

펄스발전기의 로터다이나믹 설계

Rotordynamic design of Pulsed Generator

김 영 춘*, 박 철 현**, 박 희 주**, 문 태 선**

Yeong-Chun Kim, Chul-Hyun Park, Hei-Joo Park, Tae-Sun Moon

Key Words : rotor(로터), laminated rotor(적층 로터), stiffness(강성), stiffness effect(강성 효과), natural frequency(고유진동수), critical speed(위험속도), pulsed generator(펄스발전기), rotordynamics(회전체 동역학)

ABSTRACT

The support bearing requires high DN to raise specific energy efficiency for the state of the art rotating machine with high speed. Especially for the system has a big rotor(670 kgf) with high speed(about one million DN) such as the pulsed generator, the selection of the bearing and lubrication method are very important. So the study for the critical speed of hollow rotor as well in accordance with high speed rotor and a full analysis are needed for rotor bearing system.

This paper describes the analysis for rotor bearing system of pulsed generator compared with experimental data. The bearing and lubrication method are discussed as well with experimental data.

1. 서 론

최근 고속 회전기계에서는 단위 중량당 에너지 효율을 향상시키기 위해 지지베어링의 DN(diameter rotation speed)을 높게 유지하는게 필요하며 이를 위해 고속으로 운전 된다. 특히 본 펄스 발전기는 이 시스템은 비교적 대형 로터가 고속으로 운전되는 특성에 따라 지지베어링의 선정 및 윤활 방법의 결정이 매우 중요하다. 또한 본 연구의 대상인 펄스 발전기는 3 MJ급으로서 중량(670 kgf) 로터의 고속 회전(약 100만 DN) 운전에 따라 중공 로터를 적용한 위험속도의 검토와, 위험속도를 초과해서 운전이 되게 되므로 로터-베어링 시스템에 대한 충분한 해석 및 검증이 요구된다.

본 논문에서는 펄스발전기용 로터-베어링 시스템의 해석 결과 및 실제 운전을 통한 실험 결과를 함께 비교 검증하고자 한다. 또한 시스템에 사용된 베어링과 윤활 방법에 대하여도 실험 결과와 함께 검토한다.

* 두산중공업(주) 기술연구원
E-mail : yckim123@doosanheavy.com
Tel : (055) 278-3711, Fax : (055) 278-8593

** 두산중공업(주) 기술연구원

1.1 펄스발전기 개요

펄스발전기(Compensated Pulsed Alternator)는 고속으로 회전하는 로터의 운동에너지를 관성에너지의 형태로 저장하였다가 필요시에 대량의 전기에너지를 아주 짧은 시간에 방전하여 강력한 전기 펄스를 출력하는 전원공급 장치이다. 방전 시에는 먼저 필드코일의 회로를 구성하여 수 kA에서 수십 kA정도의 전류를 통하여 자기장을 형성한 후 전기자(armature) 회로와 보상 회로를 구성하여 전기자 회로를 통하여 수 백 kA에서 크기는 수 MA 정도의 대전류 펄스를 수 ms의 짧은 시간동안에 방출한다.

Table1 Specifications of pulsed generator

Item	Specification
- Inertial energy	3 MJ
- Peak voltage / current	5 kV / 50 kA
- Location of armature	Rotating armature
- Rotating speed	7,500 rpm
- Rotor diameter / length	368 mm / 1,900 mm
- Rotor weight	760 kgf
- Bearing type	Rolling bearing
- Diameter rotation speed	1,012,500 mm.rpm

짧은 시간 동안에 펄스발전기로부터 대 전류가 방출될 경우 로터에 큰 진동이 나타나게 된다. 따라서 펄스발전기는 운전 중 전기 및 기계적으로 충분한 신뢰성을 갖출 수 있도록 설계되어져야 한다.

특히 펄스발전기 회로 내에서 발생하는 강력한 전자기력과 회전하는 로터의 회전 원심력에 의한 재료의 내부 응력 및 구조적 특성, 로터-베어링의 동적 특성, 전기 저항에 의해 발생하는 부품의 열적 특성 해석 및 평가, 그리고 이를 고려한 시스템의 설계 및 제작 기법에 관한 기술이 필요하다. 보상펄스발전기의 제작은 매우 어려운 작업이며 고도의 기계 제작 기술과 많은 시간과 노력, 주의를 필요로 한다.

