

2D 유한요소 해석을 통한 Water injection pump의 동특성 분석

Analysis of dynamics characteristics of water injection pump through the 2D finite element

이종명* · 김용휘* · 김준호** · 최현철** · 최병근†

JONG-MYEONG LEE, YONG-HWI KIM, JUN-HO KIM, HYEON-CHEOL CHOI
and BYEONG KEUN CHOI

Key Words : Critical speed map(위험 속도 선도), Campbell diagram(캠벨 선도), Root locus map(근궤적 선도)
Unbalance response(불평형 응답), Torsional Gear Mesh Stiffness(비틀림 기어 맞물림 강성)
Tilting pad journal bearing(틸팅 패드 저널 베어링)

ABSTRACT

After drilling operations at the offshore plant to production to crude oil to high pressure. After that time the low pressured of pipe inside when the secondary produce so oil recovery is reduced. At that time injection sea water at the pipe inside through water injection pump that the device Increase recovery so to be research and development at many industry. So developing 3-stage water injection pump at the domestic company. A variety of mathematical analysis during the detailed design analysis was not made through the dynamics characteristic. In this paper, a 2D finite element analysis is performed through the dynamics of the present study was the validation of the model.

기 호 설 명

K_{DE} : 구동기어의 강성
 K_{NDE} : 피 구동 기어의 강성
 K_M : 비틀림 기어 맞물림 강성
 K_B : 기어의 바디의 강성
 K_T : 기어 이의 굽힘 강성
 K_C : 기어 이의 접촉 강성
 z_{DE} : 구동 기어 이의 개수
 z_{NDE} : 피 구동 기어 이의 개수
 E : 구동 기어의 탄성계수
 w : 구동 기어의 폭

m : 구동 기어 이의 높이
 r_d : 디텐덤 반경
 r_s : 구동축의 반경
 u : 기어 비
 T : 구동토크

1. 서 론

해양플랜트에서 심해 유정의 시추 작업 후 관내의 높은 압력으로 원유를 추출 하게 된다. 하지만 1차 추출 후 관내의 압력이 낮아져서 지상으로 생산이 불가능하거나 회수율이 낮을 때 Water injection pump가 관내에 해수를 주입하여 회수율 및 생산량을 높여 준다. 따라서 Improved Oil Recovery 시장의 등장과 함께 회수율 향상의 핵심 기자재인 Water injection pump의 중요성이 증가하고 있다.

† 교신저자; 정회원, 경상대학교 에너지기계공학과
E-mail : bgchoi@gnu.ac.kr
Tel : 055-772-9110, Fax : 055-772-9119

* 경상대학교 에너지기계공학과

** 효성 굿 스프링스 기술연구소 기술연구1팀

현재 국내 한 기업에서 부유식 해양플랜트 건조를 사실상 독점하고 있지만, Water injection pump는 해외 일부 선진 업체가 독점하고 있어 전량 고가로 수입되고 있다. 따라서 이를 국산화 개발 펌프로 대체 한다면 관련 부품 및 소재산업 발전, 국내 해양플랜트 산업의 경쟁력 강화, 그리고 수입 대체로 인한 경제적 파급 효과가 클 것이라고 예상된다. 본 논문은 국내 한 기업에서 Water injection pump를 개발하고 있으며 개발과정 중 펌프의 구조 및 동특성이 이론적으로 파악되지 못한 상황이다. 일반적으로 회전체는 상세 설계과정에서 다양한 수학적 해석을 필요로 하며 동특성 평가가 이루어지는데 이러한 평가 없이 제작될 경우 불안정한 진동과 소음이 발생할 가능성이 높다.⁽¹⁾

따라서, 수학적 동특성 해석을 통하여 개발펌프에 대한 신뢰성을 확보하여야 한다. 그러므로 본 연구는 2D 유한요소 해석⁽²⁾으로 Water injection pump의 동특성해석을 통하여 제품의 신뢰성을 확보하고자 한다.

