https://doi.org/10.7735/ksmte.2018.27.2.112

J. Korean Soc. Manuf. Technol. Eng. ISSN 2508-5107(Online)

# 설계 변수 변화에 따른 고속 와인더의 동특성 해석

이준호<sup>a</sup>, 신동환<sup>a</sup>, 김성걸<sup>a\*</sup>

# Dynamic Analysis of a High-Speed Winding Machine by Changing Design Parameters

June Ho Lee<sup>a</sup>, Dong Hwan Sin<sup>a</sup>, Seong Keol Kim<sup>a\*</sup>

<sup>a</sup> Department of Mechanical System Design Engineering, Seoul National University of Science and Technology, 232, Gongneung-ro, Nowon-gu, Seoul 01811, Korea

#### ARTICLE INFO

Article hist	ory:			
Received	19	February	2018	
Revised	19	March	2018	
Accepted	26	6 March 2018		
Keywords: High speec Design par ANSYS W Modal anal Harmonic o Resonance	l wind amete forkbe lysis excita	ding machin rrs nch tion	e	

#### ABSTRACT

Mechanical failure and noise due to vibration are problems associated with a high-speed winder when operated at a higher operation speed at an industrial site. Such a phenomenon is due to resonance owing to the close proximity of the operating speed and natural frequency of the winder. In order to solve this problem, a design to avoid resonance is required. A design is proposed to avoid natural frequencies near the operating speed (17,000 rpm). In this paper, the design parameters of a high-speed winder are defined with a manufacturer. Modal analyses were performed by changing design parameters using ANSYS to obtain the natural frequencies. In order to analyze deformation when a high-speed winder with an unbalanced mass was rotated at the operational speed, simulations for harmonic excitation were performed.

# 1. 서 론

산업현장에서 고속 와인더의 작동 회전수가 증가하는 추세에 따라 고속 회전시 와인더의 진동에 따른 기계적 결함이나 소음의 문제가 대두되고 있다. 이는 와인더의 작동속도와 고유진동수가 근접하여 공진이 일어나는 것이 원인으로 알려져 있다. 공진현상 이란 외력의 가진 주파수가 시스템의 고유진동수와 일치하여, 진 폭이 크게 증가하는 것이다. 해석에 사용된 와인더의 경우, 실을 생산하는 산업현장에서 많은 양의 실을 감기위해 사용되는 고속 와인더로써 공진 현상이 발생하면 감기던 실이 엉켜서 불량이 발 생하거나 생산속도를 지연 시킨다. 이를 해결하기 위해 공진회피 를 고려한 설계가 요구된다<sup>11</sup>. 고속 와인더의 경우, 복잡한 부품으 로 구성되어 있어 많은 고유진동수를 가지고 있기 때문에, 모든 영역에서 공진주파수를 회피하기에 어려움이 있어 주로 작동속도 부근의 주파수를 회피하는 설계가 이루어진다<sup>[2]</sup>. 따라서 고속 와 인더의 설계변수를 변화시켜 공진회피가 가능한 설계 방안을 확 보하는 것이 요구된다.

본 연구에서는 고속 와인더의 유한요소 해석모델의 확립을 통 해 공진을 회피하는 설계방향을 목적으로 하고 있다. 이를 위해 다음과 같은 단계적인 목표를 제시하였다. 첫째, 다양한 설계변수 를 적용시킨 고속 와인더의 모드해석(modal analysis)을 통해 공 진회피가 가능한 설계변수들을 확인하고자 한다. 둘째, 불평형 질

<sup>\*</sup> Corresponding author. Tel.: +82-2-970-6855 Fax: +82-2-974-8270

E-mail address: rhett@seoultech.ac.kr (Seong Keol Kim).

량을 부여한 고속 와인더의 강제진동해석을 위해, 조화가진 해석 (harmonic excitation simulation)을 수행하여 실제 와인더의 변 형에 미치는 영향을 분석하고 최종적으로 가장 효과적인 설계 방안 을 제시하는 것에 목적이 있다.

