

회전샤프트의 위험속도에 관한 진동특성 연구

A Study on the Vibration Characteristics of Critical Speed for Rotor Shaft

손충렬† · 이강수* · 류영현**

Choong-Yul Son, Kang-Su Lee and Young-Hyun Ryu

(2008년 6월 12일 접수 ; 2008년 8월 28일 심사완료)

Key Words : FEM(finite element method, 유한요소법), Critical Speed(위험속도), Rotor Shaft(회전샤프트), Rotor Shaft Diameter(회전샤프트 직경), Rotor Shaft Length(회전샤프트 길이), Mass(질량), Bearing(베어링), Mode Shape(모드형상)

ABSTRACT

In the design of a rotor shaft, care should be taken to minimize vibration by taking into account the sources of vibration. In addition, the intensity, critical speed, stability, and other related aspects of the system must be considered. Especially when it is operated at a critical speed, it is important to address issues related to vibration, as an increase in the whirling response of the rotor shaft can cause damage to the shaft, destruction of the rotor parts, and detrimental abrasions on the bearings. In this thesis, the vibration characteristics of a rotor shaft are investigated through the use of the finite element method. Variations of the diameters and lengths were used to determine the effect of a rotor shaft using Beam No.188(3D linear strain beam) in ANSYS version 11.0 as a universal interpretation program for finite elements. Special care was taken to prevent excessive vibration, which can result from resonance at the initial stage, in the formulation of a dynamic design for a rotor shaft through calculations while changing the diameters and the lengths of the shaft. Moreover, the dynamic characteristics of the critical speed, total mass, D/L (diameter to length) ratio, and natural frequency were verified. Furthermore, the rotor shaft applied by bearing element was calculated and compared by using Combi No. 214(2-D spring-damper bearing).

1. 서 론

선박에 설비되어 있는 기계는 주기관(main engine)과 보조기계(auxiliary machinery), 크게 두가지로 나눌 수 있다. 전자는 직접 선체를 추진하는 기계를 말하고 후자는 주기 및 주 보일러의 운전에 필요한 기계(이들을 추진 보조기계(propulsive auxiliary)라

한다)와 배의 취함에 필요한 모든 기계를 총칭하여 말하고 간단하게 보기라고도 한다⁽¹⁰⁾.

선박에는 왕복동 내연기관, 증기터빈, 전동기, 가스터빈, 유압모터, 압축기, 각종 펌프, 유청정기 및 터보차저 등의 많은 회전기계가 있다. 또한, 터빈, 발전기 등의 고속 회전화, 대형화, 고출력화뿐 아니라 우주항공 분야 등 특수 응용분야에서 회전기계의 동장은 연구 영역을 크게 확대하게 되었다.

회전기계의 설계 시에는 가진력(excitation)이 발생하는 동안 진동을 줄이는 방향으로 설계하여, 안정된 회전 성능 및 기능이 항상 유지되어야 한다.

† 교신저자: 정회원, 인하대학교 기계공학과

E-mail : soncy@inhaian.net

Tel : (032)860-7338, Fax : (032)864-5850

* 인하대학교 대학원 선박공학과

** Wartsila Korea Ltd.

회전기계의 진동은 조화(sinusoidal), 주기(periodic), 천이(transient) 및 랜덤(random)형태의 다양한 동적 하중이 작용할 수 있기 때문에 계의 강도, 위험속도, 안정성 등을 고려하여야 한다⁽⁹⁾.

FEM해석의 경우 범용 package 유한요소 해석프로그램인 ANSYS 버전 11.0의 Beam 188번(3D linear finite strain beam)을 이용하여 회전샤프트의 직경, 길이를 다양하게 적용하여 보았다. 직경 및 길이가 변화할 경우의 위험속도 및 질량 변화량, 길이대 직경비(D/L), 고유진동수 등의 동특성을 계산하여, 회전샤프트의 동적설계 시 초기 설계단계에서 공진에 의한 과도한 진동문제를 예상하여 회피할 수 있다. 또한, Combi 214번(2-D spring-damper bearing)을 이용하여 베어링 요소를 적용한 회전샤프트를 계산하여 비교하였다.

2. 이론적 고찰

2.1 재료의 선택 및 물성치

이 연구에서는 회전샤프트의 물성치를 이용하여 설계를 수행하였다. Table 1은 사용한 연강의 물성치이다.

2.2 일반화된 운동방정식

(1) 자유진동해석

다음은 유한요소해석에 필요한 운동방정식이다. 전체 로터시스템의 일반적인 운동방정식

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{Q\} \quad (1)$$

여기서,

- [M]: structure mass matrix,
- [C]: structure damping matrix
- [K]: structure stiffness matrix

{u}와 {Q}는 각각 일반화된 전체 변위 및 힘벡터를 나타낸다.

Table 1 Material property

Density (kg/m ³)	Tensile modulus of elasticity (GPa)	Shear modulus of elasticity (GPa)	Poisson's ratio	Yield stress (MPa)
7850	210	77	0.3	400

자이로스코픽요소는 [C]에 포함되어진다.

식(1)의 운동방정식은 dynamic해석의 가장 일반적인 형태이며, 하중은 시간에 따른 함수로 주어진다. 자유진동해석을 위해 식(1)은 다음과 같이 상태공간 형태로 표현될 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} \dot{u}_2 \\ \dot{u}_1 \end{Bmatrix} = [A] \begin{Bmatrix} u_2 \\ u_1 \end{Bmatrix}, \text{ with } \{u_1\} = \{u\}, \{u_2\} = \{\dot{u}\} \quad (2)$$

이때 [A]는 다음의 시스템 다이내믹매트릭스로 정의된다.

$$[A] = \begin{bmatrix} -[M]^{-1}[C] & -[M]^{-1}[K] \\ [I] & [0] \end{bmatrix} \quad (3)$$

여기서, [I]: Unit matrix

고유치 및 고유벡터는 시스템의 다이내믹매트릭스로부터 계산되어진다⁽⁷⁾.

