정밀 로봇용 하모닉 드라이브의 실크 햇 형상에 따른 구조해석 Structural Analysis for Silk Hat type of the Harmonic Drive for Precision Robot

남원기 · 함성훈 · 오세훈

W. K. Nam, S. H. Ham and S. H. Oh

(접수일 : 2011년 03월 23일, 수정일 : 2011년 05월 14일, 채택확정 : 2011년 06월 08일)

Key Words : Harmonic Drive(하모닉드라이브), Speed Reducer(감속기), Silk Hat(실크 햇), von-Mises Stress(본 미세스 응력)

Abstract : Recently, the speed reducer which is applied to robot has conducted a steady development on developments in the field of robotics. Among them, Harmonic drive is a high-stiffness, precision-controlled speed reducer and has high precision, compact, light in weight and high-reduction-ratio characteristics. The feature of flexspline of Harmonic Drive are two types. One is Cup type, the other is Silk Hat type. Silk Hat type is used in case of lighter and more compact in spatial because Silk Hat Type is hollow. According to the shape of silk hat, diaphragm is fractured because stress is concentrated. In this paper, the various shapes of silk hat are suggested to improve the durability of silk hat. And in the case of each shape, a study on stress and deformation using the FEM tool was carried out on flexspline.

1. 서 론

로봇산업의 발전에 따라 로봇 및 자동화 장치의 기구부에 대한 중요성이 증가하고 있다. 이런 기구부의 가장 핵심이 되는 부품에는 모터와 감속기를 들 수가 있다. 감속기는 로봇 및 자동화 장치의 정밀도 및 진동 소음 특성에 영향을 미치는 가장 핵심이 되는 부품이다. 그에 따라 최근의 경향은 정밀하고 정확한 위치제어를 가능케 하는 감속기의 개발로 가고 있다. 감속기의 기본 목적은 모터로부터 나오는 동력의 회전수를 감소시키면서 동시에 토크를 증대시켜 무거운 장비의 회전 또는 직선 이송을 가능하게 하는 것이다. 특히 서보제어가 필요한 경우에는 감속기의 감속비가 커질수록 분해능이 좋아져 정밀한 위치제어가 가능하다. 모터의 경우는 고속으로 회전할수록 동력밀도가 크므로, 모터와 감속기의 조합을 통해 최적의 서보제어가 가능하게 된다.

로봇용 감속기는 크게 내접 유성식 감속기와 주속식 감속기로 구분될 수 있다. 내접 유성식 감속기의 대표적인 예로는 Cycloid 감속기를 들 수 있으며, 주속식 감속기의 대표적인 경우는 Harmonic Drive를 들 수가 있다. 현재 공장 자동화에 사용되는 로봇의 상단부에는 하모닉 드라이브가 사용이 되고 있으며, 하단부에는 사이클로이드 감속기가 많이 사용이 되고 있다. 사이클로이드 감속기는 부하용량도 크고 높은 효율과 정밀도를 가지지만 소형화에 한계가 있고 편심이 존재할 수밖에 없다는 단점이 있다. 그리고 하모닉 드라이브는 소형, 경량이고 간단한 구조물인데 반해 고감속비를 가지고, 동력전달의 효율이 우수하다는 장점을 갖고 있다. 이러한 장점 때문에 하모닉 드라이브는 현재 우주, 항공 산업 분야에서도 널리 활용되고 있다¹⁾. 이러한 하모닉 드라이브는 플렉스플라인의 형상에 따라 두가지의 종류로 나눌 수 있다. 하나는 컵형상이고 다른 하나는 실크 햇 형상이다. 본 논문에서는 플렉스플라인의 형상 중에 무게 측면에서 좀 더 가볍고 공간적으로 더 콤팩트한 실크 햇 형상의 경우에 대한 응력 분포를 확인해 보고자 한다. 실크 햇 형상의 경우 형상의 특성상 다이어프램부에서 응력 집중이 발생해 파손되

남원기(교신저자) : 중앙대학교 기계공학부 대학원

E-mail : osh@cau.ac.kr, Tel : 02-820-5314

오세훈 : 중앙대학교 기계공학부

함성훈 : 동주대학 자동차튜닝과

기가 쉽기 때문에 실크 헛의 수명을 결정짓는 중요한 요소라 할 수 있다. 그래서 웨이브제너레이터에 의해서 플렉스플라인이 받는 응력 분포를 확인해 보았다.

