◎ 논 문
◎ Original Paper

DOI: http://dx.doi.org/10.5293/kfma.2020.23.1.023
ISSN (Print): 2287-9706

2.2 kW급 유도전동기 축계의 반응표면 분석법을 이용한 진동설계 최적화

박지수* · 이성호** · 심규호***†

Design Optimization of the Rotor-Bearing System for 2.2 kW-Class Induction Motors via Response Surface Method

Jisu Park*, Sung-Ho Lee**, Kyuho Sim***†

Key Words : bearing life(베어링 수명), design optimization(설계 최적화), induction motor(유도전동기), response surface method (반응표면법), rotordynamic analysis(회전체 동역학 해석)

ABSTRACT

This paper presents the vibration design optimization process for the rotor-bearing systems of kW-class induction motors using the response surface method. At first, finite element rotordynamic analysis for the initial design motor is performed to set up the initial performance criteria for the vibration design. They include maximum rotor vibration amplitude and bearing basic rating life at rated speed of 1,800 rpm. Design variables are selected to bearing locations, rotor core location, and shaft diameter given that the design limitations of other parts. As a result of main effect analysis, the bearing locations and the rotor core location have most effect on the rotor vibration and bearing life, respectively. Finally, design optimization is carried out with the objective of decreasing the vibration and increasing the life, and the result indicates that the vibration gets reduced by 45% and the life is maintained. Optimized design has small bearing span, identical distance between the center of gravity and two bearings, and large shaft diameter, thus exhibiting low vibration and high durability characteristics.

1. 서 론

유도전동기는 개발된 지 100년 이상의 역사를 가지고 있으며 그 동안 성능향상 및 생산비용 절감이 실현되어 산업용 분야에서 동력원으로 가장 널리 사용되는 전동기의 형태 중 하나이다[1]. 유도전동기는 회전자 구조에 따라 권선형과 농형(squirrel-cage type induction motors)으로 분류되며, 농형 회전자는 구조가 간단하고 유지 및 보수가 용이한 장점이 있으나, 권선형에 비해 기동 전류가 크고 기동 회전력이 적어 주로 소형에서 중형(수백 W급-수십 kW급) 유도전동기에 적용된다.

유도전동기는 크게 축계(rotor-bearing system)와 고정자 및 케이싱(casing)으로 구성되며, 축계는 회전하는 부품들의 조립체(assembly)로 일반적으로 샤프트(shaft), 형성된 회전자계에 의해 유도된 전류가 흐르는 회전자(rotor), 축계 및 고정자를 냉각시키는 유동을 발생시키는 냉각팬(cooling fan), 그리고 샤프트를 지지하는 베어링(bearing)으로 구성된다.

보통 국내 유도전동기의 설계는 상용 유한요소 해석프로그램 및 연구실 기반의 자체개발 프로그램을 이용한 회전자

* 서울과학기술대학교 기계시스템디자인공학과 연구원 (Dept. of Mechanical System Design Engineering, Seoul National Univ. of Sci. and Tech.)
** 한국생산기술연구원 서남지역본부 EV부품소재그룹 수석연구원 (Dept of Electric Vehicle Components & Materials Group, Korea Institute of Industrial Tech.)
*** 서울과학기술대학교 기계시스템디자인공학과 부교수 (Dept. of Mechanical System Design Engineering, Seoul National Univ. of Sci. and Tech.)
† 교신저자, E-mail : khsim@seoultech.ac.kr

2019 한국유체기계학회 하계학술대회 발표 논문, 2019년 7월 3일~7월 5일, 휘닉스 평창
The KSFM Journal of Fluid Machinery: Vol. 23, No. 1, February 2020, pp.23~31(Received 24 Jul. 2019; revised 25 Nov. 2019; accepted for publication 03 Dec. 2019)
한국유체기계학회 논문집: 제23권, 제1호, pp.23~31, 2020(논문접수일자: 2019.07.24, 논문수정일자: 2019.11.25, 심사완료일자: 2019.12.03)

및 고정자의 전자기 해석이 선행되어 진행되며, 이후 냉각팬 및 케이싱에 대한 냉각 성능이 함께 고려된다[2]. 하지만 축계에 대한 진동해석 및 설계는 다른 영역과 비교하여 비교적 주요하게 다루어지지 않는다. 특히 국내 중소 전동기 업체의 경우 제한된 자원 및 인프라로 인해 유도전동기 설계의 많은 부분을 경험 및 선도제품 벤치마킹(benchmarking)에 의존하고 있다. 그 중 축계에 대한 진동설계는 대부분의 국내 업체에서 주요하게 다루고 있지 않고 있으며 많은 부분을 경험에 의존하여 수행되고 있다. 이는 전동기 운용 중 과도한 축계 진동을 야기할 수 있으며 국내 제품의 해외 선진사 대비 경쟁력을 떨어트리는 주요인으로 작용할 수 있다.

유도전동기에는 다양한 전자기적, 기계적 가진원(vibration source)이 존재하고 가진원 사이의 상호작용(interaction)이 있어, 잘못된 설계로 인한 한 가진원의 증감은 다른 가진원에도 영향을 주어 결국 축계 진동에 큰 영향을 미치게 된다[3]. 예를 들어, 축계 질량의 불평형(unbalance)은 주요한 축계 가진원으로 작용하기 때문에 축계 설계단계에서 허용최대 진동크기를 API 611기준에 따라서 또는 실제 현장에서 요구되는 진동 크기를 기준으로 허용되는 불평형량을 선정한다. 그러나 잘못된 축계 설계는 불평형량 선정의 오류를 낳게 되고, 이는 축계 회전속도와 동일한 주파수로 과도한 동기 진동(synchronous vibration)을 발생시킨다. 이는 회전자와 고정자 사이의 불균일한 공극을 발생시켜 축계에 작용하는 추가적인 전자기 가진원을 초래한다[4,5]. 이러한 결과로 유도전동기의 기계적 손실 (mechanical loss)이 증가하고 수명이 단축되어 제품의 성능 및 신뢰성에 직접적인 영향을 미치게 된다.

