



중형 상용차용 프로펠러 샤프트의 구조 강도 개선에 관한 연구

문 홍 주^{*1)} · 심 기 중¹⁾ · 조 규 춘¹⁾ · 최 규 재²⁾ · 고 승 기²⁾ · 이 영 춘³⁾

군산대학교 기술혁신센터¹⁾ · 군산대학교 기계자동차공학부²⁾ · 화신 기술연구소³⁾

A Study on the Structural Strength Improvement of the Propeller Shaft Using Medium Duty Commercial Vehicle

Hongju Moon^{*1)} · Kijoong Sim¹⁾ · Kyuchun Cho¹⁾ · Gyoogae Choi²⁾ · Seungkee Koh²⁾ · Youngchoon Lee³⁾

¹⁾Kunsan Advanced Technology Innovation Center, Kunsan National University, Jeonbuk 54150, Korea

²⁾School of Mechanical & Automotive Engineering, Kunsan National University, Jeonbuk 54150, Korea

³⁾The Institute of Technology, Hwa Shin Co., 105 Seongseogongdanbuk-ro, Dalseo-gu, Daegu 42709, Korea

(Received 5 April 2017 / Revised 21 April 2017 / Accepted 26 April 2017)

Abstract : In this paper, we would like to suggest ways in which to improve the strength of the spider, which is the vulnerable part of the double cardan propeller shaft(DCPS) in medium-duty commercial vehicles. DCPS is composed of a universal joint that consists of spider and yoke, tube, cover spline, and so on. To improve the spider's structural strength, the DCPS assembly model is designed with an ANSYS workbench. This developed model can analyze the strength of the DCPS, and can validate the results of the analysis through a strength test. Finally, we would like to introduce a new spider design that is 20 % stronger than previous DCPS models.

Key words : Medium duty commercial vehicle(중형상용차), Spider strength(십자축 강도), DCPS(Double Cardan Propeller Shaft, 프로펠러 샤프트), Structural strength(구조 강도), Universal joint(유니버설 조인트), Improvement design(개선 설계)

1. 서 론

국내의 자동차 산업은 기존의 양적 성장에서 기술능력 개발 및 독자 기술 확보를 통한 질적 성장으로 전환을 꾀하고 있다. 하지만, 상대적으로 시장 규모가 작고 기술개발 수준이 낮은 상용차 부품은 국내 기술 개발이 미흡하여 선진 기술을 보유한 해외 선진 업체가 관련 시장을 독점하고 있는 실정이다.

특히, 상용차 구동계의 핵심 부품인 프로펠러 샤프트(Propeller shaft)는 변속기(Transmission) 또는 트랜스퍼케이스(Transfer case)와 전·후륜 차축(Axle)을 연결하여 구동력을 바퀴에 전달하는 기능으로 차축과의 원활한 회전력 전달이 가능하도록 양끝에

유니버설 조인트(Universal joint)를 사용하며 요구 조건에 따라 다양한 구조의 제품이 적용되고 있다. 또한, 주행 중 회전축의 변화에도 고토크, 고속 회전이 원활하게 전달될 수 있는 성능을 갖추어야 한다.

프로펠러 샤프트에 대한 연구는 차량특성, 사용 조건을 고려한 최적 제품 설계, NVH 성능 및 시험을 통한 내구성이 우수한 제품 개발과 관련된 연구가 진행되고 있다.

이호준 등¹⁾은 프로펠러 샤프트 요크의 하부 Pot hole 형상이 비틀림 변형 형태에 중요한 영향을 미칠 수 있음을 보이고 개선에 효율적인 하부 형상을 제안하였다. 송현석 등²⁾은 프로펠러 샤프트 구성부품인 R_yoke에 대한 내구성 향상 및 응력 저감을 위

