

특수 목적 차량의 수상 추진체용 카단 샤프트의 유니버설 조인트에 대한 응력 및 수명 평가

배명호¹ · 이태영² · 조연상^{3*}

¹창원문성대학교 항공정비과 부교수

²카템 대표이사

³동아대학교 기계공학과 조교수

Stress and Life Evaluation of Universal Joint of Cardan Shaft for Waterjet System of Special-Purpose Vehicle

Myungho Bae¹, Taeyoung Lee² and Yonsang Cho^{3*}

¹Associate Professor, Dept. of Aviation Maintenance, Changwon Moonsung University

²President, Katem

³Assistant Professor, Dept. of Mechanical Engineering, DongA University

(Received October 30, 2019; Revised December 29, 2019; Accepted January 20, 2020)

Abstract – The powertrain of the waterjet system of a special-purpose vehicle makes use of the cardan shaft, which is composed of universal joints and shafts. These universal joints, composed of spiders and needle roller bearings, have to be designed with consideration for the bending and compressive stresses of the spiders and needle roller bearings, and the rating lives of the bearings. The bending and compressive stresses of the spider and bearing of a universal joint have been studied by many researchers. However, to design a universal joint effectively, overall consideration of the different specifications of needle roller bearings is necessary. In this study, the bending stresses of spiders and compressive stresses of needle roller bearings are calculated to design universal joints for powertrain cardan shafts with different roller diameters of bearing. Furthermore, the rating lives of the needle roller bearings are predicted using the calculated basic dynamic load ratings of the bearings. As a result, roller diameters less than $\phi 2.5$ mm are found suitable through an analysis of the bending stress of the spider. All compressive stresses between spider and bearing, regardless of roller diameter, satisfy the requirements. Moreover, roller diameters of more than $\phi 2$ mm are found suitable for the required rating life.



© Korean Tribology Society 2020. This is an open access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution License(CC BY, <https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>), which permits unrestricted use, distribution, and reproduction of the work in any medium, provided the original authors and source are properly cited.

Keywords – universal joint(유니버설 조인트), spider(스파이더), needle roller bearing(니들 롤러 베어링), bending stress(굽힘응력), compressive stress(면압응력), rating life(정격수명)

1. 서 론

특수 목적 차량의 후방 좌, 우에 장착되는 수상 추진체 (Water Jet) 구동용 동력전달 카단 샤프트(Cardan shaft)는 하천 도하 시 엔진의 동력을 수상 추진체에 전달하여 차량을 수중에서 전진하게 하는 핵심기능을 하는 것으로 고

*Corresponding author: Yonsang Cho
Tel: +82-51-200-1062
E-mail: bluecys@nate.com
<http://orcid.org/0000-0002-6802-4389>

장 시 승무원의 안전과 직결되는 고 신뢰성이 요구되는 부품이다. 특히 유니버설 조인트(universal joint)[1-8]의 스파이더(spider)와 니들 롤러 베어링(needle roller bearing)은 카단 샤프트의 내구성을 결정하는 핵심 구성 부품이다.

이에 대한 주요 연구동향을 살펴보면 J. W. Macielinski [1]은 프로펠러 샤프트용 카단 유니버설 조인트의 동특성을 해석하였고, H. I. F. Evernden[2]은 카단 샤프트 연결부의 각도와 하중의 연관성에 대해 해석하였다. D. W. Dudley[3]는 카단 샤프트용 스플라인류에 대한 면압강도 해석 방법을 제시하였으며, A. Y. Dodge[4]는 유니버설 조인트용 니들 롤러 베어링에 부가되는 베어링 하중(Bearing Loads)을 산출하여 상대조립품인 베어링 캡(bearing cup)과 스파이더에 걸리는 면압강도를 해석하였다. P. P. Sheu[6]은 유니버설 조인트 사이의 중간 축의 해석을 통해 조인트 각과 마찰에 미치는 영향을 살펴보았으며, T. W. Kim[7]은 유한요소해석을 통하여 조인트의 니들 베어링 시일의 성능을 평가하였다. 그리고 S. Darisuren[9]은 초음파 나노 표면개질 기술을 이용하여 니들 롤러 베어링의 피로 수명 향상에 대한 연구를 하였다. 실제 유니버설 조인트의 스파이더 및 니들 롤러 베어링을 선정하기 위하여 스파이더의 굽힘응력과 니들 롤러 베어링의 면압응력 및 수명 등을 종합적으로 검토할 필요가 있다.