본 논문에서 대상으로 하는 펄스발전기의 사양은 Table1에 나타난 바와 같다.

2. 제한사항 검토

2.1 중공 로터

2.2.1 중공 로터 해석

로터의 직경 368 mm, 적층부 길이 800 mm, 길이 1,900 mm, 축과 적층판의 재질은 SS41, 앵글러콘택트볼베어링 7920C를 기준으로, 베어링 간격 1,000 mm, 강성직경을 190 mm로 가정하여, 중공을 축径의 25, 40, 50, 60, 80 %로 가정하여 해석하였다.

2.1.2 중공 로터 해석 결과

해석 결과는 Table1에 나타난 바와 같이, 중실축의 경우 8,950 rpm 정도이며, 중공의 변화에 따라 8,700~ 8,980 rpm으로 크게 변화하지 않으며, 중공에 의해 발생하는 질량 변화와 강성 변화에 의해 50 %정도의 중공을 뚫었을 경우가 중실축의 경우보다 더 우수한 특성을 보일 수 있음을 확인할 수 있다.

실제 제작시에 직경 54 mm의 중공을 뚫어 사용하였다. 이 중공은 여러 가지로 유용하게 사용될 수 있으며, 본 발전기에서는 Fig.1 에서와 같이 생산된 전기를 외부로 뽑아내기 위한 전극이 위치하는 공간으로 사용되었다.

Table2 Comparison of Calculated critical speeds of hollow & normal shaft

Type	d_hollow / d_shaft	Critical speeds (rpm)		
		1st	2nd	3rd
Shaft	0	8,948.6	21,645.2	32,670.3
Hollow shaft	0.80	8,786.2	21,542.0	41,468.1
	0.60	8,967.2	21,946.1	40,180.2
	0.50	8,979.6	21,905.3	39,458.8
	0.40	8,976.6	21,832.6	38,832.8
	0.25	8,962.6	21,725.6	38,130.8

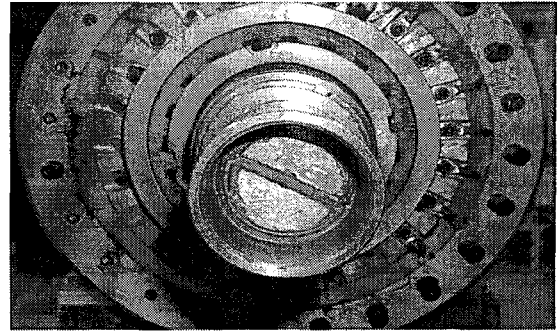


Fig.1 Hollow shaft and electrodes

2.2 고속회전을 위한 윤활장치

이 펄스발전기 로터는 약 670 kg이며, 베어링 지어널 직경이 100 mm이다. 사용된 구름베어링 NU1018M1(FAG)이다. 따라서 볼 피치직경은 약 135 mm이고, 회전수는 7,500 rpm이므로 DN값이 약 100만 정도이라서 매우 고속인 시스템이다. 고속이면서 지지하중이 상당히 크므로 윤활에 매우 주의해야 한다.

고속 회전 볼베어링시스템을 위한 윤활방법으로는 여러 가지 방법이 제안되고 있으나 대체로 오일-제트 급유법, 에어-오일 급유법과 오일미스트 급유법이 많이 사용되고 있다. 본 시스템에서는 오일미스트 급유법을 적용하였고, 오일미스트의 분사를 위해 Fig.2와 같이 노즐시스템을 사용하였다.

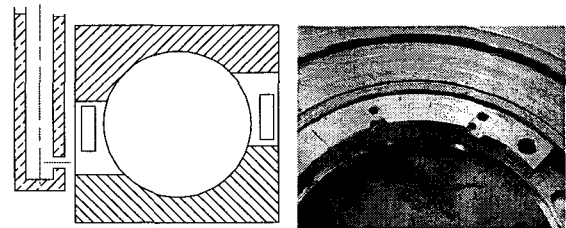


Fig.2 Oil mist injection nozzle system

3. 로터다이나믹 설계

3.1 로터의 모델링

다음 Fig. 3은 해석 및 실험에 사용한 로터-베어링 시스템이다. 로터의 직경 368 mm, 적층부 길이 800 mm, 길이 1,900 mm, 적층판의 재질은 silicon steel, 구름베어링 NU1018M1이다.

