

VCR DRUM ASSEMBLY에 적용한 오일윤활 빗살무늬 저어널 베어링 해석

강경필*, 임운철**, 성기로***

*연세대학교 대학원

**연세대학교 기계공학과

***(주) LG 전자

ABSTRACT

A numerical analysis is performed about the static and dynamic characteristics of the oil-lubricated herringbone-grooved journal bearing which has circular groove profile. Some tests of jitter and W/F measurements are carried out to verify the performance of the newly designed drum assembly.

Key words : 드럼 조립부(Drum Assembly), 안정성(stability), 지터(jitter), 와우플러터(W/F)

1. 서 론

본 연구는 VCR의 고화질, 저 소음, 소형 경량화 추세에 따라 기존의 헤드 드럼에 사용되는 볼 베어링을 저어널 베어링으로 대체함으로써 드럼의 소형화를 목적으로 수행되었다. 그러나 일반적인 플레인 저어널 베어링을 적용할 경우 수직형 회전체에 회전 불안정 현상[1]이 발생하기 쉽다. 따라서 이러한 불안정성을 억제하기 위해 빗살무늬 저어널 베어링을 적용할 경우의 타당성을 고찰하였다.

빗살무늬 저어널 베어링에 대한 연구는 국내에서도 상당한 관심을 갖고 진행되어 왔으나 여전히 가공의 어려움이 난제이며, 이론적 해석[2-5]에 비하여 실험 자료는 빈약한 실정이다.

본 연구에서는 빗살무늬홈 가공을 위하여 기존의 에칭 방법 외에 원주 방향으로 배열된 다수의 불을 이용하여 베어링 표면에 홈을 가공하는 방법을 채택하여 홈의 단면 형상 고찰, 이에 따른 최적 형상을 수치 해석을 통하여 선정하였다.

수치 해석 방법으로는[6] 홈수와 단면을 고려하기 위해 검사 체적에 대한 질량유량 보존 법칙을 사용하여 지배 방정식을 만든 후 이를 유한차분법으로 저산하였다.

이를 바탕으로 설계된 드럼 조립부를 제작하여 지터(jitter), 와우 플러터(W/F), 헤드 궤적 등의 성능 시험을 수행하였다.

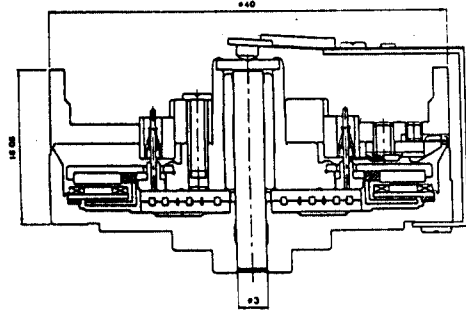


Fig.1 Schematic of the drum assembly

2. 해석

2.1 지배 방정식

Fig.2는 해석하고자 하는 빗살무늬 저어널 베어링을 절단한 모양이며 8개의 홈을 가지고 있다. 이러한 대상에 레이놀즈 방정식을 적용하여 유한차분법을 적용할 경우 유막의 두께가 홈에서 급

변하기 때문에 해의 수렴성이 저하되므로 Fig.3에서와 같은 검사체적에 대해 질량유량 보존 법칙을 적용하여 새로운 지배 방정식을 구성하였다.

지배 방정식 유도 과정은 참고문헌[6]의 상세한 설명을 참조하도록 하고 최종식만을 간략히 설명하면 다음과 같다.

압력 P 와 유막두께 H

$$P = P_s + \frac{\partial P}{\partial X} \delta X + \frac{\partial P}{\partial Y} \delta Y + \frac{\partial P}{\partial \bar{X}} \delta \bar{X} + \frac{\partial P}{\partial \bar{Y}} \delta \bar{Y},$$

$$H = \gamma + \epsilon_s \cos(\bar{\theta} - \phi_s) + \delta X \sin \bar{\theta} + \delta Y \cos \bar{\theta}$$

(1)