2. 하모닉 드라이브의 구성

2.1 하모닉 드라이브의 구성 요소

Fig. 1은 Harmonic 사의 하모닉 감속기의 주요 구성 요소를 나타내고 있다. 우선 하모닉 감속기는 크게 3가지의 기본 부품의 조합으로 구성되어 있다. 타원형 캠의 외부에 내, 외륜의 플렉스블한 볼 베어링을 끼워 넣은 파동발생기(wave generator), 개구부의 외주면에 치형이 새겨져 있는 얇은 컵(cup) 형상의 금속 탄성체인 플렉스플라인(flexspline), 그리고 강체 링(ring) 형상의 부품인 서클라스플라인(circular spline)이 그것이다. 특히, 하모닉 감속기의 플렉스플라인은 그 자체가 탄성변형을 일으켜 동력을 전달하므로 치형 설계 및 자체 셸(shell)에 대한 연구가 현재도 많이 진행되고 있다.

Fig. 1 Component of the harmonic drive

실제로 하모닉 감속기에 대한 연구현황을 살펴보면 하모닉 감속기는 1955년 미국의 C.Walton Musser에 의해 개발된 이래로 많은 연구가 진행되어 왔다²⁻⁵⁾. 1975년 영국의 Brighton은 플렉스플라인과 원형 스플라인이 완전히 물릴 때 작은 접촉각을 갖는 수정된 인볼류트 치형의 감속기를 개발하였고⁶⁾, 1984년 일본의 Kiryu는 파동발생기와 플렉스플라인 사이에 위치한 베어링의 구조 개선에 의해 플렉스플라인의 토크 변동률을 줄임으로써 진동 억제효과를 가져와 플렉스플라인의 응력을 크게 감소시킬 수 있게 함으로써 궁극적으로 베어링의 수명 연장을 가져왔다⁷⁾. 또한 1989년 하모닉사의 Kiyosawa는 하모닉 감속기의 강성과 내구성을 향상시키기 위하여 이끝의 볼록 곡선(convex addendum curve)과 이뿌

리의 오목 곡선(concave dedendum curve)이 합성된 새로운 치형 설계에 의해서 기존보다 피로강도와 낮은 토크 영역에서의 강성을 향상시킨 연구결과를 발표한 바 있다^{8,9)}. 그리고 1991년 Tanioka는 로봇에서 요구되는 고정도 및 원주방향 고 강성의 박형 하모닉 감속기(short flexspline type)를 개발한 바 있다¹⁰⁾. 이것은 기존의 컵형(cup type) 감속기에 비해 플렉스플라인의 셸 부분을 짧게 한 것으로 상대적으로 짧은 플렉스플라인으로 인해 슬림(slim)형 로봇 기구설계가 가능했다. 한편, 하모닉 감속기의 동역학적인 연구로는 1992년 Tuttle과 Seering이 감속기의 마찰, 기어의 치물림 메커니즘과 위치 정도에 대해서 실험적으로 연구한 바 있다¹¹⁾. 또한 1995년 Jeong은 하모닉 감속기의 구조 중 플렉스플라인에서 치형부를 제외한 몸통부의 재료를 기존의 강재 대신에 복합재료(composite)를 사용함으로써 기존 강재보다 강성과 감쇠특성의 향상을 가져와 치형부의 응력집중을 완화시키는 연구성적을 얻었다¹²⁾. 이상과 같이 하모닉 감속기의 점진적인 연구 개발로 치형 및 구조 면에서 과거와 비교해 볼 때, 구동 원리 면에서는 동일하나 기구적인 면이나, 정도, 내구성, 효율 등에서 향상된 감속기가 개발되었고 앞으로도 계속적인 연구가 추진될 것이다.