2. 연구 모델 정보

연구 모델의 형상은 Fig. 1과 같으며 단수는 3단이며 총 길이는 2,265mm 이고 중량은 295Kg이다. 운전속도는 6000rpm으로 운전된다. 축은 Coupling과 2개의 Seal sleeve, 3개의 Impeller, Balance sleeve와 두 개의 Bearing으로 구성이 되어 있다. 사용된 재료 상수는 Table 1과 같다. Coupling 은 Stainless steel 의 재료상수를 적용하였으며 그 외 Part는 Super duplex stainless steel 의 재료상수를 사용하였다. 왜냐하면 해수를 취급하는 펌프의 특성상 내식성이 뛰어나기 때문이다.

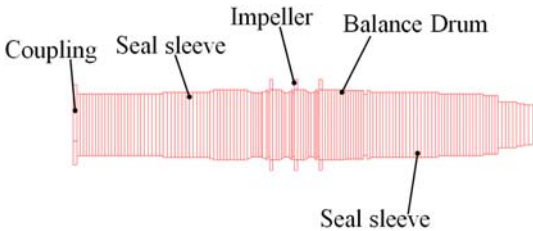


Fig. 1 Shape of Shaft

Guide vane은 각 Impeller 마다 7개가 있으며 Guide Vane과 Impeller 사이의 간극은 1mm이다.

따라서 운전속도 성분뿐만 아니라 Vane 가진 성분 역시 고려해야한다.

Table 1 Materials of each part

Part	Mass [Kg]	Density [Kg/m ³]	Modulus of elasticity [GPa]	Poisson's ratio
Coupling	22.5	7840	205	0.29
Impeller	14.6	7700	200	0.3
Shaft	212.5			
Seal Sleeve	5			
Balance Sleeve	29.7			

1

3. 베어링 정보

베어링 강성계산에 앞서 해석 모델을 검증하기 위하여 3D해석 프로그램인 Ansys Workbench⁽³⁾와 2D 해석 프로그램인 EZ_rotor를 사용하여 베어링 강성 10⁸ N/m를 적용하여 Fig. 2와 같이 해석을 수행하였다

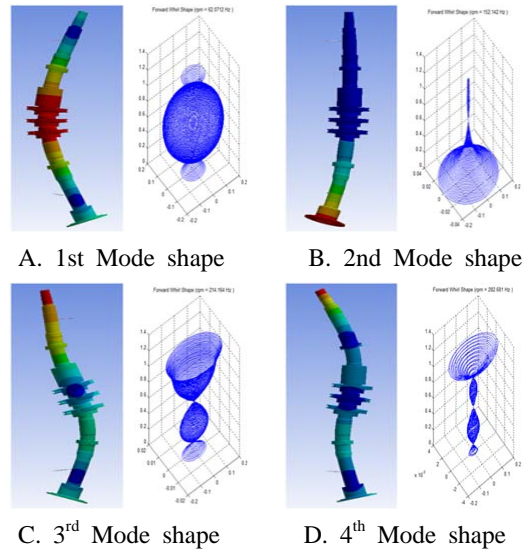


Fig. 2 Comparison the 2D mode and 3D mode

해석결과는 Table 2와 같으며 비교결과 두 해석 프로그램과의 오차율이 10% 이내 이므로 해석 값의 신뢰성이 확보 되었다. 그리고 베어링 강성 10⁷ N/m 까지는 강제모드가 나타났다. 따라서 베어링 강성은 10⁷ N/m 이후로 선정해야 한다.

Table 2 Comparison the 2D & 3D Eigenvalue

Mode	3D	2D	Error
1 st	64.158 Hz	62.071 Hz	3.25%
2 nd	157.59 Hz	152.14 Hz	3.46%
3 rd	219.76 Hz	214.16 Hz	2.55%
4 th	305.26 Hz	282.68 Hz	7.4%

연구 모델의 정적 해석으로 얻어진 좌측 반력 1,597N과 우측 반력 1,301N으로 계산된 베어링 강성은 Table 3과 같다. rpm의 변화에 따라 변화되는 강성 과 감쇠 값을 축계 해석에 적용 하였다. 연구 모델에 적용된 베어링은 수직 방향과 수평방향이 다른 비등방성 탄성지지가 되어있는 것을 볼 수 있다. Tilting pad journal bearing이기 때문에 수평과 수직 방향이 비교적 유사한 값으로 산출 되었다. 왜냐하면 일반적인 Journal bearing 은 내부에 유막이 형성 되어 있으며 유막두께로 인하여 자세 각을 가지게 되며 자세 각을 기준으로 국부적 하중을 받게 되는데 Tilting pad bearing은 국부적 하중을 고르게 분산시켜 주는 역할을 하기 때문이다.

