

# 소규모 양수발전용 1 MW 급 동기형 발전 전동기의 기계적 설계

홍영우\*† · 양영민\*

## Mechanical Design of a 1MW Class Synchronous Motor Generator for Small-Scale Pumped Storage Hydropower System

Young-woo Hong\*†, Young-min Yang\*

*Key Words* : Small-scale pumped storage hydropower system(소규모 양수발전 시스템), Motor generator(발전 전동기), Mechanical design(기계 설계), Cooling system(냉각 시스템), Structural stability(구조적 안정성)

### ABSTRACT

With the recent expansion of renewable energy systems, the need for small-scale energy storage technology has grown significantly. For grid stability, a pumped storage hydropower system(PSHS) must operate under partial load and frequently switch between turbine and pumping modes.

In this study, we focused on the optimal design for the thermal safety and structural stability of the synchronous motor generator of a 1MW class for small-scale PSHS using Finite Element Method(FEM).

The results showed a sound air cooling system with an average temperature of 96.4 °C for the stationary components and 119.3 °C for the rotating components. In the structural design, the shaft's critical speed(1x) of the novel motor generator was secured with a margin of 190% above the motor generator's runaway speed.

### 1. 서론

최근 재생에너지 보급 확대에 따른 가변적인 재생에너지의 간헐적 발전 특성의 극복 방안으로 상대적으로 환경에 친화적인 소규모 양수발전에 관심이 부각되고 있다.

소규모 양수발전 시스템은 기존의 보나 댐을 이용하는 시스템으로 지역 분산형 에너지 저장장치로서 기후변화에 따른 가뭄과 홍수에 대응할 수 있는 탄소 중립시대에 가장 주목받고 있는 장주기 에너지저장 시스템이다.

현재의 양수발전 시스템은 재생에너지 보급 확대에 따라 양수발전의 운전 패턴이 변화하였다. 단순히 주간 발전, 야간 양수로 운전되지 않고 재생에너지의 잉여 전력 소모 및 긴급 전력 공급을 위해 주간에도 발전-양수 모드 전환 운전 빈도가 잦아지고 있다. 이는 양수발전 시스템의 주기기인 발전 전동기의 높은 내구성을 요구하게 된다<sup>(1,2)</sup>.

본 연구에서는 1 MW 급 소규모 양수발전용 발전 전동기의 기계적 최적 설계를 수행하였다. 에너지저장 중심의 양수발전용 발전 전동기 시스템은 양수, 발전 모드 변환 빈도가 하루에도 잦아 장치의 구조적 안정성과 성능을 동시에 고려해야 한다. 이로 인한 피로 수명을 포함한, 돌극형 회전자 구조적 강도 및 동적 안정성을 위한 임계 속도 해석(Rotor dynamics), 프레임(Frame)의 고유진동수(Reed frequency) 평가를 유한요소법(FEM)으로 시행하였다.

또한, 발전 전동기 시스템 성능의 중요한 인자 중의 하나가 최적 냉각 시스템을 확보하는 것이다. 손실은 열로 변환되며 부족한 열교환은 내구성과 성능에 악영향을 주므로 반드시 원활한 냉각을 이뤄야 한다. 최적 유량을 도출하고 최적 냉각 유로를 설계 목표로 한다. 열적 안전을 위한 최적화된 냉각 설계는 유한요소법(FEM) 해석을 통해 검증하였다.

\* (주)태양전기(Taeyang Electric Co.,Ltd.)

† 교신저자, E-mail : ywhong@taeyange.com

## 2. 본 론

### 2.1 발전 전동기의 설계 순서 및 기본 사양

양수발전용 발전 전동기의 기계 설계는 전자기 설계 기본 사양, 설치될 현장의 조건 및 펌프수차와의 조립 관계를 고려하여 기본적인 배치를 시작으로 설계를 시작한다.

기초 설계 단계에서는 고정자(Stator), 회전자(Rotor), 축(Shaft), 프레임(Frame) 등의 기본적인 부품들을 배치하고, 부품의 기초 치수를 바탕으로 냉각 설계를 진행한다. 냉각 설계의 최적화 진행 시 고정자 외경, 적층 길이 등이 변경될 수 있으므로 전자기 설계와 교차 검증을 거쳐 완료한다. 필요에 따라 열 유동 해석을 병행하여 최적화 냉각 설계를 검증 및 완성한다.

다음으로 회전 부품, 고정 부품의 설계를 진행하며, 필요에 따라 유한요소법(FEM) 해석을 수행하여 구조적 안정성을 확보하고 설계를 완성한다.

Fig. 1에 상기에서 설명한 발전 전동기 설계 프로세스를 나타내었다.

개발 중인 1 MW 급 발전 전동기는 동기식 발전전동기로 돌극형 회전자 구조를 가지고 있다.

Table 1에 작성된 사양은 시스템이 설치될 사업장의 기본

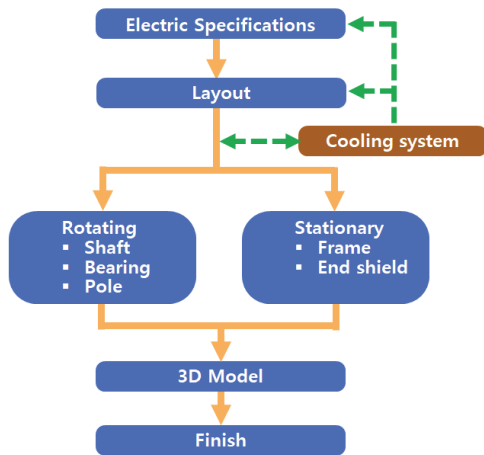


Fig. 1 Design flow

Table 1 Specification of motor generator

Category	Value [ Unit ]	Remark
Rated power	1,130 [ kW ]	@ PF : 0.9
Total loss	45.38 [ kW ]	
No. of Poles	10	
Rated speed	720 [ rpm ]	Runner is directly connected to the motor generator shaft end
Runaway speed	1,090 [ rpm ]	
Weight of runner	940 [ kgf ]	
Mounting	Vertical	

요구 및 해당 발전 전동기의 전기설계 결과를 기본으로 정리하였고, 냉각 설계 및 구조 해석은 정격 회전수인 720 rpm을, 축의 임계 속도 해석은 무구속(Runaway) 회전수인 1,090 rpm을 하중 기준 속도로 하였다.

### 2.2 기본 배치(Layout) 및 냉각 설계

#### 2.2.1 기본 배치(Layout)

Table 1에서의 기본 사양과 권선 코일 엔드, 냉각 팬, 베어링 등을 공간에 배치하여 기초 설계의 디자인을 Fig. 2에 나타내었다.

여기서, 펌프 수차의 러너(Runner) 위치는 시스템이 설치될 사업장 요구에 맞게 설정되어 축의 길이가 반영되었고, 냉각 팬, 베어링 등은 당사의 유사 설계 실적을 기초로 하여 초안을 작성하였다.