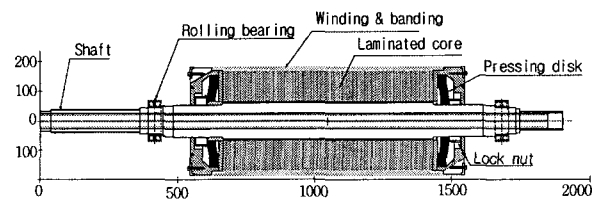


Fig.3 Drawing of rotor-bearing system

Fig.4는 해석을 위한 로터의 모델링 그림이다.

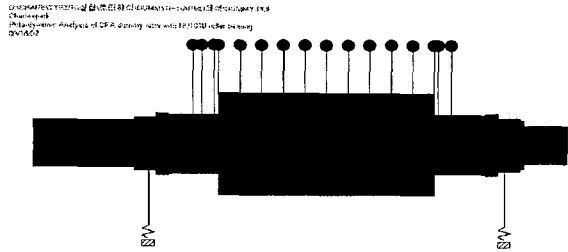


Fig.4 Modeling of rotor-bearing system

적층판은 압착력에 따른 강성 효과와 부가질량의 효과로 나누어져 강성효과는 기본 축의 강성의 증가에 기여한다고 가정하고, 질량효과는 부가질량으로 가정하였다. Kim[1]의 결과를 도입하여 계산하였다.

권선 및 복합재 밴딩은 강성효과는 거의 없다고 가정하였고, 질량효과만 있는 것으로 가정하여 계산하였다. 실제 실험치와 오차가 발생할 여지가 있는 부분이다.

해석은 유한요소법을 적용하였으며, 축의 단 부분, 원판부 등에서 절점을 잡고 축의 각 요소를 강체 원판요소, 일정분포의 관성과 탄성을 갖는 축요소, 베어링 요소 등으로 분해하여 해석하였다.

2.2 해석

적층압력에 따른 Kim[1]의 등가 직경의 개념을 도입 수치해석을 통하여 해석을 수행하고, 이 결과를 로터의 고유진동수 실험 결과와 비교하고, 이를 토대로 로터다이나믹 해석을 수행하여 베어링 강성에 따른 위험속도의 변화를 계산한다. 또한 실제 사용할 베어링의 강성 및 감쇠를 계산하고 이를 적용하여 실제 위험속도 해석을 수행하였다.

해석은 2가지 경우에 대하여 실시하였다. 첫째로 권선과 복합재 밴딩이 없는 상태의 적층로터에 대하여 해석을 실시하고, 둘째로 권선과 복합재 밴딩이 있는 상태의 로터를 해석하였다. 복합재 밴딩에 대하여 강성효과를 규명하기가 곤란하여 우선 부가 질량으로만 계산을 실시하고 실험치와의 차이로부터 강성효과를 규명하고자 한다.

유한요소 해석시 총 39개의 요소를 사용하였으며, 로터의 전체 길이는 1,900 mm, 질량은 670 kg이다. 해석에 사용한 코드는 ARMD(Advanced Rotating Machinery Dynamics, RBTS Inc.) V5.0G1이다. 해석 결과는 실제 충격 가진 실험 결과로부터 검증하였다.

2.3 해석 결과

Kim[1]의 결과를 토대로 200 tons 가압하였을 때의 실험 결과를 이용하여 해석한 결과를 살펴보면 압착에 의한 영향의 정도($\Delta\%$)가 약 20 %정도이므로 이를 적용하여 해석을

수행하여 그 결과를 서로 비교하였다.

$$\Delta\% = \frac{\text{등가직경} - \text{기본축경}}{\text{적층판외경} - \text{기본축경}} \times 100 \quad (1)$$

해석결과는 Fig.5 ~ Fig.7에 나타난 바와 같으며, NU1018M1 (FAG Bearing Co.) 구름베어링의 강성은 ARMD V5.0G1의 COBRA 모듈을 이용하여 계산한 결과 약 1×10^9 N/m로 나타났다.

