

공기부양선의 추진 및 부양축계 종진동 해석에 관한 연구

손선태† · 길병래* · 김정렬*

(원고접수일 : 2007년 7월 16일, 심사완료일 : 2007년 9월 17일)

A Study on the Analysis of Axial Vibration of Flexible Shafting System for Propulsion and Lift in Air Cushion Vehicle

Seon-Tae Son† · Byung-Lea Kil* · Jung-Ryul Kim*

Abstract : In this study, axial vibration analysis has been conducted on a propulsion and lift shafting system for an air cushion vehicle using ANSYS code. The shafting system is totally flexible multi-elements system including wood composite material of air propeller, aluminum alloy of lift fan and thin walled shaft with flexible coupling. The analysis calculated the axial natural frequencies and mode shapes of the shafting system taking into account an equivalent mass-elastic model for shafting system as well as the three-dimensional models for propeller blade and fan impeller. Such a flexible shafting system has very intricate vibrating characteristics and especially, axial natural frequencies of flexible components such as propeller blade and impeller of lift fan can be lower to the extent that causes a resonance in the range of operating revolution. The results for axial vibration analysis are presented and compared with the results of axial vibration test for lift fan conducted during Sea Trial.

Key words : Air cushion vehicle(공기부양선), propulsion and lift shafting system(추진 및 부양 축계), axial natural frequency(중 고유진동수), Equivalent mass-elastic model(등가 질량-탄성 모델), three-dimensional models(3차원 모델)

1. 서 론

공기부양선(Air Cushion Vehicle, ACV)의 추진 및 부양축계는 중량을 최소화하기 위해 경량 고출력으로 고속 회전하는 가스터빈, 복합소재 공기 프로펠러, 알루미늄 재질의 부양송풍기, 알루미늄 케이싱을 갖는 감속기어, 두께가 극히 얇은 중

공축 및 유연 커플링으로 구성되어 있다. 이와 같이 구성된 추진 및 부양 시스템은 탄성지지 된 유연 탄성 축계, 탄성체인 추진용 공기 프로펠러 및 부양용 송풍기를 포함한 시스템으로서 선박이나 항공기의 추진축계와는 상이한 종진동 특성을 가진다.

본 연구에서 대상으로 하고자 하는 공기부양선의 추진 및 부양 계통은 2대의 가스터빈과 4대의 감

† 교신저자((주)한진중공업 특수선개발팀), E-mail:son_st@hanjinsc.com, Tel: 051)410-8090

* 한국해양대학교 기관시스템공학부

속기어를 통하여 추진 공기 프로펠러 및 부양 송풍기를 동시에 구동하는 축계로 구성되어 있다. 각 축은 유연 커플링 및 얇은 중공축으로 구성되어 있고, 가진원으로 공기 프로펠러 및 부양송풍기를 포함하고 있으므로 축계의 종진동 고유진동수가 가진원의 가진주파수 범위 내에 위치하게 되면 공진이 발생되므로 이를 검토하는 것은 축계 설계에 있어서 일반적 단계이다. 그러나 연구대상 축계 시스템은 목재 공기 프로펠러 블레이드 및 알루미늄 부양 송풍기 임펠러를 포함하고, 이들 축계 구성품이 낮은 고유진동수를 가지는 유연탄성체이므로 프로펠러 블레이드 및 부양송풍기 임펠러 자체의 진동특성이 축계 시스템의 진동특성에 영향을 초래할 가능성이 있으므로 프로펠러 블레이드 및 임펠러의 모드해석을 통하여 축계의 위험도를 검토하여야 한다.

또한 대상 축계는 프로펠러, 부양송풍기 임펠러, 기어 휠, 축계 불평형 및 정렬불량 등 일반 디젤엔진을 설치한 선박의 축계와는 상이한 가진원을 가지므로 진동 특성을 정확하게 평가하기 위해서는 이러한 가진원 분석이 필요하다.

본 논문에서는 공기부양선의 추진 및 부양 축계의 가진원 분석 및 비감쇠 자유 종진동을 해석하여 운전영역에서의 공진점 존재 여부 및 진폭을 파악하였고, 유연 탄성체인 프로펠러 및 임펠러의 모드해석을 수행하여 축계설계에 반영하고자 하였다. 이를 위하여 추진 및 부양 축계를 집중질량계로 모델링 하였으며, 프로펠러 블레이드 및 부양송풍기 임펠러는 3차원 모델로 모델링하여 상용 프로그램인 ANSYS code를 이용하여 해석을 수행하였다. 여기서 종진동 해석 검토 결과 축계 진동문제가 확인된 부양송풍기 축계에 대한 종진동 해석결과는 실제 시운전시 계측치를 통하여 진동특성을 확인하였다.

