



최적화 기법을 적용한 고속 와인더의 모드해석

김종윤^a, 박덕화^b, 김성걸^{b*}

Modal Analysis of a High-Speed Winder with Optimization

Jong Yun Kim^a, Deok Hwa Park^b, Seong Keol Kim^{b*}^a Department of Mechanical System Design and Robot Engineering, Seoul National University of Science and Technology^b Department of Mechanical System Design Engineering, Seoul National University of Science and Technology

ARTICLE INFO

Article history:

Received 1 July 2021
Accepted 28 July 2021

Keywords:

Modal analysis
High speed winder
Shape optimization
Natural frequency
Response surface optimization

ABSTRACT

During the winding process of textile manufacturing, the winder is a piece of core equipment. The high-speed winder in this study reaches high operating speeds of up to 17,000 rpm. The natural frequencies of winder machines by modal testing have been recorded in previous studies. The purpose of this study is to identify the most effective FE (Finite Element) model through ANSYS, which is one of the commercial CAE programs. ANSYS requires configuration optimization for design variables, such as equivalent stiffness of three different bearings, elastic moduli, and densities of shell and shaft. Through this study, the best FE model for a high-speed winder was obtained using the method of response surface optimization with design variables.

1. 서론

본 논문의 연구 대상인 고속 와인더는 산업현장에서 실을 고속으로 감기 위해 사용되는 기계로, 작동 속도가 증가함에 따라 고속 회전 시 와인더의 진동에 따른 기계적 결함이나 소음의 문제가 대두되고 있다^[1]. 또한, 많은 양의 실을 감아야 하는 산업현장에서 진동 등의 문제로 생산속도가 지연되거나 실이 엉키는 등 불량 발생할 수 있다. 따라서 작동 속도 내 회전 특성을 분석하여 발생할 수 있는 사고에 대해 미연에 방지하는 것이 중요하다.

연구에 사용된 고속 와인더는 내부의 축이 회전함에 따라 축을 지지하는 5개의 베어링과 외부 원통형의 부품인 셸(shell)이 함께 회전하는 구조이다. 이는 Fig. 1과 Fig. 2에 고속와인더의 외형과 도면이 표시되어 있다. 또한 정지 상태에서 작동을 시작하여 가속되어 운전속도는 17,000 rpm에서 사용된다. 이전 연구에서 고속

와인더의 모달 테스트(modal testing)를 통해 시스템의 중요 3개의 고유진동수와 관련 고유모드를 도출하였다. 첫 번째 및 두 번째 모드는 베어링 관련 외부 셸의 강체모드이고, 세 번째 모드는 셸의 1차 탄성모드이었다^[1]. 선행 연구에 이어 본 연구에서는 CAE 상용 프로그램인 ANSYS를 이용해 실험결과와 가장 잘 일치하는 유한요소 모델을 확보하는 데에 있다. 설계변수의 도입과 최적화 방법을 통해 각각의 고유진동수에 영향을 미치는 요인 및 경향을 알아낸다면 현재 고속 와인더의 회전 특성을 파악할 수 있을 뿐만 아니라 향후 제작될 와인더에도 적용가능한 수학적 모델을 확보할 수 있다.

고속 와인더의 진동 특성 파악을 위해 이전 연구에서는 전술한 바와 같이 베어링의 등가강성 도출 실험과 모달 테스트를 수행했다. 로드셀과 접촉식 변위센서를 이용해 고속 와인더 속 3종류의 베어링의 등가강성을 도출했으며, 임팩트 해머와 가속도계를 이용

* Corresponding author. Tel.: +82-2-970-6855

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



Fig. 1 High speed winder machine

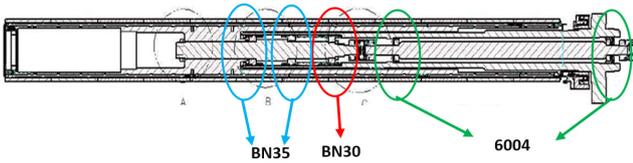


Fig. 2 Locations of three different kinds of bearings in a high speed winder

Table 1 Equivalent stiffness of 3 typed bearings in a high speed winder by experiment^[2]