따라서 본 연구에서는 특수목적차량의 수상 추진체 구동용 동력전달 카단 샤프트의 핵심 구성 부품인 유니버설 조인트의 스파이더 및 니들 롤러 베어링을 제작하기 위하여 부가되는 하중을 산출하였고, 니들 롤러 베어링의 사양에 따른 스파이더의 굽힘 응력을 분석하였다. 그리고 니들 롤러 베어링의 사양에 따른 베어링 캡과 스파이더에 걸리는 면압응력 및 베어링의 수명을 예측함으로써 유니버설 조인트의 설계 및 제작에 활용하고자 하였다.

2. 카단 샤프트의 유니버설 조인트

Fig. 1은 특수 목적 차량의 수상 추진체 및 동력전달 카단 샤프트의 구성도를 나타낸 것으로 여기서 개발 대상인 동력전달 카단 샤프트 2종을 Fig. 2에 나타내었다. 카단 샤프트는 Table 1에 나타낸 바와 같이 2종 모두 최대 입력 토크는 600 Nm이고 최대 회전수는 2000 rpm의 조건에서 사용되며, 조인트 각은 최대 8°를 가진다. 그리고 니들 베어링의 기본 정격 수명은 최대 2000 rpm에서 200시간 이상을 요구한다.

Fig. 3은 카단 샤프트의 핵심 부품인 유니버설 조인트

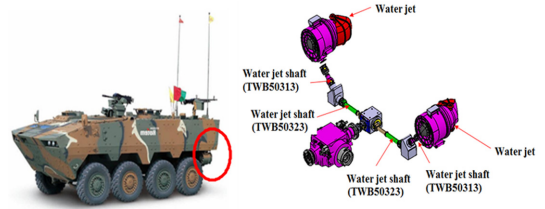


Fig. 1. Water Jet and shaft of special purpose vehicle.



Fig. 2. Cardan shafts of water jet.

Table 1. Specifications of cardan shafts

Items	Specifications
Input Max.torque/speed	600 Nm/2000 rpm
Max. joint angle (θ)	8°
Basic rating life at Max. 2000 rpm	over 200 h

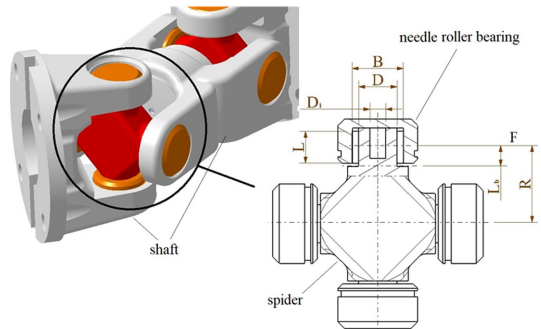


Fig. 3. Structure of universal joints.

[2]의 구조를 나타낸 것으로 십자형의 스파이더에 니들 롤러 베어링이 장착되고 각 샤프트에 결합되어 있다. 이와 같이 구성함으로써 샤프트가 서로 평행하지 않더라도 동력을 전달할 수 있는 구조로 되어 있다. 그리고 각 부분의 주요 치수는 Table 2에 나타내었다. 여기서 니들 베어링이 장착되는 스파이더의 돌출부의 외경(D)와 니들 베어링의 롤러 수(N)은 니들 베어링의 롤러 지름(d)에 따라 결정되는 치수이다. 본 연구에서는 Table 3과 같

Table 2. Dimensions of spider and needle roller bearing

Parameter	Dimension (mm)
Bearing cup bore diameter	ϕ 18.71
Trunnion outer diameter	-
Trunnion inner diameter	ϕ 5
Effective needle roller length on cross trunnion	10
Bending moment arm	10
Torque radius of couple force	23.5
Needle roller diameter	-
Number of needle roller	-

Table 3. Dimensions of trunnion outer diameter and number of needle roller as roller diameter

Needle roller diameter, d (mm)	Number of needle roller, N	Trunnion outer diameter, D (mm)
1	55	16.71
1.5	36	15.71
2	26	14.71
2.5	20	13.71
3	16	12.71
3.5	13	11.71
4	11	10.71

이 니들 베어링의 롤러 지름을 $\phi 1$ mm에서 $\phi 4$ mm까지 달리하여 스파이더의 굽힘응력, 베어링의 면압응력 및 수명을 검토하였다. 여기서 스파이더와 베어링 컵의 재질은 표면 경화처리를 한 SM45C와 SCM440을 대상으로 하였고, 니들 롤러는 베어링강 STB2를 대상으로 검토하였다.