(2) 회전 동역학 운동방정식

Hamilton 원리를 적용하여 탄성 로터에 대한 운동방정식을 유도하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & [M]\{\ddot{u}\} + [B_s + \dot{\phi}G + B_r(\dot{\phi})]\{\dot{u}\} \\ & + [K_s + \dot{\phi}B_{AB} + K_r(\dot{\phi})]\{u\} \\ & + \{f(u, \dot{u}, \dot{\phi})\} = \{g\} \end{aligned} \quad (4)$$

여기서, [M]은 질량 행렬, [B_s]는 구조 감쇠 행렬(structural damping matrix), [G]는 회전요소와 연관된 자이로스코픽 행렬(gyroscopic matrix), [B_r($\dot{\phi}$)]는 회전 속도에 비례하는 상호작용 힘과 연관된 행렬, [K_s]는 구조 강성행렬, [B_{AS}]는 로터의 구조감쇠와 연관된 행렬, [K_r($\dot{\phi}$)]은 회전에 기인한 변위에 비례하는 힘과 연관된 행렬, {f(u, \dot{u})}은 요소의 상호작용과 연관된 비선형 힘(non-linear forces)벡터, {g}는 외부 가진력을 의미한다. 위식은 보다 단순한 형태로 다음과 같이 나타낼 수 있다⁽³⁾.

$$\begin{aligned} & [M]\{\ddot{u}\} + [B(\dot{\phi})]\{\dot{u}\} + [K(\dot{\phi})]\{u\} \\ & + \{f(u, \dot{u}, \dot{\phi})\} = \{g(t)\} \end{aligned} \quad (5)$$

(3) 위험속도 해석

국제규격 ISO 1925(1990)에서는 위험속도(임계속

도, critical speed)를 '계의 공진점에 있어서 현저한 응답이 발생하는 특정 속도'라고 정의하고 있다. 즉, 최대 휘돌림진폭(whirling amplitude)이 발생하는 회전샤프트의 속도로서, 회전샤프트에 자이로스코프 효과가 없는 경우, 위험속도는 회전샤프트의 회전속도가 계의 고유진동수(natural frequency)와 일치할 때 발생한다. 그러므로 회전샤프트에서는 계의 고유진동수 또는 그 정수 배나 정수 분의 일에 대응하는 회전속도를 의미한다⁽⁴⁾.

회전속도가 일정한 경우 ($\dot{\phi} = \Omega$) 외력을 무시한 자유진동 상태의 회전샤프트에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$[M]\ddot{u}_i + [B(\Omega) + \Omega G^{(i)}]\dot{u}_i + [K(\Omega) + \Omega B_{AS}]u_i = 0 \quad (6)$$

여기서, $[M]$ 은 질량 행렬, $[B]$ 는 감쇠 행렬(damping matrix), $[G]$ 는 회전요소와 연관된 자이로스코픽 행렬(gyroscopic matrix), $[K]$ 는 구조 강성행렬, $[B_{AS}]$ 는 로터의 구조감쇠와 연관된 행렬, $[\Omega]$ 는 회전속도를 의미한다.

일반적으로 임계속도 Ω_c 는 회전속도에 따른 고유진동수로 정의된다. 위험속도는 회전속도에 따른 고유진동수로 정의된다. 위험속도는 forward critical speed(FCS)와 backward critical speed(BCS) 두가지 다른 위험속도가 존재한다. Forward critical speed(FCS)는 고정된 관찰 지점에서 정방향의 회전운동이 관찰 될 때의 속도이고, backward critical speed(BCS)는 역방향의 회전운동이 관찰 될 때의 속도이다. Forward critical speed(FCS)는 회전축의 불균형(unbalance)에 의해 자주 발생하는 현상이므로 주의가 필요하다⁽³⁾.

(4) 베어링 요소

회전기계의 회전축은 일반적으로 강(rigid)하게 설계, 제작되므로 축의 강성이 베어링 강성에 비해 상대적으로 크고, 회전축계의 진동해석을 수행할 때 베어링의 지지강성을 단순지지조건($k = \infty$)으로 가정하여 계산한 경우에는 실제와 차이를 발생할 수 있다. 따라서 진동해석 시에 베어링의 지지조건을 탄성지지 조건으로 하여 베어링의 강성을 고려할 필요가 있다.

따라서 이 요소는 선형화된 8개의 강성과 감쇠계수로 다음 식과 같이 표현된다.

$$C^b \dot{q}^b + K^b q^b = F^b \quad (7)$$

여기서 베어링 반력 F^b 와 축심의 변위 q^b , 속도 \dot{q}^b 와 의 관계로부터 베어링 요소의 감쇠행렬 C^b 및 강성행렬 K^b 는 다음과 같이 나타낼 수 있다. Fig. 1은 베어링 요소의 감쇠 및 강성계수를 표현한 것이다.

$$C^b = \begin{bmatrix} C_{rx} & C_{ry} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \quad K^b = \begin{bmatrix} K_{rx} & K_{ry} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \quad (8)$$

베어링에서는 $K_{rx} \neq K_{yy}$, $C_{rx} \neq C_{yy}$ 이고, 부가적으로 $K_{ry} \neq K_{yx}$, $C_{ry} \neq C_{yx}$ 인 경우가 일반적이다. 이러한 값들의 비등방성(anisotropy)은 추진축의 불평형 진동응답 시 축의 타원궤적운동 및 역선회운동을 일으키는 원인이 되고 있다⁽⁴⁾.

이들 행렬의 요소값인 동특성 계수는 정확한 유막의 강성 및 감쇠계수를 추정하기 위해서는 베어링에 대한 유체역학적 Reynolds 방정식을 유한차분법이나 유한요소법 등을 이용하여 수치계산으로 구하거나 근사해법에 의한 계산식을 사용하여 구하여야 하나, 이 연구에서는 실험데이터 및 수치를 사용하여 강성 및 감쇠값을 적용하였다. 또한, ANSYS 버전 11.0의 Combi 214번(2-D spring-damper bearing)을 이용하여 회전 샤프트를 계산하였다.

