

3.5톤 상용차용 액슬샤프트의 피로강도 개선에 대한 연구

문홍주*[#], 심기중*, 전남진**

*군산대학교 기술혁신센터, ** (주)화신 기술연구소

A Study on the Structural Strength Fatigue Improvement of an Axle Shaft for a 3.5-Ton Commercial Vehicle

Hong-Ju Moon*[#], Ki-Joong Sim*, Namjin Jeon*

*Kunsan Advanced Technology Innovation Center, Kunsan National UNIV., **The Institute of Technology, Hwa Shin Co

(Received 28 March 2018; received in revised form 7 April 2018; accepted 10 May 2018)

ABSTRACT

This paper suggests how to improve the fatigue strength of an axle shaft, which is the vulnerable part of an axle shaft system for a 3.5-ton commercial vehicle. The axle shaft is composed of a universal joint with a spider and yoke, yoke shaft, and so on. Structural analysis of the initial axle shaft was conducted to select the exact area for structural strength fatigue improvement, and as a result, the inner/outer yoke shaft and spider were selected. Four cases considered design variables, such as length and thickness, to verify the enhanced durability of the axle shaft, and fatigue analysis was conducted. Finally, we suggest that the axle shaft system satisfied the working conditions for a 3.5-ton commercial vehicle.

Key Words : Axle Shaft(구동축), Universal Joint(유니버설조인트), Design Parameter(설계변수), Structural Analysis(구조해석), Strength(강도)

1. 서 론

자동차의 구동은 엔진에서 발생하는 힘이 변속기, 프로펠러샤프트, 차동기어, 액슬샤프트등을 거쳐 구동바퀴를 회전시켜 자동차를 움직이게 한다. 이러한 구동축의 메커니즘은 적절하게 조화되어야 동력을 효과적으로 구동바퀴까지 전달될 수 있다. 액슬 샤프트(Axle shaft)는 이러한 차량구동시스템의 주요 핵심부품중의 하나이며, 전축의 구동력 전달과 조향기능을 담당하고 있다. 상용차의 구동

계 있어서는 신뢰성이 취약한 부품으로서 신뢰성 확보를 위한 강도 개선 및 연구가 필요한 제품이기도 하다.^[1]

김동식 등^[2]은 액슬구동축의 수명을 예측하기 위하여 교정가속수명시험(Calibrated accelerated life test, CALT) 방법을 검토하였으며, 수명데이터의 신뢰성을 확보하기 위하여 실차상태의 부하스펙트럼(Load spectrum)을 분석하고 결과를 비교하였다. 강대현 등^[3]은 고주파 열처리한 액슬 샤프트의 잔류응력 분포와 열처리 깊이에 따른 비틀림 강도 변화를 열물성 및 상변태를 고려한 유한 요소 해석을 통해 예측하였으며, E. Avrigean 등^[4]은 더블카단 조인트의 결합 빈도 및 유형에 관한 시장 조사 자료를 근거로 하여 주요 결합요소인 스파이

Corresponding Author : qwrrw00@kunsan.ac.kr

Tel: +82-63-462-4865, Fax: +82-63-462-4868

더 부품에 대한 연구를 수행하였으며, 이외에도 제품의 신뢰성 확보를 위하여 등속조인트에 작용하는 접촉 하중 및 응력을 이론적, 실험적으로 평가하는 연구^[5], 샤프트의 경량화에 따른 강성 및 NVH 특성변화에 관한 연구^[6], 샤프트의 진동 특성이 구동계에 미치는 영향을 평가하고 진동 저감 및 해석에 관한 연구^[7-10]등 이 활발하게 진행되고 있다. 이와 같이 수명예측, 응력저감, 취약지점 검토, 피로수명 검토 등의 신뢰성 확보를 위한 연구가 다양하게 진행 되고 있다.

이에 본 논문에서는 3.5톤 상용차 적용을 위한 액슬샤프트 제품의 신뢰성 확보를 위하여 유한요소 프로그램을 활용하여 설계 검증을 하였다. 또한 취약 부품 형상 개선을 통하여 3,000N·m 토크를 입력축 인가 시 50만 cycle 까지 신뢰성을 보장 할 수 있는 제품을 설계 하고자 한다.