유도전동기의 축계 진동에 관한 연구로, Yang 등[6]은 유도전동기 축계의 질량 불평형과 전자기 불평형을 고려하여 회전체 해석모델을 수립하였으며, 축계 거동예측을 통해 전자기 불평으로 인해 축계 위험속도가 크게 감소할 수 있음을 확인하였다. Hong 등[7]은 3차원 유한요소해석을 수행하여 11.2 kW급 유도전동기 축계의 불평형 응답을 예측하였으며, 해석을 통해 본 시스템이 18,000 rpm에서 안정적으로 구동가능 함을 해석적으로 검증하였다. 한편, Park 등[8]은 2.2 kW급 유도전동기의 회전자 적층구조를 고려하여 2차원 회전체 동역학 해석모델을 수립하였으며, 해석을 통해 회전자 적층구조가 축계 강성을 크게 감소시켜 위험속도와 불평형응답의 변화를 발생시킴을 예측하였다.

본 논문은 수 kW급 유도전동기 축계의 진동최적설계 방법론 정립을 위해, 2.2 kW급 농형 유도전동기를 대상으로 회전체 동역학 해석을 수행하여 축계의 거동을 분석하였으며, 최종적으로 실험계획법을 적용하여 성능 최적화를 수행하였다.

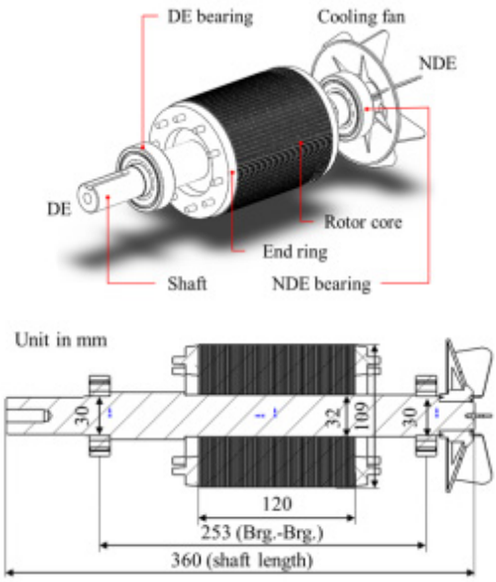


Fig. 1 3D and 2D drawings of the rotor-bearing system for the initial design induction motor

2. 초기사양 회전체 동역학 해석

2.1 유도전동기 초기사양

일반적으로 산업에서 기계시스템의 설계는 설계의 기준이 되는 초기사양 모델이 있고, 그 초기사양을 개선하는 개선설계로 수행된다. Fig. 1은 본 연구에서 설계의 기준이 되는 2.2 kW급 유도전동기 초기사양 축계 도면을 보여주며, 본 사양은 국내 연구소 및 기업에서 해외 선진사 제품의 벤치마킹을 통해 설계한 사양이다.

샤프트의 총 길이는 360 mm이며 회전자 코어(rotor core)의 총 길이는 120 mm, 두 베어링간 거리는 253 mm이다. 또한 회전자 코어의 직경은 109 mm이다. 부하단(drive

Table 1 Design parameters of the rotor-bearing system for the initial design induction motor

Parameters	Value
Rotor assembly mass (kg)	10.36
Rotor assembly moment of inertia (polar) (kg-m^2)	0.0136
Rotor assembly moment of inertia (transverse) (kg-m^2)	0.0396
Shaft journal diameter (mm)	30
Bearing type	Deep groove ball bearing, 6206 series

Table 2 Electrical specifications of the initial design induction motor

Parameters	Value
Rated power (kW)	2.2
Rated speed (rpm)	1,800
Number of poles	4
Operating frequency (Hz)	60
Rated Voltage (V)	380
Rated Current (A)	4.75
Rated torque (Nm)	11.8

end, DE)과 무부하단(non-drive end, NDE)에 위치한 두 베어링의 타입은 깊은 홈 볼 베어링(deep groove ball bearing, 6206 series) 6206 계열이다. 축계에 대한 자세한 설계값은 Table 1에 나열하였다. Table 2는 초기사양 유도전동기의 전기적 특성을 보여주며, 전동기의 정격 용량은 2.2 kW이고 슬립(slip)이 없을 때 동기속도는 60 Hz 입력하에 1,800 rpm이다.

본 전동기의 실제 운용은 부하단에 부하가 연결되어 작동하게 된다. 부하는 사용자의 요구나 목적에 따라 벨트-풀리(belt-pulley)나 커플링(coupling)으로 전동기 부하단에 연결되며, 특수한 경우를 제외하고 전동기 축계 진동설계 시 부하를 고려하지 않은 상태인 무부하 조건에서 해석 및 설계가 수행된다.

2.2 회전체 동역학 해석모델

초기사양에 대한 회전체 동역학 해석모델은 2차원 유한요소해석 프로그램 XLRotor[9]을 이용하여 Fig. 2와 같이 수립하였다. 샤프트, 회전자코어, 단락환(end ring)은 빔요소(beam element)로 모델링하였으며, 냉각팬은 등가의 질량요소로 모델링 되었다. 이 때 질량요소의 질량과 관성은 0.07 kg, 95.36 kg-mm^2(polar), 52.21kg-mm^2(transverse)이다. 사용된 빔요소의 밀도와 탄성영역 물성치는 그림내의 표로 나타내었다.

두 베어링은 각각 선형 스프링 요소(spring element)로 모델링 하였으며, 이 때 각 스프링의 강성은 Hertz[10]의 접촉 이론(contact theory)에 기반하여 계산되며, 계산에는 베어링의 볼(ball)과 궤도륜(raceway)에 대한 형상 및 재료 물성치, 그리고 베어링이 지지하는 정하중이 고려된다. 베어링 강성은 참고문헌 [8]에서 개발된 해석 코드를 이용하여 k_{DE} = 120×10^6 N/m(부하단 베어링), k_{NDE} = 117×10^6 N/m (무부하단 베어링)로 계산되었다.