Bearing	BN35	BN30	6004
Radial stiffness (N/mm)	4,601.9	3,156.4	17,673

Table 2 Comparison of natural frequencies with modal testing and FE simulation of a high speed winder by the ANSYS^[2]

Mode	Modal testing (Hz)	Mode analysis (Hz)	error (%)
1	18.75	20.23	7.89
2	38.75	36.93	-4.70
3	287.5	285.10	-0.83

한 모달 테스트를 통해 고속 와인더의 3개의 고유진동수를 얻었다. 또한 ANSYS를 이용하여 유한요소 모델을 생성한 후 모드별 고유진동수를 추출하였다. 실험 결과와 해석 결과를 Table 1과 Table 2에 나타냈다^[2].

일반적으로 실험해석인 모달 테스트로 획득한 시스템의 고유진동수는 실제 점성감쇠 또는 구조감쇠 등이 포함된다. 그러나 CAE 상용프로그램을 이용한 모드해석에서는 감쇠를 고려하지 않으므로 모달 테스트에서 구한 고유진동수 값보다 차이는 크지 않지만 크게 나와야 한다. 그러나 이전 연구에서의 유한요소해석 결과로 얻은 고유진동수의 경우, 2차와 3차 값에서 실험값보다 작아지는 결과가 도출되어 그 원인을 분석하였다. 해석에 사용된 모델과 실제 모달 테스트를 했던 고속 와인더를 비교해 보았을 때, 일부 치수가 맞지 않거나 빠져있는 부품들이 발견되었다. 또한 고속 와인더 자체가 복잡한 구조로 되어있고, 다양한 재질의 부품이 많아 시스템의 중요 3개 고유진동수들의 이론해석과 실험해석 값을 정확하게 맞추어 고속 와인더의 이론모델을 확보하는데 어려움이 발생되었다.

본 연구에서는 고속와인더에 대해 해석의 신뢰성 측면에서 문제가 될 수 있기 때문에, 주어진 설계파라미터와 최적화 기법을 적용하여 실험결과와 잘 맞는 보다 정확하고 새로운 유한요소 모델을 확보하고자 한다.

2. 유한요소모델링 및 모드해석

2.1 유한요소 모델 생성

이전 연구에서 사용된 유한요소 모델에서는 실제 실험에서 사용된 고속 와인더 비교했을 때 일부 치수가 맞지 않은 부분이나 빠진 부품들이 발견되어 이들을 고려하여 유한요소모델을 수정 보완하였다.

2.1.1 모델링 단순화

실제 고속 와인더의 경우 70종이 넘는 부품으로 구성되어 있으며, 각 부품에는 나사구멍, 모서리 라운드 등이 포함되어 복잡한 형상으로 되어있다. 또한 70종이 넘는 부품들 중에는 볼트나 와셔 등의 소형부품도 다수 포함되어 있다. 이 모델을 그대로 해석에 적용할 경우, 해석시간이 과도하게 길어질 뿐 아니라 제한된 절점 (node) 수 내에서 메쉬 형성에 어려움이 생길 수 있다. 따라서 실제 고속 와인더를 이론해석에 적용하기 위해, 해석에 큰 영향을 주지 않는 부품은 제거하고, 모서리 라운드나 불필요한 구멍 등을 생략한 단순화된 모델을 생성한다.

이전 연구에서 사용된 유한요소 모델에는 쉘, 지지대(supporter), 오른쪽 축, 왼쪽 축, 베어링 - 6004, BN30, BN35 등 총 9개의 부품으로 이루어져 있었으나, 본 연구에서는 이 모델에 서포트부 (support part), 홀더부(holder part), 커플링(coupling), 레프트엔드(left end), 그리고 라이트엔드(right end) 등의 5개 부품을 추가하여 총 14개의 부품으로 이루어진 모델링을 생성하였다. 단순화와 부품 추가를 완료한 고속 와인더 모델을 Fig. 3에 나타냈다.