3. 유니버설 조인트에 대한 응력 검토

3-1. 스파이더의 굽힘응력

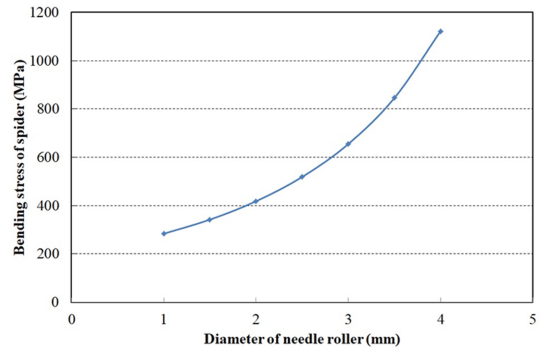
니들 롤러 베어링의 롤러 지름의 변화에 따라 유니버설 조인트의 스파이더에 작용하는 굽힘응력은 다음을 통해 구할 수 있다. Fig. 3의 유니버설 조인트의 스파이더에 추가되는 couple force[2], F 는

$$F = \frac{T_x}{(\cos\theta \times 2R)} \quad (1)$$

이고, 스파이더 단면, A-A에서의 굽힘응력[5], S_b 는

$$S_b = \frac{F \times L_b}{Z}, Z = \frac{\pi \times (D^3 - D_i^3)}{32 \times D} \quad (2)$$

이다. 여기서 T_x 는 최대 토크, R 은 스파이더 중심으로부터

**Fig. 4. Bending stress of spider by diameter of needle roller.**

터 couple force가 가해지는 지점의 반지름이다. 그리고 L_b 는 스파이더의 돌출부에 작용하는 굽힘모멘트 암이고, D 는 스파이더 돌출부의 외경, D_i 는 스파이더 돌출부의 내경이다.

Fig. 4는 식(2)를 이용하여 구한 니들 롤러의 지름에 따른 스파이더의 굽힘 응력의 변화를 나타낸 것이다. 여기서 베어링 컵의 전체 외경을 일정하게 둔 상태에서 롤러의 지름을 크게 하면 스파이더 돌기의 외경은 Table 3과 같이 작아지기 때문에 스파이더의 굽힘 응력은 증가하게 된다. 이러한 결과에서 스파이더의 재질을 항복강도가 400 MPa인 SM45C를 사용하면 니들 롤러의 지름을 $\phi 1.5$ mm 이하로 할 필요가 있다. 그러나 스파이더의 재질을 항복강도 800 MPa인 SCM440으로 사용하면 롤러의 지름은 $\phi 3$ mm 이하가 되어야 한다. 그리고 실제 설계 시에 안전율을 1.5로 하여 고려한다면 SM45C의 경우에는 롤러 지름 $\phi 1.5$ mm에서 안전율 1.17, $\phi 1$ mm에서 안전율 1.41로 모두 만족하지 않는다. 그러나 SCM440의 경우에는 롤러 지름 $\phi 3$ mm에서 안전율 1.22, $\phi 2.5$ mm에서 안전율 1.54이다. 따라서 롤러 지름을 $\phi 2.5$ mm 이하로 하여 설계를 하면 스파이더는 충분히 안전하다고 생각된다.

3-2. 스파이더와 니들 롤러의 면압응력

스파이더와 니들 롤러 사이의 면압응력[4,8]은 Fig. 5에 나타낸 바와 같이 유니버설 조인트의 스파이더에 추가되는 couple force로부터 니들 롤러 베어링에 작용하는 최대 하중 P_0 를 식(3)에 의해 산출하여 식(4)와 식(5)에 의해 구할 수 있다.

$$P_0 = \frac{F \times 5}{N} \quad (3)$$

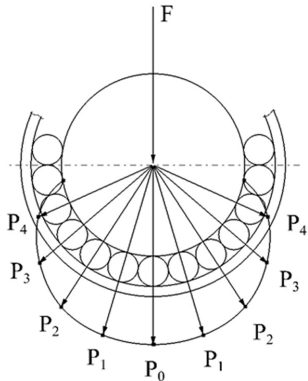


Fig. 5. Needle roller radial load distribution[4].

$$S_1 = 1.732354 \times \sqrt{\frac{P_0}{L} \left(\frac{1}{d} + \frac{1}{D} \right)} \quad (4)$$

$$S_2 = 1.732354 \times \sqrt{\frac{P_0}{L} \left(\frac{1}{d} - \frac{1}{B} \right)} \quad (5)$$

여기서 S_1 은 니들 롤러와 스파이더 사이의 최소 면압응력이고, S_2 는 니들 롤러와 베어링 컵 사이의 최소 면압응력으로 표면경도가 HRC50 이상일 때 모두 2,410 MPa 이하이면 만족하는 값이다. 그리고 B 는 베어링 컵의 내경이다.