# 2. 유한요소 모델링(FE Modeling)

해석 대상인 고속 와인더는 Fig. 1과 같이 약 70종이 넘는 부품 으로 구성되어 있어, 모든 부품을 모델링 하여 해석에 적용하기에 는 무리가 있다<sup>[3]</sup>. 따라서 기계공학적 가정과 해석시간의 효율성을 위해 Fig. 2와 같이 모델링(modeling)의 단순화를 하였다. 해석결 과에 영향이 적은 모서리, 라운드, 나사 구멍, 소형 부품을 생략하 여 쉘(shell), 지지대(supporter), 전방 축(front shaft), 후방 축 (rear shaft), 베어링(bearing) - BN35, BN30, 6004 등 총 9개의 부품으로 구성된 모델링을 적용했다.

### 3. 모드해석(Modal Analysis)

#### 3.1 해석 이론

진동 해석시 적용되는 운동방정식은 식 (1)과 같다. 여기서 [*M*] 은 질량행렬, [*C*]는 감쇠행렬, [*K*]는 강성행렬, {*x*}는 변위벡터, {*F*(*t*)}는 외력의 벡터를 의미한다<sup>[4]</sup>.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\}$$
(1)

일반적인 모드해석의 경우 식 (2)와 같이 감쇠행렬은 0이 되며,



Fig. 1 Sectional configuration of a high speed winder with more than 70 components



Fig. 2 Meshed FE model through simplification process

 $[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = 0 \tag{2}$ 

#### 3.2 해석 조건

Fig. 3에서 지지대부는 와인더 회전 시 완벽하게 고정되어 있 는 부분이므로 모든 방향에 대해 자유도를 구속하였다. 또한, 모 터와 연결되어 있는 후방 축 면은 축방향인 Y방향으로 자유도를 구속하여 회전은 자유로우나, 축 방향 이동을 구속시켰다. 그리고 Fig. 4에서 +Y축을 기준으로 반시계 방향으로 회전조건을 부여 하였다. 그리고 1~18단계의 가속구간을 정하여 104.72 rad/s에 서 1,885 rad/s까지 가속한다<sup>[5]</sup>.

#### 3.3 설계 변수

고속 와인더의 4가지 설계 변수는 쉘 외경증가, 열 박음부 길 이·위치 변화, 베어링 위치변화이다<sup>(6)</sup>. Fig. 5는 쉘 외경 증가 모델 을 나타내며 Table 1에서 96 mm를 기준으로 쉘의 외경을 5, 10, 15 mm 씩 증가 시켰다. 열박음 이란 가열 끼워 맞춤이라 하며 축 의 외경보다 다소 작은 내경을 가진 구멍과 축을 결합함에 있어, 구멍을 가열 팽창시킨 후 냉각 수축을 통해 끼워 맞춤으로써 축을 밀착, 기밀 유지를 우수하게 하는 방식이다<sup>[7]</sup>.

고속 와인더에서 열박음부는 쉘의 내경과 전방 축이 결합되는 부분을 나타낸다. Fig. 6과 7은 열박음부의 위치와 길이 변화 모



Fig. 3 Boundary conditions for the FE analysis of a high speed winder



Fig. 4 Rotating conditions for the FE analysis of a high speed winder

델을 나타내며, Table 2는 열박음부의 길이는 변화하지 않고, 전 방 축(front shaft)과 후방 축(rear shaft)의 길이 변화를 통해 변 화하는 열박음부의 위치와 방향을 나타내며, Table 3는 Table 2와 다르게 열박음부 자체의 길이와 방향변화를 나타냈다. 마지 막 설계변수는 Fig. 8인 베어링의 위치 변화이며, 전방 축과 결합 된 베어링 중 맨 앞에 있는 베어링 BN35를 기준으로 길이가 변 화하였다.



Fig. 5 FE models by increasing the outer diameter of the shell

 Table 1 Variations of the outer diameter of the shell as one of design parameters

No.	Outer diameter [mm]	Changing parts	
1	96 mm		
2	101 mm	Chall and	
3	106 mm	Shell only	
4	111 mm		
Inner diameter of the shell is fixed to 88 mm			



Fig. 6 FE models by moving locations of thermal insert parts

### 3.4 해석 결과

4가지 설계변수를 단독적으로 또는 복합적으로 변화시킨 값 들을 적용하였다. 본 해석의 결과를 기술하면 다음과 같다. 쉘

Table	2	Variations	of	locations	of	thermal	insert	part	as	one
		of design	para	ameters						