2.1.2 재료 설정

고속 와인더 부품은 SCM435, S45C, 알루미늄의 총 세 종류의

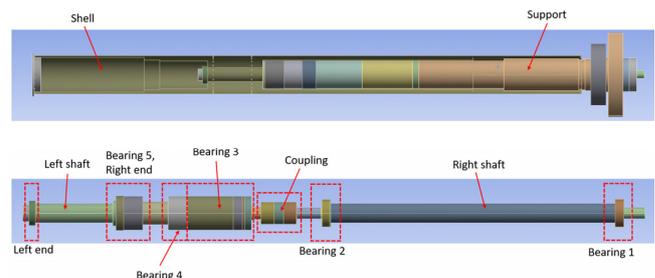


Fig. 3 Simplified model of a high speed winder

Table 3 Material properties in a high speed winder components

Material	SCM435	S45C	Al
Density (kg/m ³)	7,700	8,030	2,770
Possion's ratio	0.27	0.29	0.33
Elastic modulus (GPa)	190	205	71

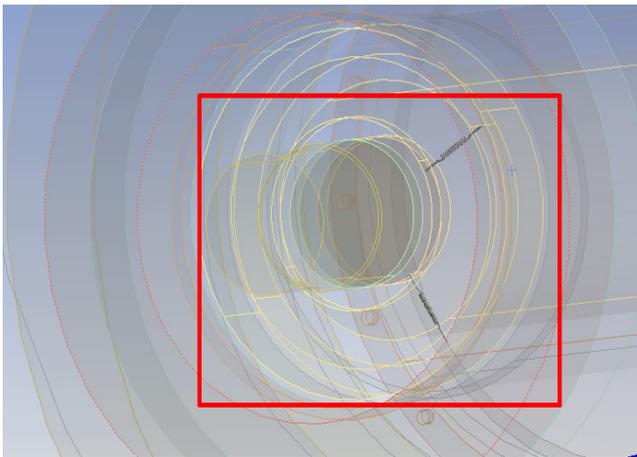


Fig. 4 FE modeling of radial ball bearing with equivalent spring stiffness

재료로 구성되어 있다. 이전 연구에서는 SCM435와 S45C만 사용되었으나, 본 연구의 모델에서는 커플링 부품을 추가하여 원래 커플링인 재질인 알루미늄을 선정하였다. 알루미늄의 물성치는 ANSYS에서 제공하는 수치를 이용하였으며, SCM435와 S45C에 대해서는 물성치를 추가로 입력하여 적용한다. 두 재료에 대한 물성치를 Table 3에 정리하였다.

2.1.3 베어링 모델링

고속 와인더 속에는 총 3종류, 5개의 베어링이 이용되며, 와인더의 회전 특성에 중요한 영향을 주므로 베어링의 올바른 모델링이 필요하다. 그러나 ANSYS에서는 볼 베어링 모델링을 제공하지 않으므로 실험에서 구한 베어링의 등가강성을 모델링에 적용하는 방식으로 베어링 모델을 간략화한다.

베어링 모델의 간략화를 위해 베어링을 직접 모델링 하는 대신, 베어링이 들어가야 할 자리에 등가의 선형스프링(linear spring)을 설정해주는 방식을 이용한다. 실제 베어링이 위치한 부분에 축과 베어링 하우징 사이를 스프링으로 연결함으로 마치 둘 사이에 베어링이 있는 것처럼 모델링 할 수 있으며, 이때 스프링 강성은 실험으로 얻은 등가강성을 적용한다. 고속 와인더의 축방향인 y축을 기준으로 x축과 z축에 스프링을 설정한 후 강성을 입력해 준다. 이러한 방법을 통해 생성된 스프링의 모습을 Fig. 4에 나타냈다.