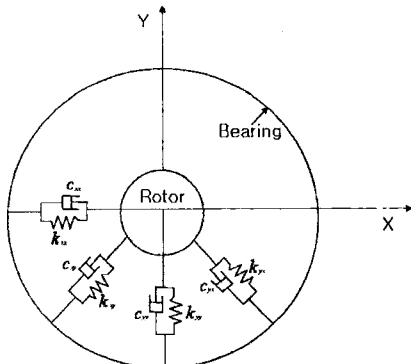


Fig. 1 Bearing element

3. 해석 결과 및 검토

3.1 회전샤프트의 유한요소 모델링

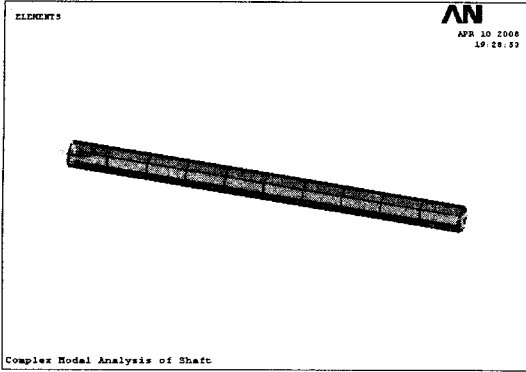


Fig. 2 FE modeling of rotor shaft

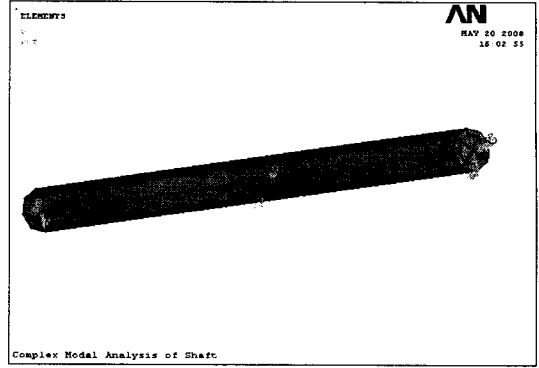


Fig. 4 FE modeling applied by bearing element

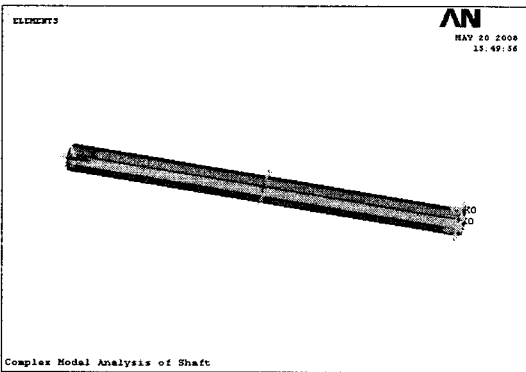


Fig. 3 FE modeling applied by bearing element

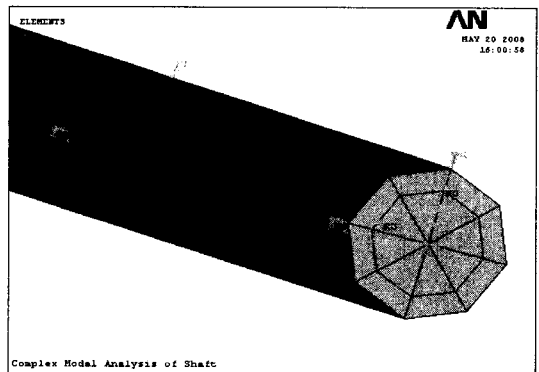


Fig. 5 FE modeling applied by bearing element

(1) 베어링 요소가 적용되지 않은 회전샤프트 모델링은 길이 1.7 m 직경 0.06 m을 가진 샤프트를 택하였다. ANSYS 버전 11.0 상용프로그램에서 beam 188번(3D linear finite strain beam)을 사용하여 모델링을 하였고 샤프트 양쪽 끝단을 fixed 경계조건을 적용하였다. Fig. 2와 같다.

(2) 베어링 요소가 적용된 회전샤프트 모델링은 길이 1.7 m 직경 0.06 m을 가진 샤프트를 택하였다. ANSYS 버전 11.0 상용프로그램에서 beam 188번(3D linear finite strain beam)을 사용하여 모델링을 하였고 샤프트 중간 및 끝단에 combi 214번(2-D spring-damper bearing)을 사용하여 베어링으로 지지하였다. 양쪽 끝단을 fixed 경계조건을 적용하였고, Fig. 3부터 Fig. 5까지이다.

3.2 모드 해석

모드 해석(modal analysis)은 구조물의 고유진동수

해석으로 고유진동수, 모드 형상, 모드 기여도(각 방향으로 모드에 참여하는 기여도가 얼마나 되는지) 등의 진동 특성을 구하는 것이며 모든 동적 해석의 기초가 된다. 모드 해석(modal analysis)은 가진 주파수에 대한 공진을 회피할 수 있으며, 엔지니어에게 외부 변동하중에 대한 구조물의 설계를 어떻게 해야 하는지를 알려주게 된다. 이러한 모달 해석은 더 상세한 구조 동적 해석을 위해 조화 응답 해석(harmonic response analysis), 과도 동적 해석(transient dynamic analysis), 스펙트럼 해석(spectrum analysis) 등의 시작 단계가 되며, 고유주파수와 모드 형상은 동적 하중 조건 하에 있는 구조물을 설계하는데 매우 중요한 인자가 된다⁽⁹⁾.

