루츠타입 진공펌프 동특성의 해석적 평가

Analytical Evaluation of Rotor Dynamic Characteristic of Roots Type Vacuum Pump

이 종 명*, 김 용 휘*, 하 정 민*, 구 동 식**, 최 병 근†

Jong Myeong Lee, Yong Hwi Kim, Jeong Min Ha, Dong Sik Gu
and Byeong Keun Choi

(2011년 9월 8일 접수 ; 2011년 11월 24일 심사완료)

Key Words : Vacuum Pump(진공펌프), Roots Type Vacuum Pump(루츠타입 진공펌프), Natural Frequency (고유진동수), Rotor Dynamics(회전체동역학)

ABSTRACT

The goal of this study is the stability evaluation of a vacuum pump through modal test and rotor dynamics. Roots type vacuum pump, which is a dry vacuum pump, is necessary for the manufacturing process of the semiconductor and the display. Eigenvalue was solved by the finite-element method(FEM) using 2D and 3D models, then the modal test result was compared with the FEM result. According to the comparison, the analysis result using the 2D was more accurate than the 3D model. Therefore, rotor dynamics was performed by the 2D model. Campbell diagram and root-locus maps, which were calculated by complex-eigenvalue analysis, were used to evaluate the stability of the rotors of the vacuum pump. And displacement solved by unbalance response analysis was compared with the minimum clearance between two rotors of the vacuum pump. Thus, the vacuum pump is assumed operated under steady state through the evaluation of the rotor dynamics.

1. 서 론

진공 기술은 식품산업 등 일반 산업 분야를 비롯하여 반도체소자, 디스플레이, 우주항공 분야 등 고정정 공정 상태를 요구하는 첨단 산업분야 등 정보(IT), 나노(NT), 바이오(BT), 환경(ET) 기술 등 전 산업분야에 걸쳐 그 중요성이 더욱 증대되고 있다.

시시각각 변화가는 첨단 산업의 발전으로 인해 수요가 급증하고 있으며, 국내에서도 해외기업과 함께 제품을 제작하는 기업도 있다. 또한 벤치마킹 하여 독립적으로 개발하는 기업도 늘어나고 있는 추세이다^(1,2).

진공펌프는 사용되는 진공영역에 따라 크게 대기압으로부터 10^{-1} Pa 정도의 범위에서 사용되는 저진공 펌프, 10^{-1} Pa 이하의 중진공 영역으로부터 초고진공 내지 극고진공 영역까지 작동하는 고진공펌프류로 구분된다.

이 연구의 대상인 진공펌프는 반도체 및 디스플레이 제조 공정에 필수적인 진공펌프 중 가장 폭넓게 사용되는 건식중진공펌프로, 제조공정의 진공상태 유지 및 터보분자 펌프 작동을 위한 가장 중요한 기초 진공펌프이며, 최근 국내 한 기업에 의해

† 교신저자; 정회원, 경상대학교 에너지기계공학과, 해양산업연구소

E-mail : bgchoi@gnu.ac.kr

Tel : (055)772-9116

* 경상대학교 에너지기계공학과

** 정회원, 경상대학교 에너지기계공학과

이 논문의 일부는 2011년 추계 소음진동 학술대회에서 발표되어 우수논문으로 추천되었음.

국산화 되었다. 국산화된 대상 펌프는 일반적인 모델을 기반으로 개발되었으나, 개발과정 중 펌프의 구조 및 동특성이 이론적으로 파악되지 못한 상황이다.

일반적으로 회전체는 상세 설계과정에서 다양한 수학적 해석을 필요로 하며, 동특성 평가가 이루어지는데 이러한 평가없이 제작될 경우 불안정한 진동과 소음이 발생할 가능성을 수반하게 된다⁽³⁾. 따라서, 수학적 동특성 해석을 통하여 위험속도, 안전성평가, 불평형응답 등을 확인하여 개발펌프에 대한

신뢰성을 확보하여야 한다.