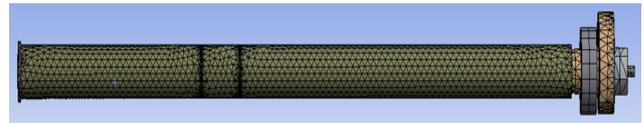


Fig. 5 Finite element model of a high speed winder

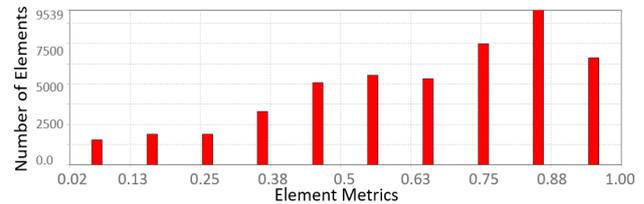


Fig. 6 Mesh quality of FE model of a high speed winder

2.1.4 메쉬 설정

유한요소해석에서는 메쉬 방법에 따라 결과 값이 달라질 수 있으므로 비록 전체 시스템을 기계공학적인 가정하에서 간략화 및 단순화하였지만 모델링에 사용된 부분들은 되도록 실물과 가깝게 메쉬를 생성하는 것이 중요하다. 이때 메쉬 퀄리티(mesh quality)를 통해 메쉬의 품질을 판단할 수 있으며, 퀄리티가 1에 가까울수록 좋은 메쉬라고 할 수 있다^[3]. FE modeling과 메쉬 퀄리티 수치는 Fig. 5와 Fig. 6에 나타내었다.

메쉬를 자동으로 생성한 이전 연구의 모델에서는 전 부품에 대해 메쉬 퀄리티가 평균 0.5에 수렴하였다. 본 연구에서는 보다 높은 메쉬 퀄리티를 위해 메쉬를 직접 생성하는 방식을 이용하였다. 그러나 메쉬가 조밀해져 노드수가 많아질수록 퀄리티는 올라가지만 해석시간이 과도하게 길어지는 현상이 발생했다. 이를 고려하여 적절한 해석시간을 가지며 퀄리티를 최대로 높이기 위해 요소 크기(element size)로 쉘 15 mm, 서포트 20 mm, 축과 베어링은 10 mm로 설정하였다. 이 때, 메쉬 퀄리티를 Fig. 6에 나타냈으며, 평균적으로 0.65의 퀄리티를 갖는 메쉬가 형성되었다. 이전 연구에서의 노드(node)와 요소(element)는 각각 56,915개, 26,897개였으며, 수정된 모델링에서의 노드 수와 요소 수는 각각 88,304개, 47,978개이다. 메쉬 퀄리티에 따른 해석 시간 차이는 미미했다.

2.2 모드 해석

앞서 생성한 단순화된 유한요소 모델을 이용하여 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS의 모드해석을 수행하였다. 그 결과 도출된 3개의 고유진동수와 실험값을 Table 4에 나타내어 비교하였다. 또한 결과로 얻어진 1, 2, 3차 고유진동수에 대한 고유 모드 형상을 Fig. 7에 나타냈다. 고유 모드 형상의 경우 1차 고유진동수에서는 쉘의 좌측부가, 2차 고유진동수에서는 쉘의 우측부가 올라간 형상이며, 3차 고유진동수에서는 외팔보의 1차 굽힘 형상으로 실험과 동일한 결과를 얻었다. 이는 Fig. 8에 표시하였다.

Table 4 Comparison of results of modal testing and previous modal analysis

Mode	Modal testing [Hz]	Previous modal analysis [Hz]	Error [%]
1	18.75	21.14	12.73
2	38.75	39.59	2.15
3	287.5	283.7	-1.32