2. 본 론

2.1 제품설계

액슬 샤프트는 상용차의 액슬하우징내에서 차동기어와 구동바퀴내에 결합되어 변속기로 부터의 구동력과 핸들로 부터의 조향을 구동바퀴에 원활하게 전달하도록 설계 되어야 한다. 이에 본 과제의 액슬 샤프트는 더블카단 형식의 등속조인트와 축으로 구성되며, 더블카단 형식의 등속조인트는 Fig. 1과 같이 센터 요크(Center yoke)에 2개의 십자축(Spider)이 결합되고, 2개의 십자축은 축에 결합된 Y 자 형태의 요크와 연결되어 조향 시 회전축심이 임의의 각도로 교차되어도 원활한 동력전달이 가능하도록 구상되었다.

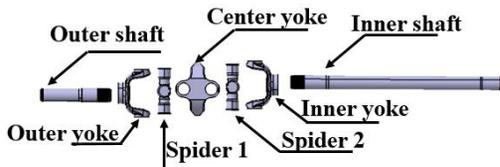


Fig. 1 Axle shaft configuration

또한 적용 차량의 차동기어와 구동바퀴간의 거리, 너클의 크기 및 허용각도 등을 고려하여 길이 950~960mm, 넓이 180~200mm정도 내에서 급격한 가속, 조향 및 과하중 조건에서도 충분한 비틀림, 굽힘 강도를 가지도록 설계 하고자 한다.

2.2 유한요소모델링

유한요소 해석을 위하여 액슬 샤프트의 구성 부품들을 3D Modeler인 CATIA을 통하여 모델링 하였으며, 해석 시간 단축을 위하여 차동기어와 구동바퀴에 결속되는 부분과 각 yoke에 결속되는 축 양단의 스플라인 형상을 단순화 하였다. 해석 모델에 적용된 메쉬는 솔리드 모델에 주로 사용되는 Tetra요소를 사용하였으며, 액슬 샤프트에서 주로 파손이 발생하는 스파이더 부분의 메쉬 크기를 2, 3, 4mm 조절하여 수렴성을 검토 하였다. Table 1에 초기 해석 시 메쉬 크기에 따른 최대 응력을 정리하였으며, 확인결과 메쉬 크기별 응력오차 값은 최대 5% 내외로 수렴하였다. 이에 2mm 메쉬 크기를 선정하여 유한요소해석을 수행 하였다. Fig. 2는 각 부품, 조립품에 대한 유한요소 모델링을 보여주고 있다.

Table 1 Maximum stress of mesh size

Mesh size	4mm	3mm	2mm
Max. stress (MPa)	1,149	1,178	1,181

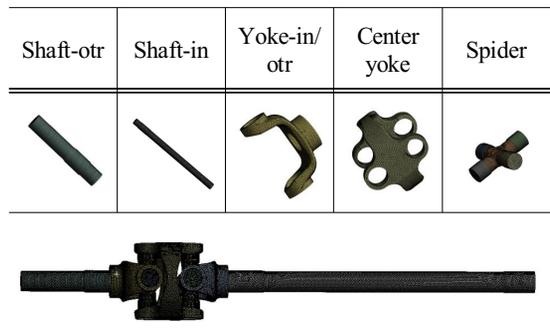


Fig. 2 Mesh generation of the axle shaft

Table 2 Material properties of the axle shaft

Name	Material	Young's modulus (GPa)	Poisson's ratio	Yield strength (MPa)
Spider	SCM420	205	0.3	966
Yoke shaft	SCM440	205	0.3	1084
Center yoke	S45C	205	0.29	686

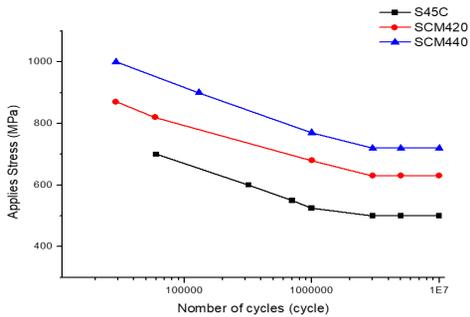


Fig. 3 S-N curves of the axle shaft

Fig. 2는 각 부품, 조립품에 대한 유한요소 모델링을 보여주고 있다.

액슬 샤프트는 가감속, 조향 및 과하중 조건에서도 충분한 비틀림, 굽힘 강도를 확보하기 위하여 각 소재에 고주파열처리 공정이 적용하였다. 이에 신뢰성 검증을 위한 피로해석을 위하여 SCM, S45C 등의 기계적물성치에 관한 연구^[11,12] 자료를 참조하였으며, 해석 시 적용한 물성치는 Table 2, Fig. 3에 정리하였다.

