

# 고효율 복합형 진공펌프의 로터다이나믹 해석

## A Rotordynamics Analysis of High Efficiency and Hybrid Type Vacuum Pump

김 병 옥† · 이 안 성\* · 노 명 근\*\*

Byung Ok Kim, An Sung Lee and Myungkeun Noh

(2007년 7월 27일 접수 ; 2007년 9월 10일 심사완료)

**Key Words** : Rotordynamics(회전체 동역학), Dry Vacuum Pump(건식 진공펌프), Critical Speed(위험속도), Whirl Natural Frequency(선회고유진동수), Campbell Diagram(캠벨선도), Interference Diagram(간섭선도)

### ABSTRACT

A rotordynamic analysis was performed with a dry vacuum pump, which is a major equipment in modern semiconductor and LCD manufacturing processes. The system is composed of screw rotors, lobes picking air, helical gears, driving motor, and support rolling element bearings of rotors and motor. The driving motor-screw rotor system has a rated speed of 6,300 rpm, and was modeled utilizing a rotordynamic FE method for analysis, which was verified through 3-D FE analysis and experimental modal analysis. As loadings on the bearings due to the gear action were significant in the system considered, each resultant bearing load was calculated by considering the generalized forces of the gear action as well as the rotor itself. Each resultant bearing loading was used in calculating each stiffness of rolling element bearings. Design goals are to achieve wide separation margins of lateral and torsional critical speeds, and favorable unbalance responses of the rotor in the operating range. Then, a complex rotordynamic analysis of the system was carried out to evaluate its forward synchronous critical speeds, whirl natural frequencies and mode shapes, unbalance responses under various unbalance locations, and torsional interference diagram. Results show that the entire system is well designed in the operating range. In addition, the procedure of rotordynamic analysis for dry vacuum pump rotor-bearing system was proposed and established.

### 1. 서 론

건식 진공펌프(dry vacuum pump)는 진공을 만드는 유동 통로 내에 오일을 사용하지 않기 때문에 극도의 청결도가 요구되는 반도체·평판디스플레이 제조공정에 사용되는 핵심 장비이다. 건식 진공펌프는 로터에 부착된 로브(lobe)에 의해 격리된 공간 내부

의 기체분자들을 제거하여 진공상태를 형성하며, 로브의 형태에 따라 루츠(roots), 크로우(claw)와 스크류(screw) 형태의 펌프로 분류된다. 최근에는 여러 형태의 로브가 혼용된 복합형으로도 개발되고 있다. 각 공정에서 요구하는 진공도를 유지시키기 위해서 동시에 수백 대의 건식 진공펌프가 작동되고 있는데, 진공펌프의 예기치 못한 오작동이나 가동중지가 발생할 경우 막대한 손실이 초래된다. 건식 진공펌프의 작동 신뢰성 및 효율향상을 위한 핵심 기술로는 공력설계 기술, 저진동/저소음 설계기술, 마찰손실 최소 설계 기술 등이 있다. Bahen<sup>(1)</sup>은 고장 예측인자를 제시하여 경고 시스템으로 활용하였고, Lessard<sup>(2)</sup>는 반도체

† 교신저자: 정희원 한국기계연구원 e-엔지니어링연구센터  
E-mail : kbo2612@kimm.re.kr  
Tel : (042) 868-7491, Fax : (042) 868-7440  
\* 정희원, 한국기계연구원 e-엔지니어링연구센터  
\*\* ㈜엘오티베큘

공정에 적합한 건식 진공펌프의 선택기준을 제시하였다. 또한 Shimada<sup>(3)</sup> 등은 건식 진공펌프의 소음특성과 방사음을 줄이는 방법을 제시 하였으며, Loffe<sup>(4)</sup>, Ando<sup>(5)</sup>, Akutsu<sup>(6)</sup> 등은 각기 다른 방식을 채택한 건식 진공펌프의 효율성 제고를 언급하였다. 그러나 대부분의 선행연구들은 공력설계 및 소음저감 기술개발에 치중한 연구성과를 제시하였으며, 건식 진공펌프의 진동 저감 설계기술, 특히 진공 펌프 로터-베어링 시스템의 저진동 설계기술과 관련한 연구결과는 거의 소개되지 않고 있다. 최근 Kim<sup>(7)</sup>은 건식 진공펌프 로터-베어링 시스템의 횡진동(lateral vibration) 해석에 관한 체계적인 연구논문을 제시한 바 있으나, 기어구동에 의한 비틀림 진동(torsional vibration) 해석은 수행하지 않았다.

이 논문에서는 건식 진공펌프의 저진동 설계기술 개발을 위하여 횡진동과 비틀림 진동을 포함한 종합적인 회전기계 동역학 설계절차를 적용하고자 한다. 이를 위해 진공펌프 로터-베어링 시스템에 상세 FE 모델을 적용하여 위험속도 및 모드해석, 불균형 응답해석, 불균형 민감도 분석과 비틀림 진동에 대한 간섭선도 및 모드해석을 수행하고자 한다.