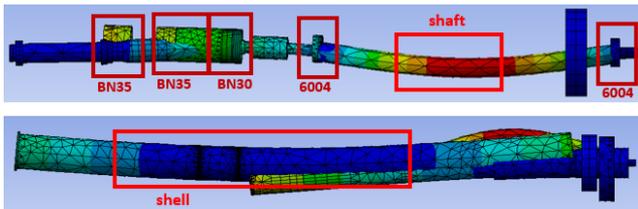


Fig. 7 Mode shapes of a high speed winder by modal analysis

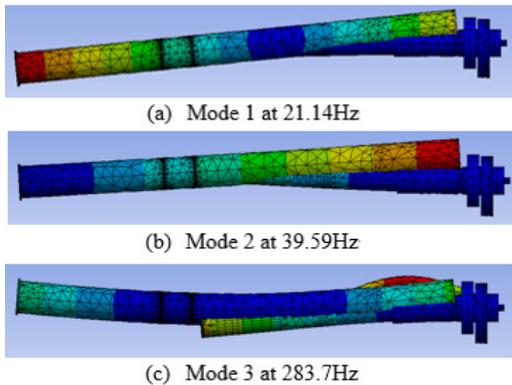


Fig. 8 Design parameters for optimization of a high speed winder

그러나 고유진동수의 경우 3차에서 실험값보다 작아지는 현상이 다시 발생하였으며, 1차 고유진동수에 대해서도 10% 이상의 큰 오차를 가지는 결과가 나왔다. 따라서 설계변수 도입과 최적화 방법을 이용하여 실험값과 맞는 결과를 얻기 위한 추가 해석이 필요함을 알 수 있었다.

3. 최적화 기법을 적용한 모드해석

3.1 설계 변수 설정

단순화된 유한요소 모델에 대하여 메쉬 퀄리티와 커플링의 재료를 추가하였으나, 모달 테스트에 의한 고유진동수와 개선된 모달 해석의 결과는 이전 모드해석에 비해 그 차이가 적었다. 그러나 개선된 모델에 대한 모드해석에서도 모드에 따라 다르지만 최저 2%에서 최대 12%를 보였다. 이를 해결하고자 기업에서 설계 변경이 가능하다고 주어진 베어링 강성과 재료의 탄성계수 그리고 밀도 등을 설계변수로 설정하였다. 일반적으로 베어링 강성과 재

료값 등은 와인더의 각각의 고유진동수에 영향을 미치므로 이를 최적화 수행을 통해 다양한 결과를 보일 것으로 판단한다.

최종적으로 셸과 서포트, 내측 축의 변형 모습을 확인하여 가능한 설계변수들은 고속 와인더속 3종류 5개 베어링의 등가 강성값, 셸과 샤프트의 밀도와 탄성계수 값이다. 셸과 샤프트의 재료는 SCM435로 밀도는 7,700 kg/m³이며, 탄성계수는 1.9E+11 Pa이다. 이전 연구에서 실험을 통해 구한 각 베어링의 등가강성^[3]은 Table 1에 나타내었다.

3.2 최적화 기법

실험값과 가장 잘 일치하는 모드해석 결과를 얻기 위해 목표값(targeting frequencies)을 설정하고, 앞서 설정한 설계변수를 변경시키는 최적화를 수행한다. 최적화에는 여러 기법들이 있으며, ANSYS에서도 이에 맞게 다양한 최적화 방법들을 제공하고 있다. 따라서 해석 대상에 맞는 최적화 기법을 선정하여 최적화 효율을 높이고 원하는 출력을 얻는 것이 중요하다. ANSYS에서 이용되는 최적화 기법은 반응표면법(response surface optimization)으로 실험계획법, 반응표면법, 최적화의 3단계로 구성 되어있으며, 각 단계별로 여러 알고리즘이 존재하므로 필요에 따라 적절한 알고리즘을 선택해야한다.

먼저, 실험계획법에서는 중심 합성법(central composite design)을 이용하였다. 중심 합성법은 설계점이 범위의 끝점과 중앙점을 포함하는 방법으로 박스-벤켄 법(Box Behnken design)보다 더 넓은 영역에 설계점을 생성할 수 있다^[4-5].

두 번째로, 반응표면법에서는 비변수회귀법(non parameter regression), 크리깅(kriging), genetic aggregation response surface (GARS)의 주요 알고리즘이 있으며, 이 중 GARS을 이용하였다. 이는 회귀분석과 보간법의 장점을 모두 합한 알고리즘으로 반응표면 생성 중 비교 검토를 통해 정확성 높은 반응표면을 얻을 수 있다^[6].