No.	Movement [mm]	Direction	Changing parts
1	50 mm	Front	
2	100 mm	Front	
3	150 mm	Front	Shell,
4	50 mm	Rear	Rear shaft
5	100 mm	Rear	
6	150 mm	Rear	



Fig. 7 FE models by the change of lengths of thermal insert parts

Table 3	Variations	of lengths	of	thermal	insert	part	as	one	of
	design pa	rameters							

No.	Length [mm]	Direction	Changing parts
1	50 mm	Front	
2	100 mm	Front	Shell
3	50 mm	Rear	Supporter,
4	100 mm	Rear	Front shaft,
5	50 mm	Both	Rear shaft
6	100 mm	Both	



Fig. 8 FE models by the change of locations of bearing

외경 증가 의 경우 작동속인 17,000 rpm 근처에서의 고유진동 수는 약 280 Hz였다. 하지만 실제 작동속도인 283.33 Hz와의

Table 4 Variations of locations of bearing as one of design parameters

No.	Movement [mm]	Direction	Changing parts	
1	50 mm	Rear		
2	100 mm	Rear	Supporter,	
3	150 mm	Rear	Rear shaft	
4	200 mm	Rear		
The change of location based on the front bearing BN35				

Table 5 Comparison of the 3rd natural frequency and operating speed of a high speed winder by modal analysis

No.	Modeling	The 3rd natural frequency			
	Α				
1.	Bearing location-200 mm	205 Hz			
2.	Bearing location-150 mm	231 Hz			
3.	T.I.P location (front-50 mm)	236 Hz			
4.	Bearing location-100 mm	237 Hz			
5.	T.I.P location (front-150 mm)	239 Hz			
6.	T.I.P length (F-100 mm)+bearing-50 mm	241 Hz			
7.	Bearing location-50 mm	243 Hz			
8.	T.I.P location (front-100 mm)	252 Hz			
	Operating speed of a high speed winder	17,000 rpm (283.33 Hz)			
	В				
1.	T.I.P length (R-100 mm)+bearing-50 mm	345 Hz			
2.	T.I.P length (Rear-50 mm)	332 Hz			
3.	T.I.P length (R-50 mm)+bearing-50 mm	317 Hz			

\* T.I.P = Thermal Insert Part, F = Front, R = Rear



(c) Mode shapes of the 8th and 9th natural frequenciesFig. 9 Mode shapes of a high speed winding machine

오차 범위가 크지 않아 공진회피 설계변수로는 효과가 작았다. Table 5는 앞서 언급한 설계변수들 중 공진회피가 가능한 설계 변수들만 나타냈다. Table 5에서 실제 작동속도를 기준으로 A 는 고유진동수가 작아져서 공진을 회피하는 설계변수이고, B는 고유진동수가 커져서 회피하는 설계변수이다. 이 중 공진회피를 할 수 있는 가장 효과적인 설계변수는 베어링 간격을 200 mm 증가시키는 것이다. 추가적으로 고유모드 형상은 Fig. 9와 같다. 1, 2차 모드에서는 모터 고정부 반대편의 쉘에서 가장 큰 상대 적 변위가 나타났고, 3, 4차 모드에서는 모터고정부 쪽의 쉘에서 가장 큰 상대적 변위를 나타냈다. 8, 9차 모드에서는 쉘의 중심 을 기준으로 양쪽 부분이 휘어지는 1차 굽힘(bending) 형상이 나타났다.

### 4. 조화가진 해석 (harmonic excitation simulation)

#### 4.1 점성 감쇠비 (viscous damping ratio) 측정 실험

Fig. 12와 같이 모터 고정부 반대편의 쉘 상단부에 접촉식 가속 도계를 설치하여 실험을 진행하였다. 실험에 사용된 가속도계는 최 대 25.0 kHz의 주파수 측정이 가능하다. Fig. 11은 가속도계의 부 착 위치를 보여주고 있다. 가속도계의 감도축과 측정하고자 하는 방향, 즉 임팩트 해머 타격방향이 일치하여야 최대의 응답신호를 얻을 수 있다. 때문에 Fig. 11과 같이 지면과 수직하게 가속도계를 설치하였다<sup>[5]</sup>. Fig. 12와 같이 와인더를 5개의 타격점을 설정하여 그에 따른 가속도계 응답을 확인하였다.