2. 축계 시스템 해석 모델

해석 대상으로 하고 있는 추진 및 부양 시스템⁽¹⁾은 단위체적당 출력이 아주 높은 고밀도 공기부양선에 적용된 체계로 Fig. 1과 같으며, 항공기형 고속터빈 방식의 4,000 SHP, 16,000 rpm 가스

터빈 2대, 엔진 감속기어(베벨기어, 내부에 오버런 클러치 내장), 프로펠러용 감속기어, 부양 송풍기용 감속기어, 부양 송풍기 2대, 프로펠러, 프로펠러 덕트, 분리 클러치, 부양 송풍기 베어링, 축 및 유연 커플링으로 구성되어 있다.

2.1 축계 집중질량 모델링

프로펠러, 기어, 부양송풍기용 임펠러 등은 1질점계로 모델링 하였으며, 각 축 및 커플링은 다질점 상당 질량관성모멘트와 상당 스프링으로 모델링 하였다. 관성 모멘트가 작은 유연 커플링 및 얇은 중공축은 질량이 없는 축으로 간주할 수 있으나 축계의 특성을 고려하여 복수의 스테이션으로 간주하여 각 부분의 관성을 강체디스크에 집중시켜 축에 대해서는 강성만 존재하고 질량이 없는 축으로 간주한다. 유연 커플링은 유연 디스크 팩을 가진 구조로 동등 종강성의 ANSYS Code Solid Pipe(PIPE16 Element)로 모델화 하였고, 동등 종 강성은 커플링의 전체 종변형 대 부하 곡선에서 계산되었다. 프로펠러, 기어 휠, 송풍기 임펠러와 같은 주요 질량계는 ANSYS Code Point Mass(MASS21)로 모델화 하였다.

가스터빈은 베벨기어를 통하여 축계와 직각으로 연결되어 종진동에 영향이 없는 것으로 가정하여 모델에서 제외하였다.

축계의 재질은, 유연커플링 및 연결축은 합금강으로 밀도 $7,833 \text{ kg/m}^3$, 탄성계수 206.5 MPa , 프와송 비 0.3 이고, 부양 송풍기 임펠러축은 스테인레스 강으로 밀도 $7,750 \text{ kg/m}^3$, 탄성계수 206.5 MPa , 프와송 비 0.3 이다.

각 베어링의 모드 강성은 베어링 강성과 설치대의 강성이 직렬이 되도록 처리하여 베어링과 설치대의 강성을 합산하여 적용하였다.

기어 메시는 종 강성을 유효하게 전달할 수 없는 것으로 가정하여 본 연구에서 대상으로 하는 추진 및 부양축계는 각 기어를 분리점으로 하여 전체 축계를 Table 1과 같이 3개의 분리된 축계로 모델화 하였다. 즉, 각 축계는 다음과 같이 모델화 하였다.

- (1) 추진축계 (propeller shaft section)
- (2) 구동축계 (drive shaft section)
- (3) 부양축계 (lift fan shaft section)

Fig. 2는 집중질량계로 모델화한 추진 및 부양 축계인데, 각 요소의 특성치는 각 장비 제작사에서 제시한 값을 이용하였다.

Table 1 Model of shaft section

shaft section	from	to
1	propeller shafting	after end of propeller shaft
2	drive shafting	propulsion high speed gear
3	lifting fan shafting	lifting slow speed gear

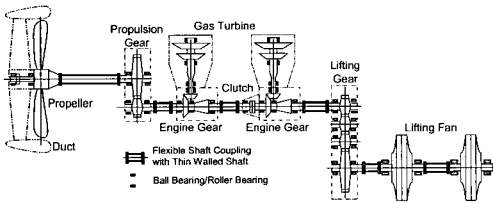


Fig. 1 Propulsion and lift system on ACV

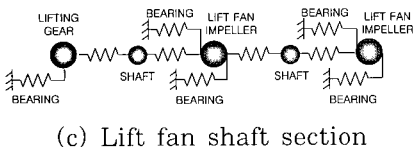
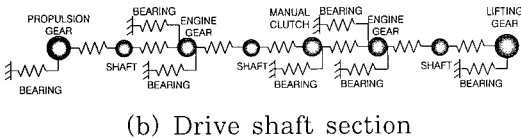
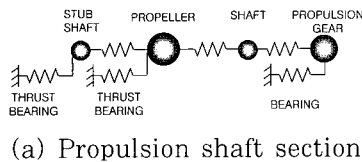