축계의 불평형응답을 예측하기 위해서 축계의 주요 가진원에 해당하는 불평형량(U_{per})의 선정이 필요하다. 불평형량은 회전기기의 허용 불평형(e_{per})을 규정하는 ISO 1940-1규정[11]에 기반하여 발란싱 등급(balancing quality grade)을 G6.3으로 선정하였으며, 이 때 허용 불평형 $e_{per} = G\times 10^3/\Omega$ 을 만족한다. 참고로 G6.3은 본 전동기의 양산 공정에서 적용되

Physical part	Material	Density (kg/m^3)	Young's modulus (N/m^2)	Poisson's ratio
Shaft	S45C	7850	205×10^9	0.32
Rotor core	50PN310	7650	200×10^9	0.30
End ring	AL1050	2705	69×10^9	0.33

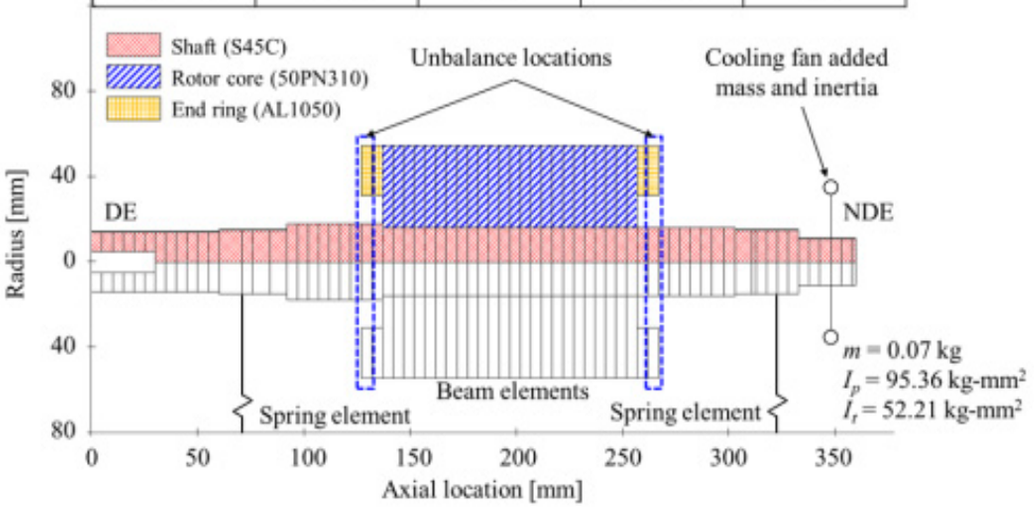


Fig. 2 2D finite element rotordynamic prediction model of the rotor-bearing system for the initial design induction motor. The insert table indicates used material properties for the model

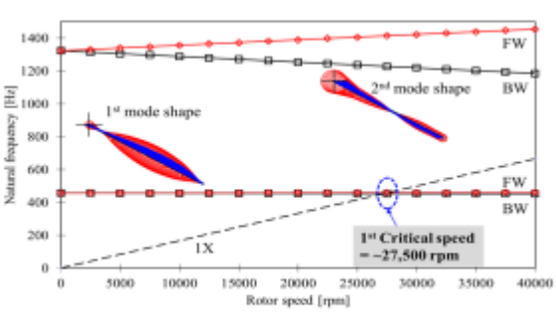
는 발란싱 등급이다. 여기서 G는 발란싱 등급, Ω는 회전속도를 나타낸다. 축계 불평형량은 다음 식으로 표현된다.

$$U_{per} = e_{per} m \tag{1}$$

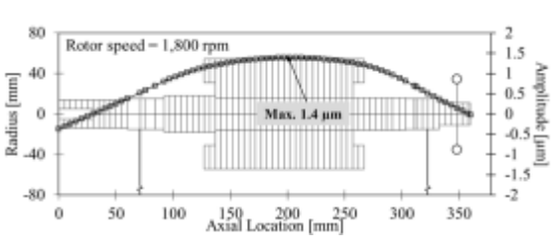
여기서 m은 베어링을 제외한 축계의 질량을 의미한다. 회전속도 1,800 rpm에서 허용 불평형은 33.42 g-mm/kg으로 계산되며, 축계 불평형량은 식 (1)을 통해 U_{per} = 346.92 g-mm으로 도출된다. 본 연구에서는 안전계수 5을 적용하여 5U_{per}에 해당하는 값을 각각 단락환 양 끝에 배치하였다. 실제 단락환의 양 끝면은 제조공정상에서 발란싱 면으로 이용된다.

2.3 회전체 동역학 해석 결과

Fig. 3은 초기사양 유도전동기 축계의 (a) 회전속도에 대한 고유진동수 변화와 (b) 정격속도 1,800 rpm에서 축계의 변형형상(operating-deflected shape)을 보여준다. 1,500 Hz 이내에서 4개의 고유진동수가 확인되며, 그 중 2개는 전방휘돌림(forward whirl, FW), 나머지 2개는 후방휘돌림(backward whirl, BW)에 해당한다. 회전속도 증가에 따라 축계의 자이로스코프 효과(gyroscopic effect)로 인해 FW는 증가하고, BW는 감소한다. 또한, 1차 위험속도는 약 27,500 rpm에서 형성되며, 본 전동기의 정격운전속도와 상당히 떨어져 있어 설계 시 위험속도의 변화는 주요하게 관찰하지 않아도 된다는 것을 알 수 있다.