연구개발 대상 건식 진공펌프는 Fig. 1과 같이 로브에 의해 제겨된 기체분자를 스크류 로터를 통해 신속히 배출시킴으로써 효율을 극대화시킨 로브-스크류 복합형 진공펌프이다. 펌프 로터는 X, Y 스크류 로터(이하 X, Y 로터)로 구성되어 있으며, 로터의 구동은 Y 로터에 부착된 구동모터(4 kW; 6,300 rpm)에 의해 구동되며, 1:1 헬리컬 기어에 의해 X 로터도 함께 구동된다. 각 로터에 부착된 로브(lobe)에 의해 흡입구(air inlet side)측에서 채취된 공기는

스크류 로터를 통하여 신속·기밀하게 빠져나가면서 생산라인에 진공을 형성한다. Y 로터와 구동모터는 모터코어 우측 끝단에서 볼트로 결합되며, 각 로터는 3208, 6206형번을 가진 볼베어링으로 각각 지지된다.

## 2. 모델링 개발 및 작용하중 해석

### 2.1 모델링 개발 및 검증

개발 대상 복합형 건식 진공펌프 로터는 일반적인 회전기계 로터 축과는 달리 스크류 형상과 로브의 부착으로 인해 다소 복잡한 형태를 띤다. 이런 경우 모델형상이 변경될 때마다 매번 3차원 형상으로 모델링하여 동특성을 해석하는 것은 시간 및 비용적인 측면에서 다소 비효율적이다. 이 절에서는 3차원 형상 모델링 결과와 단순화된 FE 모델링 결과를 비교·검토함으로써 좀 더 효율적인 모델링 방법을 제시하고자 한다. 모델 검증의 편리성을 위하여 로브를 제외한 샘플 X 로터(실제 X 로터와는 다름)를 대상으로 모델링을 수행하였다. Fig. 2는 상용프로그램 ANSYS 활용한 샘플 X 로터의 3차원 유한요소모델을 나타낸다. 메쉬분할에 사용된 유한요소는 tetra brick 요소이고, 절점(node) 당 6자유도를 가지며, 볼베어링은 스프링 요소로 등가 치환하였다. Fig. 3은 단순화된 X 로터 FE모델로서, 로터 축은 빔 요소, 스크류는 등가질량과 관성, 볼베어링은 스프링 요소로 등가 치환하였다. Y 로터 모델링의 검증은 헬리컬 기어를 제외한 실제 Y 로터에 대해 실험적인 모달해석(modal analysis)을 수행하여 단순화된 FE 모델의 결과와 서로 비교하였다. 샘플 X 로터의 고유진동수(natural frequency) 해석결과, 3차원 모델링과 제시한 FE 모델과의 해석오차가 3%, Y 로터의 경우는 1% 이내로써, (Table 1 참조) 모델링에 대한 세밀한 수정<sup>(8)</sup>을 하지 않아도 이 절에서 제시한 FE 모델 즉, 회전체 동역학 FE 모델과 해석기법으로도 개발 대상 건식 진공펌프의 로터-베어링 시스템 해석을 수행할 수 있음을 알 수 있다. 회전체 동역학 FE 모델의 수치해석은 개개의 빔 요소, 등가질량·관성요소, 베어링요소, 그리고 불균형 가진요소 등을 조합하여 얻어진 다음의 방정식으로부터 수행된다.

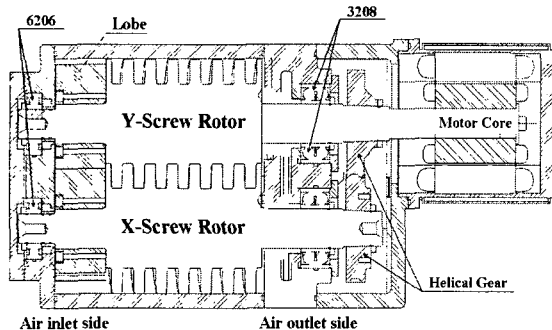


Fig. 1 Schematic drawing of screw rotors of the hybrid dry vacuum pump

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

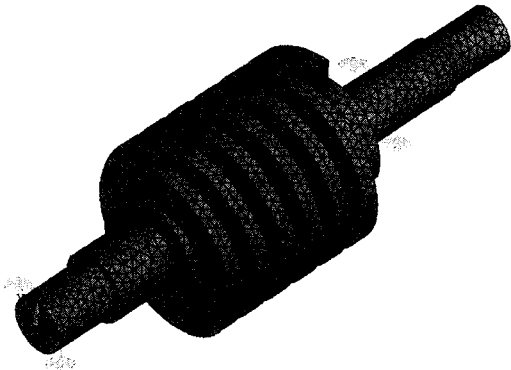


Fig. 2 3-D FE model of sample X screw rotor excluding lobe

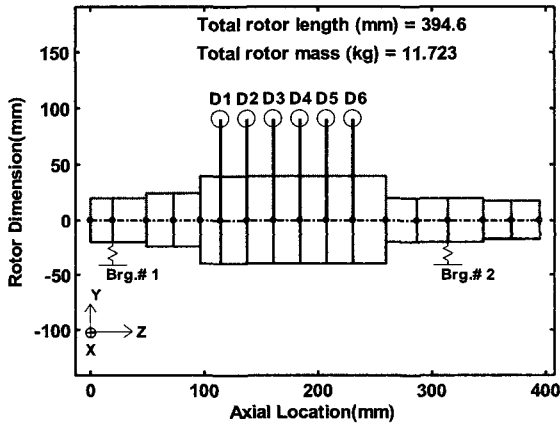


Fig. 3 Rotordynamic FE model of sample X rotor excluding lobe (D1~D6 : equivalent concentrated mass & inertia)

