韓國精密工學會 2003年度 春季學術大會

# 적층로터의 강성 변경을 위한 적층판 압착력의 영향

김영춘*, 박희주 (두산중공업 기술연구원), 김경웅(한국과학기술원)

# Effect of lamination pressing force for stiffness variation of a laminated rotor

Y.C. Kim, H. J. Park (R&D Center, Doosan Heavy Industries & Construction Co., LTD)
K. W. Kim (Mech. Eng. Dept., Korea Advanced Institute of Science and Technology)

## ABSTRACT

Rotating machines are widely used in industrial world and especially motor and generator take up much part of it. As for this kind of motor and generator, electrical loss due to eddy current is the very important factor and that is also a primary factor causes heat generation. To solve this kind of problem like the above, insulated laminating silicon steel sheet is used to prevent eddy current effect. Laminated rotor is widely used as rotating shaft of motor and generator. Due to that, electrical loss and heat problem can be solved but designer meets another problem. In general, most of the motor and generator can be normally operated under 3,600 rpm because they are designed to have the first critical speed more than that speed. But nowadays, they should be operated more than the first critical speed as usual with the trend of high speed, large scale and high precision in industrial world. The critical speed can be determined from the inertia and stiffness for the rotor and bearing of rotating systems. The laminated rotor stiffness can be hardly determined because it can be derived a lot factors for instance rotor material and shape, lamination material and shape, insulation material, lamination force and so on.
In this paper, the change of the natural frequency of the motor was examined with the change of the lamination force as an experimental method and design criteria will be presented for motor & generator designer, who can apply the result of numerical analysis with equivalent diameter scheme with ease.

**Key Words** : Rotor(로터), Laminated rotor(적층된 로터), Stiffness(강성), Stiffness effect(강성 효과), Natural frequency(고유진동수), Critical speed(위험속도), Equivalent diameter(등가 직경)

## 1. 서론

대부분의 산업현장에서는 많은 종류의 회전기기를 사용하고 있으며, 그 중 전동기(motor)나 발전기(generator) 등의 전기기계가 차지하는 영역은 매우 넓다고 하겠다. 이러한 전동기 및 발전기 등은 특성상 와전류(eddy current) 에 의한 전기적인 손실 문제가 중요한 손실 요소이며, 또한 열발생 등의 여러 가지 문제를 야기하는 요인이다.

이러한 문제를 해결하기 위해 와전류가 많이 발생할 수 있는 부분에는 절연된 규소강판(silicon steel sheet)을 적층하여 사용하고 있다. 특히 전동기나 발전기의 회전축에 적층된 형태의 로터를 많이 사용하게 되며, 이로 인해서 전기적인 손실이나 열 발생 등의 문제는 해결될 수 있으나, 로터 설계자는 새로운 문제에 봉착하게 된다.

일반적으로 전동기나 발전기 등의 전기기계는 3,600 rpm 이하의 회전속도로 운전이 되기 때문에 대부분의 경우 1차 위험속도가 그 이상이 되도록 설계하여 운전하기 때문에 큰 문제가 되지 않았으나 최근 산업의 발전에 따라 고속, 대형화, 고정밀화가 요구되고 있어 1차 위험속도(critical speed) 이상에서 운전되는 경우가 점차 증가하고 있다.

로터와 베어링으로 구성된 회전계는 로터와 베어링의 관성 및 강성 특성으로부터 위험 속도가 결정되어지며, 이 때 기본 축과 적층된 적층판으로 구성된 적층된 로터는 그 강성이 로터의 재질, 형상, 적층판의 재질, 형상, 절연층, 적층압력, 끼워 맞춤

정도 등 여러 가지 인자들에 의해 결정되기 때문에 해석 등의 방법으로 결정하기 어렵다.

본 논문에서는 이러한 여러 가지 인자들 중 쉽게 변화가 가능한 적층압력 즉, 적층판(laminated plate)의 압착력(pressing force) 변화에 따른 로터의 고유진동수(natural frequency) 변화에 대하여 실험을 통해 규명하고, 등가 직경(equivalent)의 개념을 도입 수치해석을 통하여 이들 결과로부터 상관관계를 정량적으로 평가하여 설계자 들이 쉽게 적용할 수 있도록 계산 기준을 제시하고자 한다.

