

트레드밀 롤러의 구조/진동해석

이종선*, 김지홍*

대전대학교 기계설계공학과*

Structural and Modal Analysis of Treadmill Roller

Jong-Sun Lee*, Ji-Hong Kim*

Daejin University*

요 약

본 논문에서는 트레드밀의 폴리 벨트를 통해 회전하는 앞 롤러와 러닝 벨트를 통해 회전하는 뒤 롤러의 경계조건과 하중조건을 적용하여 ANSYS로 구조해석을 수행하여, 변위(displacement), 응력(stress), 변형률(strain)을 구하여 구조적 타당성을 검토하는데 있으며, 각각의 롤러를 모달해석을 통해 고유진동수(natural frequency)를 알아보고 얻어진 데이터 값을 통해 진동 발생 요소인 모터의 회전을 제어함으로써 공진(resonance) 현상을 피하는데 있다.

1. 서 론

현대에 들어와서 인간의 삶의 질이 향상되어감에 따라 보다 풍요롭고 여유있는 생활에 관심을 가지게 된다. 생활이 윤택해지면서 영양섭취가 과다해지는 반면에 노동여건의 변화로 인한 운동부족으로 많은 신체적 부작용을 유발하여, 일의 성과는 고사하고 건강조차 잃어버리는 사례가 종종 보고되고 있다. 이러한 환경에서 급격히 증가되고 있는 체육시설업소는 자신의 건강을 지키기 위한 현대인의 관심을 대변해 주고 있다. 이에 따라 헬스클럽에서 필요로 하고 있는 체육용기구나 용품의 수요는 기하급수적으로 팽창되어 왔고, 이미 가정용으로까지 확산되었다. 트레드밀은 모터의 회전을 폴리 벨트(pulley belt)를 통해서 앞 롤러를 회전시킴으로서, 앞 롤러와 뒤 롤러에 걸쳐 있는 러닝 벨트를 구동시키게 된다. 트레드밀 사용자는 구동되는 러닝 벨트 위에서 걷거나 뛰는 운동을 하게 된다. 트레드밀 사용자가 운동을 할 때 직접 진동을 느끼게 되므로 사용자는 저 진동에 대한 요구가 높아지고 있는 실정이다.

트레드밀의 모터는 회전체로써 제품의 진동을 발생시키는 역할을 한다. 모터에서 발생한 진동은 모터

체결 마운트를 통해 트레드밀에 직접 전달되고, 또한 폴리 벨트를 통해 앞 롤러를 회전시킴으로서 모터에서 발생하는 진동을 전달하게 된다. 앞 롤러와 뒤 롤러의 회전을 통해서 러닝 벨트를 동작 시키게 되고, 이 또한 진동을 증폭 시키게 된다. 트레드밀의 진동을 최소화하기 위해 진동을 발생하는 인자인 모터와 모터 체결 마운트에 대해서는 많은 연구가 시도되어 왔다. 본 연구에서는 트레드밀을 사용하는 사람에게 전달되는 진동을 최소화하기 위해서 폴리 벨트를 통해 회전하는 앞 롤러와 러닝 벨트를 통해 회전하는 뒤 롤러에의 고유진동수(natural frequency)를 파악함으로써 진동 발생 요소인 모터의 회전 주파수를 제어하는데 목적이 있다.

2. 롤러의 구조해석

트레드밀 롤러에 사용 중인 롤러의 형상을 모델링하였고, 해석에 사용된 재료는 일반용 강재(steel)와 알루미늄(aluminium)으로서 물성치는 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Material properties

Material	Modulus of Elasticity E(Gpa)	Density $\rho(\text{kg/m}^3)$	Poisson's Ratio ν
Steel	206.8	7800	0.28
Al	71.7	2800	0.34

형상은 현재 양산 중인 롤러를 Fig. 1, Fig. 2에서와 같이 3D 모델을 Solid Works를 통해 형상을 모델링 하였고 Fig. 3, Fig. 4는 유한요소 모델로서 절점과 요소는 앞 롤러에 19,743개의 절점과 8,879개의 요소, 뒤 롤러에 16,723개의 절점과 7,602개의 요소로 나누어진다.