#### 2.2.2 냉각 설계

냉각 설계에 따라 적층의 길이(냉각 유로 추가 또는 삭제에 따른 길이 변화), 냉각 팬의 크기 등이 결정되는데, 이는 초기의 설계 디자인에 가장 큰 변화를 준다. 냉각 설계는 전기설계에서의 각 부위별 발열량을 적절한 전열 면적과 냉각 유량을 통해 해소를 시켜야 한다. 이를 위하여, 전기설계를 통한 각 부위별 발열량과 함께 프레임(Frame) 형상, 자연냉각/강제냉각 등 냉각 조건, 열 출입구, 냉각 팬의 성능 등을 고려하여

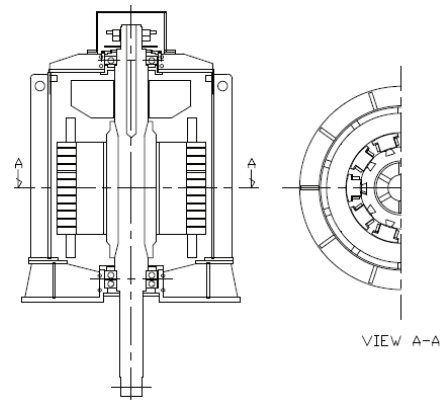


Fig. 2 Basic layout

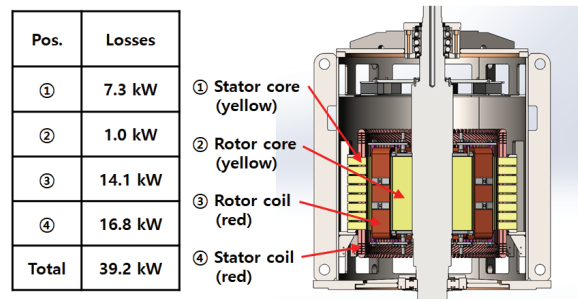


Fig. 3 Heat generation of motor generator parts

정상상태, 과도상태 해석을 통해 냉각 설계를 수행한다<sup>(3)</sup>.

냉각 설계 시 설계기준은 NEMA Class B로 권선의 포화 온도의 상승 폭을 설계 완료 기준으로 하였다<sup>(4)</sup>.

발전 전동기의 발열부와 발열량을 Fig. 3에 나타내었다. 전체 시스템의 총 발열량은 39.2 kW로 전자기 설계에서 산출되었다.

Fig. 4는 발전 전동기의 냉각 유동 흐름을 나타내었다. 개발 중인 발전 전동기는 동기식 발전 전동기로 돌극형 회전자 구조로서 돌극의 자체 회전으로 반경 방향의 유체 흐름(Radial ventilation)이 발생하는데 이를 적절히 응용하면 매우 효과적인 열교환이 가능하다<sup>(5)</sup>.

먼저 냉각 공기의 입출구 온도 차( $\Delta T$ )를 20 °C로 가정하면 필요한 냉각 공기 유량은 1.96 kg/s이며, 체적 유량으로 환산하면 1.6 m<sup>3</sup>/s이다.

$$\dot{Q} = h \cdot A \cdot (T_s - T_f) \tag{1}$$

여기서,  $\dot{Q}$ : 단위 시간당 전달된 열(W)

$h$ : 공정의 대류 열전달 계수(W/m<sup>2</sup> · K)

$A$ : 표면의 열 전달면적(m<sup>2</sup>)

$T_s$ : 재료 표면의 온도(K)

$T_f$ : 주변 유체의 온도(K)

식 (1)에서 사내 자체 설계기준의 냉각 유로 유속을 기준으로  $h$  값을 상정하고, 냉각 공기와 설계 목표인 발전 전동기 표면 온도를 기준으로 고정자(Stator)와 회전자(Rotor)의 냉각 요구면적 계산을 진행하였다. 먼저, 고정자의 필요 전열 면적은 10.46 m<sup>2</sup>으로, 모델링에서 계산된 전열 면적인 6.65 m<sup>2</sup> 외에 추가로 3.81 m<sup>2</sup>의 전열 면적이 요구되었다. 추가로 요구되는 전열 면적을 확보하기 위한 Fig. 4와 같이 고정자 적층 사이에 냉각 덕트를 설계하였다.

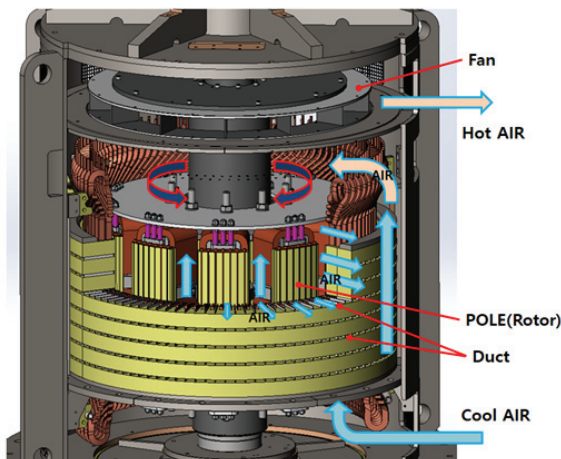


Fig. 4 Schematic cooling passage

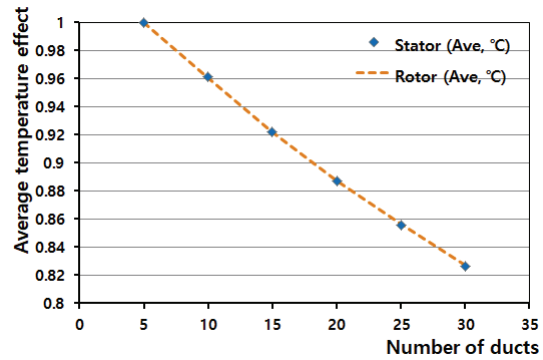


Fig. 5 Average temperature effect according to number of cooling ducts

냉각 설계는 고정자 적층 내의 냉각 덕트 높이/개수에 따라 영향을 받는데, 특히 덕트의 개수에 따른 고정자와 회전자 각각의 평균 온도(Normalized)에 미치는 영향을 Fig. 5에 그래프로 나타내었다.

도시된 바와 같이 냉각 덕트의 수에 따라 거의 선형적으로 정상화된 평균 온도가 낮아지는 것을 확인할 수 있고, 따라서 필요 전열 면적만 확보하도록 덕트 수 선정을 진행하였다.

즉, 냉각 덕트의 전열 면적은 0.63 m<sup>2</sup>으로 필요한 냉각 덕트의 수는 6.1개로 안전 마진을 고려하여 7개의 냉각 덕트를 추가하여 고정자의 냉각 설계를 완료하였다.

다음으로, 회전자의 필요 전열 면적은 4.63 m<sup>2</sup>이며, 모델링에서 계산된 전열 면적은 4.33 m<sup>2</sup>이다. 부족한 전열 면적은 10 % 이하 수준이며, 회전자의 경우는 자체 회전 효과로 상대적으로 유속이 증가하여 충분한 냉각이 가능할 것으로 판단하였고, 이를 검증하기 위해 열 유동 해석을 진행하였다.