*Corresponding author, E-mail: qwrw00@kunsan.ac.kr

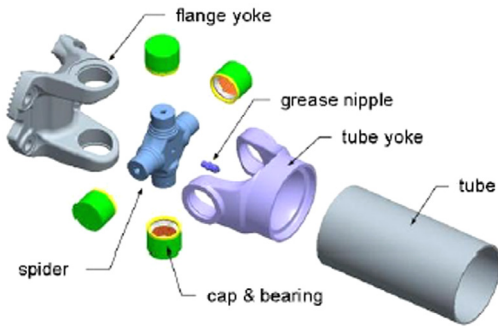


Fig. 1 Universal joint for a propeller shaft

하여 설계 변수에 대한 민감도 분석을 바탕으로 개선설계안을 제시하였다. 한동섭 등³⁾은 구동축과 피동축과 연결되는 프로펠러 샤프트의 교차각이 강도에 미치는 영향을 연구하였다.

김도식 등⁴⁾은 교정가속수명시험(Calibrated accelerated life test, CALT) 방법을 이용하여 액슬 구동축의 수명을 예측하는 연구를 수행하였다. Avrigean 등⁵⁾은 유니버설 조인트의 결합 유형 및 빈도에 관한 시장조사 자료를 근거로 하여 스파이더부품을 주요 결합요소로 선정하여 이에 대한 연구를 수행하였으며, 이외에도 제품의 신뢰성 확보를 위하여 등속조인트에 작용하는 접촉 하중 및 응력을 이론적, 실험적으로 평가하는 연구,⁶⁾ 샤프트의 경량화에 따른 강성 및 NVH 특성변화에 관한 연구,⁷⁾ 샤프트의 진동 특성이 구동계에 미치는 영향을 평가하고 진동 저감 방안을 제시하는 연구⁸⁾ 등이 활발하게 진행되고 있다.

이상과 같이 내구성, 응력저감, NVH 특성 등 프로펠러 샤프트 구성 부품에 대한 다양한 연구가 진행 되었지만, 프로펠러 샤프트의 구성 부품을 조립한 제품에 대한 유한요소 해석적 접근과 시험을 통한 검증 및 이를 통하여 얻어진 가장 취약 부품(응력이 집중된 부품)에 대한 개선에 대한 연구는 많이 이루어지지 않고 있다.

이에 본 논문에서는 상용 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS를 이용하여 프로펠러 샤프트 조립 제품에 대한 구조해석을 통하여 취약부품을 확인하고 취약 부품의 형상 개선을 통한 강도 향상을 목표로 하며 시험을 통하여 검증하고자 하였다. 또한, 이를 근거로 취약 제품의 설계 변수에 따른 구조 해석을 통해 제품의 강도 향상을 위한 개선 설계안을 제안하였다.

2. 본 론

2.1 제품 개요

대상 제품은 3.5 Ton 상용차의 원활한 회전력 전달을 위한 더블카단프로펠러샤프트(DPCS : Double cardan propeller shaft)로 주요 부품은 플랜지/센터/튜브 요크(Flange/Center/Tube yoke), 스파이더(Spider), 요크 샤프트(Yoke shaft), 커버스플라인(Cover spline), 튜브(Tube) 등으로 구성되어 있다. 회전 동력은 플랜지 요크 1번이 변속기 또는 트랜스퍼 케이스에 연결되고 플랜지 요크 2번이 차축에 연결되어 바퀴에 전달된다. 주행 중 차축 및 엔진, 변속기의 운동변위로 회전 축심이 임의의 각도로 교차되어 회전하더라도 원활한 동력 전달이 가능하도록 2개의 유니버설 조인트가 적용되어 있다. Fig. 2는 프로펠러 샤프트 조립 제품의 부품 구성을 보여주고 있다.