2.3 Axle shaft 해석조건

Axle shaft는 축 중심이 교착, 변경되는 상황에서도 구동바퀴에 원활한 동력전달이 가능한 구조로 크게 더블카단 조인트와 샤프트로 구성된다. 더블카단 조인트는 센터요크, 스파이더, 요크 등으로 구성되어 있으며, 스파이더와 요크 사이에 결합되는 캡 내부에는 여러개의 베어링이 적용되어 스파이더와 요크는 서로 회전이 가능하다. 해석 시 이러한 구성 부품의 접촉 조건을 고려하여 요크와 캡은 완전고정 조건을 가정하여 “Bonded” 접촉 조건을 적용하였으며, 스파이더와 캡은 회전이 가능하도록 접촉면에 슬립을 허용하여 “No separation”

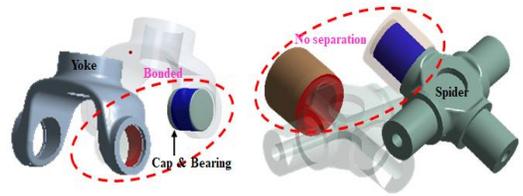


Fig. 4 Contact conditions of analysis model



Fig. 5 Load and boundary conditions of analysis model

조건을 적용하였다. Fig. 4는 해석모델이 적용된 접촉 조건을 보여 주고 있다.

하중 및 구속조건은 Fig. 5와 같이 구동바퀴와 차동기어 사이에 결합되는 액슬샤프트의 양단은 축 방향의 움직임이 미미할 것으로 판단되어 차동기어와 결합되는 Outer shaft 스플라인 부분을 완전 고정 하였으며, 차동 기어와 결합되는 Inner shaft 스플라인 부에 설계 하중 토크를 부여 하였다. 또한 해석 시 액슬 샤프트 입력축 부분의 좌우 거동을 고정하기 위하여 입력축 끝단에 x,y 축을 고정하였으며, 회전 거동만 가능하도록 해석 조건을 부여하였다. 본 제품의 적용차량인 3.5 ton 트럭의 설계 허용토크는 약 2,500N·m 이상으로 설계 안전강도를 고려하여 3,000N·m 토크를 기준으로 50만 cycle 까지 제품의 신뢰성을 검토하였다.

2.4 해석결과

위의 경계 조건을 바탕으로 토크 인가 시 액슬 샤프트의 조립품, 부품에 대한 선형 및 피로해석을 수행 하였다. 선형해석 결과 가장 취약지점은 스파이더 1 부품에서 발생하였으며, 스파이더2, Inner/outer yoke shaft, yoke 순으로 나타났다. Table3 은 입력 토크 3,000N·m에서 각 구성 부품에 발생하는 최대 응력과 안전계수, 최소 수명 등을 정리하였다.

Table 3 Maximum stress of the axle shaft parts with torque 3,000 N·m

Name	Yield stress (MPa)	Max. stress (MPa)	S.F.	Minimum life
Outer shaft	1,084	865	1.2	30 만 ↓
Outer yoke	1,084	629	1.7	150 만 ↑
Spider 1	966	1,181	0.8	0
Center yoke	686	432	1.6	150 만 ↑
Spider 2	966	1178	0.8	0
Inner yoke	1,084	549	1.9	150 만 ↑
Inner shaft	1,084	919	1.17	11 만 ↓