Table 3 Bearing data

Speed (rpm)	Left side bearing stiffness and damping			
	Kxx (N/m)	Kyy (N/m)	Cxx (N.s/m)	Cyy (N.s/m)
1,000	4.24E+07	6.80E+07	2.99E+05	4.46E+05
2,000	4.98E+07	6.80E+07	2.03E+05	2.59E+05
3,000	6.03E+07	7.50E+07	1.72E+05	2.03E+05
4,000	7.06E+07	8.32E+07	1.54E+05	1.74E+05
5,000	7.97E+07	9.10E+07	1.41E+05	1.55E+05
6,000	8.76E+07	9.80E+07	1.30E+05	1.41E+05
7,000	9.43E+07	1.04E+08	1.20E+05	1.29E+05
8,000	1.02E+08	1.11E+08	1.15E+05	1.22E+05
9,000	1.10E+08	1.19E+08	1.10E+05	1.16E+05
10,000	1.18E+08	1.26E+08	1.06E+05	1.11E+05
Speed (rpm)	Right side bearing stiffness and damping			
	Kxx (N/m)	Kyy (N/m)	Cxx (N.s/m)	Cyy (N.s/m)
1,000	3.85E+07	6.03E+07	2.79E+05	4.07E+05
2,000	4.71E+07	6.25E+07	1.95E+05	2.43E+05
3,000	5.82E+07	7.06E+07	1.68E+05	1.94E+05
4,000	6.89E+07	7.94E+07	1.52E+05	1.68E+05
5,000	7.82E+07	8.76E+07	1.39E+05	1.51E+05
6,000	8.63E+07	9.49E+07	1.28E+05	1.38E+05
7,000	9.31E+07	1.01E+08	1.19E+05	1.27E+05
8,000	1.01E+08	1.09E+08	1.14E+05	1.20E+05
9,000	1.09E+08	1.16E+08	1.10E+05	1.14E+05
10,000	1.17E+08	1.24E+08	1.06E+05	1.10E+05

4. 비틀림 기어 맞물림 강성

Gear 의 맞물림에 의해 생기는 저항으로 인한 비틀림 고유치를 산출하기 위하여 Torsional Gear Mesh Stiffness를 참고문헌⁽⁴⁾을 통하여 계산 하였다. 기어의 강성 계산은 기어의 바디 강성, 기어 이의 굽힘에 의한 강성, 기어의 접촉 강성모두를 고려하면 구동 기어의 강성이 산출되며 구동 기어 강성 K_{DE} 는 식(1)과 같다.

$$K_{DE} = ((K_B)^{-1} + (K_T)^{-1} + (K_C)^{-1})^{-1} Nm/rad \quad (1)$$

식(1)에서 식(2)기어의 바디 강성 과 식(3)의 기어의 이의 굽힘에 의한 강성 그리고 식(4)의 기어의 이의 접촉 강성이 모두 고려되어 있는 것을 볼 수 있다.

$$K_B = 9.555e - 4 \cdot E \cdot w \cdot \ln(r_d - r_s)^{1.6} \cdot r_s^{1.6} \quad (2)$$

$$K_T = 3.2e - 5 \cdot E \cdot w \cdot m^2 \cdot dez^{2.2} \quad (3)$$

$$K_C = 7.937e - 5 \cdot E \cdot w \cdot m^{1.85} \cdot dez^2 \cdot T^{0.105} \quad (4)$$

식(1)이 계산이 되면 기어 비 의 제곱으로 피 구동 기어의 강성 식(5)가 계산이 된다.

$$K_{DE} = K_{DE} \cdot u^2 = K_{DE} \cdot \left(\frac{z_{DE}}{z_{NDE}}\right)^2 \quad (5)$$

구동 기어의 강성 K_{DE} 와 피 구동 기어 강성 K_{NDE} 가 계산이 되면 식(6)으로 Torsional Gear Mesh Stiffness K_M 을 구할 수 있다.

$$K_M = ((K_{DE}^{-1}) + (K_{NDE}^{-1}))^{-1} \quad (6)$$

따라서 연구 모델의 Torsional Gear Mesh Stiffness K_M 은 5.102e6 Nm/rad 이다.