함께 상당량의 기어 작용하중을 받고 있다. 동력(P) 전달 시 헬리컬 기어에 작용하는 분력하중은 다음의 식들로 계산된다<sup>(9)</sup>.

$$F_t = \frac{191 \times 10^5 \times P}{d \times n} \quad [N] \quad (2)$$

$$F_r = \frac{F_t \tan \alpha}{\cos \beta} \quad (3)$$

$$F_a = F_t \tan \beta \quad (4)$$

여기서,  $F_t$ : 접선하중,  $F_r$ : 반경하중,  $F_a$ : 축방향하중,  $\alpha$ : 압력각,  $\beta$ : 헬릭스각,  $P$ : 구동력 [4 kW],  $d$ : 기어 피치직경, 그리고  $n$ : 회전속도이다. 로터자중과 기어하중에 의한 각 베어링의 지지하중은 일반화된 로터자중과 기어작용력을 식 (1)에 반영하면 식 (5)로부터 계산된다.

$$[K]\{q\} = \{Q\} \quad (5)$$

볼베어링의 강성(stiffness)은 볼과 inner/outer races의 접촉영역에서 하중과 변형의 관계로부터 유도될 수 있다. 그러나 하중-변형관계는 설치방법, 틈새(clearance), 예하중(preload) 등 여러 인자에 의해 큰 영향을 받기 때문에 간편식이 주로 활용되고 있다. 이 논문에서는 수정 Harris' 식과 실험결과를 함께 고려한 볼베어링 강성 추정식을 식 (6)과 같이 제시하여 해석에 활용하였다<sup>(10,11)</sup>.

$$K_{Brg} = 600 z^{2/3} d^{1/3} F_r^{1/3} \cos^{5/3} \alpha \quad [N/mm] \quad (6)$$

여기서,  $z$ : 볼개수,  $d$ : 볼지름 [mm],  $\alpha$ : 접촉각을 각각 나타낸다. 볼개수, 볼지름, 접촉각 등은 베어링 형번에 의해 생산자가 제공하는 치수이지만 반경하중은 로터자중과 기어하중을 함께 고려한 후 식 (5)의 대수방정식을 풀어야 구할 수 있다. 이를 위해 실제 X, Y 로터에 대한 상세 FE 모델을 구축하여 Fig. 4와 Fig. 5에 나타내었다. 각각의 로터에 부착된 로브와 기어는 집중질량·관성으로 대체하였으며, 기어에 작용하는 하중( $F_x, F_y$ )을 각 방향별로 나타내었다.

베어링 하중을 토대로 X, Y 스크류 로터에 장착된 베어링 강성계수와 10% 감쇠를 고려한 감쇠계수를 Table 2에 나타내었다.

Table 1 Comparison of results of FE models

X Rotor	ANSYS	Developed code	Error (%)
1 <sup>st</sup> (Hz)	449.1	460.4	2.5
2 <sup>nd</sup> (Hz)	940.3	959.1	2
Y Rotor	Experimental	Developed code	Error (%)
1 <sup>st</sup> (Hz)	408	404	0.98

여기서,  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[G]$ ,  $[K]$ 는 각각 관성, 감쇠, 자이로스코픽, 강성행렬을, 그리고  $\{q\}$ 와  $\{Q\}$ 는 일반화된 변위와 외력벡터를 나타낸다.

## 2.2 베어링 작용하중 해석

X, Y 로터의 지지베어링은 로터 자체의 자중과

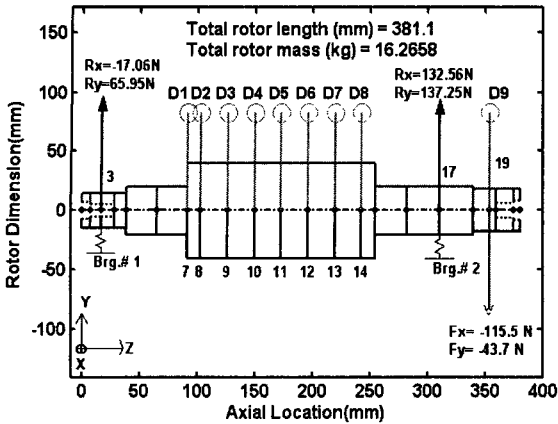


Fig. 4 Full FE model of X screw rotor including lobe & gear ( $F_x, F_y$ : gear load,  $R_x, R_y$ : bearing reaction load)

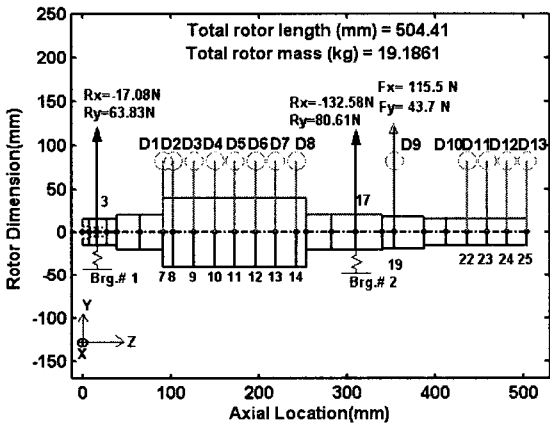


Fig. 5 Full FE model of Y screw rotor including lobe & gear ( $F_x, F_y$ : gear load,  $R_x, R_y$ : bearing reaction load)