(a) Damped natural frequency map



(b) Operating-deflected shape

Fig. 3 Predicted (a) damped natural frequency map and (b) operating-deflected shape at rotor speed of 1,800 rpm for the initial design induction motor

Fig. 3(b)를 보면 축계는 정격운전속도에서 1차 굽힘모드 형태로 변형하게 되며, 최대 진폭은 회전자의 중심에서 1.4 μm로 예측되었다. 이는 정격운전속도가 1차 위험속도(1차 굽힘모드)와 가장 가깝기 때문에, 축계의 변형형상에서 1차 굽힘모드 형태가 지배적인 것으로 판단된다. 따라서 회전자 중심에서 발생하는 최대 진폭을 줄이는 설계가 축계의 운전 중 발생하는 변형을 줄일 수 있음을 유추해볼 수 있다.

축계의 회전체 동역학 관점에서 주요한 성능인자는 Fig. 3에서 주요하게 관찰하였던 축계의 진동과 더불어 베어링의 수명을 말할 수 있다. 일반적으로 베어링의 수명은 유도전동기의 관리점검 주기를 결정하며, 이는 전동기 운용비용에 직결된다. 베어링의 수명은 실제 운용 중 작동환경과 운전방식 등 많은 변수들에 의해 크게 영향을 받기 때문에 정확한 수명을 예측하기는 힘들다. 하지만 이러한 통제할 수 없는 변수들을 고려하지 않은 이상적인 베어링 수명의 계산법을 ISO 281 규정[12]에서 제시하고 있다.

95% 신뢰도 구간에서 볼 베어링 수명(basic rating life, L_{5h})은 다음과 같이 표현된다.

$$L_{5h} = \alpha_1 \frac{10^6}{60\Omega}\left(\frac{C}{P}\right)^3 \tag{2}$$

여기서 C는 베어링 동하중용량(basic dynamic load capacity), P는 베어링 동하중(dynamic loading)을 나타내고 α_1은 신뢰도 계수로 95% 구간에서는 0.62의 값을 사용한다. 결국 베어링 수명은 작용하중 베어링 동하중의 세제곱에 반비례하고 베어링 동하중용량의 세제곱에 비례함을 알 수 있다.

축계에 총 i 개의 베어링이 있을 때 베어링의 수명을 각각 계산하고, 다음 수식을 통해서 대표적인 베어링 수명 값(L)을 계산할 수 있다.

$$L = \frac{1}{\left(\frac{1}{L_{5h,1}^e} + \frac{1}{L_{5h,2}^e} + \cdots + \frac{1}{L_{5h,i}^e}\right)^{\frac{1}{e}}} \tag{3}$$

여기서 e는 볼 베어링일 경우 10/9을, 롤러 베어링(roller bearing)일 경우 9/8을 사용한다.

Fig. 4는 회전속도 변화에 대해 예측한 부하단 및 무부하단 베어링 동하중과 베어링 수명을 나타낸다. 참고로 베어링 동하중은 등가의 스프링요소의 강성과 변위의 곱으로 계산이 가능하다. 회전속도 증가에 따라 두 베어링의 동하중은 비선형적으로 증가하며, 이는 축계의 불평형에 의한 가진력이 회전속도 제곱에 비례하기 때문이다. 이때 정격운전속도에서 수명은 1.11×10^8 h로 예측되었으며, 이는 무한수명에 가까운 값이다.

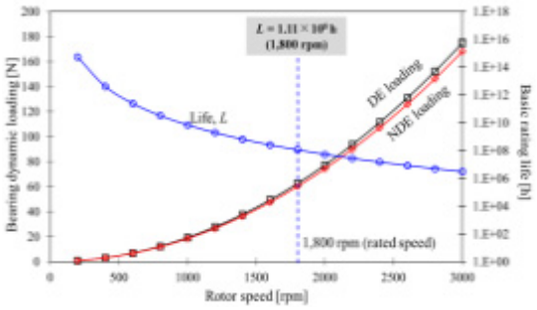


Fig. 4 Predicted bearing dynamic loading P of DE and NDE bearing, basic rating life L depending on rotor speeds for the initial design induction motor

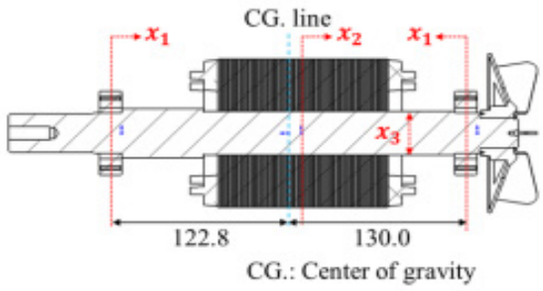


Fig. 5 Design variables for design optimization of 2.2 kW-class induction motor

해외의 특정 베어링 제조사에서 제공하는 베어링 수명 기준(13)에 따르면 베어링 작동 시간 및 환경에 따라 4×103 h -6×104 h 범위의 수명이 적절한 수준이다. 따라서 본 예측 결과가 수명을 과대예측한 것을 알 수 있는데, 이는 현재 해석대상이 무부하 조건의 축계이기 때문이다. 실제 운전시에는 부하가 부하단에 작용하는 상태에서 작동되기 때문에, 식 (2)에서 베어링 동하중 값이 크게 증가하게 되어 베어링 수명은 크게 감소할 것이다. 특히 현재 예측된 베어링 수명 값 자체는 과대예측 되어 물리적으로 의미가 없을 수 있지만, 베어링 수명 값의 변화는 중요한 의미를 가지게 되며 설계에 있어서 주요한 성능인자로 활용이 가능하다.

