

트위스트 런 운동기구의 내구성 향상에 관한 해석

한문식*, 조재웅#

(# 공주대학교, * 계명대학교)

An Analysis on Durability Improvement of Twist Run Exercise Equipment

Moon Sik Han*, Jae Ung Cho#

(Received 18 March 2014; received in revised form 19 May 2014; accepted 20 October 2014)

ABSTRACT

In this study, 2 kinds of twist run models as exercise equipments are compared by durability analyses of fatigue and vibration. Maximum equivalent stresses are shown as 3.3 MPa and 16.6 MPa at the parts of stress concentrations at models 1 and 2. As the values becomes much lower than yield stress of this models, these models are shown to be safe designs. Model 1 becomes stronger than model 2 at natural frequency analysis. Fatigue lives become lowest at four axis parts and one axis part respectively in cases of models 1 and 2. Maximum damage probability at fatigue is shown to be 2.4% near the average stress of 0 in case of model 1 but this probability becomes 0.6 % in case of model 2. Model 1 has the maximum damage possibility 4 times more than model 2 at these states. As the result of this study is applied by the design of twist run, the prevention on fatigue damage and the durability are predicted.

Key Words : Twist run(트위스트 런), Fatigue life(피로 수명), Natural frequency(고유진동수), Damage possibility(파손 가능성), Durability(내구성)

1. 서 론

요즘 웰빙시대로 들어 들면서 많은 사람들이 실외, 실내 구분 없이 헬스장, 집안, 가까운 공원 등

많은 곳에서 다양하게 운동하고 있다. 건강은 남녀노소 누구에게나 필수 조건이고 이를 위해 많은 사람들이 운동을 한다. 그 중 트위스트 런이라는 제품은 누구나 이용할 수 있는 실내 운동기구이면서 별도의 전원공급이나 설치가 필요 없고 쉽고 간단하게 사용가능 할 수 있다는 장점이 있다. 이 제품은 에어로빅, 트램폴린운동, 트위스트운동, 복근운동, 런닝머신운동, 줄넘기, 싸이클운동, 스탬퍼, 등의 운동을 하나의 기구로 할 수 있게 설계된 운동기구이다. 스프링이 장착된 발판 위에 올라서 몸을

* Keimyung University Mechanical and Automotive Engineering Dept.

Corresponding Author :

Kongju National University Mechanical and Automotive Engineering Div.

E-mail : jucho@kongju.ac.kr

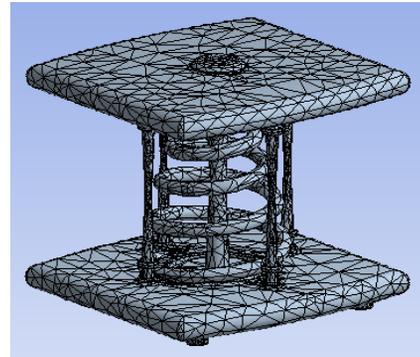
움직이면 스프링 반동의 힘으로 운동효과를 볼 수 있다. 또한 이 운동기구는 충격을 스프링이 흡수해 외부충격 및 소음이 발생하지 않아 실내 운동기구로 적합하고, 주로 다이어트를 원하는 여성을 위한 운동기구이다. 본 연구에서는 시중에 잘 사용되는 두 종류의 트위스트 런을 택하여 정적 및 동적 해석을 통하여 그 내구성들을 보고자 한다¹⁻⁹⁾. 이를 통하여 트위스트 런에 대하여 그 견딜 수 있는 내구성들을 비교하여 해석하고 고찰함으로써 그 실제 설계에 응용함으로써 제품 설계의 향상을 기하고자 한다¹⁰⁾.

본 연구의 결과를 종합하여 트위스트 런의 운동 기구에 응용한다면 그 파손 방지 및 내구성을 검토 예측하는데 활용이 클 것으로 사료된다.