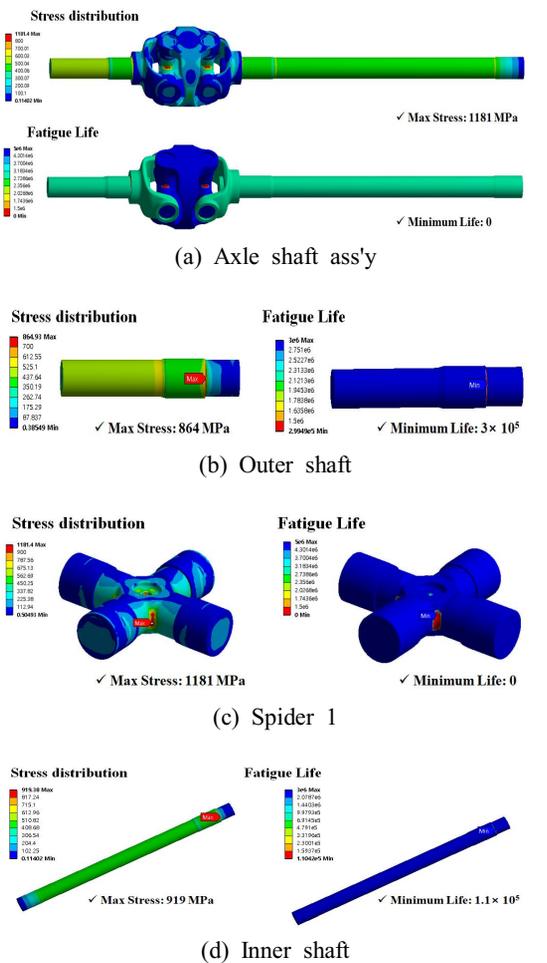


Fig. 6 Analysis results of the axle shaft

Fig.6 설계기준에 적합하지 않는 부품에 대한 선형 및 피로 해석 결과를 보여주고 있다. 부품별 최대응력과 취약지점을 검토한 결과 Spider 1 제품에서 최대응력이 1,181 MPa 산출 되었으며, 항복강도에 대한 안전계수는 0.8로 계산되어 액슬 샤프트 부품 중 가장 취약한 부품이었다. 또한, 스파이더 2 부품 역시 비슷한 크기의 최대응력과 안전계수를 보여 설계 시 스파이더 부품의 강도 및 내구를 충분히 고려해야 함을 알 수 있었다. 그 다음 취약 부품인 Inner/outer yoke shaft 제품은 최대응력이 항복강도 이내로 1이상의 안전계수가 산출되었지만, 피로 해석 시 제품의 설계 목표치인 50만 cycle까지 제품의 신뢰성을 확보할 수 없었으며, 이외 부품들은 50만 cycle 까지의 설계 목표치를 확보 할 수 있었다.

2.5 설계 변수

1차 해석 결과를 바탕으로 개발품의 취약지점에 따른 최대 응력 발생지점과 제품 수명을 검토 하였으며, 해석 시 최대 취약지점인 Spider 부품과 Inner/outer yoke shaft 개선을 통해 설계 목표인 3,000N·m 토크를 기준으로 50만 cycle 까지 제품의 신뢰성을 보장 할 수 있는 제품을 설계 하였다. Fig 7은 스파이더 외경 및 길이 변화 설계 변경 요소를 보여주고 있으며, 기존 스파이더 모델의 직경 35mm, 넓이 128mm에서 적용차량 제원을 고려하여 길이 950~960mm, 넓이 180~200mm정도 내에서 총 3가지 Case에 대한 스파이더 부품을 개선하였다. 그 다음 취약 부품인 Inner/outer yoke shaft의 경우 장착 되는 차동기어 및 타이어 바퀴의 직경을 고려하여 기존 직경 $\Phi 32\text{mm}$ 에서 $\Phi 37\text{mm}$ 로 변경하여 스파이더 개선 모델에 따른 총 3가지 Case에 대한 추가해석을 진행 하였다.

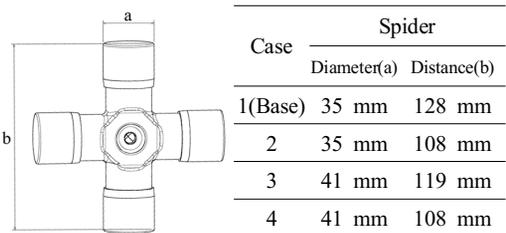


Fig. 7 Design parameters of the spider

2.6 설계변경 모델 해석 (Case 2, 3, 4)

각 설계 모델별 해석 결과 개선된 Inner/outer yoke shaft의 경우 각 Case에서 모두 항복강도 이내에 50만 cycles 이상의 설계수명이 산출되어 제품의 신뢰성을 확보할 수 있었다. Table 4은 스파이더 외경 및 길이 변화에 따른 해석 결과를 보여 주고 있다. 기본 모델과 대비하여 스파이더 길이를 20mm 줄인 Case2인 제품의 경우 기본 모델과 같은 부분인 스파이더 1 부품에서 최대응력 1,153 MPa 도출되었다. 스파이더 길이가 짧아짐에 따라 스파이더에 발생하는 최대응력은 감소하였으나, 차이는 미미 하여 설계 기준에 비교하여 내구수명 및 안전계수가 부족하였다. 기존 제품 대비 스파이더 직경을 6mm 늘린 Case 3 스파이더 제품인 경우 제품 응력 집중 부의 면적 증가로 인하여 기본 모델 대비 45% 감소한 655 MPa로 도출 되었다. 스파이더 4 제품인 경우 집중부 면적 증가 및 스파이더 길이가 20mm 짧아짐에 따라 각 Case 중 가장 작은 응력 분포가 나타났다. 또한 직경 35mm 인 Case1, Case2 모두 설계 기준에 비교하여 내구수명이 부족 하였으며, 직경이 6mm 증가한 Case 3, 4인 경우는 입력 축 토크 3,000N·m 인 가 시 50만 cycle 이상의 내구수명을 확보 할 수 있었다. Fig. 8은 개선된 Case별 Axle shaft의 최대 응력 및 내구수명을 나타낸 것이다