(1) 모드추출법

현재까지 알려진 모드추출법으로는 Block Lanczos 법, power dynamics법, subspace법, reduced (householder)법, Unsymmetric법, damped법, QR

damped법 등이 있다. 이 연구에서는 QR damped법을 이용하여 모드 형상을 추출하였다. 감쇠는 보통 모드 해석에서는 무시되지만 QR damped법에서는 중요하게 쓰여진다. QR damped법은 전형적으로 자이로스코프 감쇠영향이 중요한 rotor dynamics에 적용된다. 복소고유치와 고유벡터를 계산하고, 허수부는 고유주파수, 실수부는 stability(음수는 stable, 양수는 unstable)를 가리킨다. 또한, real eigensolution 법(Block Lanczos) 및 Complex Hessenberg법(QR algorithm)의 장점만 조합했다. 그리고, 복소 고유진동수(주파수 및 stability) 및 각 모드에서의 감쇠비 출력이 가능하고, 모드 해석 수행 후 모드 중첩법을 이용한 하모닉 해석 수행 시 물성치 의존 감쇠비의 사용을 지원한다. QR damped법을 사용할 경우 전처리 단계 또는 모드 해석 단계에서 감쇠는 반드시 입력되어야 한다. 관계식은 다음과 같다⁽¹¹⁾.

$$\begin{aligned}
 [M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} &= 0 \\
 [I]\{\ddot{x}\} + [\Phi]^T[C][\Phi]\{\dot{x}\} + [A]\{x\} &= 0 \quad (9) \\
 \begin{bmatrix} 0 & I \\ I\Phi^T C \Phi & \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \dot{x} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} -I & 0 \\ I & A \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ x \end{Bmatrix} &= 0
 \end{aligned}$$

여기서,

- [M] : structure mass matrix
- [C] : structure damping matrix
- [K] : structure stiffness matrix
- [I] : Unit matrix
- [Φ] : Modal coordinate
- [A] : λ 값

(2) 모드 해석 결과

유한요소법(finite element method)을 이용한 구조해석에 ANSYS 버전 11.0 상용프로그램에서 beam 188번(3D linear finite strain beam)을 사용하여 모드 형상을 분석하였다. 모드의 형상을 확인하여 x, y, z 각 축방향별 모드 기여도를 통하여 고유벡터 방향성분들을 확인하였다. Rotor에 작용하는 주 외력은 회전속도이다. 회전속도는 15000 rpm 상태에서 해석을 수행하였다. 1, 2차 모드에서 각각 1, 2차 굽힘모드가 발생하였고, 3차 모드 형상에서는 breathing 모드 형상이 발생하였다. 회전하는 회전샤프트가 굽힘모드에 해당하는 위험속도와 만나게 되면 회전체