2.2 플렉스플라인의 형상

하모닉 감속기에 들어가는 3개의 구성 요소 중, 본 논문에서 고려하는 플렉스플라인은 아래의 Fig. 2에서처럼 크게 두 가지 형상이 있다.

Fig. 2 Type of the flexspline

두 가지 형상의 차이점은 컵형의 경우는 플렉스플라인이 Fig. 1의 그림처럼 컵 형상으로 되어 있는 반면에 실크 헛 형상의 경우는 평평한 면으로 커다란 중공 홀을 가지게 된다. 그래서 무게 측면에서 좀 더 가볍고 공간적으로 더 콤팩트한 장점을 가지게 된다. 그리고 실크 헛 형상의 경우는 축간 거리가 컵형상의 경우의 약 1/2 정도로 줄일 수 있고 마운팅하기가 쉽다.

3. 실크 햇 해석 조건 및 유한요소 모델링

3.1 실크 햇의 해석 조건

본 논문에서는 치물림에 따른 응력은 컵 형상의 경우와 유사하다는 가정 하에 플렉스플라인과 서큘라스플라인의 치물림에 따른 변형은 고려하지 않고, 실크 햇 타입의 플렉스플라인이 타원형인 웨이브제너레이터에 의해서 발생하는 응력해석만을 수행하였다. 웨이브 제너레이터에 의해서 플렉스플라인이 타원 형상으로 변형이 될 때 반지름의 변화는 다음과 같다. 여기서 r 은 변형 전의 플렉스플라인의 반지름 값이고, δ 는 플렉스플라인과 서큘라스플라인의 피치원 반경의 차이이다. 그리고 R_f 는 웨이브 제너레이터에 의해 변형된 플렉스플라인의 반지름이다.

$$R_f = r + \delta \cos(2\theta) \quad (1)$$

Fig. 3 Coordinate system

FEM 해석을 위해 실린더좌표계를 적용하여 z 축을 중심으로 반시계방향으로 회전 방향을 y 라 하고 그때의 회전한 정도를 θ 로 하였다. 그리고 그때의 변위량 x 가 위의 식의 웨이브제너레이터에 의한 플렉스플라인의 강제 변위량인 $\delta \cos(2\theta)$ 가 된다. 본 논문에서는 플렉스플라인의 반경 r 은 63.94[mm]이고, 서큘라스플라인과 플렉스플라인의 차이인 δ 값은 7.774×10^{-4} [mm]로 하여 강제변위를 주었다. 모든 FEM 해석은 Ansys 프로그램을 사용하였다.

3.2 실크 햇의 모델링

실크 햇 형상에 따른 응력을 확인하기 위하여 다음의 Fig. 4처럼 총 6개의 형상을 모델링하였다. (a)는 기존의 실크 햇 형상을 나타낸다. (b)는 변형량의 2~2.5배의 경사를 갖는 실크 햇의 형상이다. (c)는 변형량의 2~2.5배의 경사를 갖는 상태에서 다이어프램부에 굴곡형상(벨로우즈)을 추가한 실크 햇 형상이다. (d)는 기존의 실크 햇에서 다이어프램부에서 바깥쪽으로 굴곡을 주어 응력분포를 확인해보려는 실크 햇 형상이다. (e)의 경우는 변형되어진 후 직선이 되도록 하기위해 변형량의 1~1.25배의 경사

를 갖는 상태에서 다이어프램부에 굴곡을 준 경우를 나타낸다. (f)는 실크 햇 형상에 경사를 급격하게 둔 경우 어떠한 응력분포가 나타나는 지를 확인하기 위한 형상이다.

Fig. 4 Type of the Silk Hat

4. 실크 햇에 작용하는 해석 결과

4.1 기존 실크 햇의 해석결과

Fig. 5 FEM results of the basic Silk Hat type

기존의 실크 햇의 경우에는 최대 변형량은 장축의 방향에서 다이어프램부로 연결되는 부위에 약 6.7801×10^{-3} [mm] 정도 발생하였다. 일반적으로 von-

Mises 응력이 연성의 찢어짐에 의해 파괴를 예견하는데 사용할 수 있으므로 von-Mises 응력의 최대값을 확인하면 응력은 다이어프램부에서 약 79.647 [MPa] 정도가 발생하였다. 이 부분의 기하학적인 형상에 의하여 응력 집중이 발생한 것이다.