### 2.2.3 냉각해석

#### 2.2.3.1 수치해석 및 경계조건

일반적으로 유체의 지배 방정식은 연속 방정식, 운동량 방정식, 에너지 방정식으로 구성되어 있는데, 이를 점성을 가진 유체의 운동을 기술하는 편미분 방정식인 나비에-스토크스 방정식(Navier-Stokes equation)으로 나타낼 수 있다. 수치해석 프로그램은 나비에-스토크스 방정식을 기반으로 한 Ansys CFX(2024 R1 version)를 사용하였고, 난류 모델은  $\kappa$ - $\omega$  SST 모델을 적용하였다<sup>(6)</sup>.

해석에 사용된 각 재료의 물성치는 Table 2와 같다.

Table 2 Properties of materials

	Density [ kg/m <sup>3</sup> ]	Thermal conductivity [ W/mK ]
COIL	8,900	385
CORE	7,650	25
STEEL	7,800	45
Insulation	-	0.25
Air	Incompressible - ideal - gas	

Table 3 Boundary conditions

Periodic condition	36 deg
Velocity of rotation	720 rpm
Inlet	Atmospheric pressure
Outlet	Atmospheric pressure
Cooling fluid	Air, Density : 1.225 kg/m <sup>3</sup>
External structural	Natural convection

모델은 내부 회전자의 회전으로 인한 냉각 유체인 공기의 흐름으로 열교환이 이루어진다. 해석은 정격 회전수인 720 rpm을 기준으로 하였고, 입구와 출구는 대기압 상태이며, 외부는 대류 열전달을 고려하였다. 위 Table 3에 수치해석의 경계조건을 정리하였다.

모델은 회전자, 고정자 파트는 36°의 주기성을 가진 형상으로 Proximity & Curvature 기능을 적용하여 격자를 생성하였다. Fig. 6에 회전자, 고정자의 주기성을 나타내었다.

Fig. 7은 회전자, 고정자의 생성된 상세 격자의 모습을 나타내었고, 격자는 정렬 격자(Structured grid)와 비정렬 격

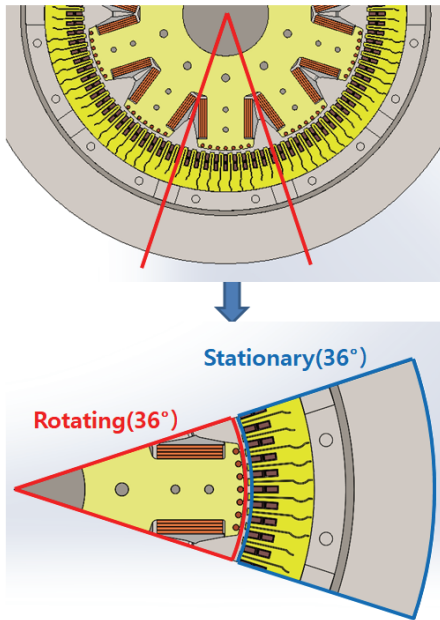


Fig. 6 Symmetry of parts

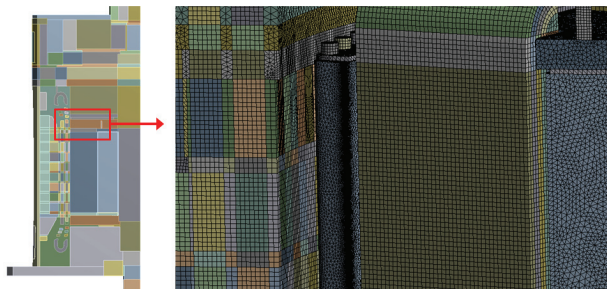


Fig. 7 Generated mesh

자(Unstructured grid)가 혼합되어 총 29,110,346개, 노드의 수는 5,827,854개로 구성하였다. 얇은 부품도 전도 열 전달 해석의 정확성을 확보하기 위해서는, 두께 방향으로 충분한 격자가 필요하므로 최소 5층 이상의 격자가 확보될 수 있도록 구성하였다.

2.2.3.2 냉각해석 결과

Fig. 8에 이후 나타낼 유동장의 속도분포 및 속도벡터 해석결과를 표시하기 위한 섹션 뷰의 각 위치를 나타내었다.

아래의 Fig. 9와 10은 각 섹션의 속도분포를 나타내었다. 냉각 유체의 속도분포에 따르면 각 섹션에서 원활한 순환이 이루어지고 있음을 확인하였고, 회전자 부근의 유속은 예상한 바와 같이 30 m/s 이상임을 확인하였다. 또한, 돌극형 회전자의 회전으로 반경 방향의 유체 흐름(Radial ventilation) 효과에 의해 고정자 적층 사이의 냉각 덕트를 통해 원활한 순환이 이루어지고 있음을 확인할 수 있다.

주요 부품인 고정자 코어(Stator core), 고정자 코일(Stator coil), 회전자 코어(Rotor core), 회전자 코일(Rotor coil)의

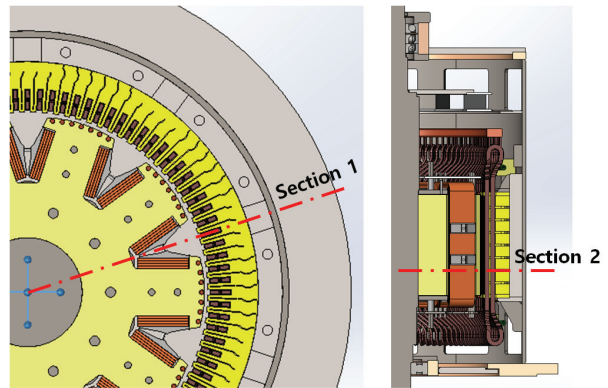


Fig. 8 Section 1, 2

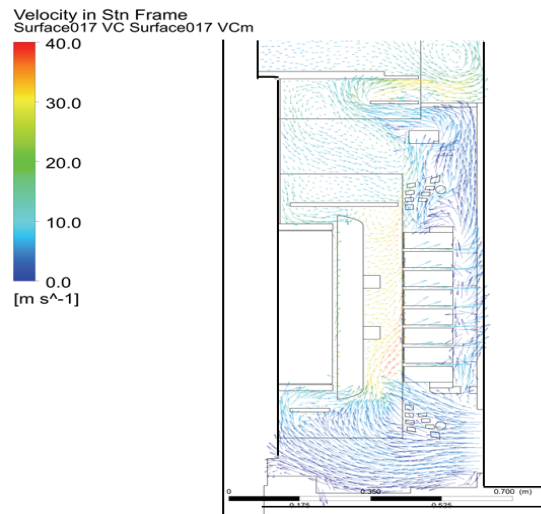


Fig. 9 Velocity distribution(Section 1)

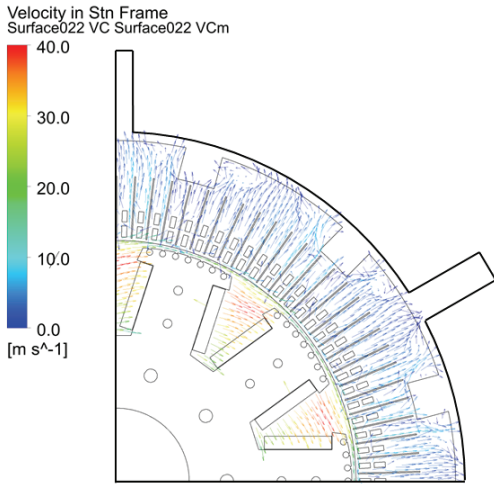


Fig. 10 Velocity distribution(Section 2)