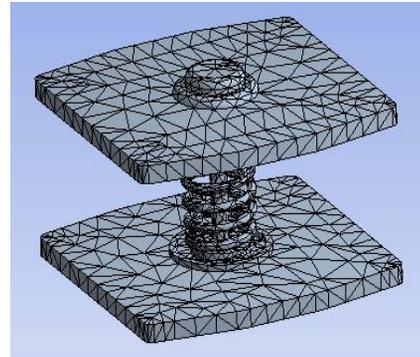
2. 본 론

본 연구에서 연구대상으로 하고 있는 운동기구 트위스트 런 Model 1은 가운데 하나의 스프링과 4개의 축으로 연결되어 위에 부분을 받치고 있으며 Model 2의 경우에는 하나의 스프링으로만 지지하고 있다. 운동기구 트위스트 런을 이용할 경우 하중은 사용자의 몸무게가 되고 해석에서는 80 kg(784 N)을 하중조건으로 하였고 이러한 하중조건 하에서 트위스트 런 Model 1과 Model 2에 대하여 구조, 진동 및 피로해석을 실시하였다. 트위스트 런을 이용하여 운동을 하였을 경우, 하중은 -Z축 방향으로 작용되며 이 하중은 트위스트 런 운동기구

전체에 영향을 끼친다. 이 과정에서 각 부품사이의 조인트 부분에는 반력이 존재하고 이 반력들은 매우 불규칙적인 진동으로 부품의 수명에 영향을 주게 된다. 해석 모델에서 조인트 부분은 Bonded contact를 주어서 고정을 하였다. 트위스트 런 Model 1과 Model 2의 메시 형상들은 Fig. 1에서와 같다. 또한 Model 1과 Model 2의 길이, 폭 및 높이에 대한 제한들은 각각 367, 357, 344mm이고 330, 330, 230mm들이다. Model 1의 절점의 개수와 요소수는 29,711개와 14,418개이고 Model 2의 절점의 개수와 요소수는 13,941개와 6,335개 요소이다.



(a) Model 1



(b) Model 2

Fig. 1 Meshes of models 1 and 2

Model 1, Model 2들은 시중에 상용되는 대표적인 모델이어서 연구 모델로 선정하였다.

Fig. 2는 각각 Model 1과 Model 2에 대해서 Fixed Support조건으로 구속을 적용하였고, 하중 작용점인 윗부분 A에 Z방향으로 동일하게 다이어트를 필요로 하는 여성체중인 80 kg(784 N)의 하중을 적용하였다. 통상적으로 여성의 하중을 최대 80 kg으로 적용하였다. 그 이상의 하중의 경우에는 그다지 비만의 경우의 여성을 제외하고는 드물다고 판단되어 80 kg의 하중을 적용하였다.

또한 트위스트 런 Model 1과 2에 대한 Structural Steel의 물성치는 Table 1과 같다. Fig. 3은 Model 1과 2에 대한 정적 구조 해석을 하였다. Model 1의 경우는 굽힘에 의한 위험 부위로서 중심축과 4개의 축이 응력을 나누어 받고 있음을 알 수 있고 Model 2 같은 경우는 가운데 하나의 축이 응력을 가장 크

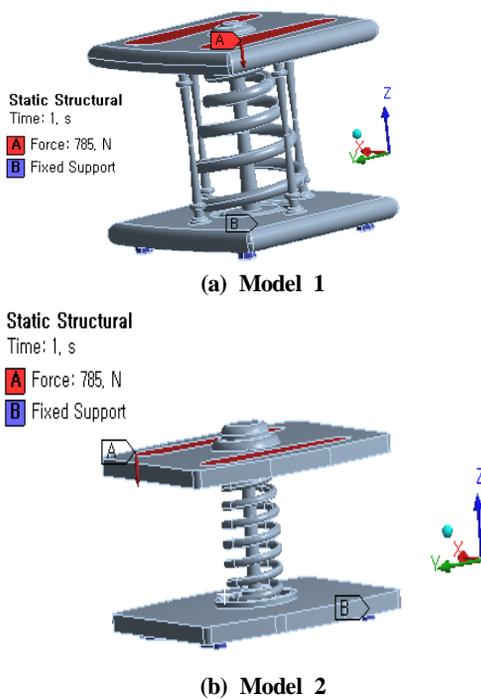


Fig. 2 Constraint conditions of models 1 and 2

Table 1 Material property

| | |
|----------------------------|-----------------------|
| Young's Modulus | 2×10^5 Pa |
| Poisson's Ratio | 0.3 |
| Density | 7850 kg/m^3 |
| Tensile Yield Strength | 250 MPa |
| Compressive Yield Strength | 250 MPa |
| Tensile Ultimate Strength | 460 MPa |