3. 축계 최적설계

3.1 목적함수 및 설계변수 설정

본 연구의 유도전동기 축계 설계 목표는 기존의 초기사양 대비하여 회전체 동역학적 관점에서 축계를 안정화하는 것이며, 축계 설계 변화에 따라 발생하는 유도전동기 고정자 및 케이싱의 설계 변경은 고려하지 않는다. 앞서 2절에서 분석했듯이 축계 진동설계의 목적함수는 유도전동기 축계의 주요한 성능인자인 정격운전속도에서 축계의 최대 진폭과 베어링 수명으로 선정하였다. 최대 진폭은 작을수록 좋은 망소특성을 가지며, 베어링 수명은 길수록 좋은 망대특성을 가진다. 이 때 초기사양 대비하여 목적함수의 변화를 쉽게 파악할 수 있도록 최대 진폭과 베어링 수명을 다음과 같이 진동계수(η_{vib})와 수명계수(η_{life})로 다음과 같이 정의하였다.

$$\eta_{vib} = X_{\max} / X_{\max,\in ial}$$
$$\eta_{life} = L / L_{\in ial} \quad (4)$$

여기서 $X_{max,initial}$과 $L_{initial}$은 초기사양 전동기의 최대 진폭과 베어링 수명으로 각각 1.4 μm, 1.11×10^8 h이다. 또한 X_{max}와 L는 설계변수의 값을 변경하며 계산하는 축계 최대 진폭과 베어링 수명에 해당한다.

다음으로 축계 진동설계의 설계변수를 선정하였다. 회전자는 전자기 해석을 통해서 전반적인 형상이 결정되며 샤프트의 부하단 치수는 사용목적에 맞게 치수가 선정된다. 또한 베어링 형번은 비슷한 용량의 전동기에서 문제없이 사용되고 있는 베어링으로 한정된다. 따라서 축계에서 진동 단독설계가 가능한 부분은 베어링의 위치, 회전자의 위치, 회전자가 결합되는 샤프트 영역의 직경으로 추릴 수 있으며, 그 세 가지 변수를 설계변수로 선정하였고 이를 Fig. 5에 시각적으로 나타내었다.

베어링 위치(x_1)는 냉각팬 및 회전자와의 간섭을 고려하여 값의 수준을 0, 13, 26 mm로 3수준으로 선정하였다. 즉, x_1이 증가하면 두 베어링은 회전자 방향으로 이동하며, 초기사양의 베어링 위치는 x_1 = 0 mm이다. 회전자 위치(x_2)도 베어링과의 간섭을 피하도록 값의 수준을 −12, 0, 12 mm로 정하였고, 초기사양의 회전자 위치는 x_2 = 0 mm으로 축계 전체의 질량중심에서 우측으로 치우쳐져 있다. 마지막으로 샤프트 직경(x_3)은 기본적으로 10% 변화를 값의 범위로 선정하였고, 이 때 직경이 30 mm 미만이 되면 샤프트 저널(journal)의 직경보다 작게 되어 베어링을 샤프트에 압입할 때 정확한 위치를 맞출 수 없다. 따라서 샤프트 직경의 수준은 30, 32, 35.2 mm이고 초기사양 x_3 = 32 mm이다.

3.2 실험설계

최적설계를 수행하는데 있어서 최적의 설계변수의 값을 찾는 계산은 많은 계산과정을 요구하며, 모든 과정마다 유한요소 해석을 수행하게 되면 많은 계산 시간이 소요된다. 하지만 실험계획법에 기반하여 설계변수와 목적함수 사이의 근사모델을 이용하여 최적설계를 수행하면 그 시간을 크게 단축할 수 있기 때문에, 본 연구에서는 반응표면법(surface response method, RSM)을 이용하여 최적화를 수행하였다.

먼저, 반응표면법 중 알파값이 1인 면중심 중심합성계획법(face-centered central composite design, CCD)을 이용하여 3인자 3수준 실험설계를 Table 3과 같이 수행하였

Table 3 Experiment design chart with analysis results

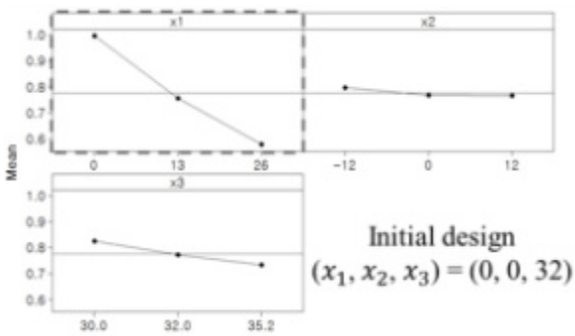
Order	Design variables			Bearing stiffness		Performance parameters	
	x_1 (mm)	x_2 (mm)	x_3 (mm)	k_{DE} (N/m)	k_{NDE} (N/m)	η_{vib}	η_{life}
1	0	-12	30.0	123×10^6	114×10^6	0.956	1.043
2	26	-12	30.0	123×10^6	114×10^6	0.950	1.520
3	26	12	30.0	118×10^6	119×10^6	0.995	0.664
4	0	12	30.0	118×10^6	119×10^6	0.995	1.141
5	0	-12	35.2	123×10^6	115×10^6	0.969	0.919
6	26	-12	35.2	122×10^6	116×10^6	0.951	1.739
7	26	12	35.2	118×10^6	120×10^6	0.989	0.704
8	0	12	35.2	117×10^6	121×10^6	0.990	0.978
9	13	0	32.0	120×10^6	117×10^6	1.002	0.700
10	13	-12	32.0	123×10^6	115×10^6	0.960	0.834
11	26	0	32.0	120×10^6	118×10^6	1.003	1.054
12	13	12	32.0	117×10^6	120×10^6	0.991	0.695
13	0	0	32.0	120×10^6	117×10^6	1.000	1.000
14	13	0	30.0	120×10^6	117×10^6	1.001	0.704
15	13	0	35.2	120×10^6	118×10^6	1.002	0.740

다. 총 15실험 케이스로 1-8번은 실험모형의 꼭지점에 해당하고 9번은 중심점, 10-15번은 면 중심에 해당한다. 설계변수들이 변화할 때 양 베어링에 작용하는 정하중도 변하게 되며, 따라서 베어링의 강성이 변하게 된다. 따라서 이 때 각 실험에서 베어링 정하중을 고려하여 계산한 베어링 강성을 Table 3에 나열하였고 계산에 사용한 베어링 정보는 참고문헌 (8)을 참고하였다. 또한 각 실험에서 계산된 성능인자도 표에 제시되었으며, 13번 실험은 초기사양에 해당하여 진동계수와 수명계수가 1이다.