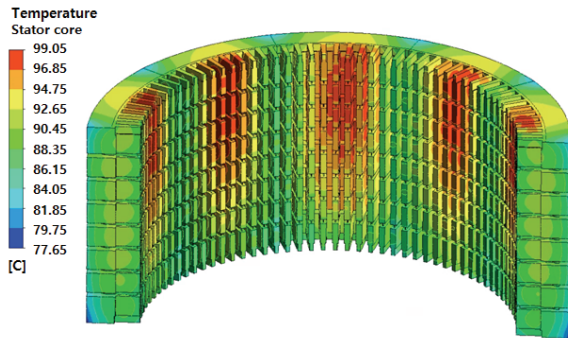


Fig. 11 Temperature distribution(Stator core)

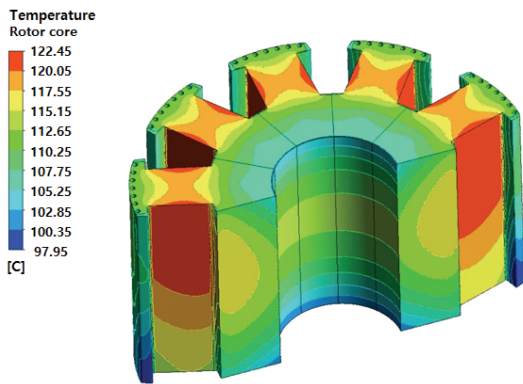


Fig. 12 Temperature distribution(Rotor core)

주위 온도 40 °C 기준으로 정상상태일 때의 최대 온도와 평균 온도를 확인하였다.

Fig. 11, 12에 주요 부품의 온도 분포를 나타내었다. 해석 결과 고정자 파트, 회전자 파트 모두 냉각 유동의 토출구 부근이 온도 상승이 가장 높고 고정자 코어, 코일의 최대 온도는 99.0 °C, 107.8 °C이고, 회전자 코어, 코일의 최대 온도는 122.4 °C, 122.5 °C로 분석되었다.

Table 4에 주요 부품들의 최대 온도와 평균 온도를 정리

Table 4 Maximum and average temperature in steady state

Part	Max temp [ °C ]	Average temp [ °C ]
Stator Core	99.0	92.6
Stator Coil	107.8	96.4
Rotor Core	122.4	114.5
Rotor Coil	122.5	119.3

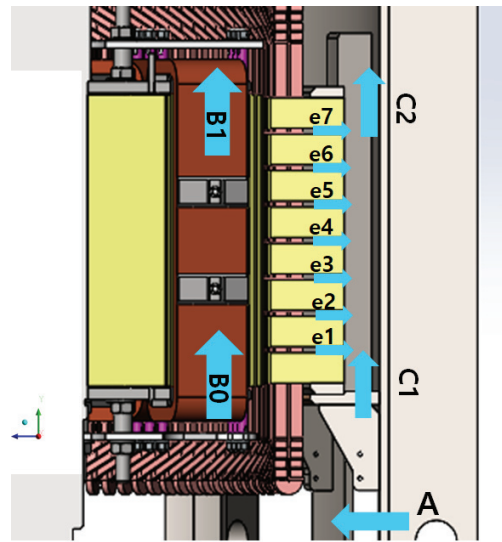


Fig. 13 Cooling passage

Table 5 Flow rate and total flow rate at each section

■ Flow rate			
Position	Rate [ kg/s ]	Position	Rate [ kg/s ]
A	1.982	e4	0.120
B0	1.868	e5	0.114
C1	0.114	e6	0.110
e1	0.140	e7	0.100
e2	0.140	B1	1.012
e3	0.132		
■ Total flow rate			
Position	Rate [ kg/s ]	Remarks	
B0+C1	1.982	A	
C2=C1+e1+e2+e3+e4+e5+e6+e7	0.970	= B0+C1	
B1+C2	1.982	= B1+C2	

하였다. 주위 온도 40 °C 기준으로 NEMA Class B의 허용되는 평균 상승 온도인 120 °C, Hot spot 온도인 130 °C 이내임을 확인하였고, 냉각 설계기준을 만족하였다<sup>(4)</sup>.

Fig. 13은 냉각 유동의 각 위치를 표시하였고, Table 5에 각 위치별 유량 및 합산 유량을 나타내었다. 전체 냉각은 흡입구 기준(위치 A) 1.98 kg/s의 유량으로 냉각 설계기준을 만족하고 있다. 필요 냉각 유량을 충족하는 냉각 팬 사양을 선정하여 냉각 설계를 완료하였다.

### 2.3 회전자(Rotor) 설계 및 동특성 평가

양수발전시스템의 회전자는 안정적인 구동을 위해서 러너를 포함하여 위험속도 평가가 필요하며, 무구속(Runaway) 속도와 충분한 여유가 확보되어야 한다<sup>(7)</sup>.

회전자(Rotor)의 구성은 축(Shaft), 폴(Pole), 스파이더(Spider)로 구성되어 있다. 펌프수차의 러너(Runner)는 축 하부에 직결로 연결된다. 상부에 반 부하(NDE) 베어링은 반경 방향과 축 방향의 하중을 동시에 수용할 수 있는 앵귤러 콘택트 볼 베어링(Angular Contact Ball Bearing)을, 하부의 부하(DE) 베어링은 반경 방향의 하중을 수용할 수 있는 딥 그루브 볼 베어링(Dep Groove Ball Bearing)을 적용하였다. 설계된 회전자의 기본 형상은 Fig. 14의 좌측과 같다.

Fig. 14의 좌측 형상에 대하여 회전축의 진동 모드 해석을 수행하였으며 모델링은 Fig. 14의 우측에 나타난 바와 같이 축 외의 다른 부품들은 질량과 관성모멘트만을 입력하여 모델을 단순화하였다. 그림의 A는 폴과 스파이더, B는 러너, C는 냉각 팬의 위치이다. E, D 부분은 베어링의 위치이며, 강성(Stiffness)은 제조사의 계산 값을 적용하였다.