Fig. 2 Mass and elastic model of propulsion and lift shafting

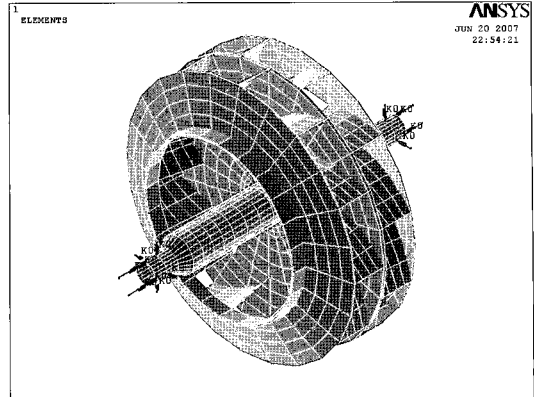


Fig. 3 Solid model of lift fan impeller

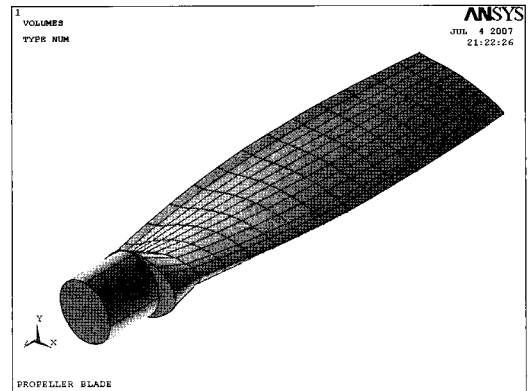


Fig. 4 Solid model of propeller blade

2.1 프로펠러 블레이드 및 부양송풍기 임펠러 모델링

블레이드 및 임펠러의 고유진동수 계산 및 모드 형상의 해석을 위해 ANSYS Code Solid (Solid45)로 Fig. 3 및 Fig. 4와 같이 모델화한다.

3. 가진원 분석

공기부양선의 추진 및 부양계통은 고속으로 회전하는 탄성지지 된 탄성축계로 일반적인 축계에서와 같이 불평형, 정렬불량 등의 가진원외에 공기프로펠러, 임펠러 등의 가진원을 가진다^{[3],[4]}.

프로펠러는 추진축계의 주 가진원으로서 각 블레이드는 구동축에 대해 회전하는 동안에 각종 운동을 이룬다. 블레이드 플러핑(flapping), 래깅

(lagging) 및 피치변화가 공기 역학 및 피치 제어에 따라 주기적으로 반응하여 일어난다. 블레이드의 플렉싱(flexing)이 공기역학에 반응하여 주기적으로 발생하며 축계에 전달되는 변동 부하는 통상 축의 회전 주파수의 배수이며 특성상 하모닉이다. 블레이드에 작용하는 정상상태의 가진력은 프로펠러 회전수의 조화 주파수이다. 즉 모든 블레이드가 공기역학적 및 형상이 동일하다면, 축계에 전달되는 가진력은 블레이드 수의 배수의 하모닉에 있다^[6]. 따라서 본 축계의 프로펠러 날개 수는 5장이므로 가진력은 5의 배수이다.

또한 프로펠러 블레이드는 재질이 목재이므로 재질 특성상 고유진동수가 축 회전수에 근접할 경우 고유진동수에서 단단한 보(beam)로 플랩핑(flapping)이 일어나는 경향이 있으므로, 축계회전수에 근접한 블레이드의 축의 종방향 고유진동수는 축계의 종진동 가진원이다. 따라서 추진축의 가진원은 축 회전수 배수인 불평형, 블레이드 고유진동수, 그리고 블레이드 배수인 공기역학적 가진이다.

구동축 부분에서 각 기어의 기어 메쉬에 의한 가진력은 기어 이(齒)수가 많아 높은 주파수 일뿐 아니라 진폭이 작아 실제적으로 종진동 가진원이 될 수 없으므로 가진원에서 제외하고 질량 불평형에 의한 축 회전수 배수만을 가진원으로 고려한다.

부양축계의 주 가진원은 추진축과 유사하게 축 회전수 배수인 불평형, 임펠러 고유진동수, 그리고 임펠러 블레이드 배수인 공기역학적 가진 등이 있다^[6].

이상과 같이 검토한 종진동 가진원을 정리하면 Table 2와 같다.