실험결과 1~5위치 모두 유사한 경향을 보였으며, 1~3차 공진점 은 차례대로 17.8 Hz, 39.3 Hz, 283 Hz 결과를 보였다.

각 공진점에서의 고유진동수( $\omega_n$ ) 값, 양호도 그리고 반동력점 등의 관계를 나타내는 Fig. 13을 이용하여 각 포지션별  $\omega_1, \omega_2$  값 을 확인하였다<sup>[8]</sup>. 그리고 점성감쇠비(viscous damping ratio,  $\zeta$ ) 는 각 포지션별  $\omega_n, \omega_1, \omega_2$  값을 이용하여 Table 6에 간략하게 정 리하였다.



Fig. 10 Modal testing by impact hammer and accelerometer



Fig. 11 Location of accelerometer for modal testing by an impact hammer



Fig. 12 Locations of fixed accelerometer and impact points by an impact hammer





#### 4.2 해석 이론

자동차의 엔진, 타이어, 세탁기, 와인터 등의 회전기계의 불평형 은 진동의 주 원인 중의 하나이다<sup>18</sup>]. *M*은 와인더의 질량, *C*는 감 쇠, *K*는 강성, *m*은 불평형 질량, *e*는 편심반경, *w*는 불평형 질량의 각속도를 의미한다. *M* ≫ *m* 이고, 수직 방향의 운동만을 고려한다 면 회전 불평형 강제 진동 해석시 적용되는 운동방정식은 식 (3)과 같다<sup>18</sup>].

	•
Positions	Damping ratio ( $\zeta$ )
1	0.011
2	0.014
3	0.013
4	0.014
5	0.017
Average $\zeta$	0.014

Table 6 Viscous damping ratios by modal testing

Options		
Frequency Spacing	Linear	
Range Minimum	0, Hz	
Range Maximum	300, Hz	
Solution Intervals	6000	
Damping Controls		

Fig. 14 Inputs for harmonic excitation simulation by the ANSYS

$$(M+m)\ddot{x} + \dot{cx} + kx = me\omega^2 \sin(\omega t) \tag{3}$$

1,e-002

따라서 식 (3)을 무차원화 시켜 절댓값과 위상으로 표기하면 식 (4)와 (5)로 유도가 가능하다. 이때  $r = \omega/\omega_n$ 값으로 무차원 진동수 (non-dimensional frequency) 이며,  $\omega$ 는 가진 주파수이고  $\omega_n$ 은 고유진동수를 의미한다.

$$\frac{(M+m)|X|}{me} = \frac{r^2}{\sqrt[2]{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}}$$
(4)

$$\phi = \tan^{-1}(\frac{2\zeta r}{1 - r^2})$$
(5)

### 4.3 해석 조건

Constant Damping Ratio

고속 와인더의 실제 작동속도인 283.33 Hz를 고려하여 Fig. 14 의 해석 설정에서 0~300 Hz까지 0.05 Hz 간격으로 해석을 진행 하였다.

불평형 질량의 크기는 실제 와인더의 발란싱에 쓰이는 단면과 나사 질량 1.6 g으로 설정하였다. Fig. 15는 모터고정부 반대편 쉘의 단면에 놓여있는 불평형 질량을 보여주고 있다. 실제 외력조 건은 mew<sup>2</sup>sin(wt) 이다. 하지만 ANSYS WORKBENCH에서 는 외력조건이 회전력을 부가하는 것으로 와인더의 회전축인 +Y 축을 중심으로 떨어진 반지름과 질량의 곱으로 나타낸다. 따라서 와인더에 작용하는 회전력은 0.0016 kg × 46 mm = 0.0736 kg · mm가 된다<sup>[9,10]</sup>.