모델링시 압착력의 효과는 Kim[1]의 결과를 수용하고, 본 로터의 끼워맞춤시 간섭량 +0.05 mm를 고려하기 위해 미설치 로터(free-free rotor)를 해석하여 그 결과와 미설치 로터에 대한 고유 진동수 측정 실험을 통해 보정하였다. 보정 결과 상기 간섭량에 의한 강성효과($\Delta\%$)는 10 %정도로 나타났다. 설치 로터 해석시에는 이를 모두 고려하였다.

2.2.1 적층로터 해석 결과

Fig.5의 위험 속도 선도(critical speed map)와 Fig.6의 캠벨 선도(Campbell diagram)로부터 이 로터의 1차 고유진동수는 109 Hz, 2차 고유진동수는 293 Hz로 계산되었다.

해석 결과를 보면 강체모드가 나타나지 않고 굽힘모드가 처음부터 나타나는 것은 베어링의 강성이 거의 축의 강성에 가깝기 때문이다. 만약 베어링의 강성이 1×10^8 N/m 정도이면 강체모드가 나타날 것으로 보인다.

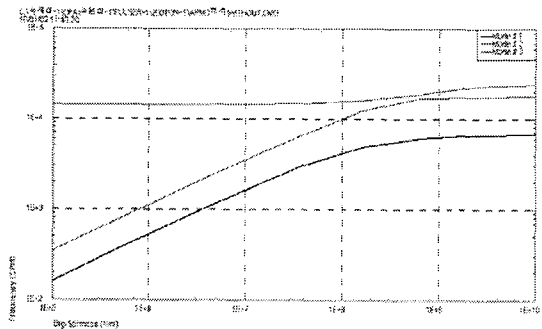


Fig.5 Undamped critical speed map (no banding)

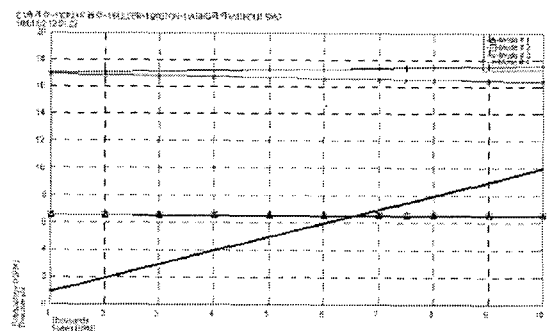


Fig.6 Campbell diagram (no banding)

2.2.2 복합재 적층로터 해석 결과

Fig.7의 위험 속도 선도와 Fig.8의 캠벨 선도로부터 이 로터의 1차 고유진동수는 107 Hz(Fig.9), 2차 고유진동수는 290 Hz(Fig.10)로 계산되었다. 해석 결과를 보면 역시 강체모드가 나타나지 않고 굽힘모드가 처음부터 나타나는 것은 베어링의 강성이 거의 축의 강성에 가깝기 때문이다.

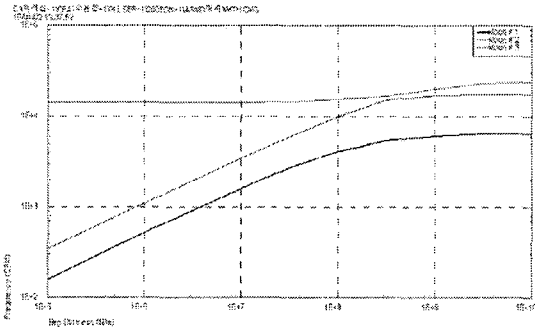


Fig.7 Undamped critical speed map (with banding)

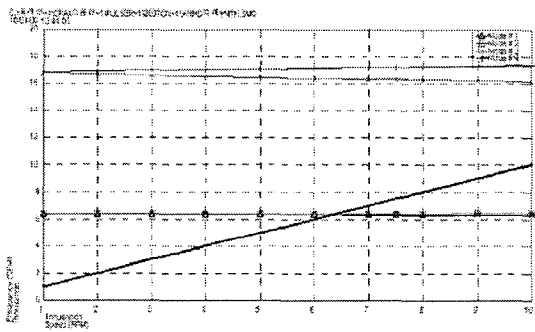


Fig.8 Campbell diagram (with banding)