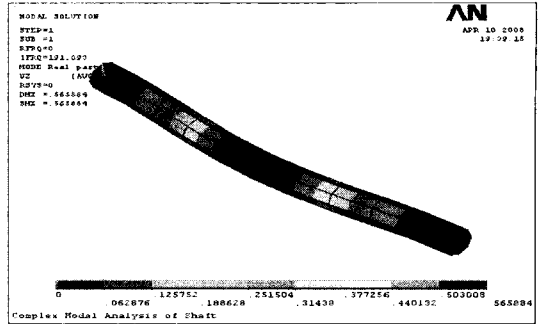


Fig. 6 1st mode shape of rotor shaft

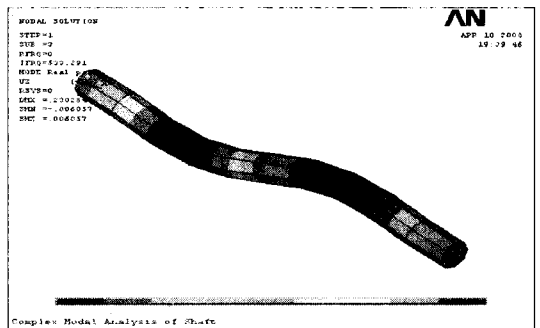


Fig. 7 2nd mode shape of rotor shaft

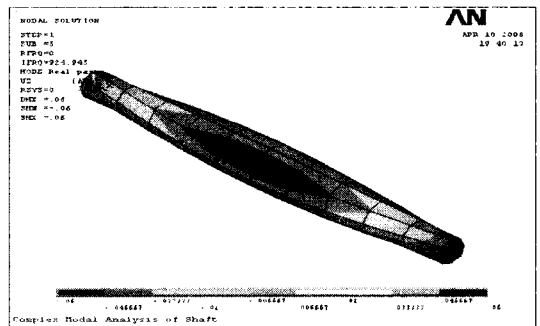


Fig. 8 3rd mode shape of rotor shaft

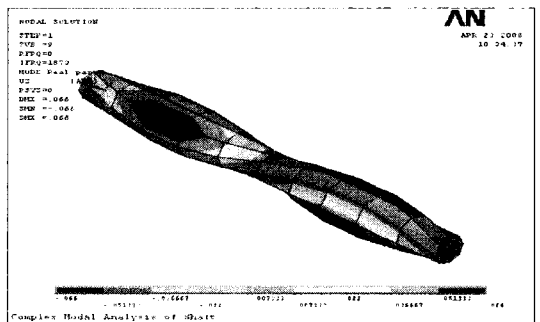


Fig. 9 2nd breathing mode shape

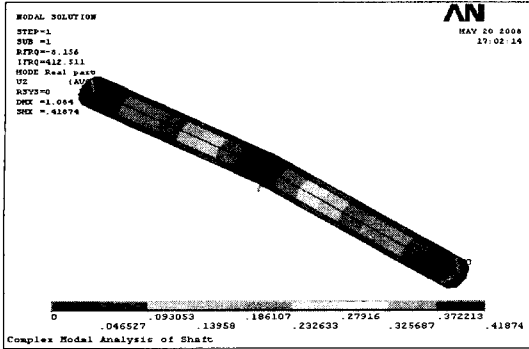


Fig. 10 1st mode shape applied by bearing element

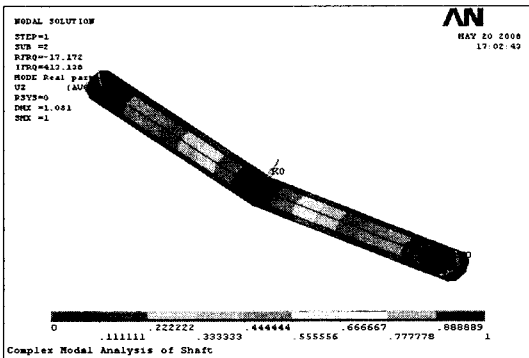


Fig. 11 2nd mode shape applied by bearing element

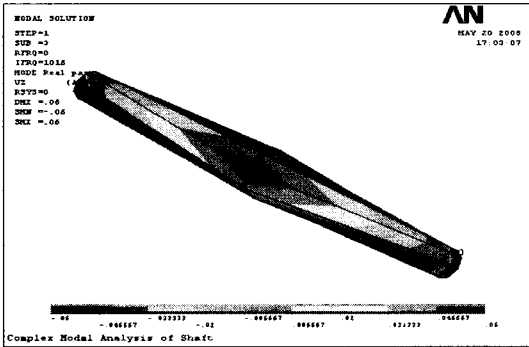


Fig. 12 3rd mode shape applied by bearing element

진동을 크게 증가하게 된다. 모드 해석 결과는 Fig. 6부터 Fig. 12까지 모드 형상을 보여주고 있다. 또한, D/L값이 0.037 이상의 모드 형상에서만 Fig. 9와 같은 2차 breathing 모드 형상이 발생하였다. 또한, 베어링으로 지지된 회전샤프트를 모델링하여 같은 제약으로 30000 rpm 상태에서 해석을 수행하여 비교하였다. 베어링 요소 적용 유무에 관계없이 비슷한 모드 형상이 발생함을 확인하였다.

Table 2 Analysis result while changing the lengths of the rotor shaft

Length variation ratio(%)	Critical speed (rpm)	Natural frequency (Hz)	Total mass(kg)	D/L
-10	14010	234.49	34.0	0.039
-5	12620	211.14	35.8	0.037
0	11426	191.09	37.7	0.035
5	10392	173.75	39.6	0.034
10	9491	158.65	41.5	0.032
15	8702	145.42	43.4	0.031
20	8006	133.77	45.3	0.029

Table 3 Analysis result while changing the lengths applied by bearing element

Length variation ratio(%)	Critical speed (rpm)	Natural frequency (Hz)	Total mass(kg)	D/L
-10	28601	498.22	34.0	0.039
-5	27146	452.43	35.8	0.037
0	24750	412.51	37.7	0.035
5	22651	377.52	39.6	0.034
10	20801	346.69	41.5	0.032
15	19164	319.41	43.4	0.031
20	17709	295.16	45.3	0.029

3.3 회전샤프트의 길이 및 직경 변화 시 해석 결과

(1) 회전샤프트의 길이 변화 시 해석 결과

회전샤프트의 길이를 다양하게 변화시켜 보았다. Table 2와 같이 직경은 고정한채 길이를 증가할수록 고유진동수가 감소하고 그에 따라 위험회전수 영역이 감소함을 확인하였다. 길이가 증가할수록 회전샤프트의 총질량은 증가하고 D/L은 직경대 길이의 비를 나타낸다. 회전샤프트의 길이 변화 시 변화량은 Table 2와 같다.

길이가 5%씩 증가할수록 질량은 약 5%씩 증가하고 D/L값은 평균 5%씩 감소하였다. 그에 따라 고유진동수와 위험회전수는 약 10%씩 감소하였다. 이는 길이가 길어질수록 강성에 비해 질량의 영향이 커짐을 확인하였다.

베어링 요소를 적용하여 회전샤프트의 길이를 다양하게 변화 시켜보았다. 베어링 요소를 적용하지 않았을 경우와 비슷한 결과임을 확인하였다. 베어링 요소가 적용된 회전샤프트의 길이 변화 시 변화량은

Table 4 Analysis result while changing the diameters of the rotor shaft

Length variation ratio(%)	Critical speed (rpm)	Natural frequency (Hz)	Total mass(kg)	D/L
-10	10341	172.84	30.6	0.032
-5	10885	182.0	34.1	0.034
0	11426	191.09	37.7	0.035
5	11961	200.11	41.6	0.037
10	12492	209.06	45.7	0.039
15	13018	217.93	49.9	0.041
20	13538	226.73	54.3	0.042

Table 5 Analysis result while changing the diameters applied by bearing element

Length variation ratio(%)	Critical speed (rpm)	Natural frequency (Hz)	Total mass(kg)	D/L
-10	22685	378.08	30.6	0.032
-5	23733	395.54	34.1	0.034
0	24750	412.51	37.7	0.035
5	25739	428.98	41.6	0.037
10	26698	444.97	45.7	0.039
15	27628	460.46	49.9	0.041
20	28528	475.47	54.3	0.042

Table 3과 같다.

길이가 5%씩 증가할수록 질량은 약 5%씩 증가하고 D/L값은 평균 5%씩 감소하였다. 그에 따라 고유진동수와 위험회전수는 약 9%씩 감소하였다.

(2) 회전샤프트의 직경 변화 시 해석 결과

회전샤프트의 직경을 다양하게 변화 시켜보았다. Table 4와 같이 길이는 고정된 채 직경을 증가할수록 고유진동수가 증가하고 그에 따라 위험회전수영역 또한 증가하였다. 직경이 증가할수록 회전샤프트의 총질량은 증가하고 D/L은 직경대 길이의 비를 나타낸다. 회전샤프트의 직경 변화 시 변화량은 Table 4와 같다.

직경이 5%씩 증가할수록 질량은 약 5%씩 증가하고 D/L값도 평균 5%씩 증가하였다. 그에 따라 고유진동수와 위험회전수는 약 5%씩 증가하였다. 이는 직경이 커질수록 질량에 비해 강성의 영향이 커짐을 확인하였다.