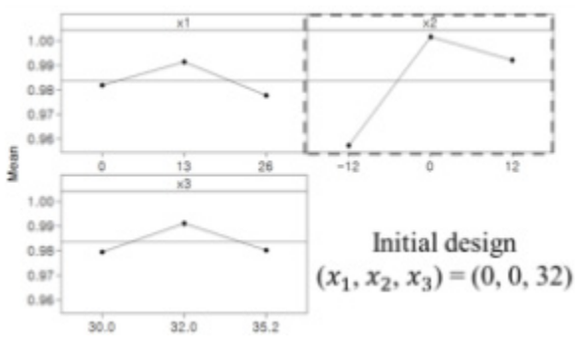
4. 최적화 결과 분석

4.1 설계변수의 효과 분석

최적화에 앞서 MINITAB을 이용하여 설계변수의 변화에 따른 목적함수의 주효과도를 도출하였으며, 그 결과를 Fig. 6에 제시하였다. 주효과도의 기울기가 클 때 설계변수의 효과가 크다고 판단할 수 있다. 진동계수는 설계변수 중 베어링 위치에 가장 크게 영향을 받고 베어링 위치가 회전자 방향으로 이동할수록 진동계수가 작아진다. 이는 베어링 지지점이 서로 가까워질수록 축계가 1차 굽힘모드 형상으로 변형하기 힘들기 때문이다. 반면, 회전자 위치는 큰 영향이 없고, 샤프트 직경이 증가할수록 진동계수가 감소한다. 이는 샤프트 직경증가에 따라 축계의 강성 또한 증가하여 변형이 감소된 결과로 보인다.



(a) main effect for vibration factor



(b) main effect for life factor

Fig. 6 Predicted main effects of (a) the vibration factor and (b) the life factor

수명계수의 경우 회전자 위치가 가장 큰 영향을 미치며, 이는 회전자가 축계의 전체 질량 중 대부분을 차지하기 때문이다. 회전자의 위치가 변화할 때 축계의 질량중심 또한 회전자 위치에 따라 이동하게 된다. 이는 두 베어링에 작용하는 정하중과 동하중을 변화시켜 결국 베어링 수명이 크게 영향을 받는다. 초기사양에서 축계 질량중심은 Fig. 5와 같이 부하단 베어링에 가깝다. 따라서 회전자를 무부하단 베어링방향으로 이동시켜 축계 질량중심과 양 베어링과 거리가 동일해질 때 각 베어링의 수명이 같아지고, 결국 종합적인 베어링 수명은 최대가 된다. 이는 식 (3)을 통해 계산되는 베어링 수명이 축계내의 모든 베어링 수명이 동일할 때 최대가 되기 때문이다. 이러한 베어링 수명의 경향은 축계 설계 시 베어링 위치의 가이드라인(guideline)으로도 활용이 가능하다.

다음으로 진동설계 최적화를 수행하기 위해서 목적함수와 설계변수 사이의 근사모델을 다중회귀모형(multiple regression model)을 이용하여 도출하였다. 회귀모형은 독립변수 k = 3인 2차 방정식이며, 다음과 같이 표현된다.

$$y=\beta_0+\sum_{i=1}^{k}\beta_i x_i+\sum_{i=1}^{k}\beta_{ii}x_i^2+\sum_{i=1}^{k-1}\sum_{j=i+1}^{k}\beta_{ij}x_i x_j+\varepsilon \qquad (5)$$

여기서 y는 목적함수, β는 회귀계수, x는 설계변수, ε는

Table 4 Multiple regression results

		Vibration factor		Life factor	
Terms	parameters	value	P-value	value	P-value
Constant	β_0	2.409	0.000	0.896	0.000
Linear	β_1	-0.047	0.000	0.002	0.098
	β_2	-0.017	0.003	0.004	0.000
	β_3	-0.060	0.000	0.006	0.745
Square	β_{11}	0.002	0.002	-0.001	0.763
	β_{22}	0.001	0.620	-0.001	0.000
	β_{33}	0.001	0.575	-0.001	0.831
Interaction	β_{12}	0.001	0.121	0.001	0.052
	β_{13}	0.001	0.000	-0.001	0.169
	β_{23}	0.001	0.004	-0.001	0.061
Error	R^2	99.9%		99.0%	

회귀 오차항이다. 위 식을 전개하면 상수항(constant), 선형항(linear), 제곱항(square), 교차항(interaction), 오차항(error)으로 구분되며, 회귀를 통해 구한 회귀상수의 값과 P값을 Table 4에 나열하였다.

P값이 0.05 이하일 경우 해당되는 회귀계수가 목적함수에 유의미한 영향을 미친다고 판단하여 회귀모형에서 제외시킬 수 있다. 본 연구에서는 선형항은 모두 회귀모형에 포함하였으며, 이외의 항에서는 P값이 0.05 이하인 계수만 회귀모형에 포함시켰다. 그리고 회귀모형의 결정계수 R^2이 두 목적함수에 대해서 99% 이상으로 도출되었으며, 이는 회귀모형이 성능인자와 설계변수 사이의 관계를 타당하게 설명하고 있음을 알 수 있다.

4.2 최적점 분석

진동계수와 수명계수를 목적함수로 두고 설계변수에 대해서 RSM을 이용하여 최적화를 수행하였다. 이 때 설계변수 사이의 가중치는 고려하지 않았고, 진동계수는 최소화, 수명계수는 최대화하는 방향으로 최적화를 진행하였다. 이는 고내구 저진동 축계 설계의 방향에 해당한다.

