

## 교반기의 진동 해석 기술 개발

박진호\*, 이정환, 김봉수, 안창기\*\*, 강문후, 주윤식\*\*\*

### A Development of Vibration Analysis Technique of A Mixer

Jin-Ho Park\*, Jeong-Han Lee, Bong-Soo Kim, Chang-Gi Ahn\*\*  
Mun-Hu Kang, Yoon-Sik Joo\*\*\*

Key Words : Water purification plant(정수처리장), mixer(교반기), natural vibration(고유진동)

#### Abstract

Recently, mixers are being widely used in the water purification plant in order to increase the filtration efficiency. The mixer normally consists of impeller, shaft, hub, reduction gear, and the driving motor. It is one of the key design issues to confirm that the vibration caused by the rotation of the shaft should not coincide with the natural vibration frequency of the shaft itself. The vibration characteristics of the hydrofoil type mixer, which is the most widely used in real plants are evaluated through the finite element modeling and verified by experiment using the mock-up facility. The fundamental natural frequency of the mixer's shaft is found to be around 1.8 Hz which showed in good agreement with the experiment. The higher natural frequencies to the 2nd, 3rd, and 4th modes are also verified by the experiment. Thus the developed model is to be utilized for the structural design of the real mixer system.

#### 1. 서론

하수 종말 처리장 및 정수 처리장과 같은 수 처리 시설에서는 각종 오폐수 처리를 위해 약품을 혼합한다.

최근에 국내·외적으로 이러한 약품 혼합 시 기계적 혼합방식인 임펠러 회전을 이용한 교반기의 사용량이 점차 증가하고 있으나, 이와 관련한 자료나 다양한 연구가 국내에서는 아직 이루어지지 않고 있으며, 선진국에서 설계기술을 도입하여 교반기를 설계 및 생산하고 있는 실정이다.

일반적으로 교반조의 구조는 Fig. 1.1과 같이 사각

의 콘크리트 구조물로 되어 있고, 상판 중심부에 교반조 1기당 1기의 교반기가 설치되어 있으며, 교반기의 구조는 유체를 구속하는 교반조 속에 유체의 유동을 직접적으로 유발시키는 임펠러와 임펠러를 회전시키는 교반기 축, 동력을 전달하는 모터와 감속기로 이루어져 있으며, 교반기 축의 회전에 따라 유동을 발생시켜 오염 물질제거를 위한 수처리용 약품을 원활하게 혼합하는 역할을 한다.[1]

교반기의 종류는 임펠러의 형상에 따라 여러 가지가 있으나, Fig. 1.2와 같이 FBT(flat blade turbine) type과 PBT(pitched blade turbine) type, 그리고 Hydrofoil type이 주로 쓰이고 있다.

일반적으로 회전축의 경우 운전 범위는 위험속도를 기준으로 그 한계치 내에서 운전하도록 제약받는다. 이러한 위험속도는 축 설계 시 이미 결정되어지며, 만일 위험속도 구간과 회전축의 고유진동수가 맞아떨어지면 공진이 일어남에 따라 회전 불평

\* 한국원자력연구소  
\*\* 한국원자력연구소  
\*\*\* 주식회사 우진

형이 증가하여 축의 파손이 발생하게 된다.

따라서 교반기 축 설계 시 하중에 따른 구조 강도 검토와 더불어 위험속도를 고려한 구조 설계가 이루어져야 한다. 특히 축이 긴 외팔보 형태의 교반기의 경우 기구학적으로 불안정하고 회전 시 유체의 유동에 따라 불안정성이 증가하므로, 교반기 축 설계 시 보다 강건한 설계가 되도록 해야 한다.

하지만, 보다 강건한 축으로 설계하면 축 직경이 커지게 되어 교반기 전체의 사양이 높아져 생산원가가 증가하게 되므로 적절한 기준을 제시할 필요가 있다.

본 연구에서는 교반기 설계시 위와 같은 사항을 고려하기 위하여 교반기 진동 특성 해석 모델을 개발하였고, 실규모 교반기 실험장치를 구성하여 진동 특성 실험을 실시한 후, 개발된 해석 모델을 검증하였다.