를 포함하는 ζ 및 η 방향에 수직한 방향으로의 질량유량 M_{ζ_n} , M_{η_n} 에 대해 Fig.3에 나타난 검사체적의 폭 $\Delta \zeta/2$ 와 $\Delta \eta/2$ 를 갖는 각단면을 통과하는 질량유량은

$$Q_{\zeta_n} = M_{\zeta_n} \frac{\Delta \zeta}{2 \sin \beta}, \quad Q_{\eta_n} = 2\pi \frac{D}{L} M_{\eta_n} \frac{\Delta \eta}{2} \quad (2)$$

이며, 이를 질량유량 보존 법칙에 적용하면 다음과 같은 지배 방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} & Q_{\zeta_{n-1}} + Q_{\zeta_{n+1}} - Q_{\zeta_{n-1}} - Q_{\zeta_{n+1}} \\ & + Q_{\eta_{n-1}} + Q_{\eta_{n+1}} - Q_{\eta_{n-1}} - Q_{\eta_{n+1}} \\ & = \sigma \left(\frac{\Delta \zeta_- + \Delta \zeta_+}{2} \right) \left(\frac{\Delta \eta_- + \Delta \eta_+}{2} \right) \frac{\partial H}{\partial \tau}. \end{aligned} \quad (3)$$

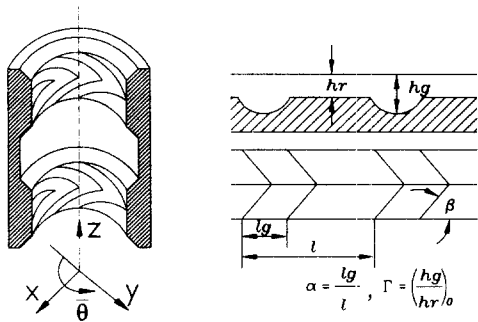


Fig. 2 Schematic of Herringbone-grooved journal bearing with circular-profile grooves and definitions of bearing parameters.

(α : groove width ratio, β : groove angle,

Γ : groove depth ratio for concentric position)

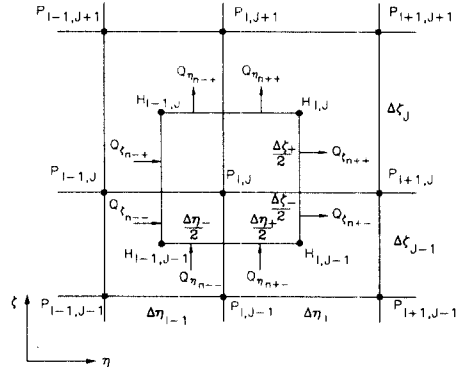


Fig.3 Grid system of transformed domain for mass flux balance.

식(3)은 준평형상태; δX , δY , $\delta \bar{X}$ 및 $\delta \bar{Y}$ 를 포함하는 5가지의 식으로 구성되며, 이를 풀기 위한 경계 조건으로는 주기 조건, 레이놀즈 경계 조건과

$$\frac{\partial P}{\partial X} = \frac{\partial P}{\partial Y} = \frac{\partial P}{\partial \bar{X}} = \frac{\partial P}{\partial \bar{Y}} = 0 \quad \text{at } \zeta = 0,$$

$$Q_{\eta_n} = 0 \quad \text{at } \zeta = 1, \quad (4)$$

를 사용하여 계산하였다.

2.2 안정성 판별 해석

질량이 m 인 회전체의 운동 방정식은 회전체의 질량중심 좌표를 R_x , R_y , 베어링의 반발력을 F_x , F_y 라 할 때 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m \frac{d^2 R_x}{dt^2} &= F_x, \\ m \frac{d^2 R_y}{dt^2} &= F_y. \end{aligned} \quad (5)$$

베어링의 반발력 F_x , F_y 는 식(3)의 계산 결과들을 식(6), (7)과 같이 적분하여 구한 강성 계수와 감쇠 계수를 이용하여 표현한다.

$$\begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} = - \int \int \begin{bmatrix} \sin \bar{\theta} \\ \cos \bar{\theta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial p}{\partial x} & \frac{\partial p}{\partial y} \end{bmatrix} R d\bar{\theta} dz, \quad (6)$$

$$\begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} = - \int \int \begin{bmatrix} \sin \bar{\theta} \\ \cos \bar{\theta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial p}{\partial x} & \frac{\partial p}{\partial y} \end{bmatrix} R d\bar{\theta} dz. \quad (7)$$

