

벨트구동계의 동특성 해석을 통한 주행특성 분석

유진형*, 김남응*, 주관정*

(A Study On Tape Transport Characteristics of Belt Driven System)

(Jin-Hyeong Yoo, Nam-Eung Kim, Kuan-Jung Joo)

1. 서론

벨트구동계는 다양한 기구에 동력전달용으로 널리 사용되는 기계기구이다. 최근 가전제품에서는 여러개의 모터를 사용하는 대신 하나의 모터를 이용한 벨트 구동계로 대체함으로 원감질감은 물론 소형화에 응용하고 있다. 이러한 조건에서도 대다수의 제품에서는 회전균일도를 요구하고 있어 벨트 구동계의 회전진동특성 해석이 필요하다.

오디오용 데크는 이런 벨트 구동계의 응용이 두드러진 제품으로 구동계의 진동이 음질 특성과 큰 연관을 나타낸다. 음향기기의 고품질화의 추세에 맞추어 음질특성에도 비중이 점차 커져 이에대한 설계 기준 설정이 시급하다.

본 연구에서는 오디오용 데크의 음질특성과 벨트 구동계의 회전진동 특성과의 연관성을 규명하고자 한다. 이를위해 벨트구동계를 다자유도 진동계로 모델링하여 회전진동 특성을 규명하고 실험으로 확인하였다. 이의 결과를 실제 데크에 응용하기 위해 각 파라미터의 변화에 따른 특성변화의 경향을 살펴 보았으며, 당사에서 개발중인 신모델에서 회전비의 적절한 설계를 제안하여 우수한 음질특성을 확인하였다.

II. 이론 해석

1. 벨트 구동계의 모델링

일반적인 구동부는 그림 1과 같이 n 개의 폴리로 구성된다. 이 구성요소를 연결해 주는 고무벨트는 스프링 및 댐핑의 역할을 동시에 갖는 것으로 모델링한다. 이 n 자유도계의 수학적 모델은 다음과 같다.

$$J\ddot{\theta} + (1 + i\eta)K\theta = 0 \quad (1)$$

여기서 J와 K는 각각 n×n 관성행렬과 강성행렬을 나타내며, η는 고무의 손실계수(loss factor)

* 삼성전기(주) 종합연구소 CAD/CAM연구소

를 나타낸다. 행렬 J와 K의 요소는 다음과 같다.

$$J_{i,j} = \begin{cases} J_i & (i = j) \\ 0 & (i \neq j) \end{cases} \quad (i, j = 1, 2, \dots, n) \quad (2)$$

$$K_{i,j} = (-1)^{i+j} r_i r_j (K_{i,j} + K_{i-1,j-1}) \quad (i, j = 1, 2, \dots, n) \quad (3)$$

여기서 J_i : i 번째 폴리의 관성
 r_i : i 번째 폴리의 반경
 $K_{i,j}$: i 번째와 j 번째 폴리를 연결하는 고무벨트의 강성계수

식 (3)에서 i=1 일때 i-1=n으로 한다. 그림 1과 식(1)에서 유추 할 수 있듯이 이 구동계는 전체 회전체가 같이 움직이는 Rigid body 모우드를 지니고 있다. 따라서 실질적으로 진동모우드는 n-1개로 줄어든다.

2. 4-자유도계 모델의 결과

일반적으로 많이 사용되고 있는 4자유도 계를 그림 2와 같이 가정하여 고유진동수의 추이를 살펴 보 고자 한다. 해석의 초기치는 표 1 로 설정한다. 주요 파라미터의 변화에 따른 추이는 표 2 ~ 표 6에 정리해 보여주고 있다. 표 2, 표 3, 표 4의 경우 고무벨트의 두께 및 영율은 기존 고무벨트의 데이터를 사용하였으나 두께(표 5) 및 영율(표 6)도 재질선택에 따라 달라질 수 있으므로 변경시켜 보았다.

모우드 형상을 분석한 결과 첫번째 모우드는 관련 회전체 전체가 움직이는 모우드이고 두번째 모우드는 폴리 1의 움직임이 거의 없는 모우드 이고 세번째 모우드는 전적으로 폴리 2 만 움직이는 모우드로 관찰된다. 첫번째 모우드는 폴리 1 과 폴리 3, 4의 변위가 크기 때문에 이와 관련된 부품의 변화에 민감하게 변화 한다. 두번째 모우드는 폴리 3, 4의 변화에 민감하게 변화한다. 세번째 모우드는 앞에서 언급했듯이 거의 전적으로 폴리 2에만 영향을 받으

며 실제 폴리 2의 반경변화에 매우 민감하게 변화한다. 고무벨트의 두께와 고무재질의 변화는 거의 선형적으로 고유진동수에 영향을 미치고 있다.