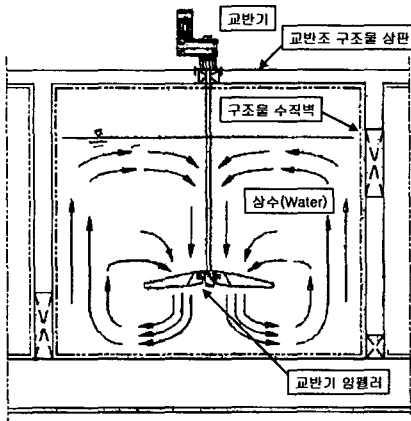
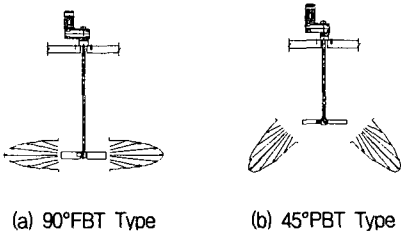


Fig. 1.1 Section view of a mixer facility



(c) 39° Hydrofoil Type

Fig. 1.2 The kind of mixer

## 2. 진동 특성 해석

### 2.1 교반기 해석 모델링

상·하수처리용 교반기는 임펠러 특성에 따라 여러종류가 있으나, 그 중에서 FBT(Flat Blade Turbine), PBT(Pitched Blade Turbine), 그리고 Hydrofoil (또는 Fuildfoil) 형태를 가장 많이 사용하고 있다.

Hydrofoil type은 유체 흐름이 Fig. 1.2 (c)와 같이 축류로서 펌핑력이 FBT, PBT 형태의 교반기 보다 높으며 39도의 취부각을 가지고 있어 약품 혼합 효율이 높아 특히 많이 쓰이고 있다.

본 연구에서는 특히 많이 쓰이고 있는 Hydrofoil type 교반기를 대상으로 고유진동수 및 고유진동 모드해석을 수행하여 교반기 동적 거동 특성을 알아보았다. 이러한 해석 결과는 교반기 구조강도 설계시 교반기 운전 임계 속도 검토에 활용할 수 있도록 하였다.

3차원 CAD 모델링은 추후 여러 가지 제원에 따라 시뮬레이션할 수 있도록 모델 형상에 따라 임펠러 회전 직경을 설계 매개변수로 하여 임펠러 회전 직경(D)이 변하면 각각의 요소들이 비율에 맞게 변하도록 하여 새로운 제원의 교반기 모델이 생성되도록 모델링 하였다.

본 해석에서는 Fig. 2.1과 같이 특정 제원에 따라 3차원 CAD 모델을 구현하였다. 3차원 CAD 모델은 SolidWorks 소프트웨어를 사용하였다.

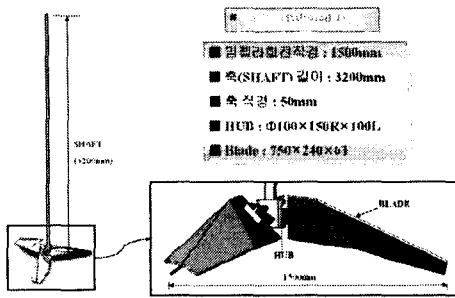


Fig. 2.1 The mixer's CAD modeling and spec.

유한요소해석을 위한 유한요소 분할은 3차원 CAD 모델 형상을 바탕으로 유한요소 모델링하였다. 유한요소 모델의 mesh 형상은 solid 요소와 shell 요소를 사용하였으며, 교반기 축 및 허브 부는 solid 요소를 사용하였고, 임펠러 부는 두께가 얇은 shell 형태이므로 shell 요소로 모델링하였다.

유한요소 mesh 생성시 응력해석의 경우 사각 mesh의 가로 및 세로의 비(aspect ratio)가 1:5 이하가 되도록 하여야 하며, 변위해석의 경우 1:10 이하가 되도록 해야한다.[2] 따라서 각 요소의 연결 부분과 하부베어링이 위치한 교반기 축 부분의 요소는 aspect ratio가 1:3으로 mesh를 생성하였다.