게 받고 있음을 알 수 있다. 설계상 이 von Mises stress가 모델의 물성치인 항복응력보다 작으면 안전하다고 보고 있다. 따라서 von Mises stress가 안전하중의 근거치로서 보았다. 응력집중이 발생하는 부위로서 최대인장 응력은 Model 1의 경우는 3.3 MPa이고 Model 2의 경우는 16.6 MPa이다. 이 응력 값들은 본 모델의 재료인 Structural Steel의 항복강도인 460 MPa에 비하여 작은 값을 보이고 변형량은 두 모델 다 0.2 mm이하가 되어 안전한 설계임을 확인할 수 있었다.

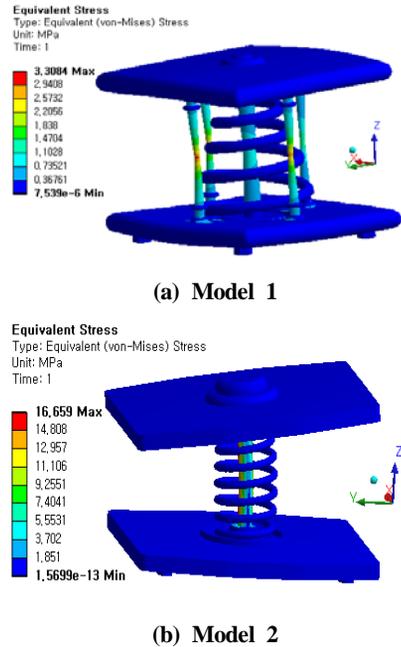


Fig. 3 Contours of equivalent stresses at models 1 and 2

그리고 Fig. 4 및 5에서는 Model 1 과 2에 대하여 Fig. 3에서 고정 조건만을 가하여 고유진동 해석을 하였다. Fig. 4 및 5는 Model 1과 2에 대하여 각각 대표적으로 1차에서의 Z방향에서의 고유 진동수에 대한 형상들을 보이고 있다. 고유 진동수에 따라서 보면 Model 1의 경우가 Model 2보다 진동에 대한 내구성이 강함을 알 수 있었다. 사람이 이 기구를 사용할 때 빠르게 사용하는 사람도 보통 초당 5회 이내라고 한다고 할 때 이 기구의 고유진동수와 비교하면 공진의 위험이 없으므로 안전성이 확보되었다고 판단된다. 따라서 본 연구에서의 진동수의 범위는 40Hz 미만의 낮은 진동수의 영역에서 고찰하였다. 그리고 이러한 고유 진동수에서 나타난 변형량을 살펴보면 그 최대 변형량이 Model 1의 경우와 Model 2의 경우가 미미하게 나타나 변형에는 그다지 영향은 없다. 단, Model 1 및 Model 2의 경우가 각각 35.66 Hz 및 29.386 Hz에서 공진이 일어나 Model 1이 Model 2 보다는 더 높은 진동수에서 일어남을 볼 수 있다. 따라서 Model 1이 Model 2보다는 공진에 의한 손상 가능성이 더 적다고 사료된다.

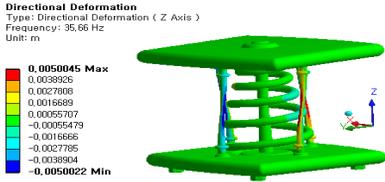


Fig. 4 Directional deformation of Z-direction at natural frequency at mode 1 (Model 1)