마지막으로, 최적화 단계에서는 스크리닝(screening), 다목적 유전자 알고리즘(multi-objective genetic algorithm), 그라디언트 기반 방법(nonlinear programming by quadratic)의 주요 알고리즘이 있으며, 스크리닝과 다목적 유전자 알고리즘 방법은 목적함수가 여러 개일 때, 그라디언트 기반 방법은 목적함수가 한 개일 때 적합한 방법이다. 본 해석에서 목적함수는 1, 2, 3차 고유진동수와 각각 x축, z축이 존재해 총 6개로, 목적함수가 여러 개일 때 적합한 기법들 중에서 반복적으로 검색을 수행하여 전체의 영역에서 최적 값을 찾는데 정확한 방법인 다목적 유전자 알고리즘 방법을 이용하였다^[7-8].

전술한 최적화 기법과 설계변수를 이용하여 실험값과 잘 맞는 해석 값을 얻도록 최적화를 수행한다. 이때 설계변수들을 조합하

Table 5 Three candidates with equivalent stiffness of bearings as design variables

Mode	Candidate 1	Candidate 2	Candidate 3
1	21.44 (12.5%)	21.43 (12.5%)	21.43 (12.5%)
2	40.8 (5.3%)	40.8 (5.3%)	40.79 (5.3%)
3	288.05 (0.2%)	288.5 (0.3%)	287.95 (0.3%)

는 방법을 단계별로 달리하여 해석을 수행한다. 설정된 최적화 단계는 3.3, 3.4, 3.5절에 기술하였다.

3.3 3종류 5개 베어링의 등가강성에 대해 최적화 기법을 적용한 모드해석

첫 번째 단계에서는 설계변수로 5개 베어링의 등가강성을 80~120%의 범위에서 최적화 방법을 적용한 모드해석을 수행하였다. 이때 타겟 고유진동수는 1차 20 Hz, 2차 39 Hz, 3차 288 Hz이다. 최적화 결과로 나온 3개의 후보점들을 Table 5에 나타냈으며, 괄호안의 값은 실험값과의 오차율이다.

3개의 후보점들 모두 3차 고유진동수에 대해서는 실험값과 아주 잘 맞는 결과를 얻었지만 1차 고유진동수에서 14%의 큰 오차를 보였다. 따라서 설계변수를 추가하여 최적화를 수행하는 2번째, 3번째 단계를 진행한다.

3.4 3종류 5개 베어링의 등가강성 및 셸과 샤프트의 탄성계수에 대해 최적화기법을 적용한 모드해석

두 번째 단계에서는 설계변수로, 5개 베어링 등가강성은 90~110%, 셸과 샤프트의 탄성계수는 80~120%의 범위에서 최적화한다. 이때 타겟 고유진동수는 1차 20 Hz, 2차 39 Hz, 3차 288 Hz이다.

최적화 결과로 나온 후보점들은 하나의 베어링이 가지는 x축 강성과 z축 강성이 다른 값을 가지며, 동일 베어링임에도 다른 값을 가지는 결과가 나온다. 따라서 실험값과 가장 잘 맞는 하나의 후보점을 선택한 후 동일 베어링은 같은 값을 가지며, 동일 베어링의 x축의 등가강성과 z축의 등가강성 역시 같은 값을 가지도록 산술 평균을 계산하여 고정된 후 셸과 샤프트의 탄성계수만을 설계변수로 하여 최적화를 재수행한다.

최종적으로 1차 고유진동수에서 실험값과 10%, 2차 고유진동수에서 0.07%, 3차 고유진동수에서 1.82%의 오차를 갖는 결과를 얻었다. 이를 Table 6에 나타냈다.

3.5 3종류 5개 베어링 등가강성 및 셸과 샤프트의 밀도에 대해 최적화기법을 적용한 모드해석

마지막으로, 셸과 샤프트의 탄성계수 대신 밀도를 설계변수로 변경하여 5개 베어링 등가강성은 90~110%, 셸과 샤프트의 밀도

Table 6 Optimization result with equivalent stiffness of bearings and elastic modulus of shell and shaft as design variable

	True value	Analysis result	error
Shell E	1.90E+11 Pa	1.54E+11	-18.95%
Shaft E	1.90E+11 Pa	2.26E+11	18.95%
6004	17673 N/mm	16879.2	-4.49%
BN30	3156.4 N/mm	2944.7	-6.71%
BN35	4601.9 N/mm	4842.1	5.22%
Mode 1	18.75 Hz	20.66	10.19%
Mode 2	38.75 Hz	38.78	0.07%
Mode 3	287.5 Hz	292.73	1.82%