표 1. 계산을 위한 초기값

J_1	5.67 gcm ²	r_1	0.3 cm	l_1	9.871 cm	영율 (E) g/cm ²
J_2	0.03	r_2	0.4	l_2	7.122	520
J_3	42.62	r_3	1.8	l_3	3.039	벨트두께
J_4	42.62	r_4	1.8	l_4	7.982	0.1 cm

표 2. r_1 을 0.26~0.34cm 사이에서 변화

r_1 (cm)	1st mode	2nd mode	3rd mode (Hz)
0.26	11.28	27.21	187.46
0.28	11.54	27.21	187.46
0.30	11.81	27.22	187.46
0.32	12.09	27.22	187.47
0.34	12.38	27.22	187.47

표 3. r_2 을 0.3~0.5cm 사이에서 변화

r_2 (cm)	1st mode	2nd mode	3rd mode (Hz)
0.30	11.81	27.22	249.81
0.35	11.81	27.22	214.18
0.40	11.81	27.22	187.46
0.45	11.81	27.21	166.69
0.50	11.81	27.21	150.08

표 4. r_3, r_4 을 1.6~2.0cm 사이에서 변화

r_3, r_4 (cm)	1st mode	2nd mode	3rd mode (Hz)
1.6	12.77	30.61	187.52
1.7	12.26	28.81	187.49
1.8	11.81	27.22	187.46
1.9	11.42	25.79	187.44
2.0	11.07	24.50	187.42

표 5. 고무벨트 두께변화에 따른 진동특성 변화

t (cm)	1st mode	2nd mode	3rd mode (Hz)
0.90	10.63	24.50	168.72
0.95	11.22	25.86	178.09
1.00	11.81	27.22	187.46
1.05	12.40	28.58	196.84
1.10	12.99	29.94	206.21

표 6. 고무 재질에 따른 변화

E	1st mode	2nd mode	3rd mode (Hz)
450	10.99	25.32	174.39
500	11.58	26.69	183.82
550	12.15	27.99	192.80
600	12.69	29.24	201.37
650	13.21	30.43	209.59

3. 진동특성에 미치는 벨트의 영향

각 폴리사이의 회전은 고무 벨트에 의해 전달된다. 이때 사용된 고무는 점탄성 물질이므로 구동계 진동의 감쇠 역할을 한다. 여기서 우리는 이 고무가 각 모우드에 어떠한 영향을 주는지 고찰해 보기로 한다. 운동방정식 (1)을 이용하자.

$$J\ddot{\Theta} + (1 + i\eta)K\Theta = 0 \quad (1)$$

윗식을 standard eigenvalue problem으로 바꾸면,

$$[-\lambda I + (1+i\eta)A]\Theta(s) = 0 \quad (4)$$

여기서 λ 는 eigen value, I는 단위 행렬이다.

$$A = J^{-1} K J^{-1} \quad (5)$$

$\frac{\lambda}{1+i\eta} = \kappa$ 을 사용하면 다음식을 유도 할 수 있다.

$$[-\kappa I + A]\Theta(s) = 0$$

$$\kappa_i = \frac{\lambda_i}{1+i\eta} = \omega_i^2 \quad (6)$$

따라서 고유값은 $\lambda_i = \omega_i^2(1+i\eta)$ 이다.

식 (8)에서 살펴보면, 각 모달 댐핑(MODAL DAMPING)은 고무 재질의 loss factor값에 따라 결정된다는 것을 의미한다.

또 고무 벨트에 대해 고려 될 사항은 벨트의 가공정도의 중요성이다. 다른 회전체와는 달리 고무 벨트는 주행 길이 및 주기가 크고 모든 회전체, 특히 구동폴리와 직접 접촉하기 때문에 이로인한 외란이 다른 회전체에 비해 상대적으로 크게 된다. 이를 수식적으로 설명하면 다음과 같다.

$$R(x) = \sum_{n=1}^{\infty} a_n \sin\left(\frac{n\pi x}{l}\right) \quad (7)$$

여기서 l : 벨트의 길이

여기서 R은 가공오차로 인해 생기는 외란의 크기이고 $x(0 \leq x \leq l)$ 는 기준점으로 부터의 거리이다. 플라이 휠과 같은 회전체의 경우 주로 a_1 , 즉 첫째 회전주파수가 가장 크고 고차성분은 작으나 고무 벨트의 경우 고차성분도 결코 작지않게 된다. 따라서 이로인한 W/F가 상당히 클것으로 기대되며, (그림 4 참조) 다른 회전체에 비해 고무 벨트의 가공정도는 더 중요하다.