5. 위험 속도 및 안정성 평가

Fig.3 는 강성의 변화에 따라 변화되는 고유진동수를 보기위한 그래프 이며 점성 사각 박사는 현재 베어링 강성구간 이다. 본 연구 모델의 경우 1차 고유진동수를 제외하고 10^8 N/m부터 고유치가 변화되기 쉬운 민감한 부분에 위치하고 있기 때문에 강성의 변화는 신중하게 고려할 필요가 있다고 사료된다.

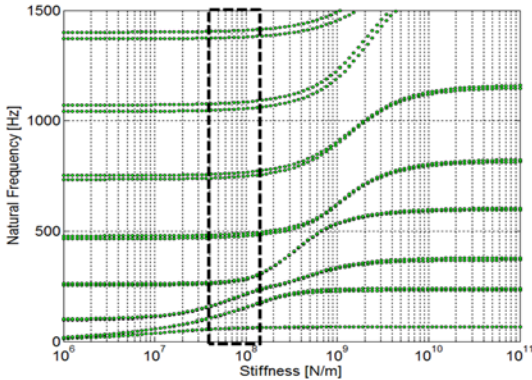


Fig.3 Critical Speed Map

Fig.4는 가진 성분과 구동 중 고유진동수와의 상관관계를 보기위한 그래프 이다. 구동 속도가 증가할수록 고유진동수가 증가하는 것을 볼 수 있다. 구동속도는 1000rpm에서 10000rpm까지 선정 하였으며, 가진 성분은 구동속도의 1X와 2X 그리고 베인 가진 성분 7X와 14X를 고려하였다. 구동속도 1X는 1차 고유진동수를 4000rpm부근에서 통과되며 2X는 2000rpm에서 1차 고유진동수를 통과한다. 베인 가진 성분 7X는 2000rpm부근에서 2차 고유진동수와 4000rpm부근에서 3차 고유진동수를 통과하여 구동속도 6000rpm 부근에서 4차 고유진동수를 통과하게 된다. 베인 가진 성분 14X는 구동속도 이전에서 2차,3차,5차 고유진동수를 통과하게 된다. 운전성분 이나 베인 가진 성분중 구동속도 이전에 통과하는 대역에서는 본 시스템의 동력 전달 속도가 빠르기 때문에 공진발생 가능성이 미비 한 것으로 사료되며 운전속도 2배수인 2X나 그 밖의 베인 가진 성분들은 공진분리여유⁽⁵⁾가 충분하기 때문에 크게 고려하지 않아도 무방하다고 사료된다. 하지만 베인

가진 성분 1x는 본 시스템의 운전속도인 6000rpm 부근에서 4차 고유진동수를 통과하기 때문에 공진발생 가능성이 있는 것으로 사료된다. 따라서 API 684 규격을 통한 Q-Factor의 확인이 필요할 것으로 사료된다

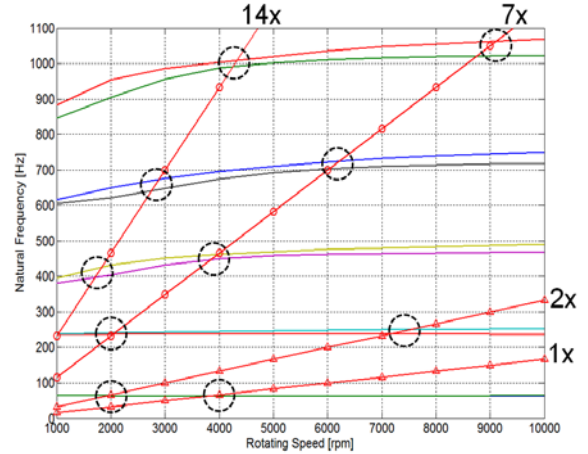


Fig. 4 Campbell Diagram

Q-Factor는 API684 규격을 통해서 확인을 하였으며 공진 회피 설계 기준을 살펴 보면 Critical Point가 발생할 경우에 Table4와 같은 요구조건을 충족시켜줘야 한다. 이 요구조건을 충족 하지 못하면 고유진동수의 변화할 수 있는 조건을 만들어 줘야한다.