그러므로 이 연구에서는 이미 개발된 대상 펌프(루츠타입 진공펌프)의 고유치 및 동특성해석을 통하여, 제품의 신뢰성을 확보하고자 한다.

2. 해석 모델 및 재료 물성

이 연구에서 사용된 진공펌프는 루츠타입으로 3,600 rpm의 속도로 운전되며, 발주 시 3,600~5,400 rpm(60~90 Hz)사이의 운전속도 영역에서 지정된 속도로 운전되도록 설계되었다.

Fig. 1과 같이 모터 회전자와 두 개의 로터, 구름요소 베어링, 기어, 하우징 등으로 구성되며, 구동방법은 모터 회전자의 구동으로 구동측 로터의 기어를 통하여 피구동측 로터의 기어와 동기화 되어 회전하며, Fig. 2와 같이 땅콩 모양의 로터가 서로 반대방향으로 회전하여 유체를 빨아들여 진공상태를 만드는 방식이다. 그리고 모터는 overhang 형태로 체결되어 있으며, 회전자의 축은 구동측 로터와 일체형으로 제작되었다. 각 구성요소의 재료 물성은 Table 1과 같다.

Fig. 1 Structure of vacuum pump

Fig. 2 Cross section of vacuum pump

Table 1 Material properties⁽⁴⁾

Rotor[GCD500-7]	
Density(g/m ³)	7.14
Ultimate tensile strength(MPa)	500
Tensile yield strength(MPa)	336
Elastic modules(GPa)	116
Poisson's ratio	0.275
Housing, motor case, plate[GC250]	
Density(g/m ³)	7.15
Ultimate tensile strength(MPa)	260
Tension elastic modules(GPa)	113
Poisson's ratio	0.26

3. Modal Test 및 고유진동수 해석

3.1 Modal Test 방법

Modal test는 B&K사의 NEXUS Conditioning Amplifier(type 2692), Impact Hammer(type 8208) 가속도계 4382(charge Acc.) 및 4371(charge Acc.), Pulse 3560C와 Pulse Labshope v10.3을 이용하여 수행되었다.

Fig. 3 Modal test method

Table 2 Modal test results

Mode	Natural frequency[Hz]			
	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
1	631	645	229	232
2	2,413	820	647	656
3	2,670	2,214	953	827
4	6,066	2,640	2,448	994

Fig. 4 Frequency response function of case 4

Fig. 3과 같이 3개의 가속도계(Ⅰ,Ⅱ,Ⅲ)를 로터의 이방성을 고려하여 피구동측과 구동측 각각 넓은 부분으로 세운 방향과 좁은 부분으로 눌린 방향에 대해 가속도계를 설치하고 가진위치(①~④)를 변경하며 실험하였다.

3.2 Modal Test 결과

Modal test를 수행한 결과 로터의 비대칭 형상에 의해 방향에 따라 서로 다른 고유진동수를 가짐을 확인하였다.

4가지의 경우에 대한 실험결과는 Table 2에 정리하였으며, Fig. 4는 case 4의 임팩트 ③번에 대한 센서 Ⅱ번의 주파수응답함수(frequency response function)를 나타낸다. Fig. 4의 ①~④는 고유진동수를 나타내고, 0 Hz에 인접한 peak는 지지조건(free-free)에 의해 발생되고 강체모드(rigid mode)이기 때문에 이 논문에서 고려되지 않았다.

피구동측 로터의 1차 고유진동수는 각 방향에 대하여 631 Hz와 645 Hz에 존재하였고, 구동측 로터는 229 Hz와 232 Hz에 존재하였다. 두 로터의 모든 1차 고유진동수는 운전영역(60 Hz~90 Hz)에 비해 월등히 높은 주파수 대역에 존재하고 있어 공진에 의한 시스템 불안정은 발생되지 않을 것으로 사료된다.

