에서 깃 통과 주파수에서의 진동크기가 가장 뚜렷하게 발생하고 있다. 동기속도에서 나타나는 질량 또는 수력학적 불평형 등에 의한 진동과 축 중심정렬의 불일치에 의해 주로 발생하는 동기속도와 그 배수에서의 진동은 거의 발생하지 않는다. 그러나, 진동응답은 구조물의 동특성과 직접 연계되므로 진동크기의 결과만으로 작용력의 상대적 크기를 단순히 비교할 수는 없다.

깃 통과 주파수와 같은 특정 주파수에서의 진동크기를 유량의 함수로 표현하면 Fig. 4에서 나타낸 바와 같이 유량에 따라 크게 변한다. 최대 효율점 유량에서는 진동이 거의 발생하지 않으며, 이 점을 기준으로 유량이 증가하거나 감소하면 진동크기가 증가하는 경향을 나타낸다. 따라서, 속도와 같은 진동의 일반적인 특성을 이용해서 펌프의 운전영역 유량을 크게 두가지로 나눌 수 있다. 하나는 선호

운전영역(preferred operating region)이며, 또 하나는 진동의 크기가 기준 진동값 보다는 크지만 최대 허용 한계값 이하에서의 영역을 허용 운전영역(allowable operating region)이라 한다.

API⁽⁴⁾에서는 식 (1)과 같이 정의되는 진동신호의 시간 평균값에 의해 선호 운전영역에서의 진동크기를 제한하고 있다. 즉, 속도의 시간 평균값이 3.0 mm/s 보다 작거나, 또는 이산 주파수(discrete frequencies)에서의 진동크기가 2.0 mm/s 이내의 범위에 있어야 한다.

$$rms = \sqrt{\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T f(t)^2 dt} \quad (1)$$

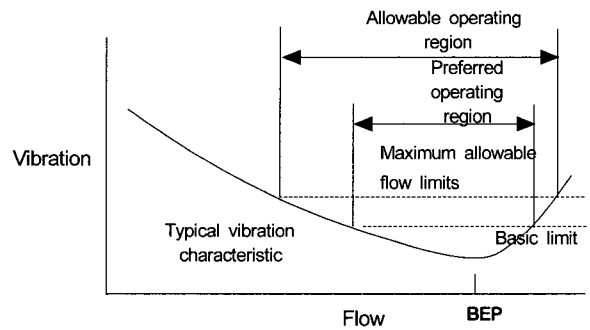
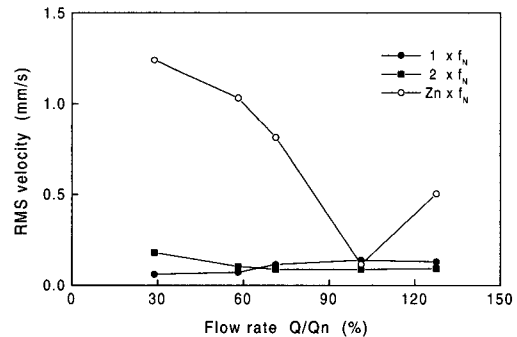
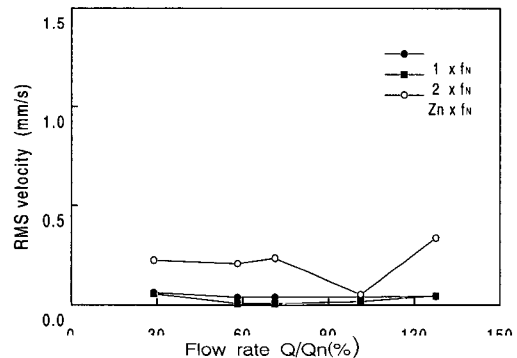