Table 4 API 684 Separation margin standard

Q-Factor(QF)	Separation margin
QF<2.5	Separation margin do not required
2.5≤QF≤3.55	Requires the separation of at least 5%
3.55<QF	Driving below the critical speed minimum(%) = $\{126 - 6/(AF - 3)\} - 100$
	Driving More than the critical speed Maximum(%) = $100 - \{84 + 6/(AF - 3)\}$

따라서 본 연구모델의 Q-Factor Data는 Table 5과 같으며, 베인가진 성분 의 경우 4차 고유진동수는 QF가 3.55보다 크므로 15~21% 분리여유가 요구가 된다. 따라서 4차 고유진동수는 공진분리 여유가 부족하며 위험속도가 발생할 가능성은 검토가 되어야 할 것으로 사료된다.

Table 5 QF Data

excitation	1st	2nd	3rd	4th	5th
1x (rpm)	3799				
1x (QF)	10.56				
2x (rpm)	1936	7498			
2x (QF)	9.864	8.223			
Vane 7x (rpm)		2067	3959	6214	9115
Vane 7x (QF)		11.86	3.621	3.741	4.53
Vane 14x (rpm)			1822	2888	4325
Vane 14x (QF)			3.009	3.169	3.546

Fig. 5는 연구모델의 안정성 여부를 확인하기 위한 그래프 이다. Y축의 Imaginary Part는 각 모드 고유치를 말하며 Real part는 감쇠를 나타낸다. 따라서 무수히 많은 고유치들의 감쇠를 한눈에 보기 쉽게 표현한 것 이며, 본 연구모델은 실수부가 모두 음(-)의 영역에 있으므로 본 시스템은 운전 영역 내에서 불안정 진동은 발생하지 않을 것으로 예측된다.

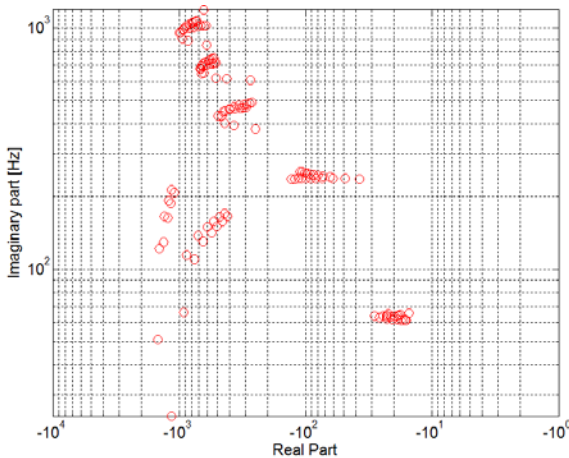


Fig. 5 Root Locus Map

6. 불평형 응답 및 비틀림 고유치 해석

불평형 응답해석을 위하여 ISO1940⁽⁶⁾의 규격을 사용하였으며, G2.5의 허용 불평형량을 Fig. 6과7처

럼 Rotor 와 Coupling 에 708mm·g을 등분할 하여 적용 하였고, Static Unbalance 와 Couple Unbalance의 응답을 분석 하였다

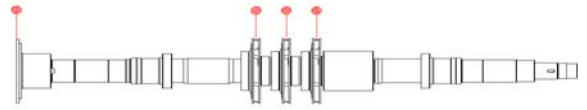


Fig. 6 Static Unbalance

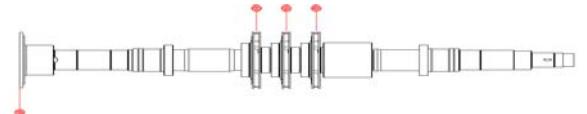
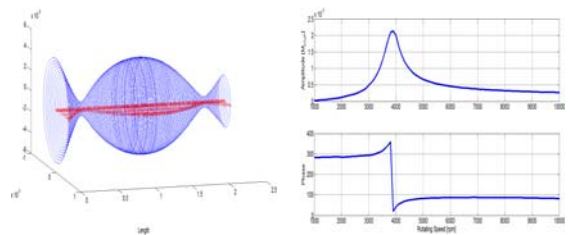