Table 2 Results of bearing stiffness and damping

	X screw rotor		Y screw rotor	
	Stiffness (N/m)	Damping (N.s/m)	Stiffness (N/m)	Damping (N.s/m)
Brg. #1	2.417E+7	3.664E+3	2.393E+7	3.627E+3
Brg. #2	4.262E+7	6.460E+3	4.687E+7	7.104E+3

### 3. 로터다이나믹 설계해석

개발 대상 건식 진공펌프 로터-베어링 시스템의 저진동 운전 신뢰성 확보를 위해 시스템의 위험속도 선도(critical speed map), 캠벨선도(Campbell diagram),

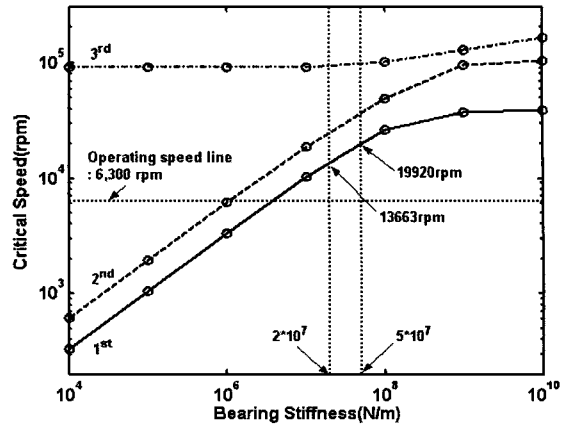


Fig. 6 Forward synchronous critical speeds for X screw rotor

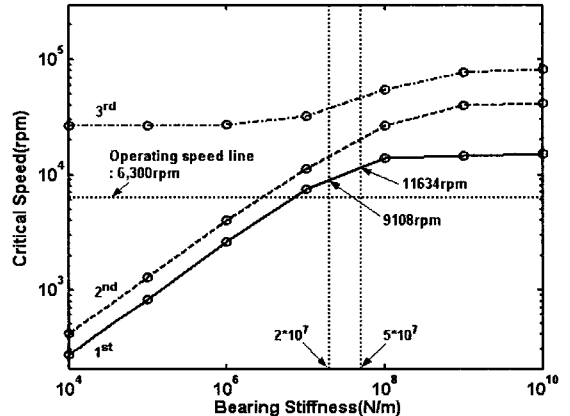


Fig. 7 Forward synchronous critical speeds for Y screw rotor

모드형상(mode shape), 그리고 불균형(unbalance)에 의한 진동 발생량을 해석하였다. 또한 기어구동에 의한 비틀림 공진을 검토하기 위하여 간섭선도 및 비틀림 모드형상 해석을 수행하였다. 해석 대상 로터는 기어물림에 의해 X, Y 로터가 서로 연성되어 있으나, 연성에 의한 굽힘/비틀림 위험속도 변화는 무시할 수 있으므로, X, Y 로터를 분리하여 각각 독립적인 동특성 해석을 수행하였다.

#### 3.1 위험속도 해석

시스템의 감쇠를 고려하지 않은 상태에서 베어링 강성변화에 따른 정선회 동기 위험속도(forward synchronous critical speed) 해석을 X, Y 로터-베어링 시스템에 대해 각각 수행하였다. 정선회 동기 위험속도는 불균형 가진력처럼 회전속도와 동일한

가진력(excitation force) 발생 시 공진(resonance)을 일으키는 회전속도로서, 시스템의 정격속도는 정선회 동기 위험속도와 충분한 분리여유(separation margin)를 가지도록 설계되어야 한다. X 로터의 경우, Brg. #1과 Brg. #2의 강성 영역 내에서 정격속도선과 위험속도선이 일치하는 곳이 없기 때문에 정격속도(6,300 rpm) 근방에서는 위험속도가 존재하지 않음을 알 수 있으며, 1차 정선회 동기 위험속도는 약 13,663~19,920 rpm 내에 있으므로 정격속도와 충분한 분리여유를 가진다(Fig. 6 참조). Y 로터의 경우, Brg. #1, Brg. #2의 강성 영역 내에서 정격속도선과 위험속도선이 일치되는 곳은 없으며, 1차 정선회 동기 위험속도는 9,108~11,634 rpm 내에 있으므로 정격속도와 충분한 분리여유를 가진다(Fig. 7 참조).