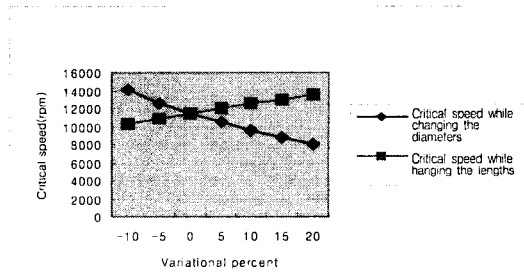


Fig. 13 Critical speed while changing the diameters and lengths

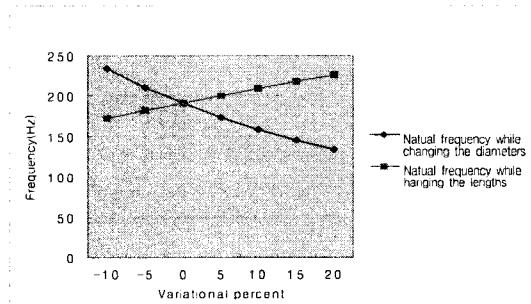


Fig. 14 Natural frequency while changing the diameters and lengths

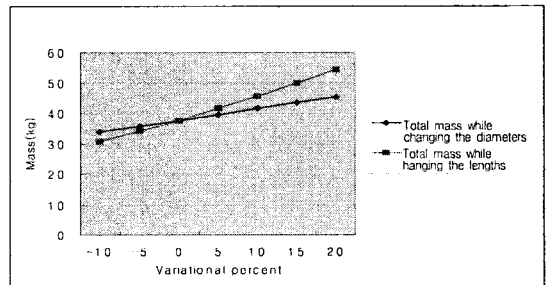


Fig. 15 Total mass while changing the diameters and lengths

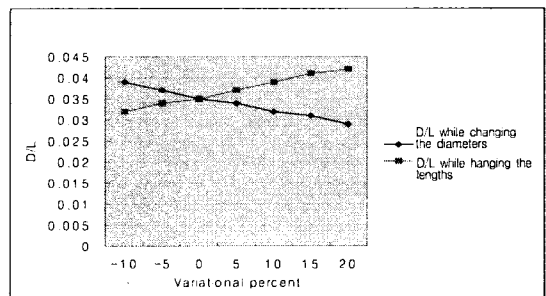


Fig. 16 D/L while changing the diameters and lengths

베어링 요소를 적용하여 회전샤프트의 직경을 다양하게 변화 시켜보았다. 베어링 요소를 적용하지 않았을 경우와 비슷한 결과임을 확인하였다. 베어링 요소가 적용된 회전샤프트의 직경 변화 시 변화량은 Table 5와 같다.

직경이 5%씩 증가할수록 질량은 약 5%씩 증가하고 D/L값도 평균 5%씩 증가하였다. 그에 따라 고유진동수와 위험회전수는 약 4%씩 증가하였다.

(3) 해석 결과 그래프

회전샤프트의 길이 및 직경 변화 시 위험회전수, 고유진동수, 총질량, 직경대 길이비(D/L) 변화량을 그래프로 나타낸 것이 Fig. 13부터 Fig. 16까지이다.(no bearing)

길이가 5% 증가할수록 위험회전수 영역이 약 10% 감소했으며 직경이 5% 증가할수록 위험회전수 영역이 약 10% 증가했다. Fig. 14의 길이 및 직경 변화 시 고유진동수 변화량과 비교, 해석한 결과 고유진동수가 위험회전수 영역에 영향이 있음을 확인하였다.

길이가 5% 증가할수록 고유진동수가 약 10% 감소했으며 직경이 5% 증가할수록 고유진동수가 약 10% 증가했다. 이를 통해 길이가 길어질수록 강성에 비해 질량의 영향이 크고 직경이 커질수록 질량에 비해 강성의 영향이 커짐을 확인하였다.

3.4 캠벨 선도(Campbell diagram)

위험속도를 예상할 수 있는 방법으로 위험속도선도를 분석하는 것이 있다. 위험속도선도는 위험속도를 해석하는 도구로써 이용되고 있다. 공진 가능성을 조사하기 위해 일반적으로 이용되는 선도로는 캠벨 선도(Campbell diagram)가 있다. 이는, 운전속도의 함수로 고유진동수를 나타낸 것이다. 이 선도에서는 가진력 주파수를 함께 나타내며, 가진력 주파수의 선은 좌표 원점으로부터 퍼지는 직선으로 표현된다. 즉, 1X선은 1×운전속도(회전주파수)가진을 나타내고, 불평형력과 같이 가진진동수가 회전주파수가 된다. 운전속도영역 내에서 가진력 주파수의 선과 고유진동수가 교차하는 영역은 잠재적인 공진영역을 나타낸다⁽⁴⁾.