평형 회전 위치를 R_{xs} , R_{ys} 라하고 미소외란에 의해 δx , δy 의 변위가 발생했을 경우 회전체의 위치는

$$R_x = R_{xs} + \delta x, \quad R_y = R_{ys} + \delta y \quad (8)$$

이 되며 무차원 속도변수 $M_a^2 = Cma^2/F$ 를 도입하면, 식(5)는 다음과 같이 정리된다.

$$M_a^2 \begin{pmatrix} \delta \ddot{X} \\ \delta \ddot{Y} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} C_{XX} & C_{XY} \\ C_{YX} & C_{YY} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \delta \dot{X} \\ \delta \dot{Y} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} K_{XX} & K_{XY} \\ K_{YX} & K_{YY} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \delta X \\ \delta Y \end{pmatrix} = 0 \quad (9)$$

식(9)의 homogeneous 해를 다음과 같이 가정하면

$$\begin{pmatrix} \delta X \\ \delta Y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \delta X_h \\ \delta Y_h \end{pmatrix} \exp^{i \bar{\Omega}_{cr} t} \quad (10)$$

무차원 불안정 시작속도(dimensionless onset speed), $(M_a^2)_{cr}^2$ 는 다음의 두 식에 의해 구할 수 있다.

$$(M_a^2)_{cr}^2 \bar{\Omega}_{cr}^2 = (C_{xx}K_{yy} + C_{yy}K_{xx} - C_{yx}K_{xy} - C_{xy}C_{yx}) / (C_{xx} + C_{yy}), \quad (11)$$

$$\bar{\Omega}_{cr}^2 = (((M_a^2)_{cr}^2 \bar{\Omega}_{cr}^2 - K_{xx})(M_a^2)_{cr}^2 \bar{\Omega}_{cr}^2 - K_{yy}) - K_{xy}K_{yx} / (C_{xx}C_{yy} - C_{xy}C_{yx}), \quad (12)$$

3. 결과 및 고찰

원호홈 빗살무늬의 최적 형상 조건은 작은 편심율에서 홈폭비(α)와 꺾임각(β) 변화에 대해 유막내의 반경방향힘이 최대로 발생할 경우를 기준으로 선정하였으며, 이외에 강성 계수, 감쇠 계수 등을 계산하여 안정성을 플레인 베어링과 비교 검토하였다.

Fig.4는 편심율 0.1에서 홈폭비와 꺾임각 변화에 대한 반경방향힘을 보여준다. 특히 홈폭비가 증가할수록 최대 반경방향힘이 발생하는 꺾임각은 작아지고 있으며, 이때의 홈깊이비를 계산해 보면 공통적으로 2.5였다. 이 그림에서 최대 반경방향힘은 홈폭비 0.25, 꺾임각 28deg., 홈깊이비 2.5의 형상 조건에서 발생하며, 기존의 직각홈 빗살무늬

베어링의 최적 형상이 홈폭비 0.5, 꺾임각 33deg., 홈깊이비 2.1인데 비해 상당한 차이가 있다. 이는 원호홈 및 가공조건 차이에 의해 발생하는 차이이다.

Fig.5는 안정성 영역을 나타내는 지도로 활용될 수 있는데, 빗살무늬홈을 가공하였을 경우 편심율이 작아질수록 안정 영역이 넓어지며 플레인 저어널 베어링을 사용할 경우에 비해 안정성 면에서 유리함을 보여준다. 이러한 장점 때문에 회전 정밀도가 요구되는 부하가 작거나 수직형인 회전체에 빗살무늬 저어널 베어링을 적용하려는 사례가 늘고 있다.

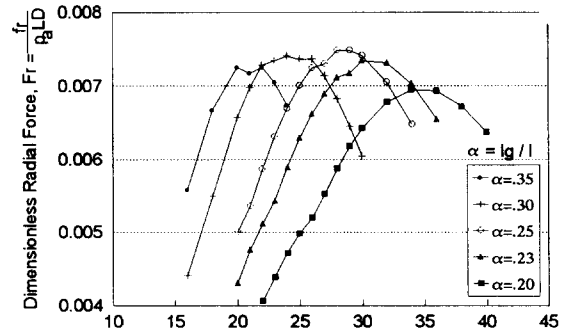


Fig. 4 The effect of the groove angles on radial force for various groove width ratios when $\epsilon = 0.1$ and $\Lambda = 1.6$.