4.2 경사를 갖는 실크 햇의 해석결과

Fig. 6에서 보면 변형량의 1~1.25배의 경사를 갖는 실크 햇의 경우에는 플렉스플라인 치형의 부분에서 최대 변형량이 4.4689×10^{-3} [mm] 정도가 발생하였다. 이 경우에는 최대 von-Mises 응력이 최대 변형량이 생긴 부위에서 동일한 위치에서 약 62.606 [MPa] 정도가 발생을 하였다. 변형량을 고려한 경사면으로 인해 다이어프램부에서의 응력 집중은 보이지 않는다. 전체적인 변형량은 있지만 그 양이 적어서 응력은 거의 받지 않는 것을 확인 할 수 있다.

Fig. 6 FEM results of the Silk Hat 3-(b) type

4.3 경사와 다이어프램부에 굴곡형상을 갖는 실크 햇의 해석결과

4.2절의 실크 햇 형상에서 다이어프램부에 굴곡형상을 추가한 경우이다. Fig. 7에서 보게 되면 이 경우는 최대 변형량은 4.4673×10^{-3} [mm] 정도가 플렉스플라인의 앞부분에서 발생을 하였다. 최대 von-Mises 응력의 경우도 장축 방향으로 62.581 [MPa] 정도가 발생을 하였다. 이 경우도 앞 절의 경우와 마찬가지로 변형량만큼 경사를 둌으로써 전체적인

변형은 발생하지만 그 양이 워낙 적어서 응력 발생량은 미비한 것으로 보인다.

Fig. 7 FEM results of the Silk Hat 3-(c) type

4.4 다이어프램부에 바깥쪽으로 굴곡형상을 갖는 실크 햇의 해석결과

Fig. 8 FEM results of the Silk Hat 3-(d) type

Fig. 8에서 보면 다이어프램부에서 바깥쪽으로 굴곡을 가한 경우이다. 최대 변형량은 굴곡이 시작되는 앞부분에서 6.49×10^{-3} [mm] 정도가 변형되었다. 최대 von-Mises 응력은 굴곡의 원형부분에서 발생

을 하는데 그 크기는 67.515[MPa] 정도가 발생을 하였다. 굴곡부분에서의 기하학적 형상에 따라 응력 집중이 발생한 것으로 사료된다.

4.5 경사와 다이어프램부에 바깥쪽으로 굴곡형상을 갖는 실크 햇의 해석결과

Fig. 9의 경우는 변형량의 1~1.25배 만큼의 경사를 갖는 상태에서 다이어프램부를 바깥쪽으로 한번 굴곡을 한 경우이다. 경사를 갖는 경우가 변형량은 전체적으로 발생은 하지만 응력 집중이 일부분에만 집중되기에 다이어프램부를 바깥쪽으로 굴곡을 준 경우와 접목한 경우이다.

이 경우 최대 변형량은 4.4184×10^{-3} [mm] 정도가 플렉스플라인 부분의 장축에서 발생을 하였다.

Fig. 9 FEM results of the Silk Hat 3-(e) type

하지만 기존의 경사를 갖는 경우와 마찬가지로 응력 집중은 플렉스플라인의 장축부분 일부에만 발생을 하였다. 최대 von-Mises 응력크기는 58.126 [MPa] 정도가 발생을 하였다.

4.6 고정판에서 급격한 경사를 갖는 실크 햇의 해석결과

다음의 Fig. 10의 실크 햇은 기존의 경우와는 다르게 플렉스플라인이 끝나는 부분에서 고정부위까지 급격한 경사를 둔 경우이다. 이러한 경우 변형량과 응력이 어떻게 발생하는 지를 확인하여 보았다. 급격한 경사를 갖는 경우에는 4.5558×10^{-3} [mm]의 최대

변형이 플렉스플라인의 장축 부분에서 발생을 하였다. 최대 von-Mises 응력은 플렉스플라인에서 경사가 시작되는 부분에서 92.193[MPa] 정도가 발생을 하였다. 이는 구조적인 문제에서 오는 경우로 사료된다.