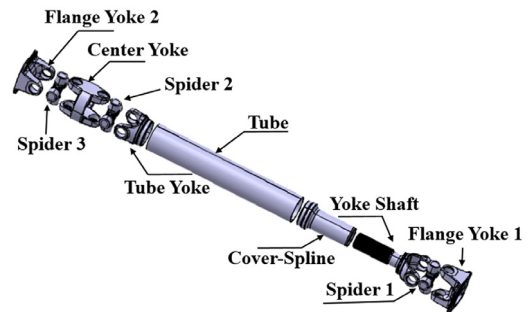


Fig. 2 Propeller shaft configuration

2.2 해석 모델 생성

유한요소해석 진행을 위하여 Yoke와 Spider로 구성된 유니버설 조인트와 원통의 강관으로 구성되는 프로펠러 샤프트의 각 부품을 3D Modeler인 CATIA V5를 이용하여 모델링 하였으며 구속조건을 부여하여 조립 제품을 구성하였다. 해석모델 구성 부품 중 Cover spline, Yoke shaft의 기어 형상과 Spider 고정 핀 형상 등 해석 시 결과에 영향이 미비한 부품들은 메쉬 생성과정의 오류, 해석 시간의 단축을 위하여 Yoke shaft 및 Cover spline의 슬립이음 형상 등을 단순화 하였으며, 홀, 링, 튜브 등을 제거 하였다. Fig. 3은 간략화된 형상을 보여주고 있다.

해석 모델 생성에 적용된 Mesh는 솔리드 형상 모델에 주로 사용되는 3차원 요소인 Tetra 요소를 사용

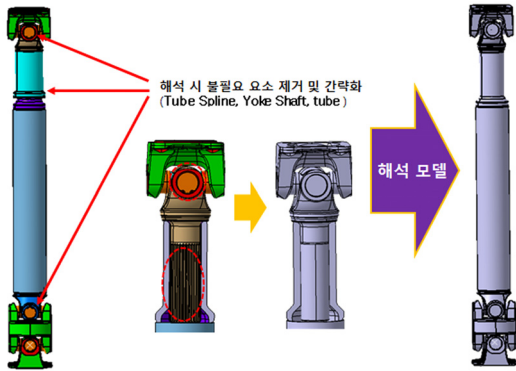


Fig. 3 Simplification of the propeller shaft parts

Table 1 Material properties

Name	Material	Young's modulus (GPa)	Poisson's ratio	Tensile yield strength (MPa)
Spider	SCM420	200	0.29	870
Flange yoke	S45C	205	0.3	490
Cover yoke				
Tube spline				
Yoke shaft	FCD700	180	0.29	834
Center yoke	SCM440	205	0.29	480
Tube	StKM14b	200	0.3	350

하였으며, 설계 관심부분인 Spider, Yoke shaft의 Mesh size를 조밀하게 조정하여 Node: 2,852,203 EA, Element :162,433 EA로 해석 모델을 생성하였다. 개발 제품인 프로펠러 샤프트의 취약부를 검토하기 위하여 탄성해석을 수행하였으며, 이에 필요한 각 구성품의 물성 데이터는 Table 1에 보여주고 있다.

2.3 해석 경계 조건

프로펠러 샤프트의 유니버설 조인트는 일치되지 않는 축 중심선들을 교차 및 변경하는 요소로 요크와 스파이더 부품 사이에는 원활한 작동 조건이 부여 되어야 한다.

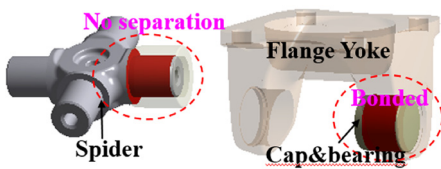


Fig. 4 Contact conditions of analysis model

이에 Spider 및 Cap&bearing의 접촉면에 회전이 가능하도록 No separation(접촉면 슬립허용 그 외 구속), Cap&bearing 및 Yoke간은 6 DOF를 구속하여 유니버설 조인트의 각도 변경이 가능하도록 접촉 조건을 부여하였다. Cover spline 및 Yoke shaft 부품 간에는 서로 간의 슬립이 허용되나 추후 개발제품의 차량 장착 시 Flange yoke 1, 2의 구속으로 슬립에 대한 움직임은 미미 할 것으로 판단되어 6 DOF를 완전 구속하였다. 이외 용접으로 결합되는 각 부품들은 6 DOF 완전 구속하여 제품에 대한 접촉 조건을 선정하였다.