해석에 사용된 조건을 Table 6에 정리하였다. 평가 기준이 되는 무구속 속도는 1,090 rpm이며, 축의 재질은 SCM 계열의 구조강을 적용하였고, 해석에 사용된 프로그램은 Ansys

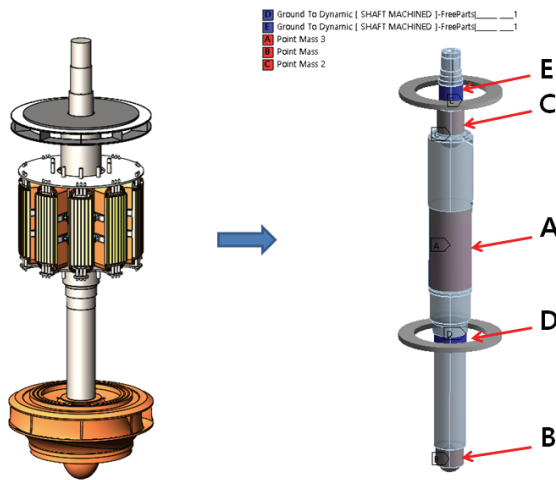


Fig. 14 Modal analysis target

Table 6 Boundary conditions

■ Velocity of rotation	
Rated speed [ rpm ]	720
Runaway speed [ rpm ]	1,090
■ Material parameter of shaft	
Young's Modulus : E [ GPa ]	205
Poisson's Ratio : $\mu$	0.29
Density : $\rho$ [ kg/m <sup>3</sup> ]	7,850

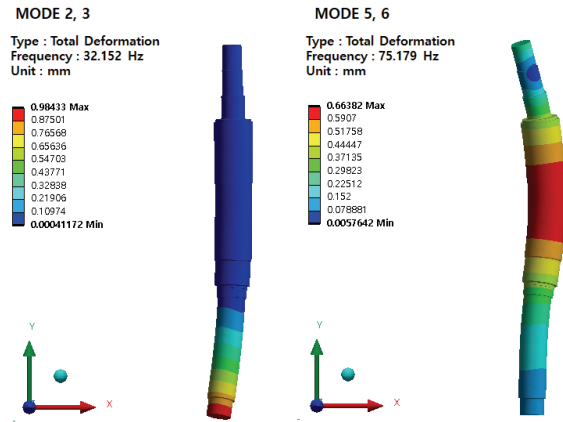


Fig. 15 Bending Mode 2, 3 and 5, 6

Workbench(2020 R1 version)를 사용하였다<sup>(8)</sup>.

진동 모드 해석결과 1차 벤딩 모드는 해석결과에서 모드 2, 3에 해당하고, Fig. 15에 해당 벤딩 모드 형상을 나타내었다. 좌측이 1차 벤딩, 우측이 2차 벤딩 모드이다.

Fig. 16에 회전축의 회전에 따른 공진 여부를 점검하기 위한 캠벨선도(Campbell diagram)를 나타내었다. 여기서 검은색 실선은 회전수에 대한 1x 진동을 나타낸다.

캠벨선도에서 90 Hz 이내의 진동 모드를 표시하였다. 1차 벤딩 모드는 32 Hz, 2차 벤딩 모드는 75 Hz, 비틀림 모드는 64 Hz에서 나타난다.

Table 7에 캠벨선도의 모드 별 진동수 결과를 정리하였다. 회전축의 회전에 따른 동특성 해석은 전동기의 회전수에 따른 nX 주파수와 운전 회전수 범위 내에서 충분한 이격을 가져야 한다. 해석에 따르면 회피해야 할 1차 벤딩 모드의 FW 진동수와 임계 속도(1x)는 32.1 Hz, 2,139 rpm으로 발전 전동기 무구속 회전수인 1,090 rpm으로부터 약 1.9배의 여유가 확보되었다<sup>(9)</sup>.

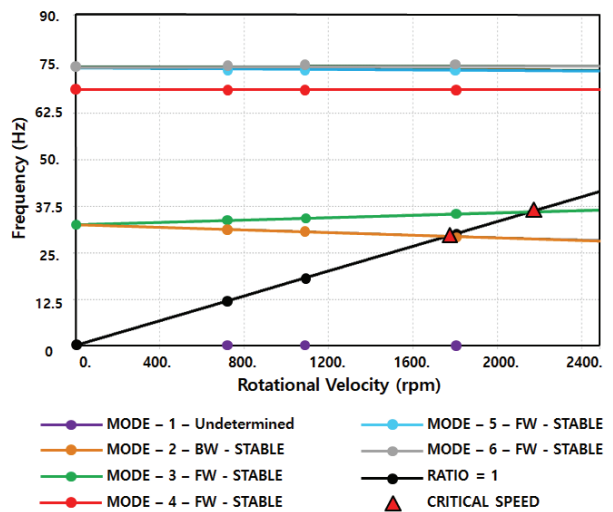


Fig. 16 Campbell diagram

Table 7 Mode frequency

Mode	Whirl Direction	Critical Speed	0. rpm	720. rpm	REMARKS
1	Undetermined	NONE	1.8E-5 Hz	1.8E-5 Hz	
2	BW	1745.4 rpm	32.15 Hz	30.90 Hz	1st BENDING
3	FW	2139.3 rpm	32.15 Hz	33.38 Hz	1st BENDING
4	FW	NONE	64.56 Hz	64.56 Hz	TORSIONAL
5	BW	NONE	75.18 Hz	75.08 Hz	2nd BENDING
6	FW	NONE	75.19 Hz	75.29 Hz	2nd BENDING

Table 8 Boundary conditions

<b>■ Velocity of rotation</b>		
Stress analysis	Runaway speed [ rpm ]	1,090
Fatigue life analysis	Rated speed [ rpm ]	720
<b>■ Material parameter of shaft</b>		
	Pole	Spider
Yield Strength : Y [ MPa ]	400	490
Young's Modulus : E [ GPa ]	206	205
Poisson's Ratio : $\mu$	0.3	0.29
Density : $\rho$ [ kg/m <sup>3</sup> ]	7,600	7,850
<b>■ Loading type(Cycle) : Zero-Based</b>		
<b>■ Mean Stress theory : Goodman</b>		
<b>■ Stress Component : Equivalent(von-Mises)</b>		
<b>■ Contact Type</b>	A : Frictionless / Symmetric	
	B : Frictional / Symmetric	

## 2.4 돌출 극(Salient Pole) 설계 및 구조 안전성 평가

돌극형 회전자는 돌출 극(Salient Pole)을 회전축에 결합하기 위하여 일반적으로 도브테일(Dovetail) 체결 방법으로 설계하는 경우가 많다. 보고된 바에 따르면 해당 부분이 돌극형 발전 전동기에서 구조적으로 가장 취약한 부품으로 이에 대한 응력해석 및 피로 해석이 반드시 필요하다<sup>(10)</sup>.

해석은 Ansys Workbench(2020 R1 version) 프로그램을 사용하여 응력해석은 무구속 속도에서의 원심력을 고려하였고, 피로 해석은 정격 속도에서의 원심력에 대해 응력-수명 방법(SN-Curve)을 이용하였다<sup>(8,11)</sup>.

해석에 사용된 조건을 Table 8에 정리하였다.

폴(Pole)의 구성 요소인 로터 코일(Rotor coil)과 댐퍼 바 등은 질량만 입력하여 모델을 단순화하였다.

Fig. 17에 해석에 사용된 모델을 표시하였다. 그림의 아랫부분이 스파이더, 윗부분이 도브테일을 갖는 폴 부품이며, 도브테일과 스파이더 사이는 키(Key)로 고정된다.