캠벨 선도(Campbell diagram)해석결과는 Fig. 17부터 Fig. 24까지 위험속도를 보여주고 있다.(no

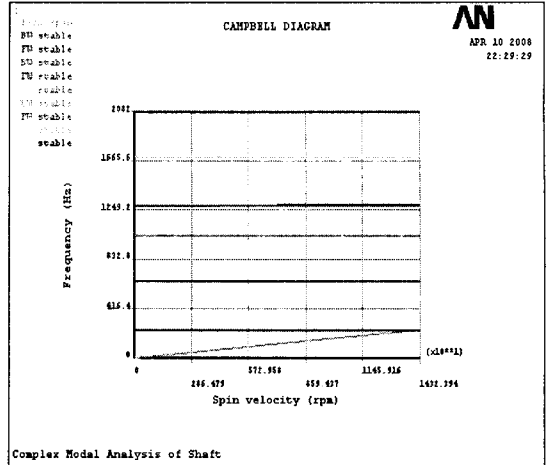


Fig. 17 Decrease 10% of the lengths

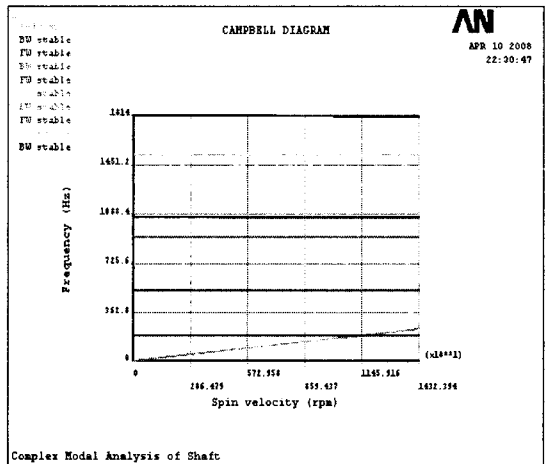


Fig. 18 Campbell diagram of rotor shaft

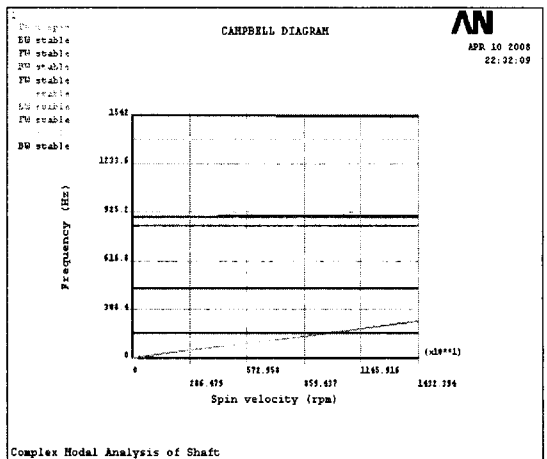


Fig. 19 Increase 10% of the lengths

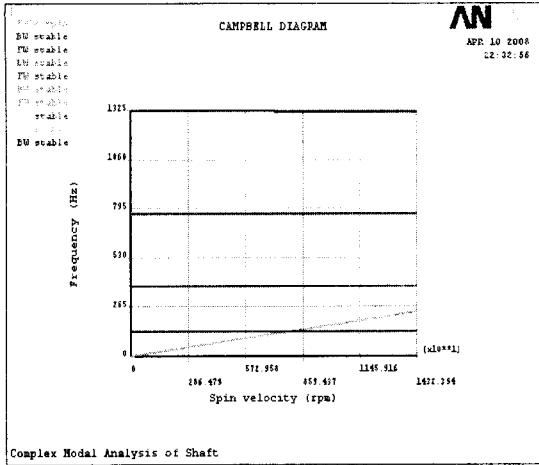


Fig. 20 Increase 20% of the lengths

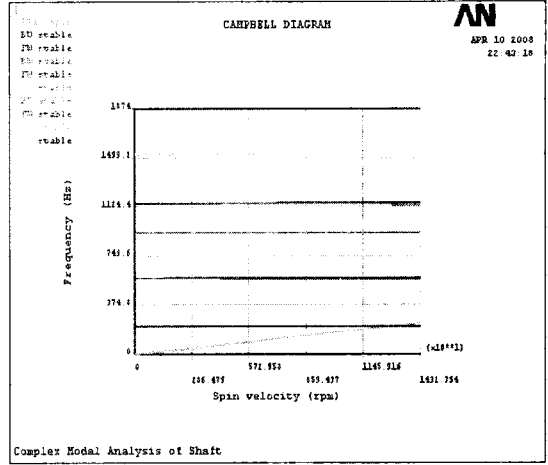


Fig. 23 Increase 10% of the diameters

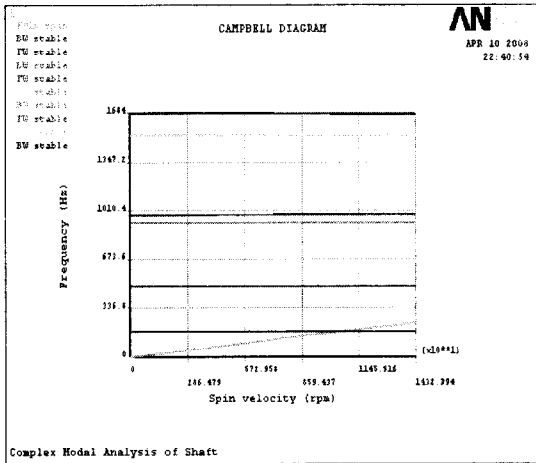


Fig. 21 Decrease 10% of the diameters

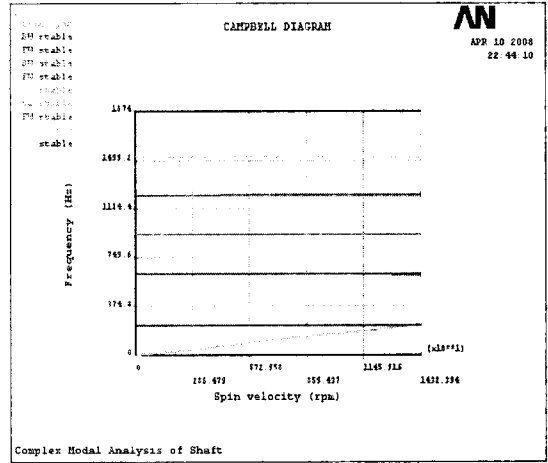


Fig. 24 Increase 20% of the diameters

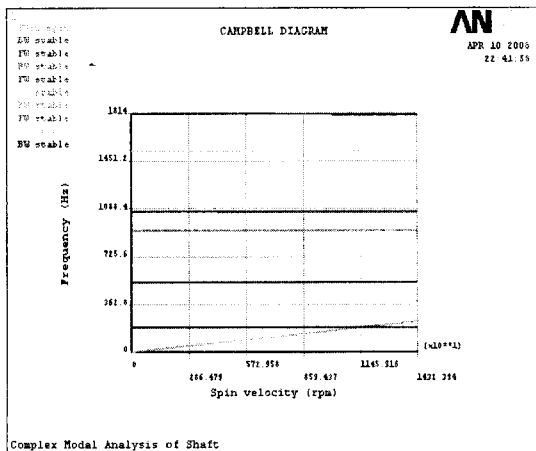


Fig. 22 Campbell diagram of rotor shaft

bearing)

Fig. 17부터 Fig. 20까지의 Campbell diagram을 통해서 길이가 증가할수록 1X선과 고유진동수가 교차하는 회전속도 영역이 감소함을 확인하였고, Fig. 21부터 Fig. 24까지의 Campbell diagram을 통해서 직경이 증가할수록 1X선과 고유진동수가 교차하는 회전속도 영역이 증가함을 확인하였다.