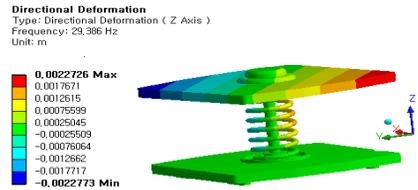
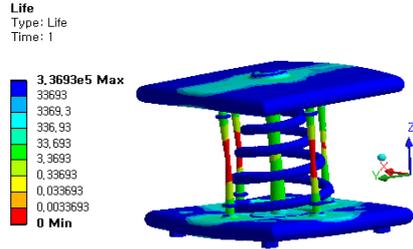
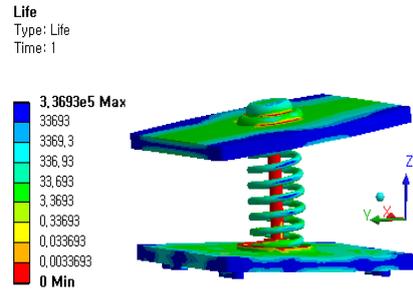


Fig. 5 Directional deformation of Z-direction at natural frequency at mode 1 (Model 2)



(a) Model 1



(b) Model 2

Fig. 8 Fatigue lives at models 1 and 2

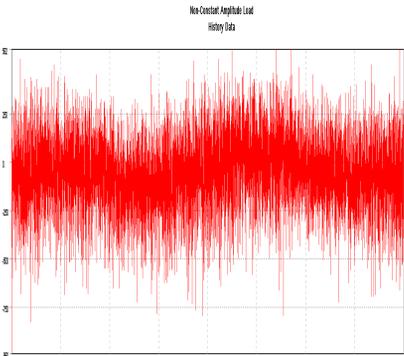


Fig. 6 Load history of fatigue analysis

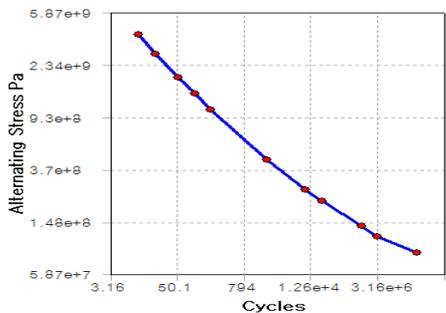


Fig. 7 S-N curve

다음은 피로 하중에 대한 해석 결과로서 하중조건으로서는 Fig. 2와 같이 적용하였다. 또한 Fig. 6은 해석에 대한 하중이력을 나타내는 것으로서 기본하중에 대한 배율을 보이고 있고, 주기적인 1사이클의 경과에 따른 하중의 진폭 양상을 보여 주고 있다. Fig. 7은 각 피로 사이클에 대하여 파괴될 수 있는 진폭 응력들을 나타낸다. 진폭 응력이 S-N 곡선의 범위를 벗어난다면 무한 수명 값이 사용되어 지는데, 본 연구에 있어서는 설계 수명인 무한 수명으로 10^9 사이클로 정하고 있다. 이에 대한 피로 수명은 Fig. 8과 같다. 트위스트 런에서 가장 피로수명의 저하가 현저하게 나타나는 곳은 4개축의 가운데 부분으로서 Model 1의 경우는 4개의 축이 하중을 나누어 가지지만 Model 2 경우는 1개의 축으로 이를 하중을 견뎌냄으로써 많은 피로수명 저하를 보인다. 이들 등고선들로서 그 피로 수명의 저하 부위를 판단할 수 있다. 또한 이 부분을 고려한 피로특성 평가가 필요할 것으로 보인다. Fig. 9에서 볼 수 있는 바와 같이 등고선으로 된 피로 손상은 설계 수명을 사용 가능 수명으로 나눈 것으로 정의된다.