프로펠러 샤프트의 최대 적용 토크는 엔진 토크, 기어 비 등 차종의 사양에 의해 결정된다. 제품의 취약부 검토를 위하여 Flange yoke 1에 제품의 요구 회전동력 225 Kgf·m에서 325 Kgf·m까지 25 Kgf·m씩 증가시켜 총 5가지의 회전토크를 인가하였다. 이를 통하여 취약부, 최대 응력의 발생 부를 검토하고자 하였다.

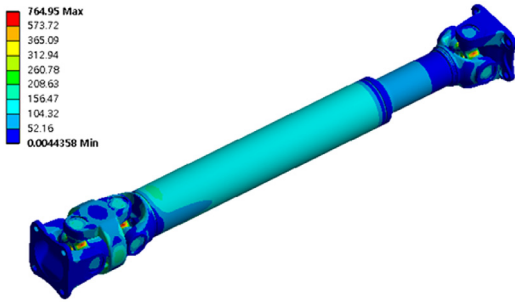
구속조건은 Fig. 5와 같이 출력부인 Flange yoke 2의 볼트 삽입부에 Cylindrical 조건을 부여하여 Z축을 제외한 x, y, Rx, Ry, Rz 방향을 구속하였으며, 밀면에는 Frictionless support 조건을 고려하여 Z축 방향을 구속 하였다.



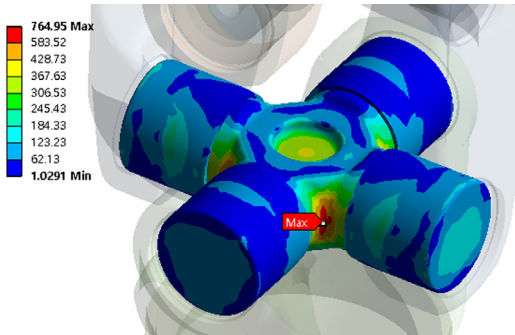
Fig. 5 Load and boundary conditions of analysis model

2.4 해석 결과

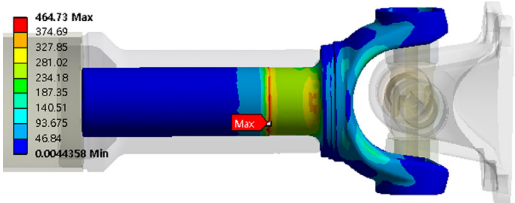
위의 경계 조건을 바탕으로 토크 인가 시 프로펠러 샤프트의 조립품, 각 부품에 대한 유한요소 해석을 수행하였다. 가장 큰 응력 값은 스파이더 부품에서 발생하였으며 요크 샤프트, 센터 요크 부품 순으로 큰 응력 값이 발생하였다. Fig. 6은 프로펠러 샤프트



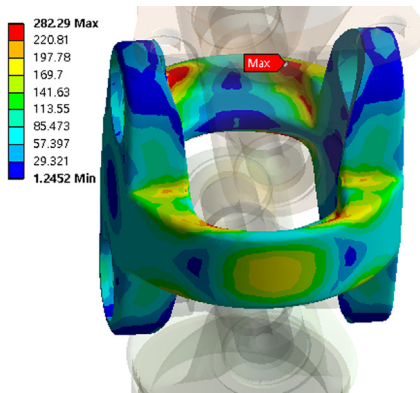
(a) Propeller shaft ass'y



(b) Spider 2 (765 MPa)



(c) Yoke shaft (465 MPa)



(d) Center yoke (282 MPa)