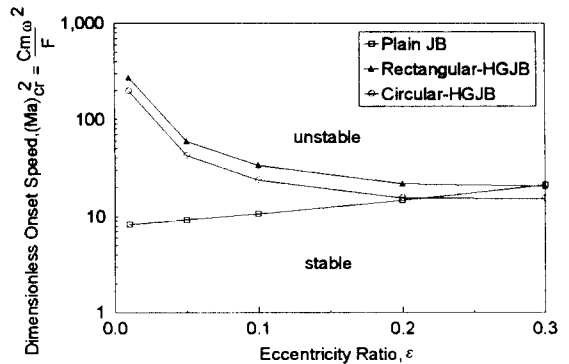


Fig. 5 Stability map for various bearing types for $L/D=1$.

Fig.6에서 Fig.10까지는 기존의 볼베어링이 장착된 드럼조합부와, 앞선 계산 결과를 토대로 가공된 동압베어링이 적용된 드럼 조합부를 이용하여 성능을 비교한 시험 결과이며, 시험조건으로는 간극 $4\mu\text{m}$, 축지름 3mm , $L/D=1$ 의 베어링에 대해 PML81 오일을 사용하였으며 회전속도는 1800rpm 이다.

Fig.6은 헤드가 테이프상에 그리는 궤적을 측정 한 결과인데, $4\mu\text{m}$ 이하의 선형성을 유지하고 있으며 설계 허용치 내의 수치이다.

Fig.7과 8은 회전 방향으로의 회전 안정성을 확인하기 위하여 지터(Jitter)를 측정한 결과를 보여 준다. 기존의 드럼조합부에서는 0.23%의 지터값이 나왔으며 새로운 드럼조합부에서는 0.3%의 값을 얻었다. 이는 실용 한계 내의 수치이며 전반적으로 기록/재생시 헤드가 읽어 내는 신호의 출력이 안정적으로 나오는 것을 확인하였다. 특기할 만한 것은 Fig.7의 지터 스펙트럼에서는 볼베어링의 자전주기인 52Hz peak성분이 보이나 동압베어링에서는 보이지 않는다. 한편 지터는 주로 드럼 모터의 제어 특성 및 테이프와 헤드 드럼의 상호 작용에 의존하는 값이며, 특히 최근에 주로 사용하는 소프트웨어 서보 알고리즘을 사용하는 경우에는 소프트웨어의 성능에 많이 좌우되는 값이다.

Fig.9와 10은 W/F 스펙트럼을 나타내며, 볼베어링을 사용했을 경우 0.011%인 반면 동압베어링을 사용하였을 경우 0.018%의 수치를 보였다.

이외에도 소음 실험, 소비 전류 실험 등이 행해졌으며 개선의 여지가 있으나 실용화에는 문제가 없는 수준이다. 특히 소음의 경우 볼베어링을 사용한 경우 38dB 의 수치가 나온 반면, 동압베어링을 사용한 경우 37.5dB 로 1800rpm 에서는 별 차이가 없으나 앞으로 고속 회전 드럼을 개발할 경우 볼베어링의 회전 소음은 큰 문제로 등장할 것이며, 이 때 개선 방안으로서 동압베어링으로의 전환은 불가피할 것으로 보인다.

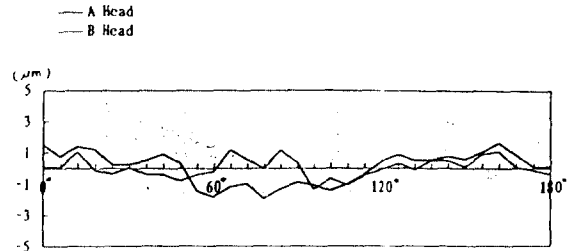


Fig.6 Tape pattern linearity of the rotating drum with a circular profiled herringbone grooved journal bearing