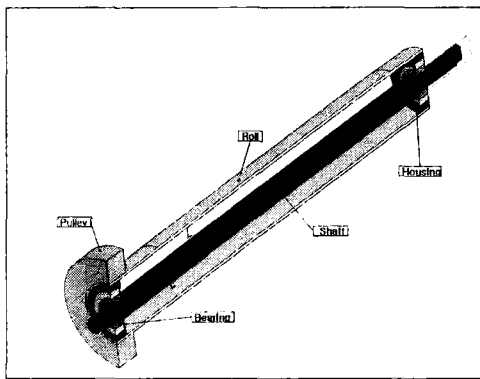


Fig. 1 1/2 Model for front roller

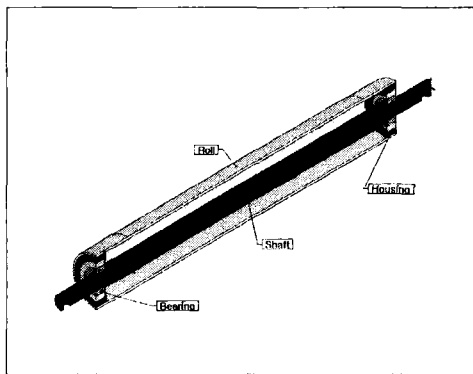


Fig. 2 1/2 Model for rear roller

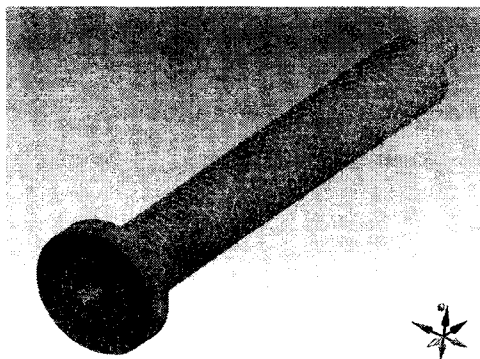


Fig. 3 Finite element for front roller

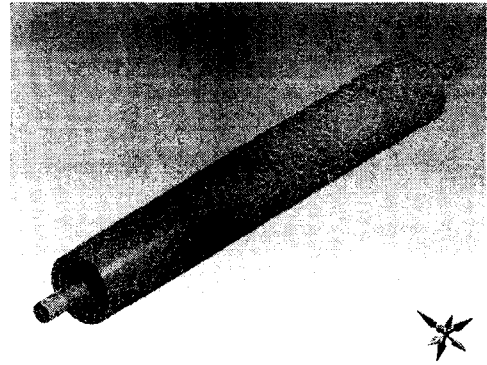


Fig. 4 Finite element for rear roller

해석 조건으로서 Fig. 5, Fig. 6에서와 같이 경계 조건(boundary condition)을 적용한다. 경계 조건은 각각의 롤러가 트레드밀 프레임(frame)에 고정(DOF=0)되어지는 부분을 적용한다. 또한 롤러의 부품들을 접촉 조건(contact condition)이 포함되어야 한다. 롤(roll)과 베어링 하우징(bearing housing), 베어링 하우징과 베어링 외륜, 베어링 내륜과 샤프트(shaft)는 고정(bond) 접촉 조건을 베어링 외륜과 베어링 내륜에는 미끄럼 회전을 하나, 선형 해석을 수행하기 위해 고정 접촉 조건을 적용한다. 하중 조건은 앞 롤러의 하중 조건은 풀리(pulley)와 롤(roll)에 분포 하중을 입력한다. 풀리에 적용한 하중은 풀리 벨트의 최대 인장 하중인 1500N과 2배수한 3000N을 2가지로 입력하였고, 롤에 적용한 하중은 러닝 벨트(running belt)의 적정 인장하중인 3060N, 최대 인장 하중인 8160N과 그 중간인 5610N의 3가지로 하중으로 입력하였다. 뒤 롤러의 하중 조건은 풀리가 없고 롤에 분포 하중을 앞 롤러와 같은 방식으로 입력하였다.