Fig. 6은 니들 롤러의 지름에 따른 계산된 면압응력의 변화를 나타낸 것으로 모두 2,410 MPa 이하의 조건을 만족하고 있다. 그리고 니들 롤러의 지름이 증가함에 따라 롤러와 스파이더 사이의 면압응력은 증가하지만 롤러와 베어링 컵 사이의 면압응력은 크게 변화가 없다. 그리고 롤러와 스파이더 사이의 면압응력이 높게 나타나고 있

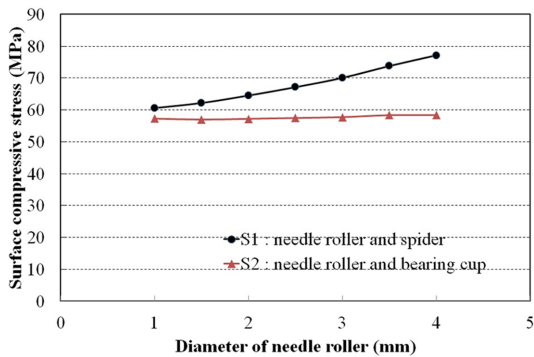


Fig. 6. Surface compressive stress by diameter of needle roller.

다. 이는 롤러의 접촉압력이 베어링 컵보다는 스파이더에 좀 더 영향을 준다고 생각된다.

4. 니들 롤러 베어링의 수명 검토

유니버설 조인트를 구성하는 스파이더의 굽힘 응력과 니들 롤러 베어링의 면압 응력 검토를 통하여 스파이더 및 니들 롤러 베어링의 적당한 치수를 결정한다고 하더라도 베어링은 반드시 수명 검토를 통해 내구성을 검증할 필요가 있다. 구름 베어링은 일정 하중을 받으며 회전을 하면서 내부의 진동체는 끊임없이 반복되는 하중을 받게되고 이에 따라 피로에 의한 파괴가 발생하게 된다. 유니버설 조인트 역시 회전시에 니들 롤러 베어링은 조인트 각에 의해 요동운동을 하기 때문에 이에 따른 베어링의 수명을 검토할 필요가 있다.

Table 4는 롤러의 지름에 따른 니들 롤러 베어링의 기본 동정격 하중(C)[10]을 나타낸 것으로 이는 KS B 2019에 규정한 방법에 의해 구하였으며, 이를 이용하여 요동운동을 하는 니들 롤러 베어링의 기본 정격 수명[11]을 식(6)과 식(7)에 의해 예측하였다.

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^{10/3} \quad (6)$$

$$L = \frac{90}{(\theta/2)} L_h \quad (7)$$

여기서 L_h 는 연속 회전운동을 하는 니들 롤러 베어링의 수명이고, L 은 요동운동을 하는 니들 롤러 베어링의 수명이다. 그리고 n 은 최대 회전수 2000 rpm, C 는 기본 동정격하중, P 는 동등가하중(= couple force, F), θ 는 최대 조인트 각 8° 이다.

Fig. 7은 니들 롤러의 지름에 따라 기본 정격 수명의 변화를 나타낸 것으로 롤러 지름 $\phi 3$ mm까지는 수명이 증

Table 4. Basic dynamic load rating

Needle roller diameter, d (mm)	Basic dynamic load rating, C (N)
1	10109.8
1.5	12335.9
2	13811.6
2.5	14738.5
3	15245.3
3.5	15240.0
4	15127.8

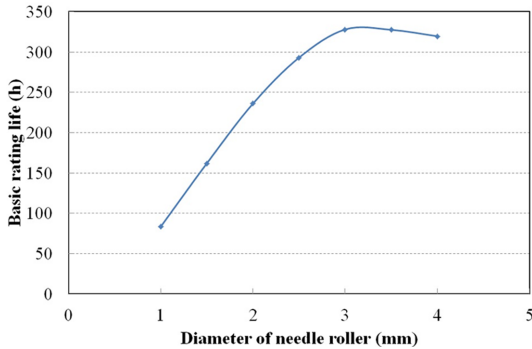


Fig. 7. Basic rating life by diameter of needle roller.