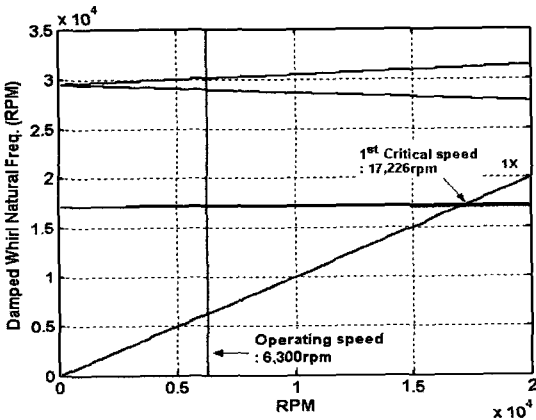


Fig. 8 Campbell diagram of the X rotor-bearing system

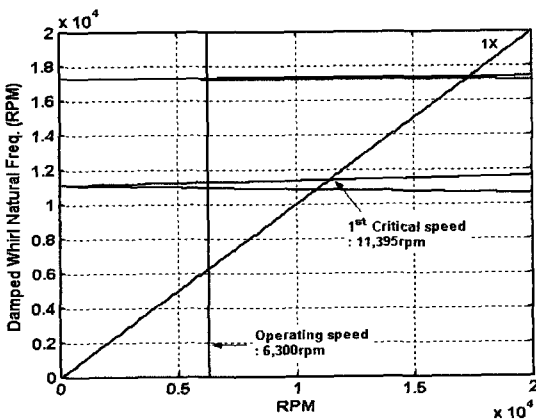


Fig. 9 Campbell diagram of the Y rotor-bearing system

X, Y 로터 모두 정격속도와 동기 위험속도와의 분리여유가 충분하며, 더불어 운전영역 내에서는 정선회 동기 위험속도가 존재하지 않기 때문에 로터와 모터-코어부에 정밀 저속밸런싱을 수행한다면 불균형과 같은 동기 가진력에 의한 진동발생은 방지할 수 있을 것으로 판단된다.

### 3.2 켈벨선도

X, Y 로터-베어링 시스템의 감쇠를 고려한 선회 고유진동수(whirl natural frequency)를 회전속도에 대해서 나타낸 켈벨선도를 Fig. 8과 9에 각각 나타내었다. 1X-동기회전수선과 선회고유진동수선과 교차되는 곳이 1차 정선회 위험속도(X 로터: 17,226 rpm, Y 로터: 11,395 rpm)로서 앞서 위험속도 해석에서 언급한 것처럼 X, Y 로터는 1차 정선회 위험속도와 정격속도가 충분한 분리여유를 가짐을 알 수 있다. 정격속도까지 위험속도가 존재하지 않기 때문에 위험속도 대신 정격속도에서의 각 선회고유진동수별 1차 모드형상을 살펴보았다. X 로터의 경우(Fig. 10 참조), 불균형 분포가 1차 모드형상과 유사하다면 로브 위치에서 상대적으로 큰 진동변위가 발생될 것으로 예측되며, Y 로터의 경우는 모터-코어부에 큰 진동변위가 발생될 것으로 예측된다(Fig. 11 참조).

### 3.3 불균형 응답해석

불균형 작용 시 로터-베어링 시스템의 진동량을 예측하기 위해 권고 불균형량(ISO G2.5등급<sup>(12)</sup>)의 4 배에 해당하는 시험불균형을 로터와 모터-코어에 부가하여 불균형 응답해석을 수행하였다. 시험불균형은 모드형상을 참고로 최대 진동변위가 발생할 위치에 집중 부가한 후 진동응답을 구하고, 다시 시험불균형량을 반으로 나누어 적절한 곳에 동일위상으로 부가, 그리고 반대위상으로 부가하여 각각의 진동응답을 조사한다. X, Y 로터에 부가한 시험불균형량과 부착위치를 Table 3에 정리하였다.

시험불균형을 부착하였을 때 로터에 발생하는 최대 진동변위 제한치(35 μm Pk.-Pk.)는 API 617<sup>(13)</sup> 기준을 적용하였다. X 로터의 Case I 과 Case II의 경우, 비슷한 불균형 진동응답 특성을 나타냄을 Fig. 12 와 Fig. 13으로부터 알 수 있으며 특히, 앞서 언급한 바와 같이 로브 위치에서 가장 큰 진동변위가 발생함을 알 수 있다. 그 이유는 시험불균형이 1차 진동모

드와 유사하게 가진되고 있기 때문이다. X 로터의

Case III 경우는 시험불균형이 1차 진동모드와는 상이하게 가진되고 있기 때문에 오히려 진동변위가 감소됨을 Fig. 14로부터 알 수 있다.