Table 2 Excitation source and frequency

No.	Excitation frequency	Excitation source
1	1× shaft speed	unbalance
2	No. of impeller blade × shaft speed	lift fan impeller
3	No. of propeller blade × shaft speed	propulsion propeller
4	axial natural frequency of impeller × shaft speed	lift fan impeller
5	axial natural frequency of propeller blade × shaft speed	propulsion propeller blade

각 가진원에 대한 공진을 확인하기 위하여 Table 2의 1 ~ 3번 항목은 축계 집중질량계 모델에 의한 해석을 수행하며, 4, 5번 항목은 임펠러 및 프로펠러 블레이드를 3차원 모델화 하여 모드 해석을 수행한다.

4. 해석결과 및 검토

4.1 추진축계

추진축과 추진기어는 볼 스플라인(ball spline)으로 연결되어 축의 종방향 거동이 추진기어에 전달되지 않아 축과 기어는 종진동 관점에서는 완전히 분리되어 있으므로 진동 해석 모델에서 기어를 제외하여야 한다. 그러나 작동시 볼 스플라인의 고착에 의해 축과 추진기어가 일체가 되어 추진 기어가 해석 모델에 반영되어야 하는 경우를 고려하여야 한다. 따라서 추진축계는 다음 2가지 경우에 대해 해석하였다.

Case 1 : 추진축이 볼 스플라인으로 인해 추진기어와 완전히 분리된 경우(Not stick)

Case 2 : 추진축과 볼 스플라인이 고착되어 종강성이 추진기어에 전달되어 추진기어가 축과 일체로 되는 경우(Stick)

Table 3은 진동해석 결과로 첫 6개의 모드를 목록화 하였으며, Fig. 5의 썸넬 선도에서 알 수 있듯이 다음 모드 외에는 프로펠러 축 회전수 및 프로펠러 블레이드 가진 주파수와 동조하는 공진 모드는 존재하지 않는다.

▷ 83.0 Hz 모드 : Case 2(Stick)에서 주요 가진원인 프로펠러 블레이드 성분과 축 작동회전수 범위 인접부근에서 공진.

83.0 Hz 모드 형상은 Fig. 6에서 보는 바와 같이 각 축의 유연 커플링 및 추진감속기에서 큰 공진 진폭이 발생하며, 유연커플링의 경우 특성상 문제가 없으나 추진기어의 경우 상대적으로 큰 종진동 공진 진폭이 발생하여 문제가 야기될 수 있다.

그러나 83.0 Hz 모드가 볼 스플라인이 고착되어 추진축의 종강성이 추진기어에 전달되는 Case 2의 경우이므로 이는 정상작동상태에서는 발생되지 않으며 정상 작동시에는 계측도 불가하다. 또한 이 모드는 무부하 운전점과 작동영역 사이에 위치하므로 기관제어상 무부하 회전수에서 작동 회전수까지 급속통과가 이루어지므로 공진 문제점은 발생하지 않을 것으로 판단된다.

Table 3 Natural frequency of propeller shaft section

Mode (order)	Natural frequency [Hz]	
	Case 1 (shaft not stick)	Case 2 (shaft stick)
1	36.9	39.6
2	57.5	83.0
3	519.6	159.6
4	962.0	552.1
5	1095.8	962.5
6	1736.8	1097.0

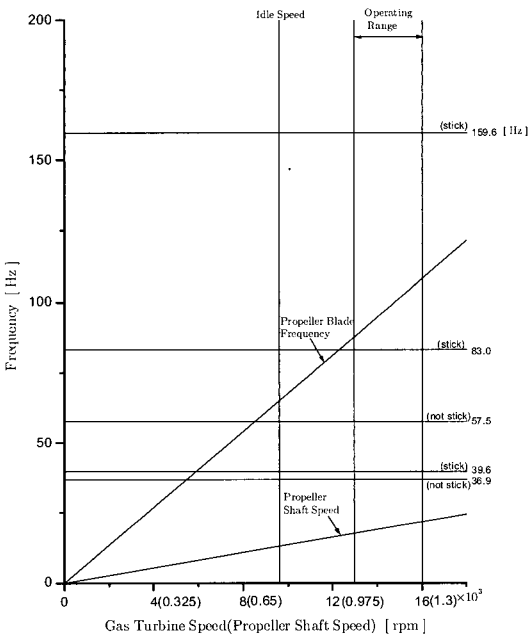


Fig. 5 Campbell diagram of propeller shaft excitation

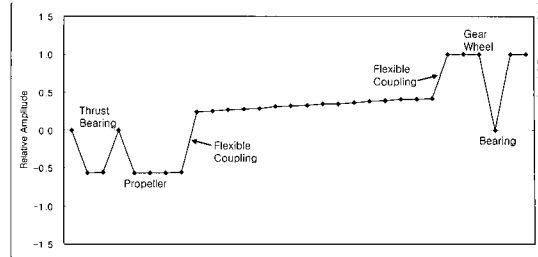


Fig. 6 Mode shapes of propeller shaft (Case 2, 83.0 Hz)

Table 4는 프로펠러 블레이드의 고유진동수 해석결과이며 Fig. 7의 캠벨 선도를 이용하여 블레이드 고유진동수와 축 회전수와 공진 유무를 도시하였다.