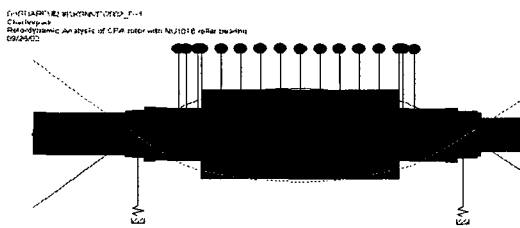


Fig.9 Mode shape (1st bending mode @6,397rpm)

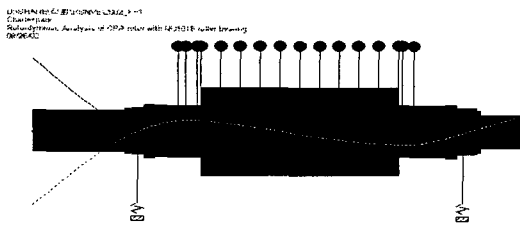


Fig.10 Mode shape (2nd bending mode @17,376rpm)

불평형 응답 선도는 벨런싱 후의 남은 잔류 불평형질량을 기준으로 계산한다. 벨런싱은 고속 회전기계에 적용하는 기준인 G2.5를 적용하여 잔류 불평형량을 계산하고 이를 중앙부에 위치시키고 회전시킨다. 계산결과는 Fig.7에 나타난 바와 같이 공진주파수에서 중심부의 진동이 최대 0.3 mm p-p 정도로 계산되었다.

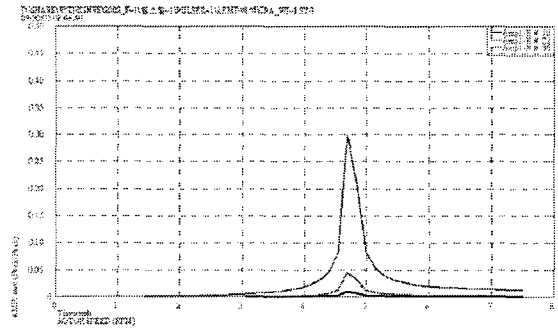


Fig.11 Unbalance response

Table 3 Calculated natural frequencies

Case	Natural frequencies, Hz	
	1st	2nd
Without banding	109.2	292.8
With banding	106.6	289.6
Difference	2.6	3.2

3. 실험

3.1 고유진동수 측정

적층된 로터의 고유진동수 측정은 2채널 주파수 분석기(2-ch. FFT Analyzer, HP-35670A)를 사용하였다. 실험은 미설치로터의 경우 천정크레인을 이용해 섬유재 고정구로 허공에 매달아서 적당한 위치에 가속도 센서(accelerometer, B&K 4393)를 부착하고, 충격해머(Impact Hammer, PCB 086C20)로 타격하여 그 응답을 분석기에서 처리하여 고유진동수를 확인하였다. (Fig.12, Fig.13)

설치로터의 경우 설치될 베어링 하우징을 베어링부에 장착

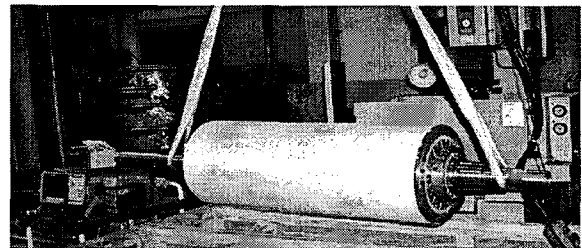


Fig. 12 Bump test of free-free rotor (with banding)