Fig. 6 Analysis results of the propeller shaft

Table 2 Maximum stress of the propeller shaft parts torque 225 Kgf·m

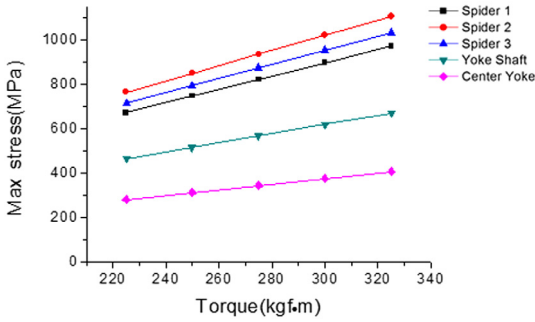
Name	Yield strength (MPa)	Max stress (MPa)	S.F.
Flange yoke 1	490	137	3.6
Spider1	870	673	1.3
Yoke shaft	834	465	1.8
Cover_spline	480	147	3.3
Tube	350	178	2
Tube yoke	490	239	2.1
Spider2	870	765	1.1
Center yoke	480	282	1.7
Spider3	870	715	1.2
Flange yoke 1	490	204	2.4

및 큰 응력 값을 갖는 부품의 해석 결과를 보여주고 있다.

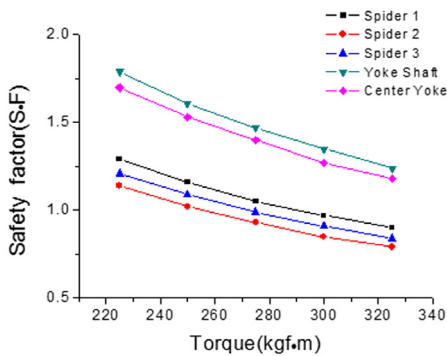
프로펠러 샤프트의 각 구성 부품에 발생하는 최대 응력과 안전계수(항복강도/ 최대응력)를 Table 2에 정리 하였다.

부품별 최대응력과 취약지점을 검토한 결과 Spider 2 제품에서 최대응력이 765 MPa이 발생하였으며 항복강도에 대한 안전계수는 1.1로 계산되어 가장 취약한 부품으로 설계 시 충분히 고려해야 함을 알 수 있었다. 부품별 안전계수 검토 시 각 Spider 2, 3, 1 부품, Center yoke, Yoke shaft 순으로 제품의 취약 지점들이 나타났다.

Fig. 7(a), (b)는 Spider 1, 2, 3, Yoke shaft, Center yoke 부품에 대한 적용 토크 별 최대 응력과 안전계수의 변화를 보여주고 있으며 토크의 증가에 따라 최대 응력은 동일한 경향으로 증가하고 안전계수는 감소하고 있음을 알 수 있었다. Spider 2, 3 부품은 275 Kgf·m 토크인가 시 최대응력이 935 MPa, 874 MPa로 항복 강도를 넘는 응력이 발생하였으며, Spider 1부품은 토크 300 Kgf·m 인가 시 최대응력 897 MPa로 1미만의 안전계수가 도출되었다. 그 외 부품에서는 최대 적용 토크 325 Kgf·m까지 제품의 적용 항복 강도보다 큰 값으로 충분한 강도를 갖는 것으로 나타났다. 이에 설계된 프로펠러 샤프트에서도 CAE 해석을 통해 Spider 부품이 차량 적용 사양에 대한 중요 설계 변수임을 확인할 수 있었다.



(a) Stress of the weak parts according to torque



(b) Safety factor of the weak parts according to torque

Fig. 7 Analysis results of the weak parts according to torque

2.5 해석신뢰도 검증 시험

프로펠러 샤프트의 구조해석에 대한 신뢰성을 검증 위해 제품에 해석 조건과 동일한 회전 토크를 인가하여 시험을 수행하였으며, 해석 시 큰 응력이 도출되는 Spider 2 및 3 부품에서의 Strain을 측정하여 해석결과와 비교하였다. 시험장비는 MTS사의 215.45C 로터리 액추에이터(Rotary actuator)를 사용하였다. 신뢰성 검증 시험은 트랜스퍼 케이스와 결합되는 Flange yoke 2 부품을 고정 지그로 구속하였으며, 변속기로 동력을 전달 받는 Flang yoke 1 부품에 개발제품의 요구 회전동력인 225 Kgf·m 토크 값을 1초에 1° 속도로 8.5°까지 회전하였다. Fig. 8은 해석 신뢰성을 위한 시험 Set-up 사진이며, Fig. 9(a), (b)은 시험 전 Strain gage 부착위치와 해석 시 측정 위치를 나타낸 것이다.