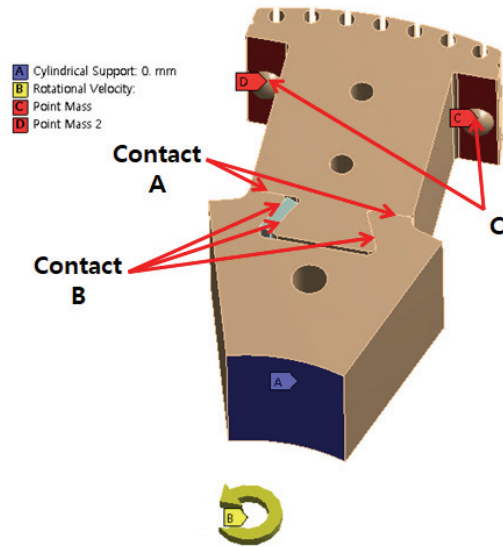


Fig. 17 Geometry of pole with dovetail

도브테일 결합구조에서 볼트, 용접 등의 결합 방법은 고려하지 않았고, 키 결합으로만 구조적으로 연결된다.

Fig. 17에서 Contact A, B는 서로 접촉하는 부위이며, A는 초기 조립 시 접촉되었다가 원심력에 의해 틈이 발생할 수 있는 부분이고, B는 원심력에 의해 마찰저항으로 미끄러짐이 발생할 수 있는 부분이다. 따라서 B 부분은 마찰력에 의한 응력 분석이 필요하여 스틸(Steel) 간의 마찰계수를 입력하였다. 또한, Behavior 설정에서 A, B 접촉면은 유사한 스틸 재질임을 고려하여 symmetric으로 설정하였다.

폴 부품의 양쪽 귀 아랫면(Fig. 17의 C)에 로터 코일과 댐퍼 바 등의 구성 부품들의 질량을 균등 분배하여 해석을 진행하였다.

우선, 무구속 속도에서 원심력에 대한 집중응력을 분석하였다. 도브테일의 기본 치수는 원심 응력에 대한 분석적 방법으로 충분한 안전율을 확보하도록 결정하였고, 집중응력이 나타나는 코너 부위의 형상 반경(R) 값을 변수로 하여 응력해석을 진행하였다.

Table 9는 무구속 속도에서 집중응력이 발생하는 코너 형상 반경(R) 값의 변화에 따른 응력 해석결과이다.

폴 부품의 집중응력이 나타나는 코너의 반경(R) 값은 2 mm부터, 스파이더 부품은 3 mm부터 안전율 2.0 이상이 나타난다.

우선, 정격 속도에서 응력 해석결과로, Fig. 18은 폴 형상에서 목(Neck) 부위의 집중응력을, Fig. 19는 스파이더 형상에서 소켓(Socket) 부위의 집중응력 보여주고 있다.

총래의 양수발전시스템은 1일 주간-발전, 야간-양수로 기계 수명을 30년으로 가정해도 피로 수명이 3만 회 정도면 요구사항을 만족하지만, 서론에서 언급한 것처럼 발전-양수 모드 전환이 빈번함을 고려하여 이론적인 내구 한계 분기점을 설계기준으로 정하여  $1 \times 10^6$  사이클을 만족하는 케이스로 설계를 진행하였다.

Table 9 Stress analysis results(1,090 rpm)

■ Corner of Neck(Pole)			
Fillet R [ mm ]	Stress(von-Mises) [ MPa ]	Yield stress ratio [ % ]	Safety Factor
1	238.39	59.6	1.7
1.5	207.25	51.8	1.9
2	178.76	44.7	2.2
2.5	172.48	43.1	2.3
■ Corner of Socket(Spider)			
Fillet R [ mm ]	Stress(von-Mises) [ MPa ]	Yield stress ratio [ % ]	Safety Factor
2.5	265.21	54.1	1.9
3	240.98	49.2	2.0
3.5	231	47.1	2.1
4	221.76	45.3	2.2

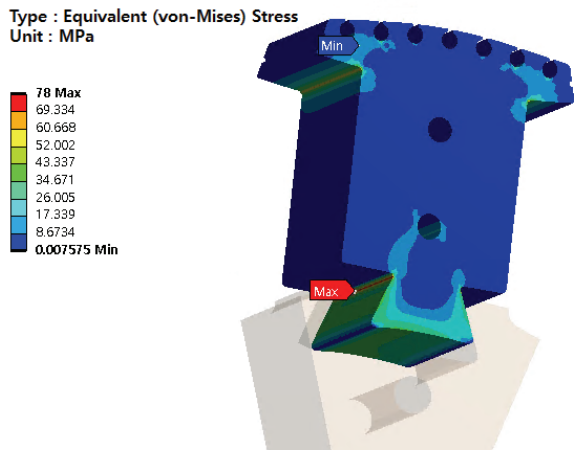


Fig. 18 Concentrated stress of pole

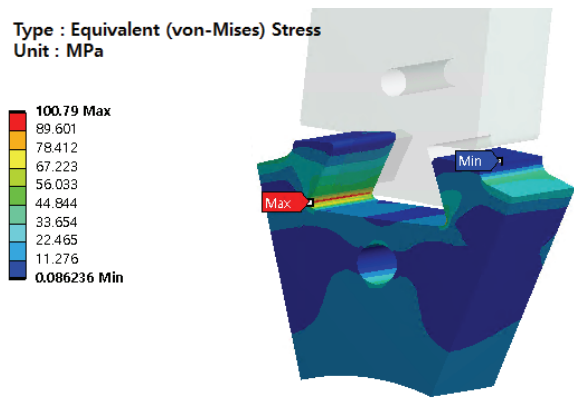


Fig. 19 Concentrated stress of spider

Fig. 20의 SN-Curve에서 응력( $\sigma$ )이 증가할수록 파괴 주기 수(N)는 감소하고, 응력( $\sigma$ )이 감소할수록 파괴 주기 수(N)는 증가하는데, 강과 같은 일부 재료에서 전형적인 그래프를 나타낸다. 실제로 무한한 주기수로 시험을 수행하지는

SN-Curve

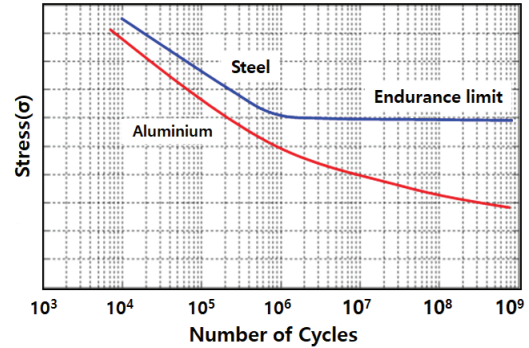


Fig. 20 SN-Curve of aluminium and steel

Table 10 Stress analysis and fatigue life results(720 rpm)

■ Corner of Neck(Pole)			
Fillet R [mm]	Stress(von-Mises) [ MPa ]	Yield stress ratio [ % ]	Stress life [ cycle ] (minimum)
2.0	78	19.5	1.00E+07
■ Corner of Socket(Spider)			
Fillet R [mm]	Stress(von-Mises) [ MPa ]	Yield stress ratio [ % ]	Stress life [ cycle ] (minimum)
3.5	100.8	20.6	8.00E+06

않았지만, 강(Steel)의 경우 이론적인 무한 수명으로  $1 \times 10^6$  주기가 전형적이다<sup>(12,13)</sup>.