Table 4 Natural frequency of propeller blade

Vibratory mode	Natural frequency [Hz]
1	2.4
2	7.5
3	11.7
4	15.4
5	22.6
6	33.6
7	35.2
8	42.2

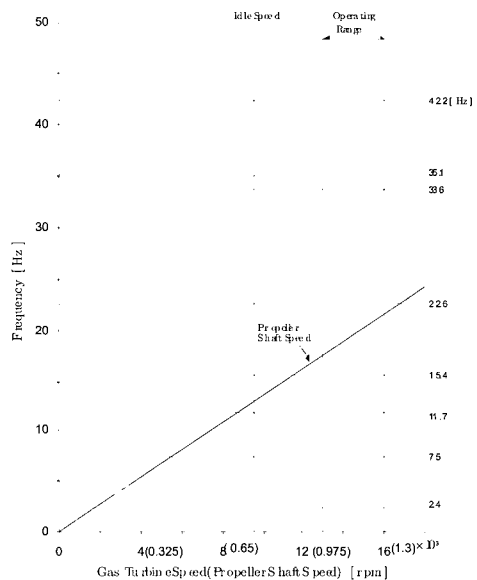


Fig. 7 Campbell diagram of propeller shaft excitation (propeller blade)

캠벨선도에서 블레이드 진동 중 4차(15.4 Hz) 모드가 축 무부하 회전수와 작동 회전수 사이의 영역에 존재한다.

4차(15.4Hz)모드 형상은 Fig. 8에 도시한 바와 같이 축의 종방향 진동이 아니라 블레이드 폭방향 진동이며, 고유진동수가 위치한 영역도 축의 작동회전수 영역이 아니라 무부하 회전수와 작동 회전수 사이의 영역이므로 추진축의 종진동에는 영향이 없을 것으로 판단된다.

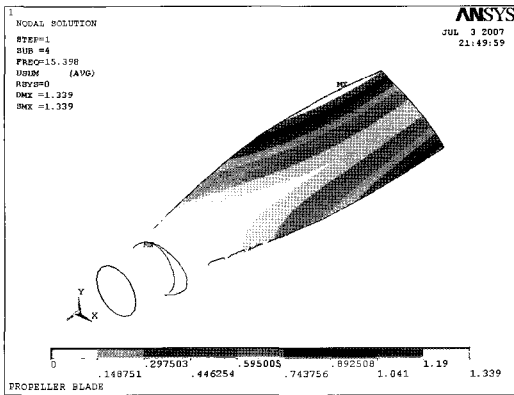


Fig. 8 Mode shapes of propeller blade(15.4 Hz)

4.2 구동축계

구동축계에서는 질량 불평형에 의한 가진원 외에 특별한 가진원이 없으므로 축 회전수 성분과의 공진만을 검토한다. Table 5는 진동해석 결과중 첫 6개의 모드를 나타낸 것이며, 공진모드는 Fig. 9의 캠벨 선도에서 알 수 있듯이 다음과 같다.

▷ 2차(79.7 Hz) 모드 : 작동영역에서 축 회전수와 공진

2차(79.7 Hz)모드는 운전영역내 저속영역에 위치하며 모드 형상은 Fig. 10에서 보는 바와 같이 상대적으로 큰 종진동 진폭이 발생하는 부분은 유연커플링 부분이며 종진동에 민감한 기어 등의 경우 진폭이 적고 가진원이 질량 불평형에 의한 가진이므로 기진력이 작아 축계의 종진동 문제점은 발생하지 않을 것으로 판단된다.