Fig. 10은 구조해석 결과로부터 얻어진 측정 위치에서 스트레인 값(FEM)과 신뢰성 시험에서 측정된 스트레인 값(Test)을 보여주고 있다. 신뢰성 시험 및

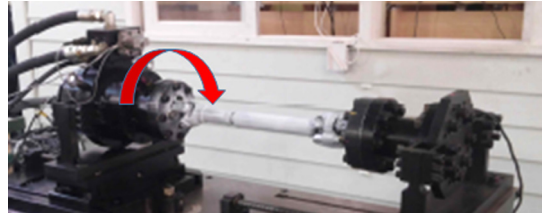
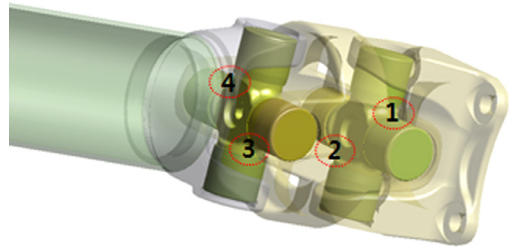
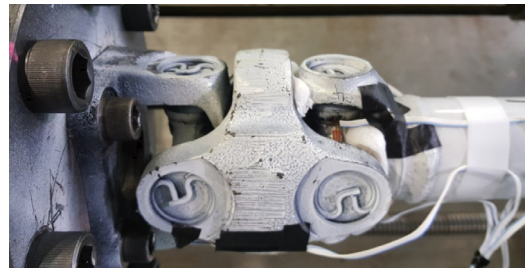


Fig. 8 Experimental equipment and set up



(a) Strain gauge positions of the spider 2, 3



(b) Strain gauge installation

Fig. 9 Measurement points of strain gage in test

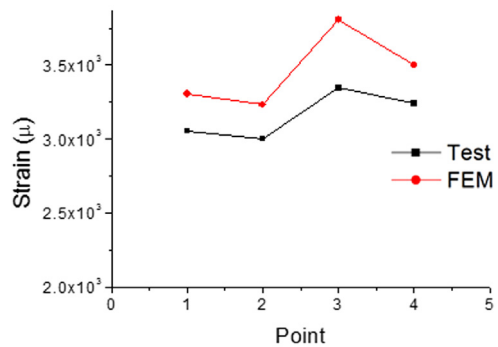


Fig. 10 Strain results to 4 points of spider

해석 결과 모두 Spider 2(point 3, 4) 부품이 상대적으로 Spider 3(point 1, 2) 부품 보다 큰 스트레인 값이 나타났으며, 최대 12% 오차 범위 이내의 유사한 결과를 얻었다.

2.6 프로펠러 샤프트 부품(Spider) 설계 개선

Spider 제품에 대한 안정성 및 강도 향상을 위하여 초기 설계 모델을 기준으로 구조해석 시 부품의 가장 취약지점의 형상을 고려하였다. 고려된 Spider의 형상 지점은 그림 Fig. 11의 굴곡진 R 부분을 검토하였으며, 기준 모델의 3 mm에서 5 mm, 6 mm로 R 값을 확대하여 응력 변화를 확인하였다. 또한, 이에 따라 D 지점의 설계 치수를 기준 모델 5.12 mm에서 4.06 mm, 2.07 mm 변경하여 Spider 부품을 설계 하였다.