## 2. 모델링 및 해석

### 2.1 모델링

다음 Fig. 1은 해석 및 실험에 사용한 로터이다. 기본축(shaft) 외경 130 mm, 적층판 내경 130 mm, 적층판 외경 340 mm, 적층부 길이 800 mm, 총길이 1,900 mm 이며, 축과 적층판의 재질은 SS41이다.

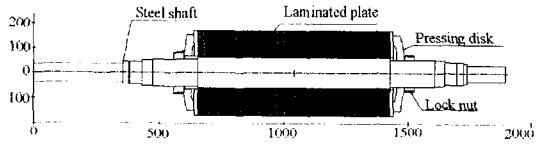


Fig.1 Model rotor

Fig.2는 해석을 위한 로터의 모델링 그림이다.

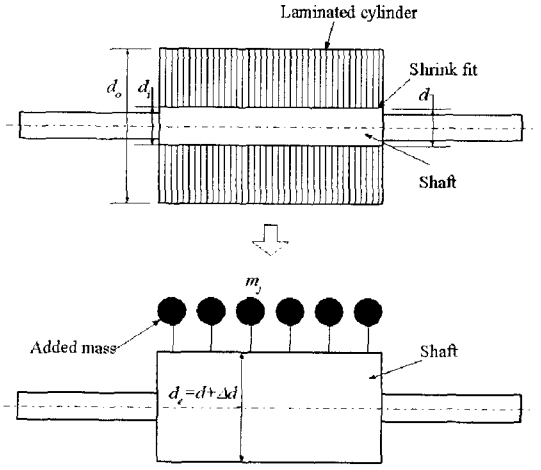


Fig.2 Modeling of rotor

where, $d$ Basic shaft diameter (mm)

$d_i$ Lamination inside diameter (mm)

$d_o$ Lamination outside diameter (mm)

$\Delta d$ Assumed shaft diameter increment by additional stiffness (mm)

$m_j$ Additional mass (kg)

$d_e$ Equivalent diameter ( $d_e = d + \Delta d$ ) (mm)

$f_n$ Natural frequencies (Hz)

적층판은 압착력에 따른 강성 효과(stiffness effect)와 부가질량(additional mass)의 효과로 나누어져 강성효과는 기본 축경의 증가로 작용하여 강성의 증가에 기여한다고 가정하고, 질량 효과는 부가질량으로 가정하였다.

해석은 유한요소법(FEM, finite element method)을 적용하였는데 이는 각종 기계, 구조물 등의 정적, 동적 해석에 널리 이용되는 방법 중의 하나이다. 유한요소법을 이용한 회전축계의 해석은 여러 가지 방법이 있으나, 여기서는 축의 단 부분, 원판부 등에서 절점을 잡고 축의 각 요소를 강체 원판요소(rigid disk), 일정분포의 관성과 탄성을 갖는 축요소(flexible beam), 베어링 요소(bearing) 등으로 분해하여 해석한다.

실제 로터를 해석하기 전에 기본 축을 모델링하여 해석한 후 모드 실험을 통하여 계측된 고유진동수와 비교하여 모델링 및 경계조건 등을 결정한 후 적층된 로터에 대하여 해석을 수행하였다. 적층판으로 구성된 가상 원통이 기본 축에 결합되어 있는데, 이 결합에 의해 기본 축의 강성에 가상원통의 강성 효과가 추가되고, 질량은 부가질량으로 작용된다고 가정하였다.

따라서 실제 해석은 추가된 강성효과를 동일한 강성을 갖는 축경, 즉 기본 축의 축경의 증가로 가정하고, 그 축에 부가 질량을 해당 요소에 부가하는 방법으로 해석을 수행하였다.