본 해석에서 생성한 유한요소 모델은 그림 2.2와 같으며 총 25,000 개의 mesh 요소를 생성하였다. 그리고 Fig. 2.2에서 교반기 축을 지지하는 하부베어링의 경우 지지 강성을 고려하기 위해 베어링부분도 mesh를 생성하였다.

또한, 유한요소 모델 생성도 교반기 재원에 따라 해석 할 수 있도록 3차원 CAD 모델과 같이 교반기 각 요소들을 변수화하여 mesh를 생성하였다.

해석시 사용한 교반기의 재질이 SUS304이므로, 물성치는 탄성계수가  $1.93E+11 \text{ N/m}^2$ , 밀도  $7930 \text{ kg/m}^3$ , 그리고 푸아송의 비는 0.29로 해석하였다.

경계조건은 교반기 축 상단부가 감속기에 연결되어 있고, 감속기와 연결부는 양끝단에 베어링이 지지되어 있으므로 교반기 축과 연결된 감속기 상단의 경우 동력 전달에 따른 회전이 구속되므로 회전방향을 구속하고, 감속기가 바닥에 지지되

므로 반경방향으로 구속하였으며, 상하방향도 구속하였다. 감속기 하단의 경우는 축의 맨 하단과 동일한 비틀림이 가능하므로 회전방향을 구속하지 않았으며, 상하방향 또한 구속하지 않았고, 자동 조심 베어링의 지지에 따라 반경방향으로 구속을 하였다. 또한 하부 베어링의 경우 반경방향의 변위 발생이 가능하므로 베어링의 강성을 고려하기 위해 반경방향으로 couple이 되도록 하였다.

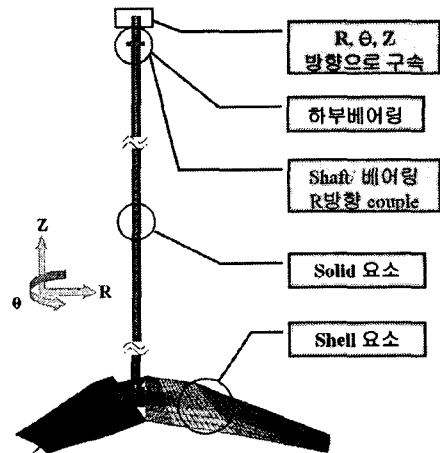


Fig. 2.2 Finite element mesh and boundary condition

## 2.2 해석 결과

본 연구에서는 교반기의 진동특성 해석을 통해 Hydrofoil Type 교반기의 고유진동수 및 고유진동 모드 형상을 구하였다. 교반기는 회전하는 구조물이기 때문에 휨 모우드와 회전 모우드를 고려하였다.

실제 교반기는 유체를 포함한 교반조 내에서 구동되므로 유체를 고려하여 해석해야 되나 검증 실험 수행이 어려우므로 유체를 고려하지 않고 공기 중 조건으로 해석하였다. 하지만 이미 알려진 바에 의하면 구조물의 수중 고유진동수는 공기 중에 비해 약 30%정도 낮아진다.[4] 따라서 공기중에서 구한 고유진동수의 70% 값을 교반기 운전 회전수 산정 시 반영하면 될 것으로 본다.

Fig. 2.3은 교반기의 고유진동수 및 고유진동 모드 결과이다. 결과를 보면 축의 bending 모드의 1차 고유진동수는 1.80Hz이고, 2차는 12.21Hz, 3차는 17.53Hz, 4차는 42.32Hz로 해석되었으며, 축 및 임펠러의 비틀림 모드는 1차 고유진동수가 7.81Hz, 2차가 20.41Hz로 해석되었다.