Fig. 5 3D model

(a) 1st mode shape - case 4

(b) 2nd mode shape - case 4

(c) 3rd mode shape - case 3

(d) 4th mode shape - case 3

Fig. 6 Mode shape of natural frequencies

Table 3 Comparison of the results of modal test and numerical analysis

Test result		ANSYS (Hz)	Error (%)	2D model (Hz)	Error (%)
No. case	NF(Hz)				
4	232	245.9	5.99	239.8	3.4
	656	693.5	5.71	612.3	6.7
3	953	1,050.4	10.2	887.6	6.7
	2,448	2,573	5.15	2,489	1.7

3.3 Modal Test와 수치해석 결과비교

2D 모델을 이용한 회전체 특성을 파악하기 위한 전처리 과정으로 실험을 통해 구한 고유진동수, 상용 프로그램을 이용한 고유진동수를 2D 모델을 통한 결과와 비교하였다. 또한 2D 모델을 위한 로터 부의 추가강성 영향을 고려하기 위해 실험결과와의 비교를 통해 2D 모델에 입력되는 로터 부의 강성을 보정하였다. 이를 통해 2D 모델의 해석 결과에 대한 신뢰성을 증대할 수 있었다. 그리고 2D 모델은 3D 모델에 비해 요소(element) 및 노드(node)의 수가 월등히 적고, 해석 수행에 필요한 시간이 짧기 때문에 프로그램 운용 및 시간적 측면에서 효율적이며, 축계 시스템의 동특성 평가에 대해 일반적으로 사용되고 있는 방법이다.

이 논문에서는 Fig. 5와 같은 3D 모델을 사용한 Ansys Workbench v12⁽⁵⁾의 해석결과(Fig. 6), 2D 모델을 이용한 수치해석 프로그램(MATLAB v7.9를 통해 자체 개발됨)을 통하여 구한 고유진동수를 modal test결과와 비교하였다. Table 3에 나타낸 바와 같이 Ansys의 해석결과는 실험결과와 5.7~10.2%, 2D 모델의 결과는 1.7~6.7%의 오차가 있음을 알 수 있었다. 따라서 이 논문에 사용된 축계 모델은 상용프로그램을 이용한 수치해석 보다 2D 모델의 결과가 더 낮은 오차를 지니기 때문에 이후 수행된 모든 동특성 평가는 2D 모델을 사용하여 진행되었다.

4. 동특성 평가

4.1 베어링 및 기어 접촉 강성 계산

베어링 강성 계산은 Harris⁽⁶⁾에 의해 제안된 방법을 이용하며, 일반적인 경우 베어링의 강성 k 는 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$k = \frac{dF_r}{d\delta} \quad (1)$$

Table 4 Bearing stiffness

Bearing stiffness	Gear side	Motor side
Non-driven rotor	2.8162×10^7 N/m	2.567×10^7 N/m
Drive rotor	2.7224×10^7 N/m	2.9275×10^7 N/m

여기서 F_r 은 반경방향 하중, δ 는 반경방향 변형량을 나타낸다.

반경방향 하중만을 받는 경우 틈새(clearance)를 고려한 radial 볼 베어링의 최대하중($Q_{\max}$)은

$$Q_{\max} = \frac{5F_r}{Z \cos \alpha} \quad (2)$$

Z : 볼 수, α : 접촉각

가 되며, 여기서 반경방향 변형량은

$$\delta_r = 4.36 \times 10^{-8} \frac{Q_{\max}^{2/3}}{D^{1/3} \cos \alpha} \quad (3)$$

D : 볼 직경

이다. 따라서 베어링 강성 k 는

$$k = 1.176 \times 10^7 \cdot Z^{2/3} \cdot D^{1/3} \cdot \cos \alpha^{5/3} \cdot F_r^{1/3} \quad (4)$$

으로 구할 수 있다.