Fig. 7 Couple Unbalance

Static Unbalance는 가장 위험한 조건에서의 불평형력에 의한 변위를 보고자 함이고 Couple Unbalance 는 Out of phase 통해 2X 성분이 미치는 영향에 대해서 확인 하고자 한다. Static Unbalance 해석 결과 Whirling motion 은 Fig. 8의 A와 같으며 Fig. 8의 B는 공진 점에서의 변위와 위상을 나타내며 4000rpm부근에서 가진 성분 1x가 1차 고유진동수를 통과하므로 변위가 상승하며 위상이 변화하게 되고 본 연구모델의 구동속도인 6000rpm에서 구동이 된다.



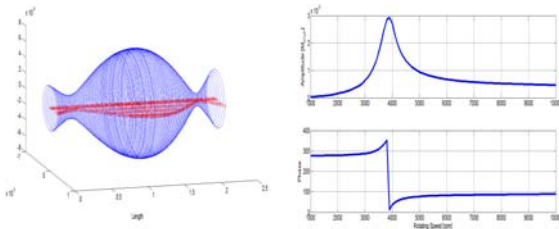
A. Whirling motion

B. bode diagram

Fig. 8 static unbalance result

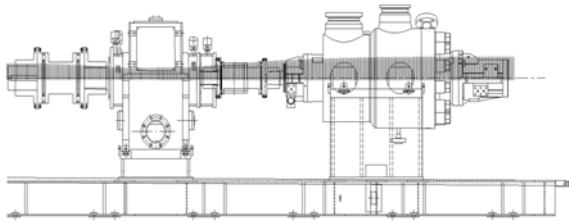
해석 결과 Coupling에서 0.0112mm Impeller에서 0.0213mm가 발생하였다. 하지만 Guide Vane 과 Impeller 사이의 간극 1mm보다 작은 수치이므로 불평형에 의한 문제는 없을 것으로 사료된다. Out of Phase 적용한 Couple Unbalance 의 Whirling motion 은 Fig. 9의 A와 같으며 Fig. 9의 B역시 Bode diagram에서 4000rpm부근에 공진 점을 통과하므로 변위가 상승하며 위상이 변화하게 된다. 하지만 Impeller 의 변위가 0.02925mm 로 Static

Unbalance 해석의 변위보다는 높게 나왔지만 역시 Guide Vane과의 간극 1mm보다 작기 때문에 불평형에 의한 문제는 없을 것으로 사료된다.

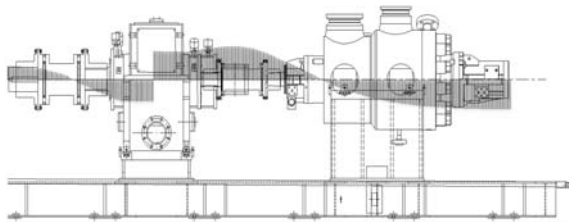


A. Whirling motion B. bode diagram
Fig. 9 Couple Unbalance result

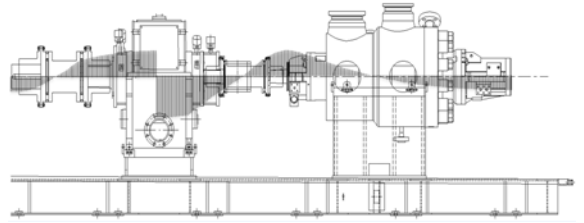
Gear의 맞물림으로 발생하는 저항으로 인해 발생되는 Torsional Eigenvalue를 4장의 식(6)을 통하여 계산된 강성을 적용하여 연성 해석을 수행하였다. 해석결과 Fig. 10과 같이 1-4차 고유진동수는 각각 77.722Hz, 292.5Hz, 512Hz, 876.4Hz 이며 모드형상은 Fig. 12와 같다. 해석결과 가진 성분 1X, 2X가 Torsional Mode에 주는 영향은 지극히 작을 것으로 사료된다. 또한 초기의 가속토크로 인하여 비틀림 모드가 발생이 되며 등속토크로 도달하였을 때에는 비틀림 모드에 대한 영향력이 더욱 줄어들 것으로 사료된다.