Fig. 7은 RSM을 이용한 최적화 결과이다. 설계의 종합만족도(composite desirability)는 0.94로 가장 좋은 설계인 만족도 1.0에 가까운 설계가 되었음을 알 수 있다. 최적사양은 베어링 위치가 26 mm, 회전자 위치는 3.3 mm, 샤프트 직경은 35.2 mm이며 이 때 진동계수는 0.5585이고 수명계수는 1.0으로 유지된다. 즉, 초기사양 전동기와 비교하였을 때 두 베어링은 회전자 방향으로 26 mm씩 이동하여 샤프트를 좁게 지지하고, 회전자 위치를 냉각팬 방향으로 3.3 mm이동하고 샤프트 직경을 3.2 mm 증가시킨 결과이다. 이러한 설계 결과를 물리적으로 분석해보면, 베어링 위치의 이동은 두 베어링 지지점을 가깝게 만들어 굽힘모드

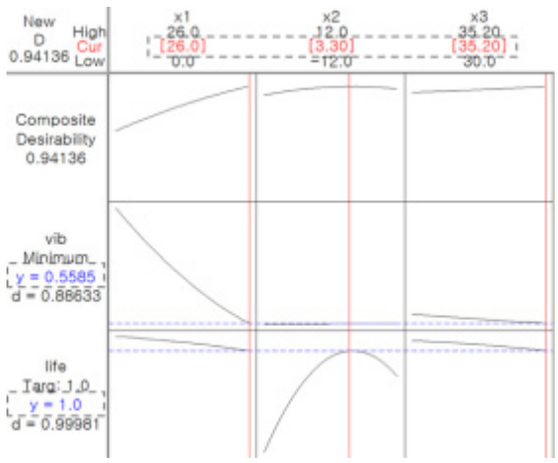


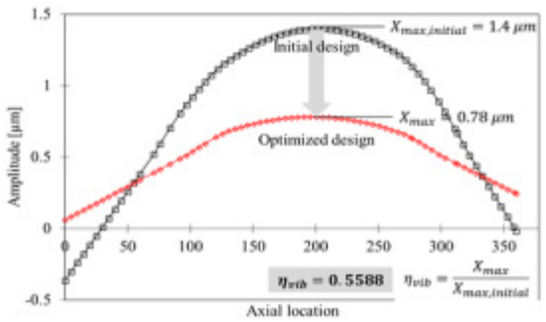
Fig. 7 Optimization result of design variables via RSM

형태의 축계 변형을 줄인다. 또한 회전자의 이동은 축계 무게중심과 두 베어링 사이의 동일하게 만들어, 베어링 수명 측면에서 유리하다. 마지막으로 샤프트 직경의 증가는 축계의 강성을 증가시켜 축계의 진폭을 감소시킨다.

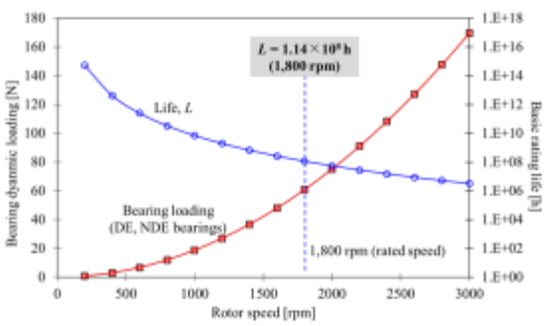
RSM을 이용한 최적화 결과를 검증하기 위해서 RSM을 통해 도출한 최적 설계변수 값을 적용하여 회전체 동역학 해석을 수행하였다. Fig. 8 (a)는 정격속도 1,800 rpm에서 예측된 축계의 변형형상을 보여주며, (b)는 회전속도에 따라 두 베어링의 동하중과 베어링 수명을 나타낸다. 최적사양을 보면 초기사양 대비하여 축계의 굽힘모드 형태의 진동이 크게 감소된 것을 알 수 있다. 이 때 최대 진폭은 1.4 μm에서 0.78 μm로 약 45% 감소하였으며, 진동계수로 계산하면 0.5588의 값을 가진다. 최적사양에서 두 베어링의 동하중은 동일한 크기를 가지며, 이는 앞서 언급한 것처럼 축계 무게중심과 두 베어링간 거리가 동일하기 때문이다. 정격속도에서 1.14×10^8 h의 베어링 수명을 가지며, 이를 수명계수로 환산하면 1.027에 해당한다.

결론적으로 RSM의 결과와 회전체 동역학 해석결과를 비교하면 RSM을 이용한 최적화에서 성능인자 예측 오차는 진동계수에 대해서 −0.05%, 베어링 수명에 대해서 0.08%이다. 이는 실제 전동기 축계의 설계과정에서 Fig. 8과 같은 RSM 최적화 결과의 검토과정을 생략할 수 있어 설계 과정을 단축할 수 있다는 것을 의미한다. 하지만 본 연구의 대상과 같은 형태인 단축 양단 베어링지지 전동기 설계에만 유효한 것임을 유의해야 한다.

Fig. 9는 초기사양과 최적사양의 회전속도에 따른 1차 전방휘돌림 고유진동수의 변화를 보여준다. 최적사양 축계 1차 위험속도는 36,200 rpm으로 초기사양 위험속도 27,500 rpm에서 크게 증가하였다. 이러한 결과는 설계변수 중 주로 베어링 위치와 샤프트 직경의 변화에 기인된 결과로 보인다. 정격운전속도와 1차 위험속도가 멀어질수록 정격속도에서 축계 진폭이 감소된다. 따라서 정격운전속도가 1차 위험



(a) Operating-deflected shape



(b) bearing dynamic loading and basic raring life

Fig. 8 Comparison of operating-deflected shapes at rotor speed of 1,800 rpm for initial and optimized design, (b) predicted bearing dynamic loading and basic rating life for optimized design.