Fig. 10 FEM results of the Silk Hat 3-(f) type

5. 결 론

본 논문에서는 로봇의 소형화에 따라 적용할 수 있는 하모닉 드라이브의 플렉스플라인의 형상에 대한 구조해석의 결과를 통해 실크 햇의 형상에 따라 플렉스플라인이 받는 응력 해석을 목적으로 하였다. 플렉스플라인의 형상이 실크 햇인 경우 웨이브제너레이터에 의해 강제 변위가 일어나는 경우의 구조해석을 수행하여 von-Mises 응력 분포 결과를 확인하였다. 총 6가지의 형상을 구성하여 나온 최대 변형량과 최대 von-Mises 응력의 FEM 결과는 다음과 같다.

Table 1 FEM results of each Silk Hat type

Type	Max Deformation [mm]	Max von-Mises stress [MPa]
(a)	6.7801×10^{-3}	79.647
(b)	4.4689×10^{-3}	62.606
(c)	4.4673×10^{-3}	62.581
(d)	6.4900×10^{-3}	67.515
(e)	4.4184×10^{-3}	58.126
(f)	4.5558×10^{-3}	92.193

위의 결과를 비교해 보면 실크 헛의 형상에서 변형량의 1~1.25배 만큼의 경사를 갖으면서 다이어프램 부분에서 바깥쪽으로 굴곡을 준 경우가 최대 변형량도 가장 작고 von-Mises 응력 또한 가장 적게 집중되는 것으로 확인이 되었다. 변형률을 고려한 경사를 미리 가정함으로써 변형이 전체적으로 분산이 되어 von-Mises 응력이 집중되지 않고 분산되면서 von-Mises 응력의 최대값도 작게 나온 것으로 보인다. 이 논문에서는 모터에서 들어오는 회전력과 서큘라스플라인과 플렉스플라인 간의 치물림에 따른 힘의 전달은 고려하지 않았지만, 이 결과를 이용하면 하모닉 드라이브의 내구성 증진에 활용할 것으로 판단된다.

참고 문헌

1. J.S. Kim, "A Study on the Stress and Deformation Analysis at Flexspline Shape Variation using FEM", Master Dissertation, Chung-Ang Univ., 2000
2. C.W. Musser, "Strain Wave Gearing", United States Patent, No.2,906,143, 1959.
3. C.W. Musser, "Spline and Rotary Table", United States Patent, No.2,959,065, 1960.
4. C.W. Musser, "Breakthrough in Mechanical Drive Design:The Harmonic Drive", Machine Design, Penton publishing Co., 1960, pp.160-173.
5. C.W. Musser, "A New Look at Elastic-Body Mechanics", Machine Design, Penton publishing Co., 1961, pp150-156.
6. Brighton, D. K., "Harmonic Drives", United States Patent, No.3,996,816, 1976.
7. Yuichi Kiryu, Hyogo, "Harmonic Drives Apparatus", United States Patent, No.4,909,098, 1984.
8. Y. Kiyosawa, M. Sasahara and S. Ishikawa, "Performance of a Strain Wave Gearing Using a New Tooth Profile", International Power Transmission and Gearing Conference, Vol.11, Book No.10288B, 1984.
9. Y. Kiyosawa, N. Takizawa, T. Ohkura and Y. Yamamoto, "A New Strain Wave Gearing: Performance Evaluation", JSME International Conference on Motion and Power Transmission, Nov.23-26 Hirishima Japan, pp.1132-1136, 1991.
10. Yoshihiro Tanioka, "Development of a New SF-Series Harmonic Drive Gearing for Robot", Technology on Application, Japan, pp.53-59, 1985.
11. T.D. Tuttle, "Understanding and Modeling the Behavior of a Harmonic Drive Gear Transmission", Technical Report 1365, MIT Artificial Intelligence Lab., 1992.
12. Kwang Seop Jeong, "A Study on the Composite Flexspline For a Harmonic Drive:Design, Manufacturing and Evaluation", Thesis of Ph.D., KIST, 1995.