Table 5 Natural frequency of drive shaft section

Vibratory mode	Natural frequency [Hz]
1	44.6
2	79.6
3	103.9
4	137.3
5	144.1
6	149.3

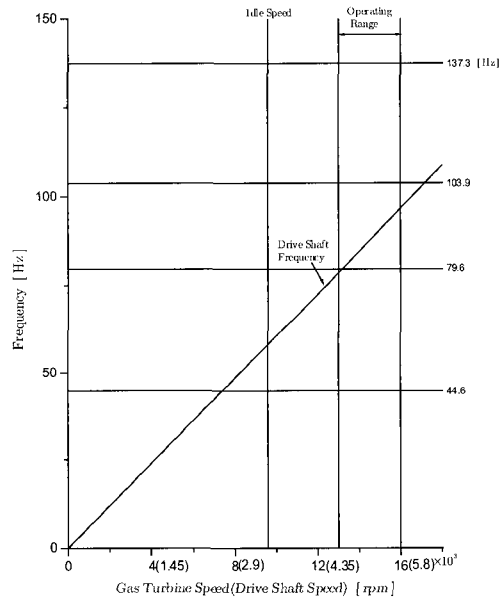


Fig. 9 Campbell diagram of drive shaft excitation

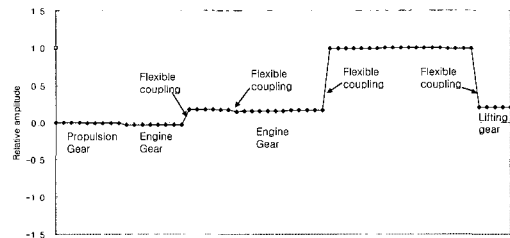


Fig. 10 Mode shape of drive shaft (103.9 Hz)

4.3 부양축계

부양축계를 집중질량계로 모델화하여 진동해석을 수행하여 첫 6개의 모드에 대해 Table 6에 목

록화 하고 Fig. 11과 같이 캠벨 선도에서 공진유무를 도시하였다. 캠벨 선도에서 보는 바와 같이 축회전수 및 부양송풍기 임펠러 가진 주파수와 공진되는 고유진동수는 없다.

Table 6 Natural frequency of lift fan shaft section

Vibratory Mode	Natural Frequency (Hz)
1	47.7
2	59.8
3	79.0
4	95.2
5	96.0
6	921.2

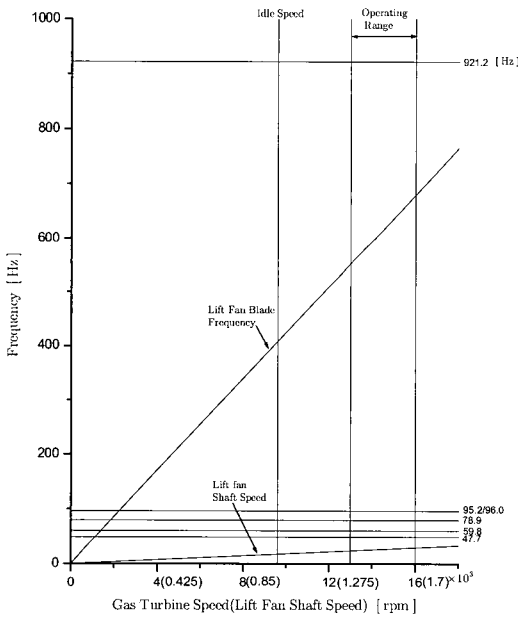


Fig. 11 Campbell diagram of lift fan shaft excitation

Table 7 은 부양송풍기 임펠러의 고유진동수 해석결과 첫 6개 모드에서의 진동해석 결과이며 Fig. 12는 캠벨 선도에서 임펠러와 축과의 공진유무를 도시하였으며 축회전수와 공진하는 진동모드는 다음과 같다.

▷ 1 차(26.8 Hz) 모드 : 작동영역에서 축 회전수와 공진

축회전수와 공진하는 1차(26.8 Hz)모드의 모드형상은 Fig. 13과 같으며 모드형상에서 진동의 방향은 축의 종방향으로 이는 축계의 종진동 공진 문제가 발생할 가능성이 있음을 보여준다. 임펠러 설계 단계에서 임펠러의 설계를 변경할 필요성이 있다.