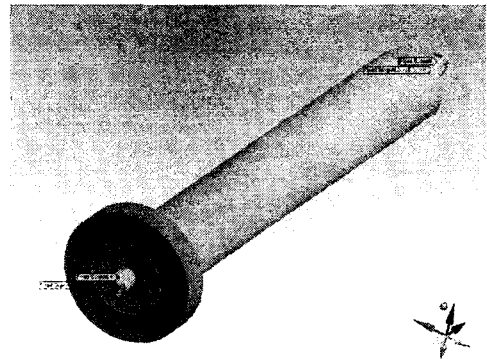


Fig. 5 Boundary condition for front roller

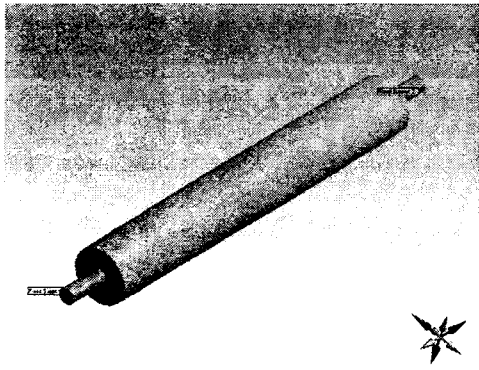


Fig. 6 Boundary condition for rear roller

Table 2 Structural analysis result for rear roller

Force (N)	Displacement (mm)	Strain	Stress (MPa)
3060 (6*510)	0.0604	2.05*10 ⁻⁴	42.410
5610 (11*510)	0.111	3.76*10 ⁻⁴	77.751
8160 (16*510)	0.161	0.547*10 ⁻⁴	113.093

Table 2에서 보면 하중이 증가함에 따라 변위의 크기가 증가함을 나타내고 있다. 각각 하중이 증가함에 따라 변형률과 응력값이 증가함을 나타내고 있다. 응력이 집중되는 곳은 뒤 롤러가 고정되어지는 곳임을 알 수 있다. 뒤 롤러에 대한 구조해석 결과 변위가 미치는 영향은 미세함을 알 수 있고, 최대 응력은 113.093MPa로 333GPa의 허용 응력에 밀치지 못하므로 뒤 롤러에 대해서 구조적인 안정성이 타당함을 알 수 있다.

Table 3 Structural analysis result for front roller

Force(N)	Displacement (mm)		Strain	Stress (MPa)
	Pulley	Roll		
0	3060	0.158	2.37*10 ⁻⁴	49.050
	5610	0.289	4.35*10 ⁻⁴	89.925
	8160	0.421	6.32*10 ⁻⁴	130.800
1500	0	-0.0123	0.894*10 ⁻⁴	18.495
	3060	0.147	2.25*10 ⁻⁴	46.560
	5610	0.278	4.23*10 ⁻⁴	87.435
3000	8160	0.410	6.20*10 ⁻⁴	128.310
	0	-0.0247	1.79*10 ⁻⁴	36.990
	3060	0.136	2.13*10 ⁻⁴	44.070
5610	0.267	4.11*10 ⁻⁴	84.945	
	8160	0.399	6.08*10 ⁻⁴	125.820

Table 3에서 보면 하중을 증가시킬때 변위량이 감소함을 알 수 있다. 이것은 풀리에 적용되는 하중과 롤에 적용되는 하중이 반대 방향으로 적용되기 때문이다. 전체적인 변위 크기가 제품에 미치는 영향은 극히 미세하다.