### 2.2 해석

해석의 목적은 등가 직경의 개념을 도입 수치해석을 통하여 해석을 수행하여, 이 결과를 적층판의 압착력 변화에 따른 로터의 고유진동수 변화 실험 결과와 비교하고, 이 결과로부터 고유진동수 변화와 적층판 압착력과의 상관관계를 정량적으로 평가하여 전동기나 발전기 설계자 들이 쉽게 적용할 수 있도록 계산 기준을 제시하는 것이다. 따라서 실제 해석은 추가된 강성효과를 동일한 강성을 갖는 축경, 즉 기본 축의 축경의 증가로 가정하고, 그

축에 부가 질량을 해당 요소에 부가하는 방법으로 해석을 수행하였다.
유한요소 해석시 총 39개의 요소를 사용하였으며, 로터의 전체 길이는 1,900 mm, 질량은 642 kg이다. 해석 결과는 실험결과로부터 압착력의 정량적 효과를 산정하기 위한 것으로 직경을 기준으로 $\delta_a$ = 2, 5, 10, 15, 20, 30, 40, 50 % 경우에 대하여 직경 증가를 고려하였고, 등가 직경을 제외한 적층원통의 나머지 부분은 부가질량으로 처리 하였다.

$$\delta_a = \frac{(d_e - d)}{d} \times 100 \qquad (1)$$

여기서, $\delta_a$ Incremental ratio of shaft diameter (%)
Table 1은 등가 직경에 대한 해석 결과이며, 해석 방법 및 모델링은 적층되지 않은 기본 축의 실험 결과로부터 검증하였다.
해석은 ARMD S/W(ARMD V5.01G, RBTS Inc.)를 사용하였다.

Table 1 Calculated natural frequencies

| $\delta_a$ (%) | Calculated natural frequencies($f_n$,Hz) | | |
|---|---|---|---|
| | 1st | 2nd | 3rd |
| 2 | 155.1 | 276.0 | 465.8 |
| 5 | 160.6 | 284.1 | 479.3 |
| 10 | 168.9 | 298.0 | 500.7 |
| 15 | 176.2 | 312.2 | 520.8 |
| 20 | 182.5 | 326.7 | 539.8 |
| 30 | 192.4 | 355.9 | 576.0 |
| 40 | 199.4 | 383.6 | 612.1 |
| 50 | 204.3 | 407.9 | 650.3 |

## 3. 실험

### 3.1 실험 장치

Fig. 1, Fig. 3에서 보는 바와 같이 적층된 로터의 적층실험은 적층판 압착력을 최대 250톤까지 변화가 가능하도록 고안하였다.

적층로터 조립방법은 다음과 같다. 먼저 적층원통 양끝에 균일한 가압을 위한 원판과 접시스프링(belleville spring)을 각각 장착한 다음 유압력을 이용하여 적층원통과 함께 압착한다. 그 다음 압착된 적층원통의 내경에 기본축을 삽입하고 잠금 너트를 이용하여 조인 다음 유압력을 제거하면 Fig. 1과 같이 적층 로터가 완성된다.
다음 Fig. 3은 적층판 압착 실험장치 사진이다.
강철 원판과 지지 기둥, 가압 봉으로 구성된 지그에 유압잭(250 tons/ 700 bar)을 이용하여 가압하며, 가압력은 로드셀(max. 300 tons)을 통해서 측정된다. 실험에 사용된 로터는 Fig.1에 나타난 바와 같이 실험을 위해 사전에 조립되었으며, 축과 적층판 구멍 간의 간섭 량은 -0.01 mm이다.

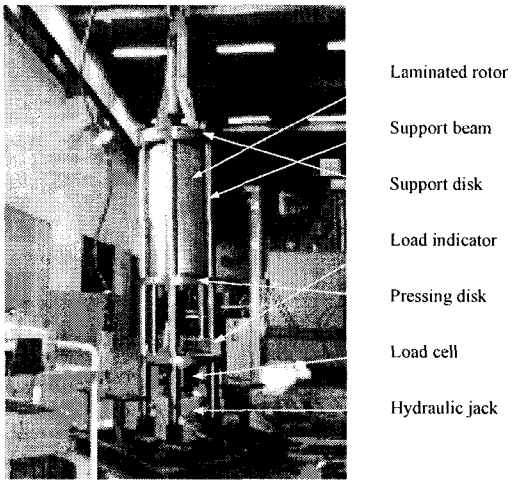


Fig.3 Lamination pressing jig

### 3.2 고유진동수 측정 실험

적층된 로터의 고유진동수 측정 실험은 Fig. 4와 같이 실험 장치를 구성하여 실험을 실시하였다. 진동 분석은 2채널 주파수 분석기(2-ch. FFT Analyzer, HP-35670A)를 사용하였다. 실험은 적당한 위치에 가속도 센서(accelerometer, B&K 4393)를 부착하고, 충격해머(Impact Hammer, PCB 086C20)로 타격하여 그 응답을 분석기에서 처리하여 고유진동수를 확인하였다.