Fig. 4 Relationship between flow and vibration

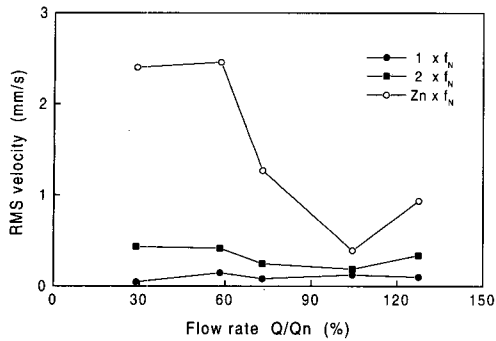


(a) Horizontal direction

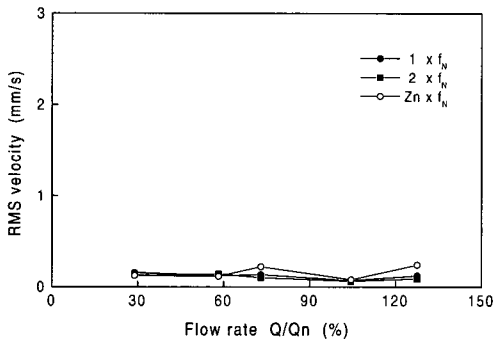


(b) Vertical direction

Fig. 5 Velocity magnitudes at discrete frequencies on outboard bearing housing (900 rpm)



(a) Horizontal direction



(b) Vertical direction

Fig. 6 Velocity magnitudes at discrete frequencies on outboard bearing housing (1200 rpm)

Fig. 5와 Fig. 6은 측정된 진동의 크기를 유량변화에 대해서 주파수 성분별로 비교한 것이다. 여기서, Q_n 은 펌프의 성능실험을 통해서 얻은 최대 효율점의 유량이며 Q 는 임의의 시험유량이다. 회전속도와 동일한 주파수 (f_n)와 그 배수 ($2 \times f_n$)에서의 진동크기는 유량변화에 따라 거의 변화하지 않으며 그 크기도 매우 작다. 그러나, 깃 통과 주파수 ($Z_n \times f_n$)에서의 진동은 상대적으로 크게 발생하며 최대 효율점 유량 부근에서 급격히 감소하여 최소로 된다는 것을 알 수 있다. 이와같은 현상은 유량이 적을 경우 토출압력이 낮아 캐비테이션에 의하여 진동이 쉽게 발생할 수 있다는 것을 의미한다. 따라서, 최대 효율점과 허용 운전유량에서의 진동크기를 최소화하기 위해서는 초기설계시 임펠러 깃과 벌류트 내의 간격(vane clearance) 등에 대한 최적설계가 요구된다.

각 회전속도에서 수직방향의 진동은 거의 발생하지 않는다. 이것은 앞에서 지적한 바와 같이 펌프 구조물의 방향에 따른 동강성의 차이에 그 원인이 있는 것으로 사료된다.

진동의 크기를 API에서 규정하고 있는 크기와 비교하면 회전속도 1200 rpm에서의 저유량 영역 일부를 제외하고서 대부분의 유량에서 만족할 수 있는 크기를 나타내고 있다.

3. 운전중인 펌프에서의 가진력

3.1 모델검증

펌프에서 발생하는 하중은 앞에서 언급한 바와 같이 많은 원인들이 복합적으로 존재하지만, Jery 등⁽⁵⁾이 나타낸 바와 같이 주파수 분석을 통해서 깃 통과 주파수에서의 유체력과 같은 특정 힘의 크기를 알 수 있다. 그러나, 동일한 하중을 받고 있는 구조물에서도 시스템의 동특성에 따라 진동응답의 크기는 큰 차이가 있을 수 있으므로 진동응답으로부터 가진력을 역으로 추정하기 위해서는 먼저 펌프계의 동특성을 정확히 알아야 한다⁽⁶⁾.