3. 롤러의 모달해석

앞 롤러에 대해서 경계조건을 적용하고 모달해석을 수행한 결과 값을 10차 모드까지 Table 4에 나타내었다. Table 4에서 고유 주파수에 대한 모터의 회전 속도와 러닝 벨트의 속도를 같이 나타내었다. 해석 대상 제품은 러닝 벨트 최고 속도인 16km/hr시 모터 속도가 2425rpm으로 프로그램되어 있다. Table 4는 해석 수행에서 얻어진 고유 주파수 값을 러닝 벨트 속도로 나타내었다. 지금까지 해석 결과를 보면 트레드밀 구동용 모터의 회전 주파수(16km/hr ⇒ 42Hz)와 공진(resonance)을 크게 일으킬 수 있는 진동 모드 차수는 7차 모드까지임을 알 수 있다.

뒤 롤러에서도 트레드밀 구동용 모터의 회전 주파수와 공진을 크게 일으킬 수 있는 진동 모드 차수는 7차 모드까지임을 알 수 있다.

Table 4 Modal analysis result for front and rear roller

Mode	Frequency (Hz)		Motor RPM (rpm)		Belt Velocity (km/h)	
	front	rear	front	rear	front	rear
1	9.915	11.873	594.9	712.38	3.9	4.7
2	10.266	12.115	615.96	726.9	4.1	4.8
3	14.551	16.318	873.06	979.08	5.8	6.5
4	22.67	22.315	1360.2	1338.9	9.0	8.8
5	23.114	22.644	1386.84	1358.64	9.2	9.0
6	28.736	33.025	1724.16	1981.5	11.4	13.1
7	29.766	34.132	1785.96	2047.92	11.8	13.5
8	47.263	52.716	2835.78	3162.96	18.7	20.9
9	50.636	52.787	3038.16	3167.22	20.0	20.9
10	52.379	53.729	3142.74	3223.74	20.7	21.3

4. 결론

구조해석을 통해서 각각의 롤러에 대하여 변위, 변형률, 응력의 결과치를 얻었으며, 모달 해석을 통해 각각의 롤러에 대해 10차 모드까지 고유 주파수의 결과치를 구하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 앞 롤러에는 풀리와 롤에 하중이 동시에 주어졌을때 보다 롤에만 하중이 주어졌을때 변위, 변형률, 응력 값이 더 큼을 알 수 있다. 이것은 풀리와 롤에 동시에 하중이 주어졌을때는 주어진 하중방향이 반대가 되어 상쇄됨을 보여 준다.

- 2) 뒤 롤러에는 롤에만 하중을 변화시켜 구조 해석을 수행하여 변위, 변형률, 응력 값을 얻을 수 있었다. 앞 롤러의 변위보다 뒤 롤러의 변위 변화가 작은 것은 제품에 고정되어지는 부분의 거리가 앞 롤러보다 짧기 때문임을 알 수 있다.
- 3) 앞/뒤 롤러의 대해 구속 조건을 적용하고 모달 해석을 통해 각각 10차 모드까지 고유 진동수 결과 값을 얻었다. 해석 결과에서 보면 트레드밀 구동용 모터의 회전 주파수(16km/hr \Rightarrow 42Hz)와 공진을 크게 일으킬 수 있는 진동 모드 차수는 앞/뒤 롤러 모두 7차 모드까지임을 알 수 있다.
- 4) 앞/뒤 롤러에서 공진을 크게 할 수 있는 고유 진동수를 피해 모터의 주파수를 제어해야 한다. 특히 러닝 벨트가 9km/h에는 앞/뒤 롤러의 고유 진동수가 같으므로 모터의 회전 주파수를 피해서 설계 되어져야함을 알 수 있다.

5. 참고문헌

- [1] 캐드 넷 엔지니어링, 기계·금형·전기 분야 Auto CAD 2000, 크라운 출판사, 2000.
- [2] 고재용, ANSYS 유한요소법, 시그마프레스, 2001.
- [3] ANSYS User's Manual Revision 7.0, 2000, Swanson Analysis System, Inc.
- [4] T.R.Chandrupatla and A.D.Belegundu, 1991, "Introduction to Finite Elements in Engineering", Prentice Hall.
- [5] James shakelford and William Alexander, 1994, "Material Science and Engineering Hand Book", CRC Press.