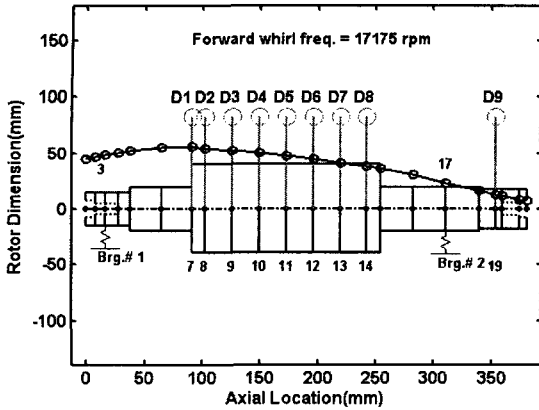


Fig. 10 1<sup>st</sup> mode shape of the X rotor-bearing system

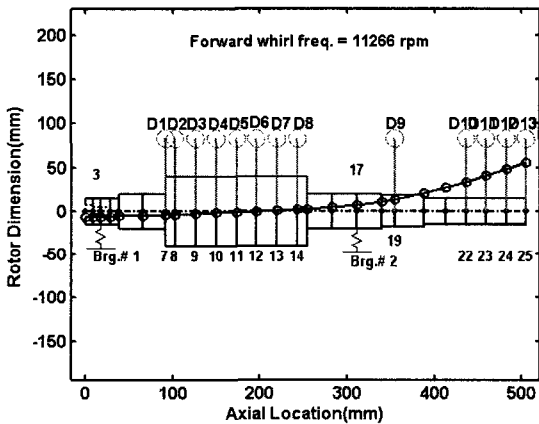


Fig. 11 1<sup>st</sup> mode shape of the Y rotor-bearing system

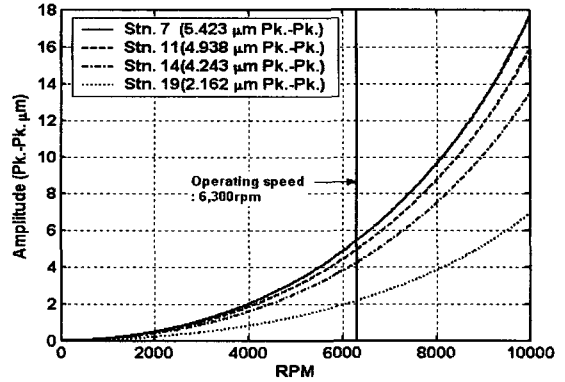


Fig. 12 Unbalance response of X screw rotor for Case I

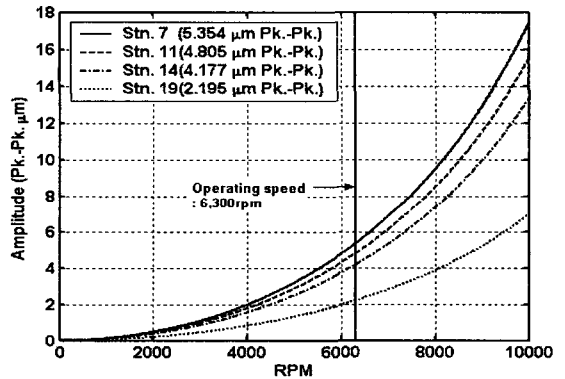


Fig. 13 Unbalance response of X screw rotor for Case II

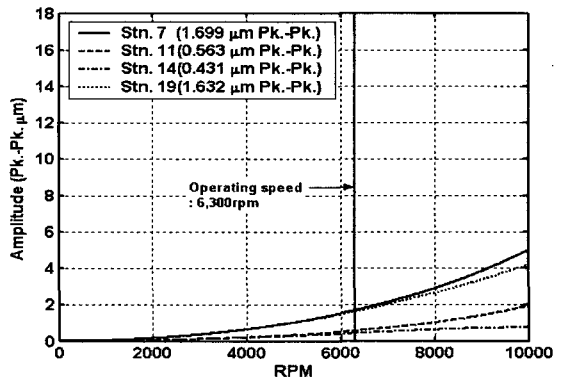


Fig. 14 Unbalance response of X screw rotor for Case III

Table 3 Test unbalance and its applied location

	X screw rotor		Y screw rotor			
	Un-balance (g.mm)	Location	Screw part		Motor-core	
			Un-balance (g.mm)	Location	Un-balance (g.mm)	Location
Case I	246.5	D5	254.4	D5	36.38	D12
			D5, D12 : in phase			
Case II	123.25	D2, D8 in phase	127.2	D2, D8 in phase	18.19	D10, D13 in phase
			D2, D8, D10, D13 : in phase			
Case III	123.25	D2, D8 out of phase	254.4	D5	36.38	D12
			D5, D12 : out of phase			