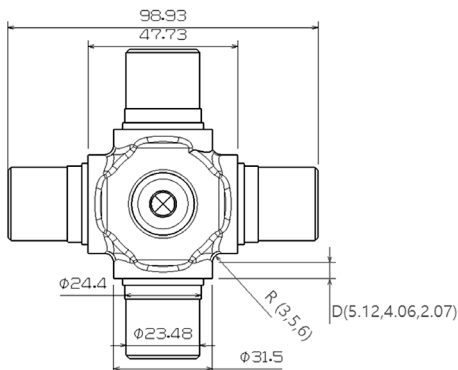
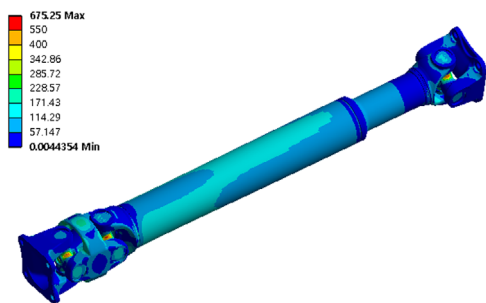
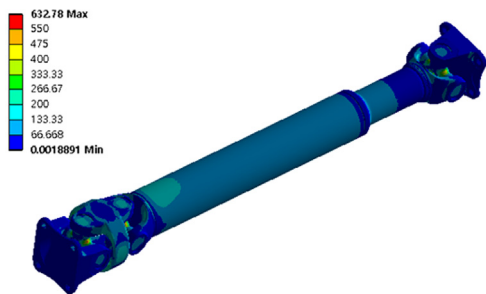


Fig. 11 Design change of the spider

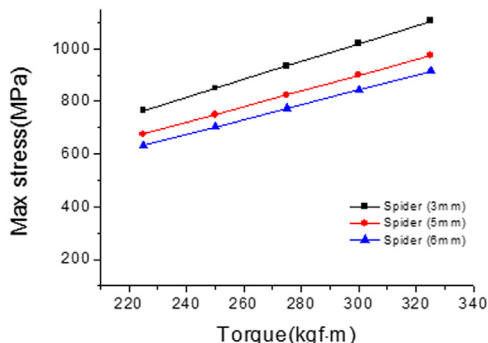


(a) Stress of the spider 5 mm

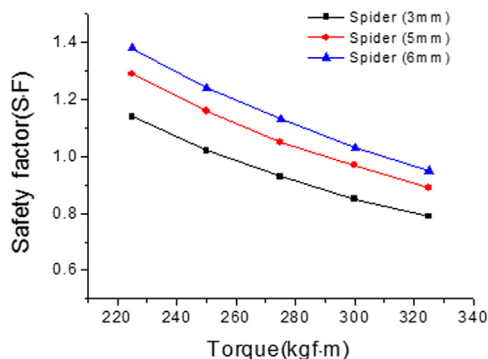


(b) Stress of the spider 6 mm

Fig. 12 Analysis results of the changed spider according to 225 Kgf·m



(a) Stress of the spider according to torque



(b) Safety factor of the spider according to torque

Fig. 13 Analysis results of the changed spider according to torque

각 R 값을 5 mm, 6 mm로 변경한 Spider 개선 모델에 대한 최대 응력을 알아보기 위하여 변경된 Spider 모델을 적용하여 앞선 해석 조건을 기준으로 구조 해석을 수행하였다. Fig. 12는 개선된 Spider 5 mm, 6 mm 설계모델을 프로펠러 샤프트 조립품에 적용하여 구동 토크 225 Kgf·m 인가 시의 해석결과이며, Fig. 13은 각 적용 토크에 따른 개선된 Spider 2 부품의 최대응력 및 안전계수를 나타낸 것이다.

구조 해석 결과 Spider의 R 값이 3 mm 일 경우 275 Kgf·m 토크에서 최대응력이 935 MPa, 5 mm는 300 Kgf·m, 6 mm는 325 Kgf·m 토크 인가 시 최대응력 900 MPa, 914 MPa로 적용 재질의 항복강도(870 Mpa) 이상의 값이 도출되기 시작하였으며, 각 Spider 별로 명시된 회전토크 이하에서는 1이상의 안전계수가 도출되었다. 이에 최종적으로 R 부분이 3 mm에서 6 mm로 설계 변경 시 약 20 % (50 Kgf·m)의 프로펠러 샤프트의 강도 향상이 가능함을 알 수 있었다.