Fig. 15 FE model added an unbalanced mass to the cross section of a high speed winder



- Fig. 16 FE models considering locations of Plane 1 and Plane 4 for harmonic excitation analysis of a high speed winder
- 4.4 해석 결과

#### 4.4.1 조화가진 해석을 통한 회전 특성 분석

기본적인 구속조건은 모드 해석과 동일하게 부여하였고, 추가적 인 외력으로 쉘의 단면에 임의의 질량을 부가하였다. 단면은 Fig. 16과 같이 2가지로 분류하였고, 해석은 Fig. 17과 같이 3가지의 경우로 나누어 진행하였다. 모터 고정부 반대편의 쉘에서 중공축 평면을 평면 1(plane 1)이라 하고, 모터 고정부 쪽의 쉘에서 중공 축평면을 평면 4(plane 4)라 한다. 이 때, Fig. 17(a)의 경우는 불평 형 질량을 평면 1(plane 1)에 1.6 g 1개 부여하고, Fig. 17(b)는 평면 4(plane 4)에 1.6 g 1개를 부여하고, Fig. 17(c)는 평면1과 평면4 두 단면에 1.6 g을 동시에 1개씩 부여하는 경우이다.

3가지 해석 결과를 Fig. 19에 정리하였다. 와인더의 가속구간인 낮은 회전 속도에서의 1, 2차 공진 보다는 작동속도인 283.33 Hz 근처인 3차 공진에서의 진동영향이 주요 문제이기 때문에 8, 9차 모드에서의 고유진동수인 284.78 Hz, 285.3 Hz에서 와인더의 변 형(deformation)이 중요하다고 판단하였다.

조화가진 해석에서 와인더의 변형은 Fig. 18과 같다. 이 때 1, 2차 공진점에서는 모드 해석의 형상과 동일하였다. 3차 공진점에 서도 동일하게 1차 굽힘(bending) 형상이 나타나지만 가장 큰 상



(a) Adding unbalanced mass to Plane 1



(b) Adding unbalanced mass to Plane 4



(c) Adding unbalanced mass to Plane1 and Plane 4 Fig. 17 FE models with unbalanced mass added to planes



(c) Deformations of the 3rd resonance (283 Hz)

Fig. 18 Deformations of a high speed winding machine in harmonic excitation analysis

대적 변위가 모터 고정부 반대편의 쉘에서 나타난다.

#### 4.4.2 와인더의 변형과 불평형 질량의 개수와 크기의 관계

Table 7과 같이 외력조건인 회전력에서 불평형 질량의 개수를 변화시켜 해석한 경우이고, Table 8은 그 크기를 변경하면서 해석 한 결과이다. 질량의 개수를 변화시킨 경우의 와인더의 변형은, 1.6 g을 2개 부여한 경우가 1.6 g 1개 부여한 결과의 2배가 커지는 것을 Fig. 20에 정리하였다. 크기를 다르게 한 경우에는 3.2 g 1개



Fig. 19 The relations between the location of unbalanced mass and the deformation of the winder

Table 7 Inputs for the change of number of unbalanced mass

	Plane 1 - 1.6 g 1 tap	Plane 1 - 1.6 g 2 taps
Number of unbalanced mass	1	2
Unbalanced mass	0.0016 kg	0.0016×2 kg
Rotating radius	46 mm	46 mm
Unbalanced force	0.0736 kg · mm	0.1472 kg · mm

Table 8 Inputs for the change of magnitude of unbalanced mass

	Plane 1 - 1.6 g 1 tap	Plane 1 - 3.2 g 1 tap
Number of unbalanced mass	1	1
Unbalanced mass	0.0016 kg	0.0032 kg
Rotating radius	46 mm	46 mm
Unbalanced force	0.0736 kg · mm	0.1472 kg · mm

를 부여한 경우가 1.6 g 1개 부여한 경우보다 회전력이 2배 더 크 기 때문에 선형적으로 와인더의 변형 또한 2배 커지는 것을 Fig. 21과 같이 알 수 있었다.