Y 로터의 Case I 과 Case II의 경우도 비슷한 불균형 진동응답을 나타냄을 Fig. 15와 Fig. 16으로부터

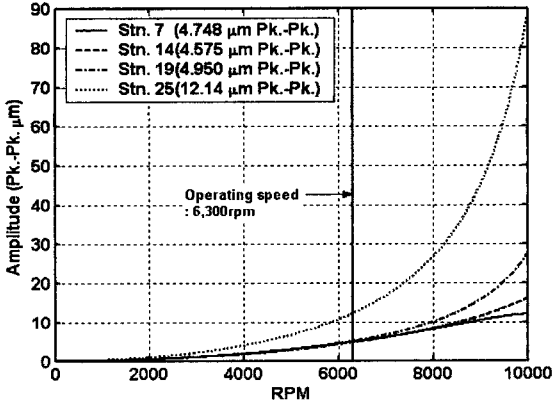


Fig. 15 Unbalance response of Y screw rotor for Case I

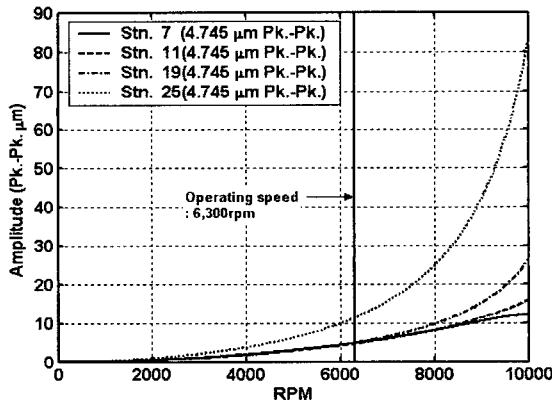


Fig. 16 Unbalance response of Y screw rotor for Case II

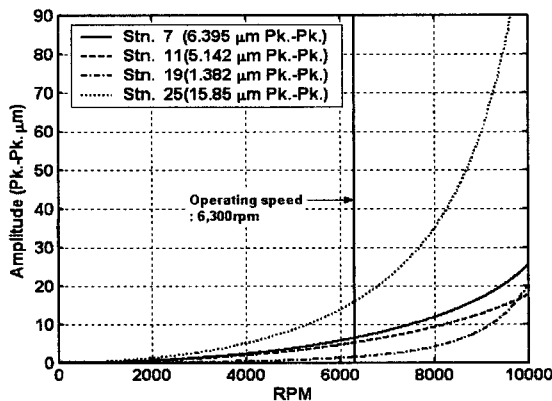


Fig. 17 Unbalance response of Y screw rotor for Case III

알 수 있다. 모터-코어부에서 큰 진동변위가 예측되며, 이는 1차 모드형상으로부터도 알 수 있다. 특히, Case III의 경우, 시험불균형의 부착상태가 1차 모드형상과 유사한 가진상태가 되어 진동변위는 제한치를 넘지 않으나, 상대적으로 매우 큰 진동변위가 발생함을 Fig. 17로부터 알 수 있다. 최대 진동변위가 약 16 μm Pk.-Pk.으로서 진동변위 제한기준을 만족하지만 10 μm 이하로 유지하기 위해서는 모터-코어부의 정밀 저속밸런싱이 요구된다.

### 3.4 비틀림 위험속도 해석

비틀림 진동거동은 시스템의 각 유닛들이 서로 연결되었을 때 정상적인 작동여부를 판단하는 중요한 인자이다. 비틀림 위험속도 해석은 비틀림 고유진동수를 산출하여 가진력과 분리여유를 검토함으로써, 커플링 및 로터의 비틀림 파단을 방지하기 위한 것이다. 비틀림 고유진동수와 잠재적인 가진력과 관계는 Fig. 18에 나타난 간섭선도(interference diagram)를 사용한다. 개발 대상 진공펌프의 1차와 2차 비틀림 고유진동수는 각각 22,490 rpm와 45,509 rpm으로써, 정격속도와는 충분한 분리여유를 가지나, 모터구동에 의한 잠재적 가진주파수인 1X-60 Hz와 2X-120 Hz, 기어구동에 의한 회전주파수의 1X, 2X 성분 및 기어 매쉬(mesh)주파수(101X, 치 개수 101개)와의 간섭을 조사하여야 한다. 그 결과 정격속도의 90~110% 범위내에서는 위험속도가 존재하지 않음을 Fig. 18로부터 알 수 있다. 다만, 모터구동

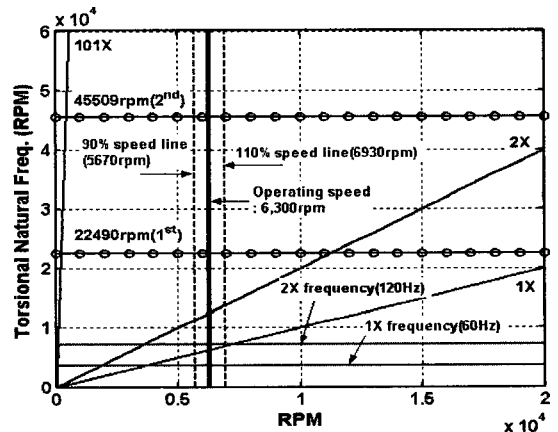


Fig. 18 Interference diagram of screw rotor-bearing system (gear mesh stiffness:  $2.3 \times 10^8$  N/m)

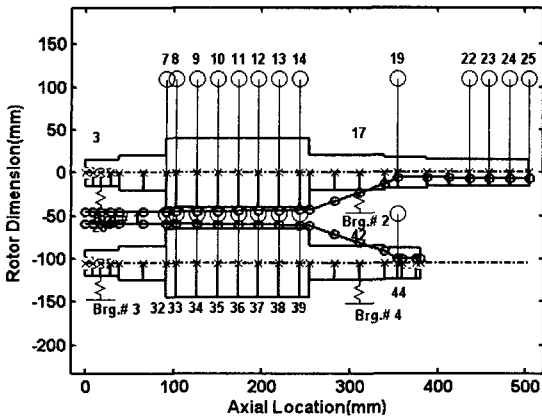


Fig. 19 1<sup>st</sup> torsional twisting mode shape of screw rotor-bearing system

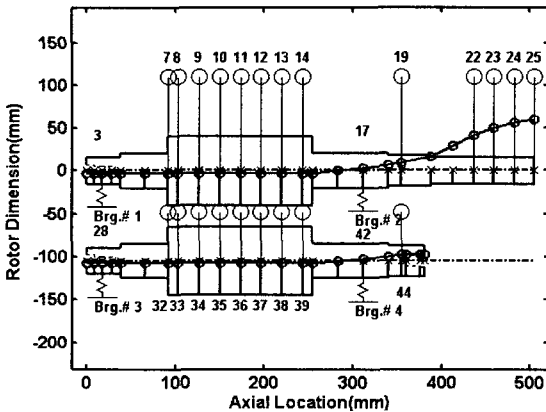


Fig. 20 2<sup>nd</sup> torsional twisting mode shape of screw rotor-bearing system

2X-120Hz와 1X 회전주파수가 서로 인접하나, 정격 속도와의 분리여유가 +10% 이상이므로 API 617<sup>(11)</sup> 기준 즉, ±10% 이상을 만족하였다.