Fig. 7은 전달함수의 계산을 위한 양흡입 원심펌프의 유한요소 모델이다. 회전축은 빔 요소(beam element)로 구성하였으며, 임펠러는 질량과 관성모멘트를 가지는 강체요소로 가정하였다. 그리고, 펌프의 대부분을 구성하는 케이싱과 지지부는 2차원과 3차원 요소로 이루어져 있다. 해석모델의 검증을 위해서 구조해석에서 많이 사용하는 상용 프로그램인 MSC/NASTRAN에 의해 주파수 응답 해석(frequency response analysis)을 수행하였다. 단위 하중크기를 가지는 가진력을 외측 베어링 지지점에서 800 Hz까지 작용하였으며, 동일 위치에서의 가속도 응답을 계산하였다. 유한요소 해석결과와의 비교를 위해서 모드시험은 동일 위치인 베어링 하우징에서 충격해머(impact hammer)로 임펄스 하중을 가하였으며, 가속도계를 통해서 얻은 응답신호에 의해 주파수 응답함수를 측정하였다.

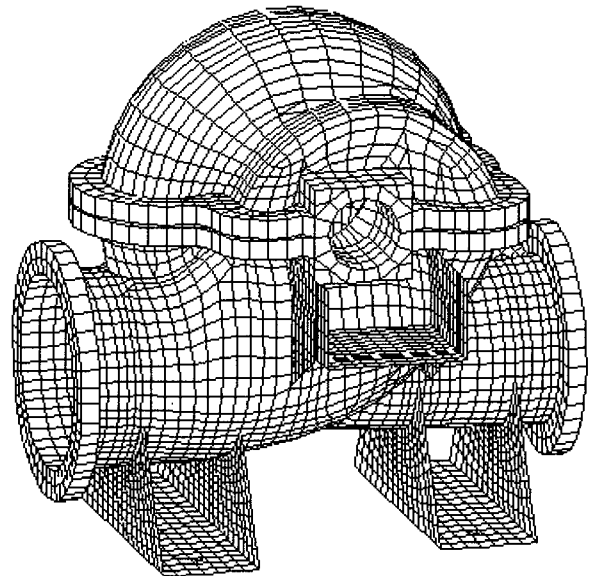
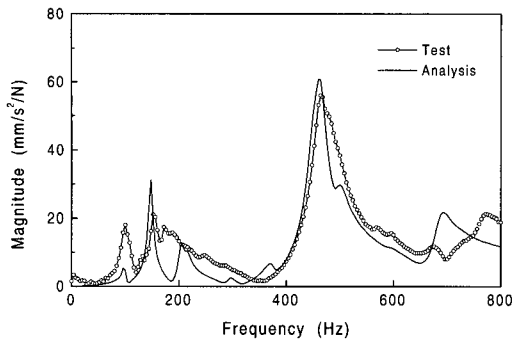
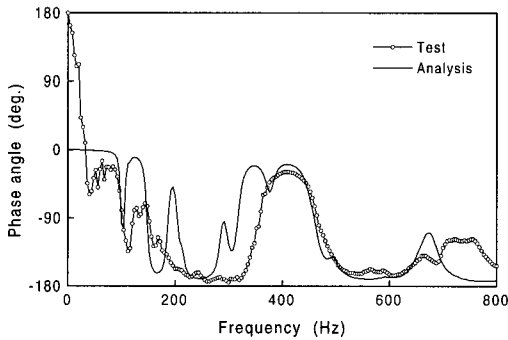


Fig. 7 Finite element model of the single stage, double suction centrifugal pump



(a) Magnitude



(b) Phase angle

Fig. 8 Comparison of the frequency response functions for the test and analysis results

Fig. 8은 해석과 실험을 통해서 구한 베어링 하우징에서의 주파수 응답함수를 크기와 위상으로 비교한 것이다. 첫 번째 공진점은 주로 지지부의 횡방향 굽힘모드에 의해 발생하며, 두 번째 점은 지지부의 비틀림 모드에 의한 것이다. 그리고, 큰 진폭을 나타내는 마지막 공진점 위치는 베어링 하우징의 횡방향 굽힘모드에 의한 것이다. 각 모드에 대응하는 고유 진동수를 표 3에 나타내었으며, 지지부의 고차 모드에 의해 발생하는 세 번째 고유 진동수를 제외하고는 유한요소 해석에 의한 값과 실험결과가 비교적 잘 일치하고 있다.