Table 7 Optimization result with equivalent stiffness of bearings and density of shell and shaft as design variable

	True value	Analysis result	error
Shell ρ	7700 kg/m ³	8002.3	3.93%
Shaft ρ	7700 kg/m ³	7257.1	-5.75%
6004	17673 N/mm	18189.5	2.92%
BN30	3156.4 N/mm	3346.1	6.01%
BN35	4601.9 N/mm	4426.5	-3.81%
Mode 1	18.75 Hz	20.58	9.76%
Mode 2	38.75 Hz	38.76	0.03%
Mode 3	287.5 Hz	287.97	0.16%

는 80~120%의 범위에서 최적화한다. 이때 타겟 고유진동수는 1차 20 Hz, 2차 39 Hz, 3차 288 Hz이다.

최적화 결과로 나온 후보점들에 대해 앞의 2단계에서 수행했던 방법을 동일하게 적용한다. 그 결과 최종적으로 1차 고유진동수에서 실험값과 9.7%, 2차 고유진동수에서 0.03%, 3차 고유진동수에서 0.16%의 오차를 갖는 결과를 얻었다. 이를 Table 7에 나타냈다.

4. 결론

고속 와인더의 모달 테스트 결과와 잘 맞는 유한요소 모델을 얻기 위해 모델링 단순화, 경계조건 설정, 매쉬 설정 등의 단계를 수행하였다. 확보된 유한요소 모델을 이용하여 CAE 상용프로그램인 ANSYS의 모드 해석을 수행하였고, 모드 해석 결과로 나온 고유진동수와 이전 연구의 모달 테스트 결과와의 오차를 줄이기 위해 설계변수를 설정한 후 최적화를 수행하였다.

베어링의 등가강성과 셸과 샤프트의 탄성계수를 설계변수로 최적화를 수행하였다.

먼저 5개 베어링의 등가강성을 80~120% 범위에서 최적화방법을 적용하여 모드해석을 수행한 결과는, 모달 테스트와 비교하였

을 때, 모드 1의 고유진동수에서 12.55%, 모드 2의 고유진동수에서 5.3%, 모드 3의 고유진동수에서 0.3%의 차이를 가지는 결과값을 나타내었다. 다음으로 베어링의 등가강성과 쉘과 샤프트의 탄성계수를 설계변수로 최적화 방법을 적용한 모드해석을 진행한 결과, 1차 고유진동수에서 실험값과 10%, 2차 고유진동수에서 0.07%, 3차 고유진동수에서 1.82%의 오차를 갖는 유한요소 모델을 획득했다. 마지막으로 베어링의 등가강성에 쉘과 샤프트의 탄성계수 대신 밀도를 설계변수로 변경하여 최적화를 수행한 결과, 최종적으로 1차 고유진동수에서 실험값과 9.7%, 2차 고유진동수에서 0.03%, 3차 고유진동수에서 0.16%의 오차를 갖는 유한요소 모델을 얻었다.

이를 통해 설계변수 중에서 베어링의 등가강성 보다 쉘과 샤프트의 탄성계수와 밀도 등이 고속 와인더의 주요 고유진동수들에게 영향이 더 크음을 알 수 있었다. 그러므로 이들 값을 조절함으로써 실험값에 더 가까운 결과를 얻을 수 있으며, 베어링의 등가강성을 조절함으로써 미세한 오차의 조절이 가능해짐을 알 수 있었다. 쉘과 샤프트의 재질 중 밀도의 변화가 실험값과 오차를 더 적게 하는 결과를 낳아 탄성계수에 비해 밀도가 더 큰 영향을 줄 수 있었다.

설계변수의 도입과 최적화 방법을 통해 실험값과 10% 이내 오차를 갖는 유한요소 모델을 확보하였으며, 이 설계변수들이 고속 와인더의 고유진동수에 영향을 미치는 경향을 알아냈다. 그 결과로 고속 와인더의 회전 특성을 파악하여 향후 제작될 고속 와인더에 적용한다면 실제 제작 시간과 비용 절감에 유효할 것이라 판단된다.