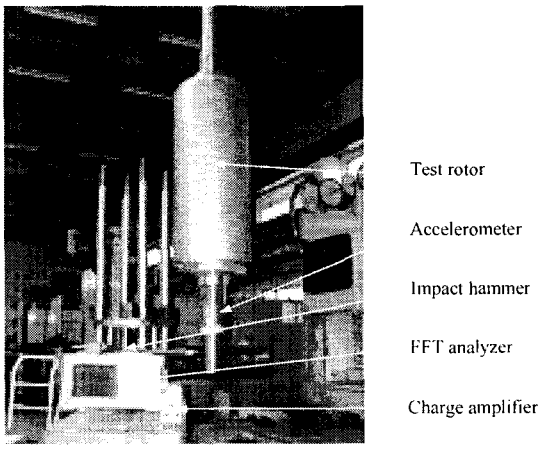


Fig. 4 Experimental setup

실험은 압착력을 5, 10, 20, 40, 60, 80, 100, 150, 200 tons 로 각각 가압하여 측정을 실시하였다.

Fig. 5 ~ Fig. 13은 각각의 FRF 선도이다.

압착력이 증가함에 따라 고유진동수도 상승하는 것을 볼 수 있으며, 100 tons 이상에서는 그 증가율이 둔화되는 경향을 보이고, 50 tons 까지는 비교적 증가율이 높은 경향을 보인다.

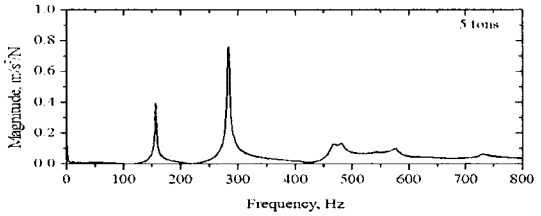


Fig. 5 FRF of rotor (pressing force: 5 tons)

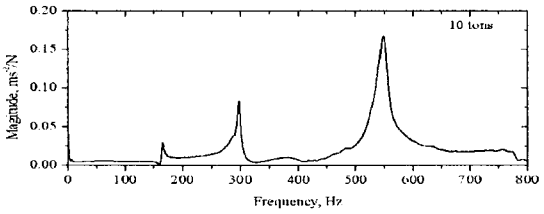


Fig. 6 FRF of rotor (pressing force: 10 tons)

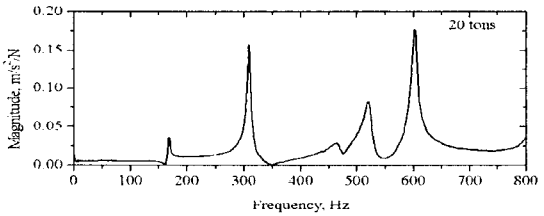


Fig. 7 FRF of rotor (pressing force: 20 tons)

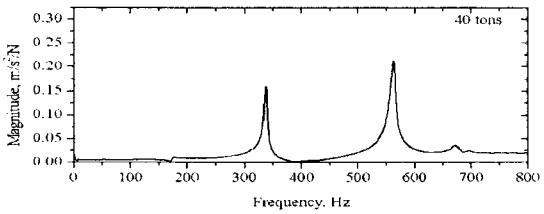


Fig. 8 FRF of rotor (pressing force: 40 tons)

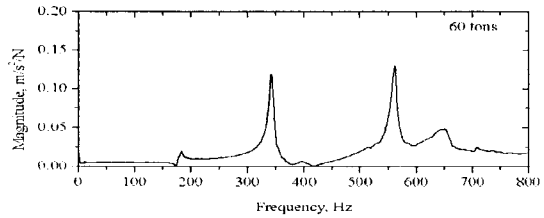


Fig. 9 FRF of rotor (pressing force: 60 tons)