Table 7 Natural frequency of lift Fan impeller

Vibratory Mode	Natural Frequency (Hz)
1	26.8
2	39.0
3	39.5
4	85.3
5	85.9
6	95.0

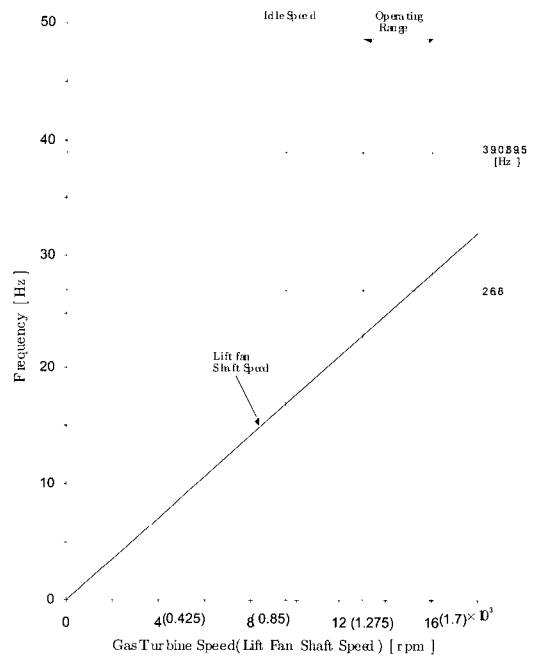


Fig. 12 Campbell diagram of lift fan shaft excitation (lift fan impeller)

Fig. 14는 축계 설치완료 후 임펠러를 망치로 가격하여 계측한 고유진동수이다. 계측된 고유진동수는 25.5 Hz로 해석 결과 26.8 Hz와 거의 일치한다.

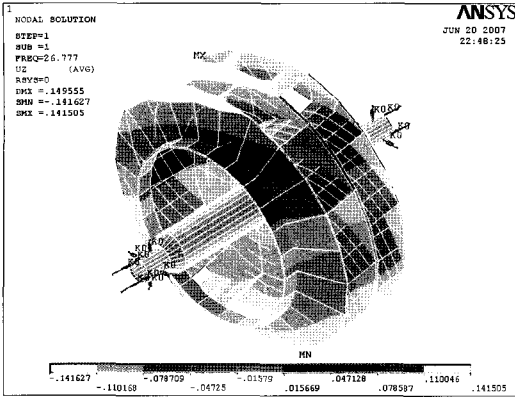


Fig. 13 Mode shape of lift fan impeller (26.8 Hz)

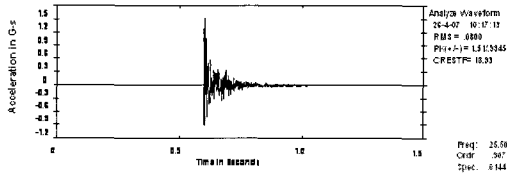


Fig. 14 Measurement result - natural frequency of lift fan impeller

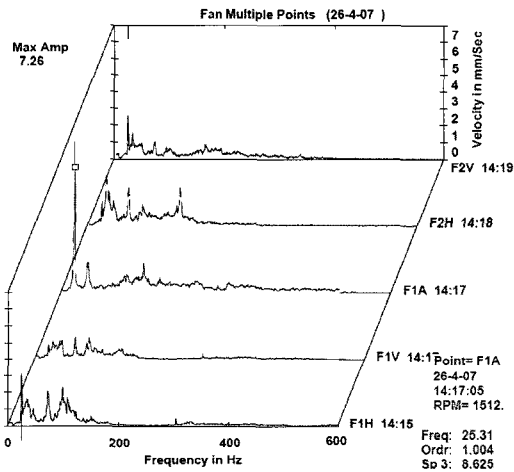


Fig. 15 Measurement result-vibration spectrum on bearing of lift fan impeller shaft

Fig. 15는 시운전시 부양송풍기 베어링에서 진동계측한 결과이다. 부양송풍기 밸런싱 후 부양송풍기 베어링에 수직방향 2개소, 수평방향 2개소, 종방향 1개소(Fig. 16)에 가속도계를 설치하여 진동신호를 검출한 결과 수평 및 수직 방향은 양호

한 반면 종방향 진동 스펙트럼(Fig. 15, F1A)은 최대 7.26 mm/s로 계측되었다. 이때 축 회전수는 1,512 rpm으로 부양송풍기 임펠러의 고유진동수와 축회전수와 공진되고 있음을 나타내며, 이 진동 수준은 밸런싱 기준으로 볼 때 요구 기준을 다소 초과하는 수준이다.

임펠러에 의한 증진동 공진을 회피하기 위해서는 임펠러의 판재의 두께 등을 변화시켜 고유진동수를 변화시켜야 하므로 임펠러 제작 완료 후에는 진동을 회피하기가 쉽지 않다. 따라서 초기 설계시 집중질량법에 의한 축계 증진동 해석 외에 유연탄성체인 임펠러의 모드해석을 수행하여 설계에 반영하는 것이 필요하다.