비틀림 고유진동수에 대응되는 비틀림 고유모드의 경우, 1차 모드(Fig. 19참조)는 스크류 부분에서, 2차 모드(Fig. 20 참조)는 모터-코어부에서 상대적으로 큰 비틀림 변형이 발생함을 알 수 있다. 그러나 각각의 비틀림 고유진동수가 정격속도와 충분한 분리여유를 가지며, 높은 정도의 기어가공이 이루어진다면 가진력에 의한 비틀림 파단은 발생되지 않을 것으로 판단된다.

#### 4. 결론

이 연구에서는 건식 고속 진공펌프의 저진동 설계

기술 개발을 위하여 복합형 건식 진공펌프의 로터-베어링 시스템에 대한 종합적인 회전체 동역학 해석을 수행하였다. 단순화된 FE 모델링 해석결과를 3차원 FE 해석결과 및 실험적인 모달해석 결과와 비교함으로써, 회전체 동역학 FE 모델과 해석기법으로도 복합형 건식 진공펌프의 로터-베어링 시스템 해석이 가능함을 검증하였다. 종합적인 회전체 동역학 설계 절차로서, 횡진동 위험속도 해석결과 정격속도 6,300 rpm에서 동기 위험속도와 충분한 분리여유를 갖는 것으로 예측되었으며, 불균형 응답해석 결과 불균형 위치와 상관없이 전 운전속도 범위에서 응답 진폭이 양호함을 보였다. 또한 비틀림 고유진동수 및 모드해석을 수행하여 정격속도와 안전한 분리여유를 갖는 것으로 예측되어, 설계된 복합형 건식 진공펌프의 로터-베어링 시스템은 기동 및 정격속도를 포함한 전 운전영역에서 연속운전이 가능한 것으로 평가되었다.

#### 후 기

이 연구는 산업자원부 주관 성장동력기술개발사업의 일환인 고속운전 드라이 진공펌프의 저진동, 저소음, 고신뢰성 설계기술 개발 과제에 지원을 받아 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참 고 문 헌

- (1) Bahen, R. and Kuhn, M., 1993, "Reliability of Dry Pumps Due to Process Related Adaptation and Prefailure Warning", Vacuum, Vol. 44, pp. 709~717.
- (2) Lessard, Philip A., 2000, "Dry Vacuum Pumps for Semiconductor Processes : Guidelines for Primary Pump Selection", Journal of Vacuum Science and Technology, Vol. 18, No. 5, pp. 1777~1783.
- (3) Shimada, T., Yanagisawa, T. and Tagawa, K., 1990, "Characterization of Noise Generated by a Dry Pump by Using a Vane Vacuum Pump and Noise Reduction", Journal of Noise Control Engineering, Vol. 35., No. 3, pp. 95~104.
- (4) Loffe, I. V., Koss, V. A, Gray, M. and Livesey, R. G., 1995, "Modeling of a Multistage Claw Rotor Vacuum Pump", Journal of Vacuum Science and



Technology, Vol. 13, No. 2, pp. 327~334.

(5) Ando, K., Akutsu, I. and Ohmi, T., 1999, "Grandational Lead Screw Vacuum Pump Development", Journal of Vacuum Science and Technology, Vol. 17, No. 5, pp. 583~597.

(6) Akutsu, I., Ozaki, M., Kyuko, S., Miyashita, T., Ozawa, M., 2000, "Grandational Lead Screw Vacuum Pump", Journal of Vacuum Science and Technology, Vol. 18, No. 3, pp. 853~865.

(7) Kim, B. O., Lee, A. S. and Noh, M. K., 2007, "A Rotordynamic Analysis of Dry Pump Rotor-bearing System for High-speed Operation(in Korean)", Journal of Fluid Machinery, Vol. 10., No. 3, pp. 47~54.

(8) Rao, J. S., 1996, "Rotor Dynamics", Third

Edition, New Age International Publishers, pp. 233~237.

(9) Gitin, M. M., 1998, "Handbook of Gear Design", McGraw-Hill Publishing, pp. 3.20~3.22.

(10) Harris, T. A., 2001, "Rolling Bearing Analysis", John Wiley & Sons.

(11) EL-SAYED, H. R., 1980, "Stiffness of Deep-groove Ball Bearings", Wear, Vol. 63, pp. 89~94.

(12) ISO 1940-1, 2003, Mechanical Vibration-balance Quality Requirement for Rotors in a Constant (rigid) State.

(13) API 617, 2002, Axial and Centrifugal Compressors and Expanders-compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services.