4. Wow/Flutter

오디오 테크의 음질은 기록매체인 카세트 테잎을 일정속도(47.6 mm/sec)로 유지시켜 주는것에의해 결정된다. 그러나 테이프 구동에 필요한 많은 회전체의 미소한 편심, 마찰, 언밸런스, 슬립등의 원인이 되어 테이프 속도에 주기적인 변동을 일으킨다. 그 결과 재생음은 주파수의 동요로 나타나 마치 주파수 변조를 받은 것과 같이 된다. 테이프 속도의 변동으로 생기는 재생신호 주파수의 동요, 이것을 와우/플러터(Wow/Flutter, W/F)라 부르며, 그 동요의 주기가 비교적 느린것(JIS, 0.5~6Hz)을 와우, 빠른것(6~100Hz)를 플러터라 한다.

III. 실험적 검토

1. 와우/플러터의 측정

일반적인 테크의 W/F신호를 측정하기 위한 실험장치는 그림 3에 나타내 주고 있으며, 자동차용 테크의 W/F 신호를 주파수 분석한 일반적인 결과는 그림 4와 같다.

2. 벨트구동계의 진동특성실험

테크 벨트구동계의 모델링에 대한 이론적 계산을 확인하기 위해 다음과 같은 실험을 실시한다. 우선 폴리 3의 진동성분과 W/F의 연관성을 찾기 위해 폴리 3의 회전방향 진동을 측정하였다. (그림 5)

이 회전방향 진동을 측정하기 위해서 그림 6과 같은 실험장치를 구성하였다. 회전계의 변화를 최소화 하기 위해서 센서는 비 접촉식 레이저 속도계를 사용하여 주파수 분석을 실시 하였다. 본 신호 분석 결과를 살펴보면, 기존 W/F신호의 주파수 분석 결과와 일치하는 특성을 보이고 있다.

다음은 테크의 회전 공진주파수를 측정하기 위해 그림 7과 같은 실험 장치를 구성하였다. 신호 검출 방식은 전 실험과 동일하며, 구동계에 원하는 주파수의 외란을 주기 위해 기존 직류 모터에 교류전원을 입력해 주어 모터의 회전을 조절하였다. 모터에 입력되는 신호로는 1Hz~51Hz 까지 0.5Hz간격으로 SINE SWEEP을 하였으며 측정은 이 신호와 폴리 3의 반응을 주파수 응답함수로 측정하였다. 이의 결과는 그림 8에 나타내 주고 있다. 공진주파수는 3Hz와 14.5Hz로 측정되었으나 앞의 3Hz 성분은 구동계의 특성이기 보다는 모터의 응답특성으로 나타나는 성분으로 판단된다. 그러므로 본 측정에서는 14.5Hz의 1차 공진을 측정할 수 있었다.

3. 열충격 전.후의 W/F 신호분석

본 실험은 시료에 대해 W/F 신호를 방향별로 약 30분간의 평균을 측정하여 주파수 분석 하였으며, 열충격 실험을 약 1개월간에 걸쳐 실시한 후 똑같은 실험을 수행하였다.

이에 대한 결과는 열 충격 실험 전 테크에 대한

표 1. 열충격 실험 전후 W/F신호의 주파수별 파워수준 비교

시 료	방향	0~5	5~10	10~15	15~20	20~25	25~30	30~35	35~40	40~45	45~50	TOTAL	
#1	열충격전	FWD	0.0950	0.0447	0.0330	0.020	0.004	0.031	0.003	0.027	0.000	0.002	0.256
		RVS	0.1190	0.0940	0.0520	0.015	0.014	0.009	0.004	0.009	0.002	0.000	0.318
	열충격후	FWD	0.1090	0.0490	0.1620	0.014	0.004	0.016	0.004	0.016	0.002	0.000	0.376
		RVS	0.1220	0.0580	0.2430	0.015	0.010	0.011	0.008	0.007	0.002	0.000	0.476
#2	열충격전	FWD	0.0910	0.0720	0.0280	0.007	0.004	0.031	0.002	0.015	0.001	0.00	0.251
		RVS	0.0968	0.0802	0.0270	0.006	0.015	0.013	0.001	0.009	0.000	0.000	0.148
	열충격후	FWD	0.1120	0.0860	0.2250	0.013	0.002	0.194	0.005	0.010	0.001	0.000	0.648
		RVS	0.112	0.0570	0.1770	0.015	0.015	0.081	0.006	0.004	0.002	0.000	0.469