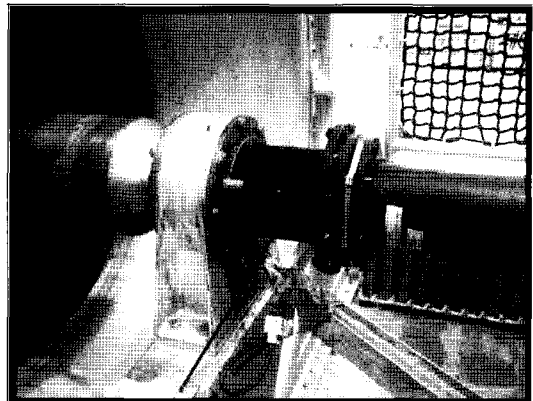


Fig. 16 Measurement result - position of vibration sensors on bearing of lift fan impeller shaft

4. 결 론

본 연구에서는 부양송풍기 임펠러 및 공기 프로펠러 등 유연탄성체를 포함하는 공기부양선의 유연탄성축계를 집중질량계에 의한 축계 비감쇠 자유 증진동해석을 수행하고, 임펠러 및 공기 프로펠러는 3차원 모델에 의해 모드해석을 수행, 고유진동수, 운전영역에서 공진점 존재 및 모드 형상을 파악하였다. 이에 대한 해석은 상용 프로그램인 ANSYS code를 이용하여 해석하였다.

따라서 추진 및 부양 축계에 있어서 증진동에 대한 기진력 특성 및 진동특성을 검토한 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 축계를 집중질량계로 3개의 모델로 구분하여 모델링하여 종진동 해석을 수행하였으며, 해석 결과 고유진동수가 시스템의 무부하 운전 및 운전 영역 내에 주요 가진원과 공진은 문제가 없는 것으로 확인하였다.

(2) 유연 탄성체인 프로펠러 블레이드 및 송풍기 임펠러의 모드해석을 통해 증방향 고유진동수를 해석한 결과 부양송풍기의 임펠러의 고유진동수가 축의 운전점 내에 존재하는 것을 확인하여 공간가능성이 예상되었고 진동계측 결과 이를 검증하였다.

(3) 따라서 유연탄성체를 포함하는 축계의 종진동해석은 설계단계에서 집중질량계에 해석외에 축계 구성품에 대한 3차원 모델에 의한 모드해석으로 종진동을 평가하여 설계에 반영하는 것이 필요하다.

참고문헌

- [1] 손선태, 김정렬, "공기부양선의 추진 및 부양축계 비틀림 진동 해석 연구", 한국마린엔지니어링학회지, 제31권, 4호, pp. 335 ~ 342, 2007.
- [2] J. S. Rao, "Rotor Dynamics", John Wiley & Sons Inc, 1983.
- [3] G.H. Elsley, A. J. Devereux, "Hovercraft Design and Construction", David & Charles Newton Abbot, 1968.
- [4] Liang Yun, Alan Bliault, "Theory and Design of Air Cushion Craft", John Wiley & Sons Inc, 2000.
- [5] Headquarters, US Army Material Command, "AMCP 706-201, Engineering Design Handbook, Helicopter Engineering, Part 1 Preliminary Design", 1974.
- [6] 송승훈 "산업용 송풍기의 진동저감에 관한 연구", 한국소음진동학회 1999년도 추계 학술대회 논문집, pp. 492 ~ 497, 1999.
- [7] 전효중, 이돈출, "추진축계 진동론", 다솜출판사, 2003.
- [8] 한국기계연구소, "공기부양정의 소음해석 및 진동소음 계측", 1989.

저자 소개



손선태(孫善太)

1958년 5월생, 2002년 선박기계기술사, 2005년 한국해양대학교 대학원 기관시스템공학과 졸업(석사), 현재 (주)한진중공업 특수선개발팀 부장



김병래(吉炳來)

1957년 11월생, 1981년 한국해양대학교 기관학과 졸업, 2000년 부경대학교 대학원 기계공학과 졸업(공학석사), 2004년 부경대학교 대학원 기계공학(공학박사수료), 1996년~현재, 한국해양대학교 기관시스템공학부 교수, 당학회 정회원. 관심분야 : 프로세스 제어



김정렬(金正烈)

1961년 9월, 1983년 한국해양대학교 기관학과 졸업, 1985년 한국해양대학교 대학원 박용기관학과 졸업(공학석사), 1998년 일본 나고야대학 대학원 기계공학과 졸업(공학박사), 1988년 8월~1993년 2월 현대중공업 엔진사업부 근무, 1993년 3월~현재 한국해양대학교 해사대학 기관시스템공학부 부교수.