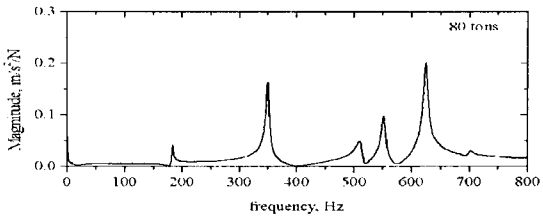


Fig. 10 FRF of rotor (pressing force: 5 tons)

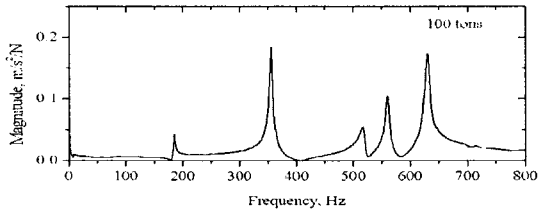


Fig. 11 FRF of rotor (pressing force: 100 tons)

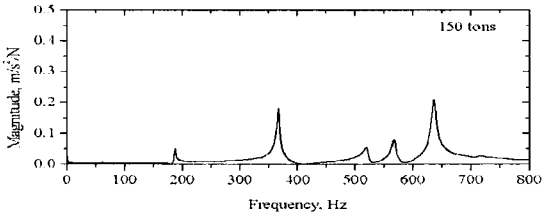


Fig. 12 FRF of rotor (pressing force: 150 tons)

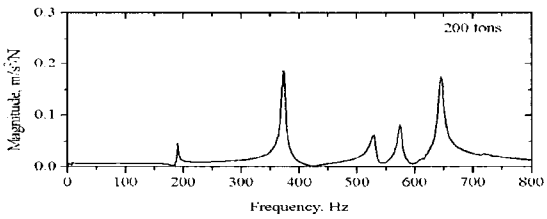


Fig. 13 FRF of rotor (pressing force: 200 tons)

Table 2 Measured natural frequencies

| $F$ (t) | $P$ (N/m$^2$) | Measured natural frequencies | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 1st | $\delta_a$ | $\delta_b$ | 2nd | $\delta_a$ | $\delta_b$ | 3rd | $\delta_a$ | $\delta_b$ |
| 5 | 6.33E5 | 157.0 | 3.0 | **1.9** | 283.5 | 4.8 | **3.0** | 479.0 | 5.0 | **3.1** |
| 10 | 1.27E6 | 166.5 | 8.5 | **5.3** | 297.5 | 9.8 | **6.1** | 518.0 | 14.3 | **8.9** |
| 20 | 2.53E6 | 169.0 | 10.0 | **6.2** | 308.5 | 13.7 | **8.5** | 535.0 | 18.7 | **11.6** |
| 40 | 5.06E6 | 177.0 | 15.6 | **9.7** | 338.0 | 23.9 | **14.8** | 546.0 | 21.7 | **13.4** |
| 60 | 7.59E6 | 184.0 | 21.5 | **13.3** | 342.0 | 25.2 | **15.6** | 548.0 | 22.3 | **13.8** |
| 80 | 1.01E7 | 184.5 | 22.0 | **13.6** | 351.0 | 28.3 | **17.5** | 552.0 | 23.4 | **14.5** |
| 100 | 1.27E7 | 186.0 | 23.5 | **14.5** | 357.0 | 30.4 | **18.8** | 561.0 | 25.9 | **16.0** |
| 150 | 1.90E7 | 188.0 | 25.6 | **15.8** | 367.0 | 34.0 | **21.0** | 568.0 | 27.8 | **17.2** |
| 200 | 2.53E7 | 190.0 | 27.6 | **17.1** | 374.0 | 36.3 | **22.5** | 575.0 | 29.7 | **18.4** |

$$\delta_b = \frac{(d_e - d)}{(d_o - d)} \times 100 \qquad (2)$$

여기서, $\delta_b$ Rate of influence of pressing force effect (%)

$F$ Pressing force (tons)

$P$ Pressing pressure ($N/m^2$)