피로 해석의 부하 조건을 양수발전의 특성을 고려하여 정지 → 회전 → 정지 → 반대 방향 회전 → 정지까지를 1 사이클로 정의하였다. 그리고, 반대 방향 회전일 때의 추가 해석을 통해 회전 방향과 상관없이 최대 응력 값은 동일함을 확인하였고, 피로 해석의 2 사이클이 위에서 정의한 1 사이클임을 고려하여 평가 기준인  $1 \times 10^6$  사이클의 2배수인  $2 \times 10^6$  사이클을 최소 사이클 기준으로 하여 해석을 진행하였다.

Table 10에 무구속 속도의 응력해석에서 결정된 부품들을 정격 속도에서의 응력해석과 피로 수명 해석결과를 정리하였다.

정격 속도에서의 최대 응력 값도 항복 응력 대비 낮은 응력을 나타내었고, 피로 수명 해석에서 최소 사이클 수는  $2 \times 10^6$  사이클을 초과하였다.

응력해석, 피로 수명 해석결과에서 폴 부품의 코너 반경(R) 값은 2.0 mm, 스파이더 부품의 코너 반경(R) 값은 3.5 mm 이상의 치수에서 부품의 크기, 가공 공차를 고려하여 최종 설계에 반영하였다.

### 2.5. 프레임(Frame), 엔드실드(End shield) 설계 및 구조 안정성 평가

개발 중인 발전 전동기의 경우 수직으로 설치되어 운전되

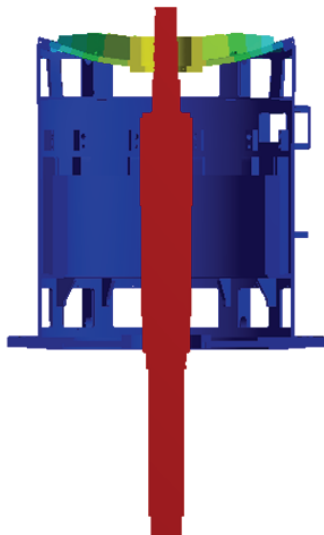
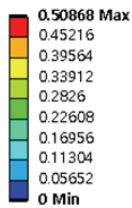
는 상황으로 발전 전동기 운전 시 프레임(Frame)의 진동 주파수(Reed Frequency) 해석을 통하여 수직 배치에 따른 공진 문제가 발생하지 않도록 프레임 구조 등의 강성을 조정하여 설계를 수행하였고, 러너를 포함한 회전체의 전체 중량과 축 방향의 부하가 상부의 반 부하 엔드실드(NDE End shield)에 집중하는 구조로 베어링이 배치되어 반 부하측의 엔드실드의 구조 안정성이 중요하다.

우선 프레임의 공진 여부에 대해서는 NEMA에서 제시하는 수평 방향 변형량을 기준으로 공진 주파수를 계산하는 분석적 방법과 유한요소법(FEM) 해석을 통한 Modal 해석의 2가지 방법으로 이를 동시에 수행하여 그 결과를 상대 비교하였다.

NEMA MG 1에서 제시하는 수평 방향 변형량에 따른 수직 배치 모터의 공진 주파수의 관계식은 다음과 같다<sup>(4,14)</sup>.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{g/\Delta_s} \tag{2}$$

Type : Total Deformation  
Frequency : 41.812 Hz  
Unit : mm



Modal

Fig. 24 Natural Frequency of NDE End shield

- A Point Mass - RUNNER
- B Point Mass - FAN
- C Point Mass - PAKET
- D Point Mass - T-Box B
- E Point Mass - T-Box A
- F Point Mass - T-Box C
- G Rotational Velocity:
- H Fixed Support

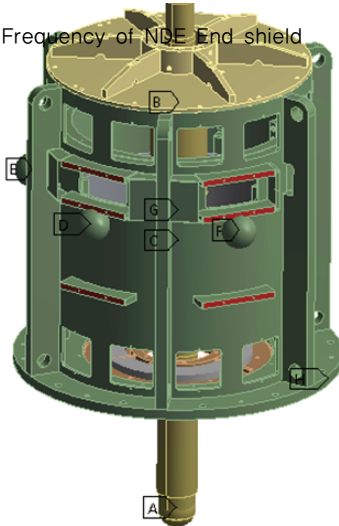


Fig. 21 Geometry of Motor Generator Assy

여기서,  $\Delta_s$  : Static deflection of the motor

$f_n$  : Resonant frequency of the vertical motor

$g$  : gravitational acceleration

NEMA 기준의 분석적 방법에서는 103.9 Hz의 공진 주파수가 계산되었다.

다음으로 프레임, 엔드실드, 회전자의 조립된 상태에서 FEM Modal 해석을 통해 공진 주파수를 분석하였다. 해석을 위해 회전자가 포함된 모델을 Fig. 21처럼 단순화 하였다.

수직형으로 설치되므로 바닥의 플랜지 면의 볼트 부위를 고정하였고, 프레임과 엔드실드의 연결은 실제 조립되는 볼트 부위를 접촉 정의의 bonded 설정으로 연결하였다. 프레임에 고정되는 터미널박스(T-Box)는 3중으로 각각의 질량 값을 입력하였다.

회전자의 샤프트와 엔드실드의 연결은 베어링을 모델링하지 않고, Fig. 22처럼 조인트(joint) 연결의 부싱(bushing) 옵션을 사용하여 베어링의 형체는 없지만, 강제로 인식되도록 연결하였다. 또한, 강성과 모멘트를 조정하여 실제 설계된 베어링 움직임과 유사하게 설정하였다.

상부의 베어링은 엔드실드에 축 방향과 반경 방향으로 구속을 주었고, 하부의 베어링은 축 방향은 자유도를 주었고, 반경 방향으로만 구속하였다. 각 베어링의 강성은 제조사의 계산 값을 반영하였다.

회전자의 회전으로 나타나는 시스템의 진동을 분석하고자 회전자에 포함된 러너, 팬, 로터(폴, 스파이더)는 질량과 관성모멘트를 입력하였고, 샤프트에만 고유진동수를 분석할 구간의 회전 조건을 주었다.

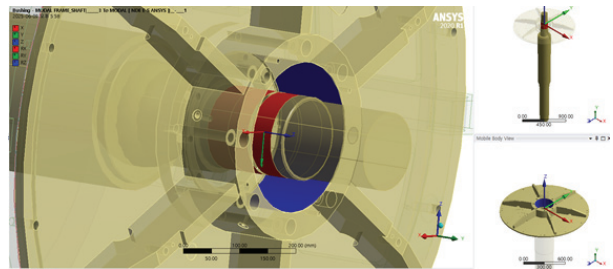


Fig. 22 Connection of shaft and end shield

Table 11 Boundary conditions

■ Velocity of rotation		
Rated speed [ rpm ]	720	
Runaway speed [ rpm ]	1,090	
■ Material parameter of shaft		
	Structural	Shaft
Young's Modulus : E [ GPa ]	206	205
Poisson's Ratio : $\mu$	0.3	0.29
Density : $\rho$ [ kg/m <sup>3</sup> ]	7,800	7,850

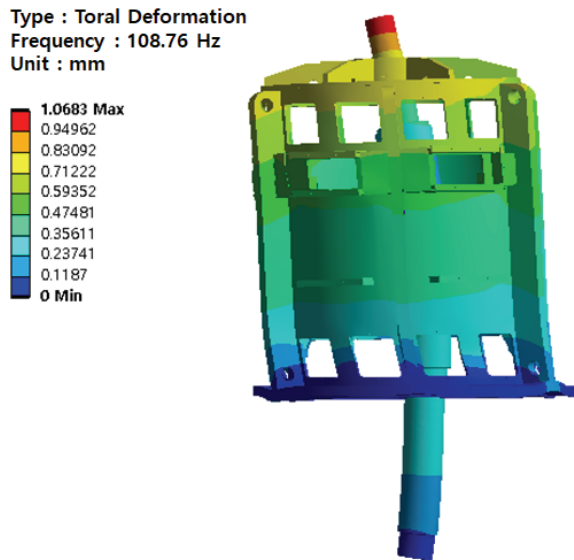


Fig. 23 Reed Frequency of frame

사용된 조건을 Table 11에 표기하였다. 평가 기준이 되는 정격 속도는 720 rpm, 무구속 속도는 1,090 rpm이다.