3.2 임펠러에서의 가진력 추정

실험을 통해 검증된 모델로부터 계산한 전달함수 특성과 측정된 진동응답에 의해 임펠러에서의 가진력을 역으로 추정할 수 있다. 동일 주파수에서 발생하는 하중의 각 성분을 모두 계산하는 것은 불가능하지만 이같은 방법에 의해 광범위한 주파수 범위까지 그 크기를 예측할 수 있다는 장점이 있다. Verhoeven⁽⁷⁾은 인위적인 불평형 질량에 대한 진동응답과 시스템의 동특성을 이용해서 동기 주파수에서의 가진력의 크기를 계산하였으며, 불평형 양에 의한 하중

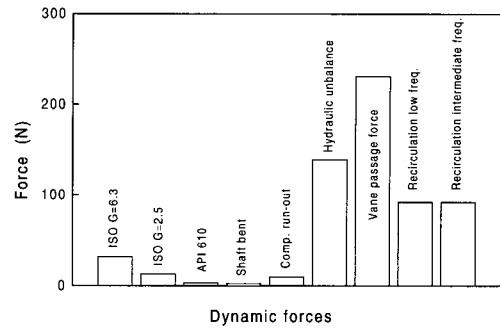


Fig. 9 Force magnitudes at discrete frequencies

값과 매우 근사한 값을 얻었다.

Fig. 9는 펌프에서 일반적으로 발생하는 동하중의 크기를 참고문헌 (8)에서 제시한 것으로, 기계적 원인에 대해서는 각 규격에서 제시하는 관계식에 의해 계산된 값이며, 유체력 성분들은 실험을 통해서 예측되는 결과의 크기이다. 단단 펌프(single stage pump)일 경우 깃 통과 주파수에서의 유체력이 상대적으로 가장 크게 발생하고 있다.

정상상태에서 외력을 받고 있는 선형 구조물의 진동응답은 전달함수와 다음과 같은 관계에 있다.

$$\{X(\omega)\} = [H(\omega)] \{F(\omega)\} \quad (2)$$

전달함수 행렬인 $[H(\omega)]$ 는 선형계로 가정할 경우, 계의 동특성을 나타내며 가진력에는 무관하다. 따라서, 가속도 등의 진동응답은 쉽게 측정할 수 있으므로 아래 식과 같이 전달함수 행렬의 역행렬과의 곱에 의해 가진력을 계산할 수 있다.

$$\{F(\omega)\} = [H(\omega)]^{-1} \{X(\omega)\} \quad (3)$$

그러나, 비감쇠 또는 감쇠가 매우 적은 구조물일 경우 전달함수는 구조물의 공진점 부근에서 특이성을 나타내므로 역행렬을 구하는 문제가 이같은 역방향 문제를 푸는데 있어서 어려운 부분이다. 또한, 정방행렬(square matrix)만 역행렬을 구할 수 있으므로 식 (3)은 응답점과 가진력의 수가 같다는 것을 의미한다.

본 연구에서는 역행렬 계산의 수치적인 불안정성 해소와 해석결과의 정확도를 향상하기 위해서, 얻고자 하는 유체력의 개수(n)보다 많은 위치에서 진동응답을 측정(m)하였다. 즉, 임펠러에서의 가진력을 추정하기 위해서 양단 베어링 하우징의 수평, 수직 방향에서 가속도 응답을 측정하였다. 따라서, 관계식은 식 (4)와 같이 사각행렬(square matrix)로 나타나는 전달함수에 의해 표현할 수 있다.

$$\{X_0(\omega)\}_{m \times 1} = [H(\omega)]_{m \times n} \{F_0(\omega)\}_{n \times 1} \quad (4)$$

여기서 가진력의 크기는 아래 식과 같이 사각행렬의 역

행렬과 측정신호를 각 주파수에 대해서 곱함으로써 계산할 수 있다.