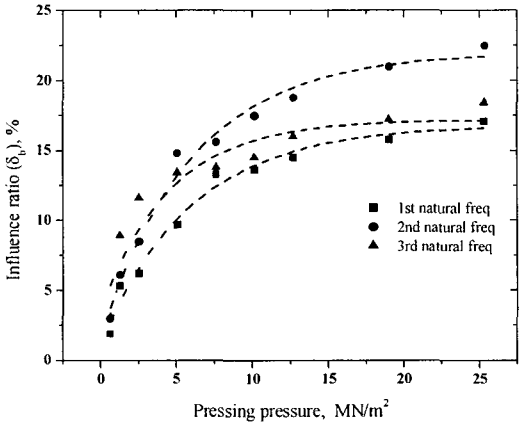


Fig. 14 Rate of influence of pressing force effect

Table 2와 Fig. 14의 결과를 살펴보면 압착력에 의한 효과는 상대적으로 2차 모드에 많은 영향을 미치며, 1차 모드가 가장 영향을 적게 받은 것으로 판단된다. 영향의 정도($\delta_b$)는 5 tons(0.6 MPa)은 약 2~3 % 정도이고, 10 tons(1.3 MPa)에서는 5~9 % 정도의 영향을 받는다.

적층판으로 구성된 적층로터에서 압착력을 계속 증가할 경우에 대해 추정해보면 최종 한계 값에 수렴할 것으로 보이며, 한계치는 적층판 직경차이 ($d_o - d_i$)의 20 % 정도이고, 10 MPa 압력에서 약 14 % 정도를 고려한다.

실제의 경우 적층판이 절연피막으로 코팅이 되어 있기 때문에 피막이 손상되지 않을 적절한 압력 조건이 되도록 압착력의 범위를 결정하는 것이 필요할 것이다.

## 4. 결론

이상의 결과로부터 적층 로터 적층판 조립시 압착력 변화에 따른 로터의 고유진동수 변화에 대하여 다음과 같이 결론을 얻었다.

1) 적층된 로터에서 적층판의 압착력 변화에 따라 시 고유진동수가 변화한다.
2) 압착력에 의한 고유진동수 변화는 어떤 경향을 가지며 증가하고, 계속 압착력을 증가시킬 경우 한계 값에 수렴할 것으로 보인다.
3) 압착력에 의한 효과는 2차 모드에 상대적으로 영향을 많이 미치며, 1차 모드가 가장 영향을 적게 받은 것으로 판단된다. 영향의 정도($\delta_b$)는 5 tons(0.6 MPa)은 약 2~3 % 정도이고, 10 tons(1.3 MPa)에서는 5~9 % 정도의 영향을 받는다.
4) 적층판으로 구성된 적층로터의 압착력으로 인한 강성효과의 한계치는 적층판 직경차이($d_o - d_i$)의 20 % 정도이며, 1 ~ 10 MPa 압력 범위에서 효과가 약 4 ~ 14 % 정도로 나타나므로 위험속도 조절을 위해서는 적절한 범위로 보인다.
5) 실제의 경우 적층판이 절연피막으로 코팅이 되어있기 때문에 피막이 손상되지 않을 적절한 압력 조건이 되도록 압착력의 범위를 결정하는 것이 필요할 것이다.

이 결과가 적층로터를 사용하는 발전기 또는 전동기를 설계하는 설계자들에게 유용하게 쓰일 수 있기를 기대한다.

## 참고문헌


1. K, G. McConnell, Vibration Testing - theory & practice, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1995.
2. C. W. Lee, Vibration Analysis of Rotor, Kluwer Academic Publishers, 1993.
3. D. Childs, Turbomachinery Rotordynamics Phenomena, Modeling & Analysis, John Wiley & Sons, 1993.
4. T. Wildi , Electrical Machines, Drives, and Power Systems, 3rd edition, Prentice Hall, 1997.
5. F. F. Ehrich, Handbook of Rotordynamics, 2nd Edition, McGraw Hill, NY, 1992.
6. J. S. Rao, Rotor Dynamics, John Wiley & Sons, NY, 1983.
7. S. S. Rao, Mechanical Vibration, Addison- Wesley Publishing Co., 1990.
8. J. H. Walker. G. J. Rogers, R. L. Jackson, Pressing and clamping laminated cores, Proc. of IEE, Vol. 111, No. 3, 1964, pp. 565~577.