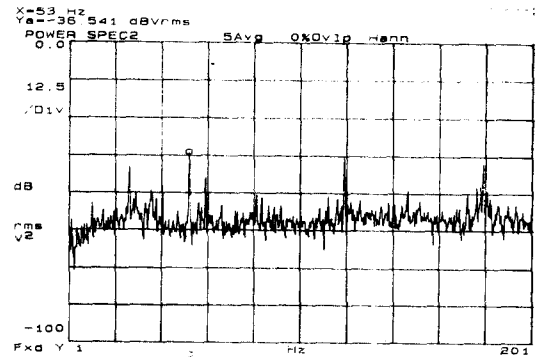


Fig.7 Jitter spectrum of the drum assembly with a ball bearing

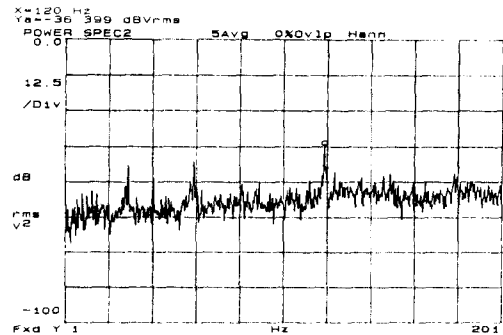


Fig.8 Jitter spectrum of the drum assembly with a circular profiled herringbone grooved journal bearing

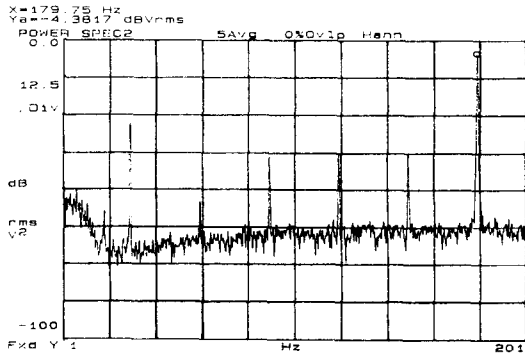


Fig.9 W/F spectrum of the drum motor with a ball bearing

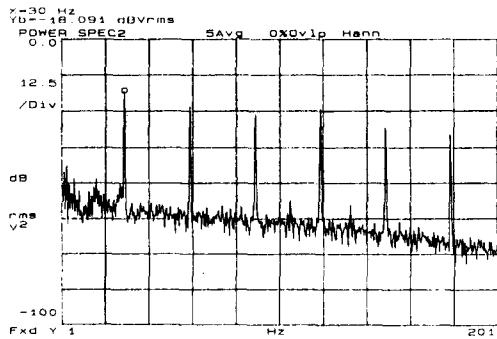


Fig.10 W/F spectrum of the drum motor with a circular profile herringbone grooved journal bearing

4. 결론

원호흡 빗살무늬 저어널 베어링에 대한 수치 해석 수행하였으며, 결과를 이용하여 드럼 조합부에 적용하여 성능 시험을 수행한 결과를 종합하면 동압베어링을 사용함으로써 기존의 볼베어링보다 특별히 성능이 개선된 점은 보이지 않으나, 볼베어링을 제거함으로써 단순하며 조립성이 좋은 드럼을 구현할 수 있는 것으로 사료된다.

5. 참고 문헌

1. Cunningham R.E., Fleming D.P., 1969, "Experimental Stability Studies of the Herringbone-Grooved Gas-Lubricated Journal Bearing," J. of Lubrication Technology, pp52-59
2. Vohr, J.H., and Chow, C.Y., 1965, "Characteristics of herringbone-Grooved Gas-Lubricated Journal Bearings," J. of Basic Eng., pp558-569
3. Absi, J., and Bonneau, D., 1994, "Analysis of Aerodynamic Journal Bearings with small Number of Herringbone Grooves By Finite Element Method," ASME J. of Tribology, Vol. 116, pp.698-704
4. Kinouchi, K., and Tanaka, K., 1990, "Performance Characteristics of Herringbone Grooved Journal Bearings using a Finite Element Method," Proc. Japan Int'l tribology Conf., Nagoya, Japan, pp.935-940
5. 강경필, 임윤철, 1994, "공기유탈 빗살무늬 동압 저어널베어링의 부하특성에 관한 연구", 한국유탈학회지 제10권 제1호, pp27-34
6. 강경필, 임윤철, 1996, "오일유탈 원호흡 단면 저어널 베어링에 대한 수치해석", 대한기계학회 춘계학술대회