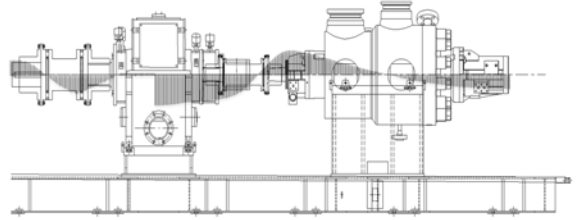
(A) 1st 77.722Hz



(B) 2nd 292.5Hz



(C) 3rd 512Hz



(D) 4th 876.4Hz

Fig. 10 Torsional Mode Shape

7. 결 론

베어링 강성 선정 을 위하여 Critical speed map 을 확인한 결과 정적 해석을 근거로 설계된 베어링의 강성이 약 10^8 N/m에 존재하였으며 그 이하의 강성은 강제모드를 가지는 것으로 나타났다.

Campbell diagram 확인 결과 1x 가진 성분이 4000rpm 부근에서 통과하여 6000rpm에서 운전이 되며 운전속도와 1차고유진동수는 공진분리 여유가 충분하다. 하지만 7x 가진 성분은 4차 고유진동수와 공진분리 여유가 거의 없기 때문에 공진 영역 560Hz~840Hz을 API684 규격의 근거로 Q-Factor 를 확인 하였으며, 위험속도인 6214rpm에서 Q-Factor는 3.741로 3.55보다 다소 높은 값을 가지는 것으로 확인이 되었다. 따라서 7x 가진 성분에 대한 Q-Factor는 위험속도가 발생할 가능성이 있는 것으로 사료된다. 안정성 평가 결과 고유치의 모든 실수부 값이 음(-)의 영역(안정영역)에 존재하고 있기 때문에 본 시스템은 운전영역 내에서 불안정 진동은 발생하지 않을 것으로 사료된다.

불평형 응답은 Static Unbalance 와 out of phase 를 고려한 Couple Unbalance 를 해석하였으며 두 해석 결과 모두 Guide Vane 과의 틈새 1mm 보다 변위가 작으므로 두 Part 간의 간섭은 없는 것으로 사

료된다. 비틀림 고유치 해석결과 가진 성분 1X, 2X가 Torsional Mode 에 주는 영향은 지극히 작을 것으로 사료된다. 또한 초기의 가속토크로 인하여 비틀림 모드가 발생이 되며 등속토크로 도달하였을 때에는 비틀림 모드에 대한 영향력이 더욱 줄어들 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 "산업통상자원부", "한국산업기술진흥원", "동남지역사업평가원"의 "광역경제권 선도산업 육성사업"으로 수행된 연구결과입니다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) Yang, B. S., 2003, Vibration of rotating machinery, Intervision, seoul.

(2) Dong Sik Gu, Yong Chae Bae, Wook Ryun Lee and Byeong Keun Choi., 2010, The Suggestion of 2D Modelling Method for the Rotor Dynamic Analysis of Flywheel Energy Storage System Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering. pp. 94~95

(3) Lee, H. H., 2010, Finite element simulations with Ansys workbench v12 SDC publication, PA

(4) Timo Kiekbusch1, Daniel Sappok, Bernd Sauer, Ian Howard., 2011, Calculation of the Combined Torsional Mesh Stiffness of Spur Gears with Two-and Three-Dimensional Parametrical FE Models, Journal of Mechanical Engineering, Vol. 57(2011)11, pp810~818

(5) API Standard 684, 2005, "Rotordynamic Tutorials : Lateral Critical Speeds Unbalance Response stability Train Torsional and Rotor Balancing".

(6) ISO-1940, 1973 "Balance Quality of Rotating Rigid Bodies" (JIS B 0905, KS B 0612)