Table 4 Maximum stress of the spider according to the design parameters

Name	Max. stress (MPa)	S.F.	Minimum life
Case 1	1,181	0.82	0
Case 2	1,153	0.84	0
Case 3	655	1.47	150 만 ↑
Case 4	572	1.68	150 만 ↑

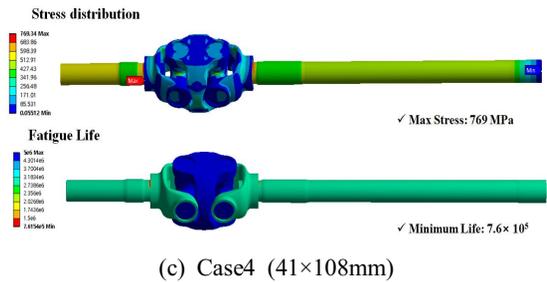
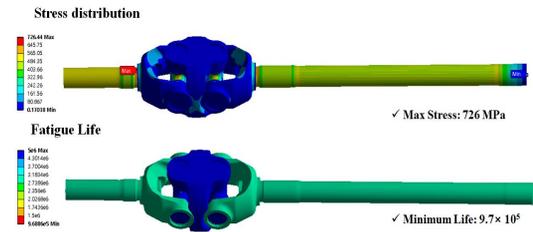
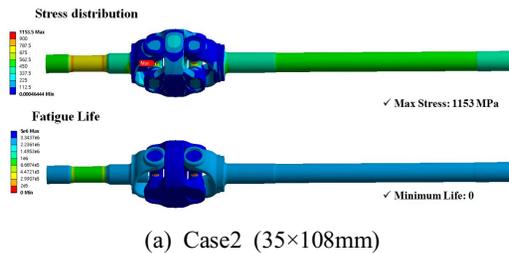


Fig. 8 Analysis results according to the design parameters

이상의 4가지 케이스에 대한 유한해석을 통한 액슬 샤프트의 신뢰성 검증 결과 스파이더 직경이 35mm인 Case 1, 2 일 경우 최대응력 부위는 동일 하였으며, 스파이더의 길이가 작아짐에 따라 최대 응력은 감소하였다. 스파이더 직경이 41mm인 Case 3, 4 일 경우 취약부의 보강에 의해 스파이더에 발생하는 최대응력은 작아짐에 따라 스파이더에 연결되는 입출력 요크부에서 최대응력이 발생 하였다. 또한 스파이더 길이가 짧아짐에 의해 스파이더에 발생하는 최대응력은 작아지나 스파이더에 연결되는 입출력 요크의 최대응력은 상승하는 것을 알 수 있었다. 본 연구에서는 제품의 강도, 내구수명, 제품의 무게 및 재료비 등을 고려하여 직경을 6mm 늘이고 길이는 20mm 줄인 Case 4 경우를 가장 최적의 제품으로 선정하였다. 향후 Case 4에 대한 설계 시제품을 제작하여 해석 조건에 따른 내구성 시험을 통해 유한요소해석에 대한 신뢰성을 확보할 예정이다.