3. 결론

본 연구에서는 3.5 Ton 프로펠러 샤프트의 취약 부품에 대한 강도 향상을 위하여 유한요소 방법을 통하여 제품의 취약부를 검토하고 신뢰성 시험을 통해 검증하였다. 검증된 해석 조건을 바탕으로 취약부인 Spider의 설계 현상을 개선하는 연구는 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 제품의 토크 별 유한요소 해석을 통해 Spider 2, 3, 1, Center yoke, Yoke shaft 순으로 제품의 취약 부품을 도출하였으며, 이중 설계된 프로펠러 샤프트에서 Spider 부분이 차량 적용 사양에 대한 중요 설계 변수임을 확인하였다.
- 2) 해석에 대한 신뢰성을 검증하기 위하여 225 Kgf·m 토크인가 시 개발제품의 가장 취약부인 Spider 2, 3 부품에서 Strain을 측정하여 해석결과와 비교를 통해 Spider 2(point 3,4) 부품이 상대적으로 Spider 3(point 1,2) 부품보다 큰 경향성 확인과 최대 12% 오차 범위 이내의 유사한 결과를 얻었다.
- 3) 검증된 해석 조건을 통해 개발제품의 가장 취약부인 Spider 부품의 형상을(R: 5 mm, 6 mm) 개선하였으며, 최종적으로 R 부분이 3 mm에서 6 mm로 설계 변경 시 약 20%(50 Kgf·m)의 강도향상이 가능함을 알 수 있었다.
- 4) 본 연구의 결과는 프로펠러 샤프트 주요부품의 설계형상개선 및 강도 향상 등과 같은 연구에도 도움을 줄 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부와 한국산업기술진흥원이 지원하는 경제협력권산업 육성사업으로 수행된 연구결과입니다(R0002889).

References

- 1) H. J. Lee, M. M. Kang, B. Y. Lee, G. H. Sug and J. Y. Kim, "Bottom Pot Hole Shape Improvement and Structural Analysis of a Universal Joint Yoke for a Propeller Shaft," KSAE Spring Conference Proceedings, pp.37-45, 2010.
- 2) H. S. Song, D. H. Jung, Y. K. Seo and W. S. Jung, "Durability Assessment and Design Modification of a Propeller Shaft of an Automotive," KSAE Spring Conference Proceedings, pp.846-849, 2011.
- 3) D. S. Han, S. H. Lee and G. J. Han, "Strength Evaluation of a Propeller Shaft According to the Cross Angle," KSPE Conference Proceedings, pp.237-238, 2008.
- 4) D. S. Kim, H. E. Kim, S. H. Yoon and E. S. Kang, "Lifetime Estimation of an Axle Drive Shaft by Calibrated Accelerated Life Test Method," KSME-A, Vol.34, No.3, pp.273-281, 2010.
- 5) E. Avrigean, A. M. Pascu and V. S. Oleksik, "Study of the Cardan Cross Using the Experimental and Analytical Method," Procedia Engineering, Vol.100, pp.499-504, 2015.
- 6) B. K. Oh, "Strength Analysis of Cross Groove Type Constant Velocity Joint Cage for Propeller Shaft," Transactions of KSAE, Vol.16, No.2, pp.74-79, 2008.
- 7) S. S. Kweon, K. W. Seo and H. S. An, "Improve ment of NVH Performance for Premium Passenger Car Propeller Shaft," KSAE Annual Conference Proceedings, pp.1345-1349, 2010.
- 8) E. O. Choi, B. M. Ahn, D. P. Hong and T. J. Chung, "A Study on the Design of Propeller Shaft for Reduction of Torsional Vibration," Transactions of KSAE, Vol.7, No.7, pp.221-228, 1999.