가하였지만 그 이상에서는 오히려 약간 감소하고 있다. 이는 Table 4에 나타낸 기본 동정격 하중이 롤러 지름 $\phi 3$ mm까지는 증가하지만 롤러 지름이 커짐에 따라 롤러의 수가 적어지기 때문에 그 이상에서는 감소하였다고 생각된다. 그리고 요구되는 기본 정격 수명이 200시간 이상이므로 니들 베어링의 롤러 지름은 $\phi 2$ mm 이상이 적당하다고 생각한다.

따라서 앞의 유니버설 조인트의 응력 검토 결과와 종합해 볼 때, 니들 롤러 베어링의 롤러 지름은 $\phi 2$ mm 또는 $\phi 2.5$ mm가 되어야 하며 스파이더의 재질은 열처리한 SCM440을 사용하는 것이 적당하다고 판단된다.

5. 결 론

특수목적차량의 카단 샤프트의 핵심 구성 부품인 유니버설 조인트에 부가되는 하중을 산출하고, 니들 롤러 베어링의 사양에 따른 스파이더의 굽힘 응력과 베어링 캡과 스파이더에 걸리는 면압응력 및 베어링의 수명을 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 스파이더의 굽힘 응력 검토한 결과에서 스파이더의 재질을 크롬몰리브덴강인 SCM440을 사용하였을 때, 롤러의 지름은 $\phi 2.5$ mm 이하가 되어야 한다.

2) 스파이더와 니들 롤러 사이의 면압응력은 롤러의 지름에 상관없이 모두 2,410 MPa 이하의 조건을 만족하고 있다.

3) 요구되는 기본 정격 수명이 200시간 이상이므로 니들 베어링의 롤러 지름은 $\phi 2$ mm 이상이 적당하다.

4) 이를 종합해 볼 때, 니들 롤러 베어링의 롤러 지름은 $\phi 2$ mm 또는 $\phi 2.5$ mm 가 되어야 하며 스파이더의 재

질은 열처리한 SCM440을 사용하는 것이 적당하다.

Acknowledgements

본 논문은 중소벤처기업부, 산학연 Collabo R&D사업의 지원과제(과제번호; S2739728, 과제명 ; 특수목적차량용 동력전달축의 피로 및 강도 향상기술 적용 성능고도화 실용시제개발)와 Romax Technology Ltd의 관련 소프트웨어 지원으로 작성되었으며, 지원에 감사드립니다.

References

- [1] Macielinski, J. W., "The Design and Selection of Universal Joints", *The Journal of Automotive Engineering*, Vol.1, No.3, pp.14-18, 1970.
- [2] Evernden, H. I. F., "The Propeller Shaft or Hooke's Coupling and the Cardan Joint", *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers*, pp.100-110, October 1949.
- [3] Dudley, D. W., How to Design Involute Splines, *Product Engineering*, pp.75-80, Involute Splines, ASA B5. 15, 1957.
- [4] Dodge, A. Y., Bearing Loads Due to Universal Joint Action, *Automotive Industries*, pp.636-639, Chilton Company, December 1940.
- [5] Heldt, R. M., Propeller Shafts and Universal Joints, *Chapter*, pp.140-169, 1948.
- [6] Sheu, P. P., Chieng, W. H., Lee, A. C., "Modeling and Analysis of the Intermediate Shaft Between Two Universal Joints", *J. Vib. Acoust.* Jan 1996, <https://doi.org/10.1115/1.2889640>
- [7] Kim, T. W., Moon, S. M., Koo, Y. P. and Cho, Y. J., "Finite Element Analysis for Performance Evaluation of the Seal in a Universal Joint Bearing", *J. Korean Soc. Precis. Eng.*, Vol.18, No.9, pp.140-146, 2001.
- [8] Crouse, W. H., *Automotive Mechanics*, 4th Edition, Chap. 27, pp.583-590, McGraw-Hill Book co. Inc., New York, 1960.
- [9] Darisuren, S., Amanov, A. and Pyun, Y. S., "Improvement in Fatigue Life of Needle Roller Bearing", *Tribol. Lubr.*, 2019. <https://doi.org/10.9725/kts.2019.35.4.237>
- [10] KS B 2019, "Rolling bearings - Dynamic load ratings and rating life", Korean Standard Association, 2016.
- [11] IKO Needle Roller Bearing Series General Catalog, NIP-PON THOMPSON CO., LTD., CAT-1577E, 2018, <https://ikowb01.ikont.co.jp/technicalservice/ikoc0130.php?lang=en&from=html>