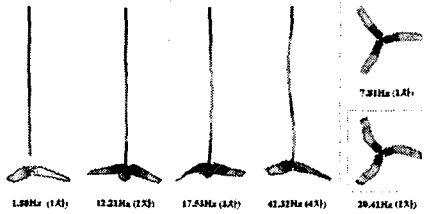


Fig. 2.3 The result of FEM analysis

### 3. 진동 특성 검증 실험

#### 3.1 실험 장치 구성

본 실험은 교반기 모델별 동특성 해석 모델의 타당성 검증을 목적으로 수행하였다. 먼저 교반기 실험을 위해 Fig. 3.1과 같이 5×10×5(m) 크기의 사각 교반조를 제작하였으며, 상부에 교반기 감속기를 지지할 수 있도록 하였다. 진동특성 실험에서는 실험방법상 교반조에 물을 채우지 않은 상태에서 실시하였다.

교반기 축의 고유진동수 및 고유진동모드를 측정하기 위해 Fig. 3.2와 같이 교반기 축에 한쪽 방향으로 일정 간격을 두어 4개의 진동센서(가속도계)를 부착하였으며, 부착된 가속도계는 전용 Amp와 연결한 뒤 발생하는 신호를 VXI System을 통하여 신호처리를 할 수 있도록 하였다. 최종 신호처리 및 분석은 PC에서 MTS I-DEAS/TDAS 분석 소프트웨어를 이용하여 실시하였다.

Modal Testing은 햄머의 충격에 의한 충격 가진법으로 실시하였으며, 충격 가진 점은 임펠러 하부 위쪽을 기준하여 가진 하였다.

측정시 설계상 운전주파수 대역이 최대 1Hz 미만이므로 측정 주파수 대역을 0Hz ~ 100Hz

까지 측정하였다.[4][5]

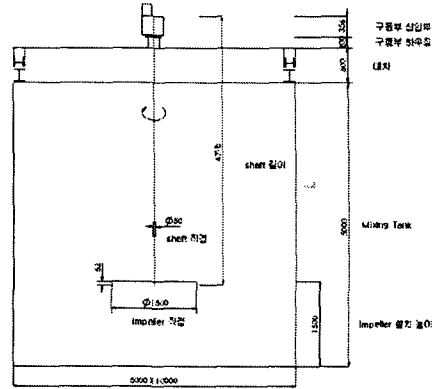


Fig. 3.1 Experimental spec. of the mixer

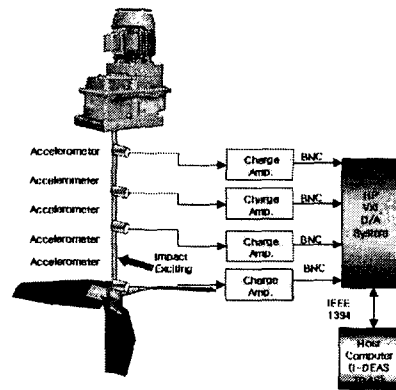


Fig. 3.2 Schematic diagram of the experiment equipment

#### 3.2 실험 결과

교반기 축의 고유진동수 및 고유진동 모드를 측정한 결과 Fundamental mode가 1.75 Hz로 나타났다. 실제 운전 영역이 최대 0.5Hz(30 rpm)라고 볼 때 축의 굽힘 진동 측면에서 안전함을 알 수 있고, 실제로 교반기 축이 수중에 잠기어 작동하는데 통상 수중에서의 고유진동수는 유체에 의한 부가 질량 효과로 인해 공기중 값 보다 최대 30% 정도 감소하게 되므로, 이를 감안하면 1.225 Hz 값으로 낮아지나 여전히 운전 영역 이상이며

로 수중에서도 안전함을 알 수 있다.

그밖에 Fig. 3.3와 Auto power spectrum density와 Fig. 3.4의 주파수 응답함수 결과를 보면 2차 모우드가 11.125 Hz로 나타나고, 3차 모우드가 19.125 Hz, 4차 모우드가 44.250 Hz 임을 알 수 있다.