식 (4)에서 계수와 하중의 지수부분을 실험데이터에 근거해서 수정된 Harris 식 (7)은 다음과 같다.

$$k = 4.5 \times 10^6 \cdot Z^{2/3} \cdot D^{1/3} \cdot \cos \alpha^{5/3} \cdot F_r^{1/3} \quad (5)$$

따라서 식 (5)를 이용하여 대상 진공펌프의 베어링(type 6308 : 볼 8개, 볼 직경 17 mm)을 적용하면 Table 4와 같이 각각의 로터에 대해 양측 베어링 강성을 얻을 수 있다.

기어의 강성은 기어 이의 굽힘에 의한 강성, 기어 전체의 강체모드에 대한 강성과 기어 이의 접촉 강성을 고려하여야 한다. 하지만, 이 연구에서는 기어에 의해 접촉하는 두 로터의 동특성만을 고려하기 때문에 기어의 접촉에 의해 발생하는 기어 이의 접촉강성만을 고려하였다. 기어 접촉강성⁽⁸⁾은 식 (6)을 이용하여 5.6×10^8 N/m을 얻을 수 있었다.

$$k_h = \frac{\pi EW}{4(1-\nu^2)} = \frac{\pi \times 166 \times 10^9 \times 0.004}{4(1-0.275^2)} \quad (6)$$

E : 영계수, W : 기어 폭, ν : 푸아송 비

4.2 2D 모델링

동특성 해석을 위해 Fig. 7과 같이 구동측의 로터를 23개, 피구동측을 18개의 요소로 나누었으며, 로터와 모터 회전자는 집중 질량 형태로 일정 간격으로 나누어 입력하였다.

베어링의 지지강성은 Table 4와 같이 적용되었으며, 사용된 재료 특성은 Table 1의 GCD500-7이며, 기어, 로터 및 모터 회전자를 집중질량의 디스크 형태로 가정하였기 때문에 각각의 위치에 질량, 극관성모멘트 및 횡관성모멘트를 분할하여 입력하였다. 특히, 로터 부는 비대칭의 형태이기 때문에 추가되는 질량 및 관성모멘트를 방향성을 고려하기 위하여 질량 행렬 및 자이로스코픽 행렬의 해당 요소의 방향에 비대칭으로 추가하였다.

이 연구에 적용된 모델의 기어는 구동측과 피구동측이 동일한 잇수(68 EA)로 설계되어 있고, 기어에 의해 피구동측으로 동력이 전달되기 때문에 기어 맞물림 주파수(gear mesh frequency, GMF : $60 \text{ Hz} \times 68 \text{ EA} = 4,080 \text{ Hz}$) 역시 관심영역에 포함된다. 따라서 위험속도 및 안정성 평가는 운전속도 영역과 기어 맞물림 주파수 영역의 두 부분으로 나누어 수행하였다.

4.3 동특성 해석 및 평가

(1) 운전속도 영역

Fig. 8은 동특성 해석 결과로 얻어진 구동측 로터에

Fig. 7 2D model

대한 캠벨선도를 나타낸 것으로, 점선은 운전속도와 동기되는 1X, 사각박스의 점선은 운전가능영역을 나타낸다. 1차 고유진동수와와의 공진분리여유를 고려하여 운전가능영역은 선정될 수 있으며, 이 연구 대상의 로터는 3,000 rpm~9,500 rpm의 영역에서 운전 가능한 것으로 사료된다. 또한 Fig. 8에서 알 수 있듯이 3,000 rpm에서 1차 ~ 3차 고유진동수는 각각 185.7 Hz, 230.6 Hz, 395.7 Hz로 나타났으며, 운전속도의 증가와 무관하게 거의 일정하게 유지됨을 알 수 있다. 특히 1차 고유진동수는 최고 운전가능속도 9,000 rpm에서 공진분리여유⁽⁹⁾ 20 %에 도달하기 때문에, 실제 운전영역(60~90 Hz)에서는 공진에 의한 이상 진동 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다.