4. 결론

이 논문에서는 회전하고 있는 회전샤프트의 길이 및 직경을 다양하게 변화시켜 계산한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

직경은 고정하고 길이가 5%씩 증가할수록 질량은 약 5%씩 증가하고 D/L값은 평균 5%씩 감소하였다. 그에 따라 고유진동수와 위험회전수는 약 10%씩 감소하였다. 고유진동수가 감소함에 따라 위험회전수 영역이 감소함을 확인하였다. 이를 통해 길이가 길어질수록 강성에 비해 질량의 영향이 커짐을 확인하였다. 즉, 얇아지면서 강성 대 질량비에서 질량의 영향이 커지면서 각 회전수에 따른 고유치 영역대가 감소하였기 때문이다. 또한, 고주파수로 가면서 거의 선형적인 고유치 증가를 보이는 것은 자이로스코프의 영향이 작아졌음을 고려할 수 있다.

길이를 고정하고 직경이 5%씩 증가할수록 질량은 약 5%씩 증가하고 D/L값도 평균 5%씩 증가하였다. 그에 따라 고유진동수와 위험회전수는 약 5%씩 증가하였다. 고유진동수가 증가함에 따라 위험회전수 영역이 증가함을 확인하였다. 이를 통해 직경이 커질수록 질량에 비해 강성의 영향이 커짐을 확인하였고, 고유진동수가 위험회전수 영역에 영향을 있음을 확인하였다. 이는 길이가 증가할 때와는 반대로 자이로스코프의 영향이 커진 것을 확인할 수 있었다. 또한, 회전샤프트에 베어링 요소를 적용하여 계산한 결과를 비교한 결과 같은 결과임을 확인하였다.

회전샤프트를 1차에서 3차까지 모드형상을 분석하여 보았다. 모드의 형상을 확인하여 x, y, z 각 축 방향별 모드기여도를 통하여 고유벡터 방향성분들을 확인하였다. Rotor에 작용하는 주 외력은 회전속도이다. 회전하는 상태에서 해석을 수행하였다. 1, 2차 모드에서 각각 1, 2차 굽힘모드가 발생하였고, 3차 모드 형상에서는 breathing 모드 형상이 발생하였다. 또한, D/L값이 0.037 이상의 모드 형상에서는 Fig. 8과 같은 2차 breathing 모드 형상이 발생하였다. 이는 D/L값이 0.037 이상이 되면 2차 breathing 모드 형상이 발생함을 통해 길이에 비해 직경이 커질수록 길이에 비하여 단면의 영향이 커져 단면방향의 모드가 출현함을 확인하였다. 이는 추후 회전축의 설계 시 매우 중요한 자료가 될 수 있을 것이다.

회전하고 있는 회전샤프트의 동적 설계 시 초기 설계단계에서 샤프트의 직경 및 길이의 변화에 대한 위험속도 및 질량, 직경대 길이비(D/L), 고유진동수 등의 동특성 변화량을 계산하여, 공진을 회피하는 설계를 통해 회전샤프트에서 발생하는 진동을 줄여 안정된 회전샤프트의 운전을 도모해야 한다.

참고 문헌

- (1) Kim, Y.-H. and Cho, D.-S., 2001, "The Sensitivity Analysis of Coupled Axial and Torsional Undamped Free Vibration of Ship Propulsion Shafting", Journal of the Society of Naval Architects of Korea, Vol. 38, No. 4, pp. 48~55.
- (2) Kim, P.-Y., 1997, "The Present Condition and Problem of Rotor Dynamics", Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 11~19.
- (3) Park, H.-K., Kim, D.-H., Kim, D.-M., Kim, Y.-S., Kim, M.-K. and Chen, S.-B., 2007, "Three-dimensional Rotordynamic Analysis Considering Bearing Support Effects", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 17, No. 2, pp. 105~113.
- (4) Yang, B.-S., 2006, "Vibration of Rotor Machinery", INTERVISION.
- (5) Yang, B.-S., 2001, "Low Vibration Design and Vibration Trouble Countermeasure of Rotor Machinery", Seminar of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering.
- (6) FEM for CAE Engineer.
- (7) Lee, A.-S., Kim, Y.-C. and Park, J.-K., 1996, "The Ultra-centrifuge Rotordynamics", Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 319~323.
- (8) Lee, J.-W., 1994, "Introduction of Vibration Study for Rotor Dynamics", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 4, No. 3, pp. 259~263.
- (9) Lee, H.-G., Kim, D.-E., Suh, H.-S., Han, H.-S., Jung, Y.-G. and Chung, C.-W., 2007, "Dynamic Analysis of 2MW Rotor for Wind Energy Conversion System", Proceeding of the Autumn Conference of Korea Wind Energy Association, pp. 170~173.
- (10) Jeon, H.-J. and Kim, C.-S., 1999, "Marine Auxiliary Machinery", Hyo-sung Publishing Company.
- (11) TSE, INC. "Analysis Dynamic", Training Manual.

- (12) KR, 1991, "Control Manual of Vibration and Noise for Ship".
- (13) API 610, 1995, "Centrifugal Pumps for General Refinery Services", 8th Ed.
- (14) Fredric, F. E., 1992, "Handbook of Rotor-dynamics", McGraw-Hill, Inc.
- (15) Lalanne, M. and Ferraris, G., 1990, "Rotor-dynamics Prediction in Engineering", John Wiley & Sons Ltd., ISBN 0-471-92633-7.
- (16) Nelson, H. D. and McVaugh, J. M., 1976, "Dynamics of Rotor-bearing Systems Using Finite Elements", ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 93, pp. 593~600.
- (17) Prohl, M. A., 1945, "A General Method for Calculating Critical Speeds of Flexible Rotors", ASME Journal of Applied Mechanics, Vol. 67, pp. A-142~A-14.
- (18) Rankine, W. J. M., 1869, "On the Centrifugal Force of Rotating Shafts", Engineer, XXVI, p. 249.
- (19) Thearle, E. I., 1934, "Dynamic Balancing of Rotating Machinery in the Field", Trans. ASME, Vol. 56, pp. 745~753.
- (20) Wheeler, H. D., 1915, "The Balancing of High-speed Machinery", Engineering, pp. 64~66.