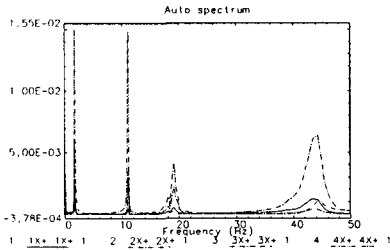


Fig. 3.3 The result of auto-power spectrum density

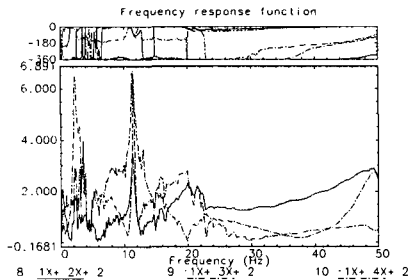


Fig. 3.4 The result of frequency response function

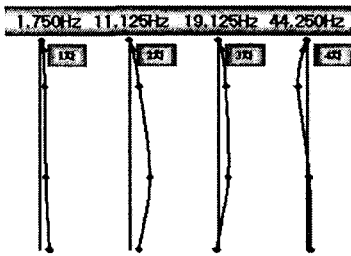


Fig. 3.5 The result of experimental analysis

#### 4. 해석 및 실험 결과 고찰

Fig. 2.3과 Fig 3.5 및 Table 4.1은 본 연구에서 개발한 교반기 진동 특성 해석결과와 실제 측정 한 고유진동수와 고유진동 모드를 비교한 결과이다. 두 결과 모두 고유진동 모드가 잘 일치함을 알 수 있고, 고유진동수 결과도 서로 유사함을 알 수 있다. 결과적으로 어느 정도 오차가 발생하나 그 범위가 10%이하인 점을 볼 때 본 연구에서 개발한 교반기 동특성 모델이 타당성을 갖는 것을 알 수 있었다.

따라서 추후 동일 모델에 사용 용량이 다른 제품을 설계할 경우 본 과제에서 개발한 동특성 모델을 이용하여 해석해 본 후 그 결과를 설계 검증에 활용 할 수 있을 것으로 보여 진다.

Table 4.1 The result of FEM & experimental analysis

|          | Measurement | Analysis | Error |
|----------|-------------|----------|-------|
| 1st mode | 1.750Hz     | 1.80Hz   | 2.86% |
| 2nd mode | 11.125Hz    | 12.21Hz  | 8.88% |
| 3rd mode | 19.125Hz    | 17.53Hz  | 8.34% |
| 4th mode | 44.250Hz    | 42.32Hz  | 4.57% |

#### 5. 결 론

본 논문에서는 정수장 및 하수종말 처리용으로 사용되는 교반기의 진동특성해석 모델의 개발 및 검증 실험을 실시하여 교반기의 진동 특성 해석기술을 확립하였다.

- 1) 교반기 고유진동수 및 고유진동 모드 해석 모델을 개발하였다.
- 2) 해석 제원에 따른 실규모 교반기를 제작하고 검증실험을 실시하였다.
- 3) 고유진동수는 해석 결과(1.8Hz, 12.21Hz, 17.53Hz, 42.32Hz)와 실험 결과(1.75Hz, 11.125Hz, 19.125Hz, 44.25Hz) 값이 대략 평균적으로 6% 오차를 가지나 거의 유사함을 알 수 있었다.
- 4) 고유진동모드는 해석 결과와 실험 결과가 1차에서 4차 모드까지 잘 일치하였다.
- 5) 검증 실험 결과를 볼 때 개발한 해석 모델

이 타당함을 알 수 있다.

교반기의 국산 고유모델 설계를 위한 구조해석 및 시험기술이 국내 최초로 실시되었으며, 지속적인 설계기술의 자립화를 통하여 외화절감 및 해외수출도 가능할 것으로 판단된다.

#### 참 고 문 헌

[1] 2000, Hydrofoil-mixers, (주) 우진.

[2] ANSYS user's manual for revision 5.0, volume IV, swanson analysis systems, Inc, 1992.

[3] (주) 우진, 구조강도 설계자료(대외비)

[4] D.J. Ewins, 2000, Modal Testing: Theory, Practice and Application, Research Studies Press LTD.

[5] 2000, I-DEAS/TDAS user's manual, MTS Inc.