W/F신호의 주파수 분석을 그림 9 에 나타내었으며, 그림 10 에 열충격 후의 결과를 보여주고 있다. 또 표 1 에 그 결과를 주파수 밴드별로 RMS 파워를 표시하여 비교하였다. 이 결과를 살펴보면, 공통적으로 10~15Hz 대역에서 변동폭이 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. 이는 앞의 이론 및 실험적으로 검증한 벨트구동계의 해석 결과를 뒷받침 하고 있는 결과이다.

이제까지의 결과에서 열충격 전과 후에 데크의 W/F신호의 주파수 분석을 통해 비교해 보면, 벨트 구동계의 1차 공진주파수 대역에서 대체로 큰 변동이 있음을 확인 할 수 있었다. 여기서 한가지 더 생각해 봐야 할 것은 열충격 전의 W/F 신호에도 벨트구동계의 공진은 암암리에 작용되고 있다는 것이다. 이는 한 데크의 밴드별 RMS파워 수준을 보더라도 10Hz~15Hz 대역의 수준이 대체로 회전비의 중요도에 비해 크게 나타나고 있는것을 발견할 수 있다.

IV. 결론

이상의 이론적 해석과 실험을 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

1. 오디오 데크의 회전진동 특성은 다자유도 진동계로의 모델링으로 예측이 가능하며, 그 1차 공진주파수가 Wow/Flutter에 미치는 영향이 가장 크게 나타난다.
2. 오디오 데크의 벨트 구동계에 나타나는 회전 불균일 신호는 Wow/Flutter 신호와 동일한 경향이 있다.
3. 오디오 데크의 회전 진동특성은 Wow/Flutter 성능에 영향이 있다. 특히 극한 상황에서는 회전 공진주파수에서의 큰 증폭현상으로 Wow/Flutter신호의 악화가 나타난다.
4. 각 부품의 변경에 따라 민감한 모우드가 각기 다르다. 따라서 어느 특정 모우드가 진동에 민감하게 반응한다면, 그에 관련된 부품을 바꾸면 교정이 가능하다.
5. 각 모우드의 댐핑값은 재질의 loss factor에 의해 결정된다. 따라서 감쇠를 크게하기 위해서는 큰 loss factor값을 가진 재질을 선택해야 한다.
6. 벨트의 가공정도는 Wow/Flutter값에 민감하게 작용된다.

참고문헌

- (1) 김규용, "자기 기록장치 캡스탄계의 진동특성 해석," 연세대학교 대학원, 석사학위 논문, 1990, 12.
- (2) "카세트 데크," 가남사, 편집부, 1986
- (3) "Theory and Problems of Mechanical Vibrations," McGraw-HILL, W. Seto1964.

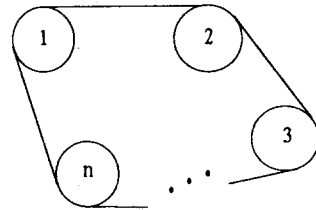


그림 1. 벨트구동계 모델

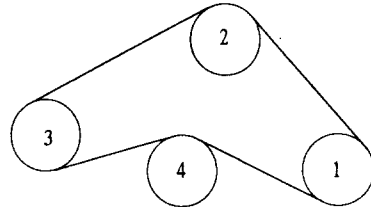


그림 2. 4자유도계의 모델

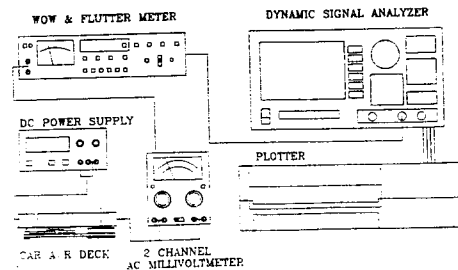


그림 3. Wow/Flutter 측정 장비구성