Fig. 13 Bump test of installed rotor

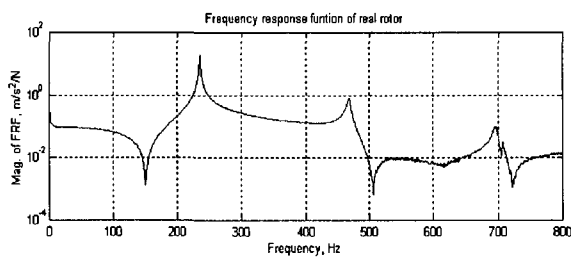


Fig. 14 FRF plot of free-free banded rotor

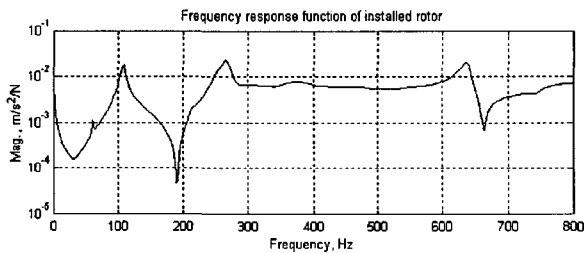


Fig. 15 FRF plot of installed banded rotor

Table 4 Comparison of calculated & measured natural frequencies

Case \ Frequency	Natural frequencies, Hz	
	1st	2nd
Calculated freq.	106.6	289.6
Measured freq.	107.5	265.0
Error (%)	0.8	9.1

하고 제 위치에 설치하여 적절한 위치에 센서를 부착하고 충격헤머로 타격하여 미설치 로터시와 같은 방법으로 실험을 수행하였다.

Fig.14는 200 tons 가압된 미설치 로터(*free-free rotor*)의 FRF (frequency response function) 선도이다[1].

Fig.15은 설치된 로터(*installed rotor*)의 고유진동수 실험결과인 FRF 선도이다. 실험 결과는 Table4에 나타난 바와 같으

며, 1차 고유진동수는 89 Hz, 2차 고유진동수는 264 Hz로 나타났으며, 해석 결과와 비교적 잘 일치하였다.

Fig.13은 실험장치에 적층된 로터를 설치한 후 고유진동수를 측정하는 사진이다.

4. 결론

복합재 적층로터의 고유진동수 실험 및 해석 결과로부터 다음과 같이 결론을 내린다.

- 1) 적층된 로터에서 적층판의 압착력 변화에 따라서 고유진동수가 변화하며, 복합재를 이용 밴딩된 로터의 경우 고유진동수가 큰 폭으로 증가함을 보인다.
- 2) 복합재 밴딩로터의 경우 압착력에 의한 강성 효과와, 복합재 밴딩에 의한 강성효과 모두를 고려해야 하며, 본 로터의 경우 밴딩의 효과는 약 2 ~ 3% 정도로 추정되었다.
- 3) 두 효과를 고려한 해석이 실험 결과와 비교적 잘 일치하며, 설치 후에 대한 해석 결과와 실험 결과도 잘 일치한다.
- 4) 적층된 로터의 경우 고속회전을 위해서는 적층판을 압착과 복합재 밴딩을 적용함으로써 적절한 강성으로 유지할 수 있을 것으로 사료된다.
- 5) 향후 밴딩에 의한 효과와 끼워맞춤의 효과를 정량적으로 평가하기 위한 연구도 추진될 예정이다.

참 고 문 헌

- (1) 김영춘 외, 2002, “적층된 로터에서 적층판 압착력의 강성효과,” 한국소음진동공학회 춘계학술대회, pp.565~568
- (2) 김영춘 외, 2002, “대전력 펄스발전기 설계에 관한 연구,” 대한전기학회 하계학술대회, B권, pp.633 ~637
- (3) C. W. Lee, 1993, *Vibration Analysis of Rotor*, Kluwer Academic Publishers.
- (4) D. Childs, 1993, *Turbomachinery Rotordynamics Phenomena, Modeling, & Analysis*, John Wiley & Sons
- (5) K. G. McConnell., 1995, *Vibration Testing - theory & practice*, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- (6) T. Wildi , 1997, *Electrical Machines, Drives, and Power Systems*, 3rd edition, Prentice Hall.
- (7) Ehrich, F. F., 1992, *Handbook of Rotordynamics*, 2nd Edition, McGraw Hill, NY
- (8) Rao, J. S., 1983, *Rotor Dynamics*, John Wiley & Sons, NY
- (9) Rao, S. S., 1990, *Mechanical Vibration*, Addison- Wesley Publishing Co.
- (10) API, 1996, *An Introduction to Lateral Critical and Train Torsional Analysis and Rotor Balancing*, Tutorial on the API Standard Paragraphs Covering Rotor Dynamics and Balancing, API Publication 684