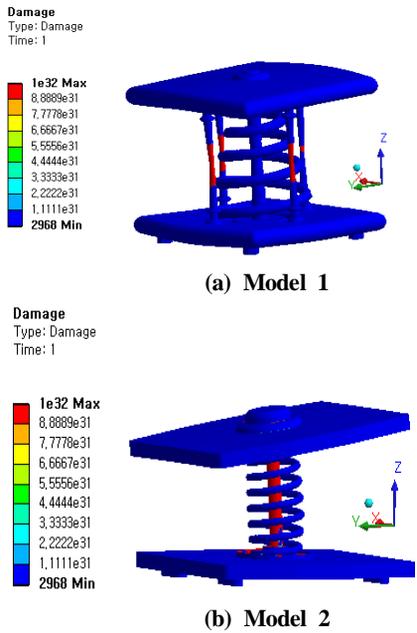


Fig. 9 Fatigue damages at models 1 and 2

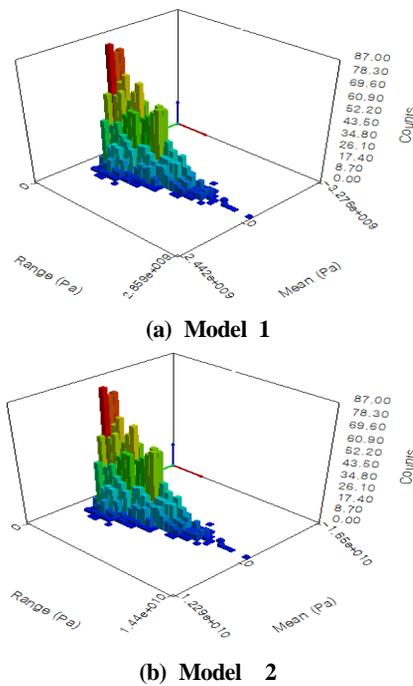


Fig. 10 Rainflow matrices at models 1 and 2

그리고 Fig. 10은 불규칙 진폭하중에 대해서 임계 위치에 대한 Rainflow 매트릭스들에 대한 그림이다. 또한 Fig. 10은 본 해석에 가해지는 하중 내역의 구성으로서 진폭 응력과 평균 응력에 대한 그 빈도수들로서 그려지는데, z축은 주어진 진폭 응력과 평균 응력에 대한 빈도수에 해당된다. Model 1과 2 두 모델의 상대적인 손상은 평균응력 0부근의 상태에서 최대의 빈도수가 80정도로서 상대적인 파손을 많이 일으켜 다른 경우들 보다 파손 가능성이 더 일어날 수 있음을 알 수 있었다. 여기서 평균 응력이 0 부근이라는 것은 Fig. 6에서와 같이 피로 하중이 불규칙적으로 +방향 최고 및 -방향 최저 하중이 번갈아 가면서 변할 시에 그 +방향 최대와 -방향 최저 하중의 크기가 같이 나올 때 평균하중이 0 부근이라고 한 것이고 다른 경우들은 이러한 평균하중이 0 부근인 경우를 제외한 다른 모든 불규칙 하중의 경우를 말한 것이다.

Fig. 11은 Model 1과 2에서의 피로 파손에 대한 임계 위치에서의 Damage matrix의 그림들이다. 10^9 사이클의 무한수명에 대한 상대적 손상 가능성을 나타내고 있다. 상기 결과를 바탕으로 Model 2보다

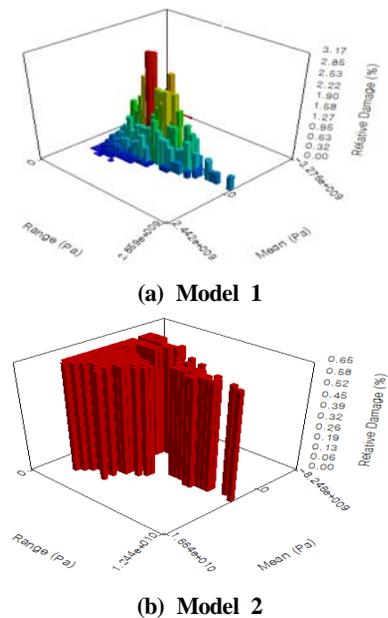


Fig. 11 Damage matrices at models 1 and 2

는 4개의 축을 바탕으로 설계된 Model 1이 더 안정한 제품이라는 것을 알 수 있으나 평균응력 0부근의 상태에서 Model 1의 경우에는 최대 파손가능성을 2.4 %로 보이며, Model 2의 경우에는 최대 손상 가능성을 0.6%로 보이고 있다. Model 1의 경우가 Model 2의 경우보다도 최대의 파손 가능성은 4배 이상 커질 가능성이 있다. 본 연구에서는 최대의 파손 가능성에 대해서 언급한 내용으로서 제품에 대해서는 어떤 상황에 있는 경우라도 비교를 하여 파손의 가능성이 더 적은 모델을 택해야 된다고 사료된다. 따라서 Model 1이 Model 2보다 더 안정한 제품이라고 할 수 있다고 사료된다.