Fig. 9는 Fig. 8에 대한 안정성 평가의 결과(root locus map)를 나타낸 것으로, 모든 고유치의 실수부 값이 음(-)의 영역(안정영역)에 존재하고 있기 때문에 이 시스템은 운전영역 내에서 불안정 진동은 발생하지 않을 것으로 예측되었다.

(2) 기어맞물림 주파수 영역

Fig. 10은 연구 대상에 대해 구동측 DE(drive-end) 베어링의 하우징에서 수직방향으로 계측된 주파수 스펙트럼을 나타낸 것이다.

Fig. 10에서와 같이 기어맞물림 주파수 및 그와 인접한 주파수의 진폭이 운전성분에 대해 다소 높은 진폭이 발생되고 있음을 확인하였으나, 전체 RMS값이 $543 \mu\text{m/s}$ 로 낮게 나타났기 때문에 운전상의 문제는 없을 것으로 사료된다.

Fig. 8 Campbell diagram of drive rotor

그리고 기어맞물림 주파수에 의한 공진 여부를 확인할 수 있는 연성해석을 수행하기 위해 상기에서 사용된 구동축 로터 모델에 피구동축 로터를 추가하고, 두 로터 사이에 기어 접촉 강성을 고려하여 동특성을 평가하였다.

Table 5는 3,600 rpm에 대한 두 로터의 단독 고유진동수에 대한 결과와 연성해석 결과에서 기어 맞물림 주파수에 인접한 고유진동수를 기어 맞물림 주파수와의 근접 정도(%)로 나타낸 것이다. 그리고 Fig. 11은 Table 5에 나타낸 연성해석 결과에 대한 캠벨선도를 기어맞물림 주파수에 대한 공진분리여유($\pm 20\%$)을 확대한 그림이다. Table 5에 정리한 바와 같이 피구동축의 고유진동수는 5.2 %의 차이를

보이고 있으며, 구동축 및 연성해석의 경우 3 % 이내로 매우 근접해 있어 두 축 모두 공진분리여유가 충분하지 않음을 알 수 있다.

그러나 관심 위치에 대한 진동 성장 정도는 고유진동수의 모드형상 기여도에 따라 크게 달라지기 때문에 Fig. 12와 같이 각각의 고유진동수에 대한 모드기여도를 확인하였다. Fig. 12는 Fig. 11의 연성해석의 결과에 대한 기어맞물림 주파수에 인접한 고유진동수의 모드 기여도를 나타낸 것으로, 관심부

Fig. 9 Root locus map of drive rotor

Table 5 Natural frequencies

	Drive rotor	Non-drive rotor	Coupled analysis
Gear mesh frequency (4,080 Hz)	3,977 Hz (2.5 %)	3,259 Hz (20 %)	4,054 Hz (0.6 %)
	4,056 Hz (0.6 %)	3,869 Hz (5.2 %)	4,083 Hz (0.1 %)

Fig. 11 Campbell diagram of coupled analysis

Fig. 12 Modal contributions nearby gear mesh frequency

Fig. 10 Frequency spectrum

(기어)의 모드 기여도를 확인할 수 있다. 기어맞물림 주파수에 인접한 다섯 가지(3,445 Hz, 3,894 Hz, 3,997 Hz, 4,054 Hz, 4,083 Hz)의 고유진동수는 로터의 전체 모드 형상에 대한 기어 위치의 모드 기여도가 낮음을 알 수 있다. 특히, 3,892 Hz와 4,083 Hz는 후향 휘돌림(backward whirl)으로 이 연구와 같이 구름요소 베어링으로 지지된 축계는 고려되지 않는 성분이다. 따라서 기어맞물림 주파수에 인접한 고유진동수에 의한 진폭의 증가는 발생가능하나 기어에 의한 이상 진동은 크지 않을 것으로 사료되며, 이는 Fig. 10의 측정 결과에 나타난 진동현상을 설명할 수 있는 이론적 근거가 될 수 있다.