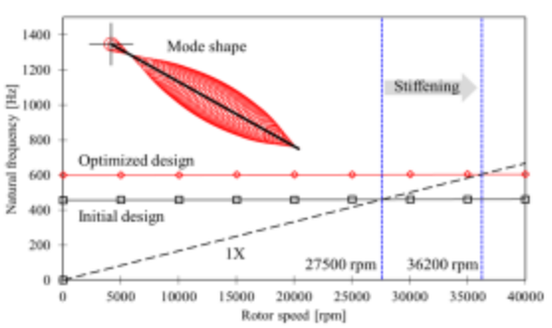


Fig. 9 Predicted damped natural frequency map for 1st forward whirls of initial and optimized design induction motors

속도 이전에 있을 경우 베어링 위치와 샤프트 직경의 변화로 축계 강성을 증가시킬 수 있고, 이를 통해 축계 진동측면에서 성능향상을 달성할 수 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 2.2 kW급 유도전동기 축계의 회전체 동역학적 거동을 분석하고 실험계획법을 이용하여 성능을 최적화 하는 과정을 정립하였다. 그 과정에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 초기사양 유도전동기 축계는 정격운전속도 1,800 rpm에서 1차 굽힘모드가 지배적이며 회전자 코어 위치에서 최대 진동진폭 1.4 μm을 가진다. 또한 베어링 수명은 회전속도에 증가에 따라 감소하며 정격속도에서 1.11×10^8 h값을 갖는다.
2) 설계변수는 베어링 위치, 회전자 위치, 샤프트 직경으로 선정하였으며, 목적함수는 진동계수, 수명계수이다. 변수의 수준은 부품 간 간섭되지 않는 범위에서 3수준으로 선정되었다. 이 때 면중심 중심합성계획법을 이용하여 15개의 실험 케이스를 선정하였다.
3) 주효과 분석결과, 진동계수에는 베어링 위치의 효과가 지배적이며, 수명계수에는 회전자 위치의 영향이 지배적이다. 특히 베어링 위치를 회전자 방향으로 이동시킬 때 진동계수 측면에서 유리하며, 축계 질량중심과 두 베어링간 거리를 동일하게 조정할 때 수명측면에서 유리하다.
4) RSM을 이용하여 최적화한 결과, 진동계수는 약 45% 감소하였고 수명계수는 유지되었다. 이 때 설계변수 값은 x_1 = 26 mm, x_2 = 3.3 mm, x_3 = 35.2 mm이다. 이는 베어링 위치와 샤프트 직경의 변화가 축계의 강성을 증가시켜 정격속도에서 진동이 저감되었으며, 회전자 위치의 이동이 두 베어링의 정하중 및 동하중을 동일하게 만들어, 베어링 수명이 최대화된 것으로 판단된다.

이후 본 연구에서 정립된 RSM을 이용한 유도전동기 진동최적 설계 방법을 2.2 kW, 7.5 kW 유도전동기 축계 설계에 활용할 예정이다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부(MOTIE)와 한국에너지기술 평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다. (No. 2018201010633B)

References

(1) Liu, H-. C., Lee, S-. D., and Lee, L. J., 2016, "Study on the Design of Line-Start Synchronous Reluctance Motor Replacing Induction Motor", Trans. Korean. Inst. Elect. Eng., Vol. 65, No. 11, pp. 1813~1819.
(2) Kim, T. G., Hur, N., Jeong, S., and Jeon, S. B., 2001, "A Numerical Study on the Conjugate Heat Transfer inside a High Speed Motor for a Small Radial Compressor", The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 4, No. 1, pp. 14~21.

(3) Pan, S., Han. T., Tan, A. C. C., and Lin, T. R., 2016, “Fault Diagnosis System of Induction Motors Based on Multiscale Entropy and Support Vector Machine with Mutual Information Algorithm”, Shock Vib., Vol. 2016, Article ID 5836717, pp. 1~12.
(4) Holopainen, T. P., Tenhunen A., Arkkio, A., “Electromagnetic Circulatory Forces and Rotordynamic Instability in Electric Machines”, Proc. International Conference on Rotor Dynamic, Sydney, Australia, January 2002.
(5) Werner, U., Binder, A., “Rotor Dynamic Analysis of Asynchronous Machines Including the Finite-Element-Method for Engineering Low Vibration Motors” Proc. International Conference on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion of IEEE, Taormina, Italy, June 2006.
(6) Yang, B. S., Son, B. G., and Lee, S. J., 2004, “Unbalance Response Analysis of Induction Motor Rotor Considering Unbalanced Electromagnetic Forces”, J. KOSME, Vol. 23, No. 2, pp. 201~209.
(7) Hong, D. K., Jung, S. W., Woo, B. C., Koo, D. H., Ahn, C. W., 2012, “Unbalance Response Analysis of Copper Die Casting High Speed Induction Motor”, J. Transactions of the KSNVE, vol. 22, No. 7, pp. 642~649.
(8) Park, J. S., Sim, K. H., and Lee, S-. H., 2019, “Rotordynamic Model Development with Consideration of Rotor Core Laminations for 2.2 kW-Class Squirrel-Cage Type Induction Motors and Influence Investigation of Bearing Clearance”, J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng., Vol. 35, No. 3, pp. 158~168.
(9) Rotating Machinery Analysis, Inc., https://www.xlrotor.com/index.php/solutions/xlrotor, Accessed February 25, 2019.
(10) Harris, T. A., 2001, Rolling Bearing Analysis, 4th edition, Chap. 6~7, John Wiley & Sons, Inc., New York, USA. (ISBN 0-471-35457-0)
(11) ISO 1940-1, 2003, “Mechanical vibration - Balance Quality Requirements of Rotors in a Constant rigid State - Part1: Specification and Verification of Balance Tolerances”, International Organization for Standardization (ISO), Geneva, Switzerland.
(12) ISO 281, 1990, “Rolling Bearings—Dynamic Load Ratings and Rating Life”, International Organization for Standardization(ISO), Geneva, Switzerland.
(13) Load rating and life, Retrieved July 17, 2019, from https://www.ntnglobal.com/en/products/catalog/pdf/2202E_a03.pdf.