3. 결 론

운동기구인 트위스트 런의 2개의 Model 들을 비교하여 진동, 피로 수명 및 내구성을 예측한 결과, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. Model 1과 Model 2에서 응력집중이 가장 크게 발생하는 가운데 축 부위의 최대인장 응력은 각각 3.3 MPa, 16.6 MPa로서 Structural Steel의 항복강도인 460 MPa에 비하여 작은 값을 보여 안전한 설계 모델임을 확인하였다.
2. Model 1이 Model 2보다 40Hz 미만의 통상적인 낮은 진동수의 범위에서 공진에 의한 손상 가능성이 더 적다고 사료된다.
3. Model 1의 경우, 가운데 4개의 축 부위 가운데에서 피로수명의 저하가 현저하게 나타났고, Model 2의 경우에는 한 개의 축의 가운데 부분에서 피로수명 저하가 나타났다.
4. 상기 결과를 바탕으로 보면, Model 2보다는 4개의 축을 바탕으로 설계된 Model 1이 더 안정한 제품이라는 것을 알 수 있으나 피로 파손의 경우에는 평균응력 0부근의 상태에서 Model 1의 경우에는 최대 파손가능성을 2.4 %로 보이며, Model 2의 경우에는 최대 손상 가능성을 0.6%로 보이고 있다. Model 1의 경우가 Model 2의 경우보다도 최대의 파손 가능성은 4배 이상 커질 가능성이 있다. 본 연구의 결과를 종합하여 트위스트 런의 운동 기구에 응용한다면 그 파손

방지 및 내구성을 검토, 예측하는데 활용이 클 것으로 사료된다.

참고문헌

1. Cho, J. W., Han, M. S., 2011, "Study on the Vibration Analysis of Damper Clutch Spring", Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 10, No. 4, pp. 22-30.
2. Cho, J. W., Han, M. S., 2012, "Structural and Fatigue Analysis on Shock Absorber Mount of Automobile", Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 11, No.1, pp. 125-133.
3. Choi, M. K., Huh, H., 2012, "Investigation of Springback Behavior of DP780 Steel Sheets after the U-bending Process", Transactions of Materials Processing, Vol. 21, No. 6, pp. 384-388.
4. Kim, K. H., Lee, Y. S., Han, J. D., 2012, "Stress Analysis on Materials of Landing Gear with Plate Spring Type", Journal of the Korean Society of Mechanical Engineers Conference Proceedings, Vol. 11, pp. 2096-2100
5. Jang, Y. J., Kim, H. K., Kim, H. J., 2010, "Experimental and Numerical Study on the Springback of Sheet Metals", Journal of the Korean Society of Mechanical Engineers Conference Proceedings, Vol. 5, pp. 418-421.
6. Sa, J. S., Kang, T. W., 2013, "A Study on the Characteristics of Vibration Due to the Forces of Drive Shaft", Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, Vol. 22, No. 4, pp. 708-716.
7. Bae, G. H., Hong S. W., 2013, "Vibration reduction for feeding system with frequent-short-distance motion by acceleration/deceleration adjustment", Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, Proceeding of ICMTE 2013 Autumn Conference, Vol. 4, pp. 13-13.

8. Cho, J. W., Han, M. S., 2012, "Fatigue Analysis of Bike Brake under Nonuniform Load", Transaction of KSAE, Vol. 20, No. 4, pp. 133-141
9. Park, Y. C., Yun, D. P., Han, G. J, Bae, M. H., Jin, D. B., Lee, B. J., 1998, "Stress Analysis of LOWER ARM for Change of Section Shape (I)", Transaction of KSAE, Vol. 6, No. 1, pp. 99-107
10. Swanson, J., 2009, Ansys 120.0, Ansys Inc., USA.