3. 결론

본 연구에서는 3.5톤 상용차 적용을 위한 액슬

샤프트 제품 개발을 위하여 3,000N·m 토크를 입력 축 인가 시 50만 cycle 까지 보장 할 수 있는 제품을 설계하였다. 이에 구조해석을 통해 제품의 취약부를 검토했고 설계 형상을 개선하여 피로 해석 시 충분한 내구수명을 검증하는 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 기본 모델의 구조 및 구조해석을 통해 가장 취약부인 스파이더 부품에 대한 설계 변수를 도출하였으며, 피로 해석 시 그 외 내구 수명 확보를 위한 Inner/ outer yoke shaft 개선이 필요함을 알 수 있었다.
2. 스파이더 길이가 20mm 작은 제품인 Case2 경우 응력은 감소하였으나, 차이는 미미 하여 설계 기준에 비교하여 내구수명 및 안전계수는 부족 하였다.
3. 기존 제품 대비 스파이더 직경을 6mm 늘린 Case 3, 4인 경우 제품 응력 집중부의 면적 증가로 인해 스파이더 응력은 45% 이상 감소하였으나, 최대 취약지점 보강으로 인해 스파이더에 연결되는 입출력 요크부에서 최대응력이 발생 하였다.
4. 또한 Case 3, 4 경우 스파이더 길이가 짧아짐에 의해 따라 스파이더에 발생하는 최대응력은 작아지나 스파이더에 연결되는 입출력 요크의 최대응력은 상승하여 Case 3이 가장 내구수명이 뛰어났으나, 제품의 강도, 내구수명, 제품의 무게 및 재료비 등을 고려하여 Case 4 경우를 가장 최적의 제품으로 선정하였다.
5. 본 연구의 결과는 액슬 샤프트 주요 부품의 설계 향상 개선 및 신뢰성 확보 등과 같은 연구에 도움을 줄 수 있을 것으로 기대되며, 추후 선정된 제품의 내구 시험을 통하여 유한요소해석에 대한 신뢰성을 확보할 예정이다.

후 기

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

REFERENCES

1. Bayrakceken, H., Tasgetiren, S. and Yavuz, I., “Two Cases of Failure in the Power Transmission System on Vehicles: A Universal Joint Yoke and a Drive Shaft”, Engineering Failure Analysis, Vol. 14, pp. 716~724, 2007
2. Kim, D. S., Kim, H. E., Yoon, S. H. and Kang, E. S., “Lifetime Estimation of an Axle Drive Shaft by Calibrated Accelerated Life Test Method”, Journal of the KSME, Vol. 34, No. 3, pp. 273~281, 2010.
3. Kang, D. H., Lee, B. J., Yun, C. B. and Kim, K. W., “Study on Torsional Strength of Induction-Hardened Axle Shaft,” Journal of the KSME, Vol. 34, No. 5, pp. 645~649, 2010.
4. Avrigean, E., Pascu, A. M. and Oleksik, V. S., "Study of the Cardan Cross Using the Experimental and Analytical Method", Proceeding Engineering, Vol. 100, pp. 499~504, 2015.
5. Oh, B. G., "Strength Analysis of Cross Groove Type Constant Velocity Joint Cage for Propeller Shaft", Transactions of KSAE, Vol. 16, No. 2, pp. 74-79, 2008.
6. Kweon, S. S., Seo, K. W. and An, H. S., "Improvement of NVH Performance for Premium Passenger Car Propeller Shaft", KSAE Annual Conference Proceedings, pp. 1345~1339, 2010.
7. Choi, E. O., Ahn, B. M., Hong, D. P. and Chung, T. J., "A Study on the Design of Propeller Shaft for Reduction of Torsional Vibration", Transactions of KSAE, Vol. 7, No. 7, pp. 221~228, 1999.
8. Kweon, B. S., Lee, C. W., Shin, Y. I. and Yi, C. S., "A Study on the Vibration Analysis of Impeller and Shaft in Cryogenic Submerged Pump", Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 16, No. 2, pp. 56-62, 2017.
9. Cho, J. H., Moon, D. J. and Lee, J. SC., "A Study on the CAE analysis of Bed Multi-Tasking Machine for Automotive Power Train Shafts",

Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 14, No. 1, pp. 9-14, 2015.

10. Kweon, B. S., Lee, C. W., Shin, I. Y. and Yi, C. S., "A Study on the Vibration Analysis of Impeller and shaft in Cryogenic Submerged Pump", Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 16, No. 2, pp. 56-62, 2017.
11. Ahn, S. H., Lam, K. W., Kim, T. I., Lee, M. Y. and Kim, D. K., "A Study on the Mechanical Properties by High-Frequency Induction Hardening of SCM440 Steel," Transactions of KSAE, Vol. 23, No. 2, pp. 74~80, 2009.
12. Lee, S. J., Jeon, H. Y. and Sung, N. W., " The Study on Estimation of Fatigue Limited in Induction Surface Hardened S45C Steel", Transactions of KSAE, Vol. 6, No. 1, pp. 134~142, 1998.