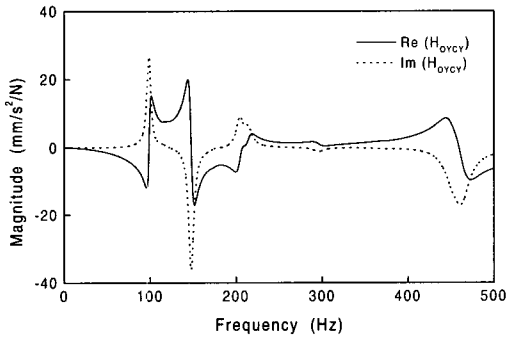
$$\{F_0(\omega)\} = ([H(\omega)^*]^T [H(\omega)])^{-1} [H(\omega)^*]^T \quad (5)$$

또는,

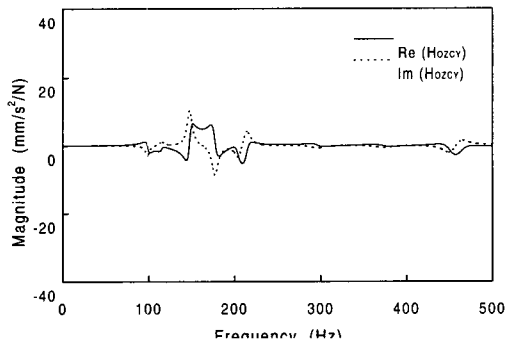
$$\{F_0(\omega)\} = [H(\omega)]^+ \{X_0(\omega)\} \quad (6)$$

여기서, $[H(\omega)]^+$ 는 $[H(\omega)]$ 의 의사 역행렬 (pseudo-inverse matrix)⁽⁹⁾을 의미한다. $[H(\omega)^*]^T$ 는 공액 복소 전치행렬을 나타내며, $\{X_0(\omega)\}$ 는 푸리에 변환된 측정신호이다.

Fig. 10은 전달함수 행렬을 구성하는 하나의 예로서 임펠러 중심에서의 수평방향 가진력에 대한 외측 베어링 하우스에서의 가속도 응답을 유한요소 해석을 통해서 구한 것이다. 아래첨자 O 는 외측 베어링 위치를 나타내며, C 는 가진점인 펌프의 중심과 일치하는 임펠러 중심을 의미한다. 상하방향 가진력에 대해서도 동일하게 나타낼 수 있으므로 전달함수 행렬은 4×2 의 차원을 가지는 사각행렬이 된다.



(a) H_{OYCY}



(b) H_{OZCY}

Fig. 10 Accelerance transfer function at outboard bearing housing for the horizontal impeller center load

Fig. 11은 축의 회전속도 1200 rpm에서 계산한 임펠러에서 발생하는 반경방향 힘의 크기이다. 최대 효율점 유량 부근에서 각 주파수 성분의 힘이 최소로 나타나고 있다. 또한, 속도 스펙트럼에서는 거의 나타나지 않았던 동기 회전속도와 그 배수의 주파수에서도 작용력이 비교적 크게 발생하고 있다. 이것은 질량 불평형과 함께 회전속도의 제곱에 비례하는 힘인 수력학적 불평형에 의해 유체력이 비교적 크게 발생하고 있다는 것을 의미한다.

Fig. 12는 이중 양흡입 원심펌프의 깃 통과 주파수에서 발생하는 반경방향 힘을 Stepanoff⁽¹⁾가 제안한 식 (7)과 같은 무차원 계수로 나타낸 하중범위이다. 미쯔비시 중공업⁽¹⁰⁾에서 사용하고 있는 이중 벌류트형 원심펌프의 결과와 매우 유사한 경향을 나타내고 있다.

$$K = \frac{F_r}{H \cdot D_2 \cdot B_2} \quad (7)$$

여기서, H 는 펌프의 양정, D_2 는 임펠러 직경, 그리고, B_2 는 임펠러 폭을 의미한다.