후 기

본 연구는 2021년도 정부(산업통상자원부)의 재원으로 한국산업기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임(P0012744, 2021년 산업혁신인재성장지원사업).

본 연구는 (주)일진의 지원받아 진행된 연구임.

References

- [1] Lee, S. J., 2017, Dynamics Characteristics Analysis for High RPM Winder, Master Thesis, Seoul National University of Science & Technology, Republic of Korea.
- [2] Sin, D. H., 2017, A Study on the Dynamic Characteristics of a High-Speed Winding Machinery by FE analysis for its Resonance Avoidance Design, Master Thesis, Seoul National University of Science & Technology, Republic of Korea.
- [3] Lee, J. H., Sin, D. H., Kim, S. K., 2018, Dynamic Analysis of a High-Speed Winding Machine by Changing Design Parameters, J. Korean Soc. Manuf. Technol. Eng., 27:2 112-119, <https://doi.org/10.7735/ksmte.2018.27.2.112>.
- [4] TSNE, 2019, viewed 1 March 2020, Meshing Techniques, <<https://online.fliphtml5.com/pexb/ypwr/#p=73>>.
- [5] Antony, J., 2003, Design of Experiments for Engineers and Scientists, Elsevier, UK.
- [6] TSNE, 2019, viewed 16 April 2020, Design Of Experiments (DOE), <<https://online.fliphtml5.com/pexb/ybvf/#p=2>>.
- [7] TSNE, 2019, viewed 16 April 2020, Response Surface, <<https://online.fliphtml5.com/pexb/nvat/#p=6>>.
- [8] Park, H. S., Dang, X. P., 2010, Structural Optimization based on CAD-CAD Integration and Metamodeling Techniques, Comput.-Aided Des., 42:10 889-902, <https://doi.org/10.1016/j.cad.2010.06.003>.
- [9] TSNE, 2019, viewed 7 July 2020, Optimization, <<https://online.fliphtml5.com/pexb/gjlf/#p=7>>.
- [10] Kim, J. Y., 2016, ANSYS Workbench Mechanical, Tsne, Republic of Korea.
- [11] Swanson, E., Powell, C., Weissman, S., 2005, A Practical Review of Rotating Machinery Critical Speeds and Modes, Sound Vib., 10-17.
- [12] Kim, G. H., Choi, S. H., Lee, Y. H., Han, D. C., 1994, Dynamic Characteristics of Rotor - Bearing Systems Supported by Ball Bearings, Proc. Korean Soc. Noise Vib. Eng. 1994 Autumn Conf., 210-216.
- [13] Sawalhi, N., Ganeriwala, S., Tóth, M., 2019, Parallel Misalignment Modeling and Coupling Bending Stiffness Measurement of a Rotor-bearing System, Appl. Acoust., 144 124-141, <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2017.07.022>.
- [14] Yi, G., Parker, R. G., 2012, Stiffness Matrix Calculation of Rolling Element Bearings using a Finite Element/Contact Mechanics Model, Mech. Mach. Theory, 51 32-45, <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.12.006>.
- [15] Park, B. G., Jo, S. O., Park, D. K., Jeong, H. J., Lee, S. G., 2016, Development of Vibration Characteristic Analysis Method for the High-Speed Winder Spindle, Proc. Korean Soc. Mech. Eng. 2016 Spring Conf., 380-381.



Jong Yun Kim

M.Sc. candidate in the Department of Mechanical Design Engineering and Robot Engineering, Seoul Tech. His research interest is Machine Dynamics.

E-mail: 20510044@seoultech.ac.kr



Deok Hwa Park

B.Sc. candidate in the Department of Mechanical System Design Engineering, Seoul Tech. Her research interest is Machine Dynamics.

E-mail: pdc79@naver.com



Seong Keol Kim

Professor in the Department of Mechanical System Design Engineering, Seoul Tech. His research interest is Machine Dynamics.

E-mail: rhett@seoultech.ac.kr