진동 모드 해석결과로 프레임과 엔드실드의 진동 모드를 분석할 수 있다.

먼저, Fig. 23에 프레임의 진동 모드 영향으로 전체 시스템의 벤딩 형상을 나타내었다. FEM Modal 해석방법으로 얻어진 공진 주파수는 108.8 Hz의 결과를 얻었다. 앞서 NEMA 기준의 분석적 방법으로 구한 주파수와 유사한 결과를 얻었으며, 이를 통하여 NEMA에서 기준으로 하는 1차 모드의 Reed Frequency임을 확인할 수 있다.

이상의 2가지 접근법에서 유사한 결과를 얻었으며, 무구속 회전수인 18.2 Hz에 대하여 충분한 이격도를 확보하여 공진 문제는 발생하지 않는 결과를 얻었다.

다음으로 분석한 전체 시스템의 진동 모드 중 엔드실드에 나타난 진동은 Fig. 24처럼 반 부하 엔드실드의 벤딩 모드 형상으로 나타났다.

앞서 설명한 것처럼 회전자의 중량과 축 방향의 부하가 모두 상부의 반 부하 엔드실드에 집중하는 구조로 베어링이 배치되어 반 부하측의 엔드실드의 공진 여부가 중요하다.

FEM 해석결과 반 부하 엔드실드의 벤딩 모드의 고유진동수는 41.8 Hz로 본 발전 전동기의 정격 회전수인 12 Hz 및 무구속 회전수인 18.2 Hz를 크게 상회하고 있어 공진 문제는 발생하지 않는 결과를 확인하였다.

해석에 사용된 프로그램은 Ansys Workbench(2020 R1 version)를 사용하였다<sup>8)</sup>.

### 3. 결 론

1 MW 급 소규모 양수 발전소용 동기 발전 전동기 최적 설

계 결과는 다음과 같다.

- 1) 냉각 설계는 공랭식 구조로 설계하여 1.98 kg/s 유량으로 고정자 파트는 평균 온도 96.4 °C, 회전 파트는 119.3 °C로 최적화 설계를 완료하였다.
- 2) 회전 파트의 주요 구성품인 축과 폴 부품은 동특성 해석과 결합구조인 도브테일의 피로 수명 해석을 병행하여 축의 임계 속도(Critical speed)(1x)는 발전 전동기 무구속 속도(Runaway speed)로부터 약 1.9배의 여유를 확보하였고, 폴(Pole) 결합구조는 설계기준인  $1 \times 10^6$  사이클 이상을 만족하는 설계를 완료하였다.
- 3) 고정자 파트의 주요 구성품인 프레임은 진동 주파수(Reed Frequency), 엔드실드 부품은 고유 진동수(Natural Frequency)를 분석하여 정격 회전수(Rated frequency)보다 2배 이상으로 충분한 안전율을 확보하는 설계를 완료하였다.

### 후 기

본 연구는 2023년도 중소벤처기업부의 기술개발지원사업과 한국수력원자력(주)의 지원에 의한 연구임(S3395678).

### References

- (1) K. H. Ko and Y. H. Jeon, 2018, "New Renewable Energy Output Volatility and the Need for New Pumped-Storage Power Plant Construction", *Water and Future: Journal of Korea Water Resources Association*, Vol. 51, pp. 20-24.
- (2) Aurelia Rusu-Casandra, Florin Baciuc, Stefan Dan Pastrama, Nicolae Iliescu, 2022, "Elastic-Plastic stress analysis in the pole fixation of an electric generator", *Materials Today: Proceedings* 62 (2022) 2404-2408.
- (3) Payam Shams Ghahfarokhi, Andrejs Podgornovs, Ants Kallaste, Antonio J. Marques Cardoso, Anouar Belahcen, Toomas Vaimann, Oleg Kudrjartsev, Bilal Asad, Muhammad Naveed Iqba, 2022, "Steady-State Thermal Modeling of Salient Pole Synchronous Generator", *Energies* 2022, 15, 9460.
- (4) National Electrical Manufacturers Association (NEMA) MG 1.
- (5) Amedeo Amoresano, Giuseppe Quaremba, Renato Rizzo, Massimo Baret, 2023, "Optimisation of the Cooling System of a Synchronous Generator for Hydroelectric Applications", *AET International Annual Conference*.
- (6) Ansys CFX(2024 R1 version)
- (7) Eduard Egusquiza, Carme Valero, Alex Presas, Xingxing Huang, Alfredo Guardo, Ulrich Seidel, 2016, "Analysis of the dynamic response of pump-turbine impellers. Influence of the rotor", *Mechanical Systems and Signal Processing* 68-69 (2016) 330-341.

- (8) Ansys Workbench(2020 R1 version)
- (9) Gyeong-Bae Kim, 2013, "A Study on the Structure and Rotor Analysis of a High Speed Motor Generator", Dept. of Mechanical Engineering Graduate School, Dong-A University, Busan, Korea.
- (10) Daniel Ludwig, Lars Meier, Stefan Allgeyer, Thomas Hildinger, July 2015, "Bath County –the successful replacement of 6 x 530 MVA motor generator rotors", Proceedings of the Hydrovision International Conference.
- (11) Liangliang Nie, Mengxiao Zhang, Libei Zhu, Jianchao Pang, GeYao, Yunxian Mao, ManChen, Zhefeng Zhang, 2017, "Fatigue life prediction of motor-generator rotor for pumped-storage plant", Engineering Failure Analysis, pp. 8-24.
- (12) Samuel Koechlin, 2015, "FKM Guideline: strengths, limitations and experimental validation", Procedia Engineering 133, pp. 309-319.
- (13) Kaushik Kumar, Hridayjit Kalita, Divya Zindani, J. Paulo Davim, 2019, "Materials and Manufacturing Processes", Materials Forming, Machining and Tribology, Springer Nature Switzerland AG, Gewerbestrasse 11, 6330 Cham, Switzerland, ISSN 2195-0911, ISBN 978-3-030-21065-6, pp. 25-26.
- (14) Edward Chen, Robert Glover, Bryan Evans, 2016, "Using finite element analysis (FEA) to estimate reed frequency of vertical motors for pump applications", Turbomachinery Laboratory, Texas A&M Engineering Experiment Station.