4.3 불평형 응답해석

불평형량은 제작사의 설계기준에 의거하여 로터의 중앙에 200 mm·g, 모터 회전자 중심에 55 mm·g를 적용하였다.

Fig. 13은 Fig. 8에서 고려한 운전속도에 대한 불평형 진폭을 나타내며, 3,000 rpm에서 9,500 rpm까지 꾸준히 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 Fig. 8에 나타난 캠벨선도에서와 같이 9,000 rpm에 가까워질수록 1차 고유진동수에 근접하기 때문에 진폭이 증가하게 된다. 하지만 운전속도가 고유진동수의 영향을 직접적으로 받게 되는 공진영역 밖에서 운전되기 때문에 진폭이 급격히 증가하지는 않는다. 또한 9,000 rpm에서 불평형에 의한 변위량은 0.0347 mm로 두 로터 사이의 간극(0.3 mm)에 비해 매우 작기 때문에 운전 중에 로터간의 접촉은 발생되지 않을 것으로 사료된다.

Fig. 13 Unbalance response

5. 결 론

이 연구에서는 루츠타입 진공펌프의 고유치 및 동특성 해석을 수행하였다. 또한 Ansys workbench, 2D 해석 그리고 modal test를 통해 각각에 대해 고유치를 비교하였으며, 수치해석과 실험결과간의 오차는 약 10 % 이내로 확인되었다.

동특성 해석을 위해 2D 모델을 사용하여 수치 해석을 하였으며, 1차 고유진동수는 운전속도(3,600 rpm~5,400 rpm)와 70 % 이상의 분리여유를 보이고 있었다.

또한 구동축 및 피구동축 로터의 각각에 대해 기어맞물림 주파수(4,080 Hz)와 인접한 고유진동수 중 피구동축의 고유진동수는 5.2 %의 차이를 보이고 있었고, 구동축의 경우 3 % 이내로 매우 근접해 있어 두 축 모두 공진분리여유가 충분하지 않음을 알 수 있다. 하지만 기어맞물림 주파수에 근접한 고유진동수의 전체 모드 기여도를 확인한 결과 기어부의 기여도는 대체로 낮게 나타났다.

또한 안정성 평가를 수행하여 전체 고유치의 실수부가 음(-)의 영역에 존재하기 때문에 불안정 진동은 발생하지 않을 것으로 사료되었으며, 불평형응답은 로터부의 간극(0.3 mm)에 비해 매우 작은 것으로 해석되었기 때문에 운전 시 로터 간의 접촉이나 간섭은 발생되지 않는 것으로 사료된다.

후 기

이 연구는 2단계 BK21의 경상대학교 친환경냉열 에너지기계연구사업팀 및 (주)엘오티베콤의 지원으로 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Lee, S. Y., Kim, B. O., Lee, A. S. and No, M. G., 2010, Development of Dry-vacuum-pump for Semiconductor/Display Process, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 265~274.
- (2) Lee, A. S., No, M. G. and Kim, B. O., 2007, A Rotordynamics Analysis of High Efficiency and Hybrid Type Vacuum Pump, Proceedings of the

KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 967~975.

(3) Yang, B. S., 2003, Vibration of Rotating Machinery, Intervision, Seoul.

(4) <http://www.matbank.org>

(5) Lee, H. H., 2010, Finite Element Simulations with Ansys Workbench v12 SDC Publication, PA.

(6) Tedric, A., 1984, Rolling Bearing Analysis John Wiley & Sons.

(7) Song, J. D., Kim, Y. C., Yang, B. S. and Lee, S. J., 2000, Building Database for Stiffness of Rolling Element Bearing, Korea Fluid Machinery

Association Annual, pp. 387~391.

(8) Chaari, F., Baccar, W., Abbas, M. S. and Haddar, M., 2008, Effect of Spalling or Tooth Breakage on Gearmesh Stiffness and Dynamic Response of a One-stage Spur Gear Transmission, European Journal of Mechanics A/Solids, Vol. 27 pp. 691~705.

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