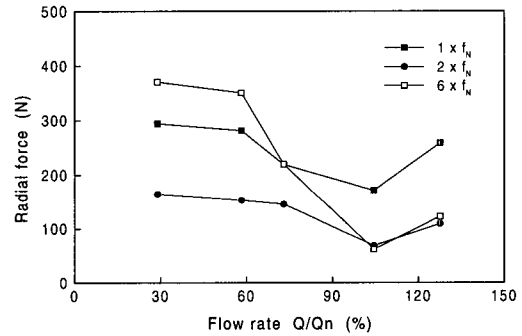


Fig. 11 Magnitudes of the radial force for discrete frequencies at 1200 rpm

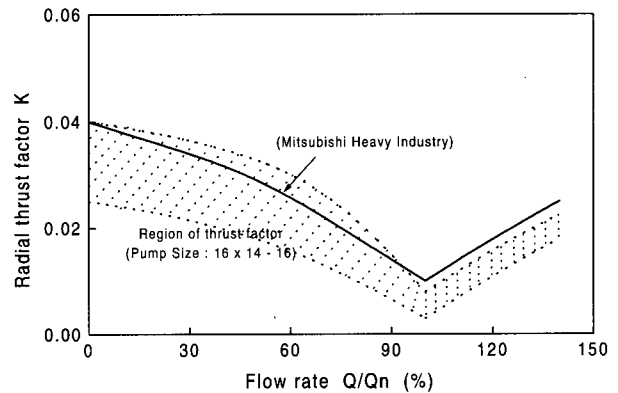


Fig. 12 Radial force factor for the double volute, double suction centrifugal pump at vane passing frequency

4. 결 론

이중 벌류트형 양흡입 원심펌프를 대상으로 진동응답을 측정하였으며, 진동응답 크기를 비교한 결과 깃 통과 주파수에서 가장 큰 진폭을 나타내며 동기 회전속도와 그 배수의 성분은 거의 발생하지 않는다. 또한, 펌프계의 동특성과 진동응답 결과에 의해 임펠러에서의 가진력을 역으로 추정하였으며, 무차원 계수로 참고문헌에서 제시한 값과 비교한 결과 매우 타당한 경향을 나타내었다.

따라서, 펌프설계시 진동을 유발하는 이같은 가진력을 충분히 고려함으로써 축과 베어링 등에 대한 효율적인 설계를 할 수 있을 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

(1) Stepanoff, A. J., 1957, "Centrifugal and Axial Flow Pumps," John Wiley & Sons, INC.
(2) Nelson, W. E. and Dufour, J. W., 1992, "Pump Vibrations," Proc. of the 9th International Pump Symposium, pp. 137~147.

(3) Nelson, W. E., 1987, "Pump Vibration Analysis for the Amateur," Proc. of the 4th International Pump Symposium, pp. 109~119.

(4) API Standard 610, 1985, 6th Edition.

(5) Jery, B., et. al., 1985, "Forces on Centrifugal Pump Impellers," Proc. of the 2nd International Pump Symposium, pp. 21~29.

(6) Ewins, D. J., 1986, "Modal Testing : Theory and Practice," Research Studies Press Ltd., pp. 217~251.

(7) 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.

(8) Florjancic, S., 1993, "Dynamic Loading on Pumps -Causes for Vibrations," Proc. of the 10th International Pump Symposium, pp. 171~184.

(9) To, W. M. and Ewins, D. J. 1995, "The Role of the Generalized Inverse in Structural Dynamics," Journal of Sound and Vibration, Vol. 186-2, pp. 185~195.

(10) 손효석, 1995, "고효율 원심 및 사류펌프 개발", 과학기술처, pp. 270~316.