## 5. 결 론

본 논문에서는 고속 와인더의 설계변수로 쉘의 외경, 열박음부 위치 및 길이 그리고 베어링의 위치 등을 제작회사와 협의를 통해 4가지로 결정하였다. 설계 변수 변화에 대한 고속 와인더의 모드해



Fig. 20 The relations between the number of unbalanced mass and the deformation of the winder



Fig. 21 The relations between the magnitude of unbalanced mass and the deformation of the winder

석을 수행하여 작동속도인 17,000 rpm(283.33 Hz)를 회피를 할 수 있는 설계방안을 제시하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다. 첫째, 4가지 설계변수 중 공진회피를 할 수 있는 변수로 베어링 의 위치, 열박음부 위치·길이 등 3개의 경우이다. 이 3개의 변수는 베어링의 사이간격이 변화한다는 공통점이 있다. 열박음부 위치· 길이 변화는 베어링과 결합되어 있는 축의 길이 변화로 베어링 사 이 간격이 변화하고, 베어링 위치 변화는 전방 축과 결합된 베어링 BN35를 기준으로 베어링 사이간격이 증가하게 된다. 따라서 베어 링들의 사이간격 변화가 작동 속도 근처인 기존 시스템의 3차 고유 진동수에 영향을 가장 크게 미치는 것으로 확인하였다.

조화가진 해석을 통해, 첫째, 외력조건은 회전력을 부가하는 것 으로 회전축에서의 반지름과 불평형 질량이 일정하므로, 동일한 단 면에서 위치에 따른 회전력의 차이는 존재하지 않는다. 둘째, 평면 1, 평면4, 평면1과 4에 불평형 질량을 부여하여 해석한 결과, 3차 공진점에서의 와인더의 변형은 평면4에 부가했을 때 가장 작게 나 타났다. 셋째, 고속 와인더의 변형과 불평형 질량의 상관관계를 확 인 할 수 있었으며, 불평형 질량의 개수와 크기에 비례하여 와인더 의 변형이 크게 발생하였다.

### References

- [1] Park , B. G., Jo, S. O., Park, D. K, Jeong, H. J., Lee, S. G., 2016, Development of Vibration Characteristics Analysis Method for the High-Speed Winder Spindle, Proceedings of The Korean Society of Mechanical Engineers of 2016 Spring Conference (CAE and Applied Mechanics) 230:183 380-381.
- [2] Park, B. G., Jo, S. O., Park, D. K., Jeong, H. J., Lee, S. G., 2015, Vibration Analysis for the Spindle in High Speed Yarn Winder, Proceedings of Korean Society of Precision Engineering of 2015 Spring Conference 60:60 105-106.
- [3] Park, B. G., Jo, S. O., Park, D. K., Jeong, H. J., Lee, S. G., 2015, Vibration Characteristics Analysis according to the Design Change for

High-Speed Winder Spindle, Proceedings of Korean Society of Precision Engineering of 2015 Spring Conference 60:457 753-754.

- [4] Jeong, H. J., Lee, S. G., Lee, C. K., Park, B. G., Park, D. K, 2015, Development of 7000m/min Twin Type High-Speed Winder for FDY, Proceedings of Korean Society of Manufacturing Technology Engineers of 2015 Spring Conference 43:56 57-57.
- [5] Lee, S. J., Kim, S. K., 2016, Analysis of Dynamics Characteristics of a High Speed Winding Machine, Master Dissertation, Seoul National University of Science and Technology, Republic of Korea.
- [6] Iljin Company 2017 Design Parameters of the Spindle, 1-3, Republic of Korea.
- [7] Jang, G. S., 2010, Mechanics of Materials Vol. 1, p.66, Iljin Publishing Company, Republic of Korea.
- [8] Song, C. G., Kim, G. J., Kim, S. H., Kim, S. K., 2014, Quality Factor and Half-Power Points, Forced Vibration of Rotating Unbalanced Mass, Mechanical Vibration (core) Vol. 1, p.142-144, 155-157, Kyobobook, Republic of Korea.
- [9] ANSYS Training Materials, Mech\_Rotor dynamics\_16.0\_L02\_Modal Analysis, L03\_Harmonic Analysis, Mechanical\_Rotor Dynamics\_ 16.0\_V1.
- [10] Lee, H. H., 2015, Introduction of Unbalanced Harmonic Response for R16.0 Workbench-Rotor Dynamics, ANZINE 34:8 32-35
- [11] ANSYS Training Materials, Mech\_Rotor dynamics\_16.0\_WS03\_ Harmonic Response Analysis, Mechanical\_Rotor Dynamics\_16.0\_V1.
- [12] Jang, S. H., Harmonic Damping, Training Materials of TSNE Company, Republic of Korea.
- [13] ANSYS Help.