

유한요소해석을 이용한 선박수송차량용 사이클로이드 감속기의 성능 검토

강형선^{1*}

¹조선이공대학 하이테크CAD/CAM과

Performance Review of a Cycloid Speed Reducer for Ship Transport Vehicles using FEM

Hyung-Sun Kang^{1*}

¹Dept. of High-Tech CAD/CAM, CHOSUN UNIVERSITY COLLEGE OF SCIENCE &
TECHNOLOGY

요 약 사이클로이드 감속기는 기계의 회전수를 조절하기 위한 장치이다. 사이클로이드 감속기는 큰 토크로 변환시킬 수 있는 장점이 있지만 높은 회전수에는 적합하지 않다. 한편 200톤 하중이 가해지는 수송기기에 있어서 감속기의 사용한계속도를 찾아내기는 불가능하다. 본 연구에서는 LS-DYNA를 이용하여 마찰손실동력을 수치 해석적으로 검토하였다. 최대토크3.5ton-m에 있어서 회전수 60rpm 그리고 162rpm으로 구동하여 해석을 수행한 결과 다음과 같은 결과를 얻었다. 60rpm회전의 경우 최대응력은 RV gear의 경우 463MPa 핀기어의 경우 507MPa이 발생하였다. 마찰손실동력은 50kW이며, 162rpm의 경우 최대응력값은 RV gear와 핀기어 각각 550MPa, 538MPa이 발생하였다. 손실동력은 175kW이 발생하여 사용이 불가능하다는 것을 알 수 있었다.

Abstract A cycloid speed reducer is one of the rotational speed regulation devices of the machinery. A cycloid speed reducer has an advantage of transmitting high torque, but is known to be unsuitable for high speed rotation. However, it is almost impossible in an analytical method to find a use limit speed when installing such a speed reducer in a 200ton loading transporter. In this research the cycloid reducer was simulated to get its performance depending on friction energy loss in time domain by using by LS-DYNA. The maximum torque of the cycloid speed reducer is 3.5ton-m, so the comparison of analysis results between a case of 60rpm rotation and a case of 162rpm rotation with such a torque showed the following results. In the case of 60rpm rotation, the maximum stress appearing in the RV gear and the pin gear was 463MPa and 507MPa. Lost power due to friction was 50kW; In the case of 162rpm rotation, the maximum stress appearing in the RV gear and the pin gear was 550MPa and 538MPa. Lost power due to friction was 175kW, which was shown to be almost impossible to use.

Key Words : Academia-Industrial

1. 서론

각종 기계장치의 동력원은 대부분 모터이며 적절한 회전수와 토크를 얻기 위해 감속기가 사용되어진다. 그중 사이클로이드 감속기는 고정도, 긴 수명, 뛰어난 과부하능력, 백래쉬 저감능력 등의 장점 때문에 널리

사용되어왔다. 사이클로이드 감속기는 사이클로이드 곡선을 갖는 판기어(Plate-Gear)와 핀기어(Roller-Gear)가 맞물고 돌아가는 구조로 되어 있다[1]. 따라서 저속의 큰 토크를 요구하는 선박수송차량의 구동부에 응용하는 경우가 많다. 한편 이러한 사이클로이드 감속기의 성능을 해석적으로 예측하는 것은 쉬운 일이 아니

*교신저자 : 강형선(hskang@cst.ac.kr)

접수일 11년 03월 08일

수정일 (1차 11년 04월 02일, 2차 11년 05월 11일)

게재확정일 11년 05월 12일

다[2,3]. 왜냐하면 접촉면의 면압을 정확히 예측하기가 쉽지 않기 때문이다. 특히 사이클로이드 감속기처럼 판기어와 핀기어가 접촉하면서 미끄러지는 구동방식의 경우에는 접촉 부위가 한정되어 있기 때문에 해석적으로 접촉면의 면압을 검토한다는 것은 거의 불가능한 일이라고 할 수 있다[4,5].

본 연구에서는 유한요소법적인 수치해석을 통해 마찰 손실 동력을 검토해 보기 위해 사이클로이드 감속기를 모델링하고 접촉부의 응력과 손실 마찰동력을 수치 해석적으로 검토하여 사이클로이드 감속기의 운전 성능의 기준을 설정하였다.

2. 해석내용

감속기의 회전수가 증가하면 마찰 에너지가 커지게 되며 그에 따른 마찰 일이 열로 방출되어 유압유의 온도가 상승하게 된다. 높은 유압유의 온도 상승으로 인하여 오일 쉘이 변형하게 되어 누유 현상이 발생할 수 있다. 이로 인한 기계 부품에 막대한 손상을 초래하게 된다. 본 연구에서는 회전수 증가로 발생하는 마찰일로 인한 주요 감속기 운전 가능성을 찾고자 하였다.

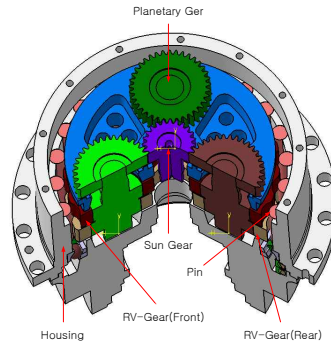
국내에서 생산되는 차량용 감속기는 최대 토크가 3.5ton-m, 최대 회전수 60rpm에 적합하도록 생산되고 있다. 그런데 이 감속기를 162rpm의 운행 속도를 높이기 위해 최대 회전수로 구동시키고자 태양치차와 유성치차의 기어비를 개조하여 적용했을 때 운행이 가능지를 검토해 보기 위해 다음과 같은 유한요소해석을 수행하였다. 표 1은 원래 제품과 개조된 제품의 제원을 보인 것으로 감속기의 회전수가 60rpm인 경우와 162rpm의 경우를 비교한 것이다.

[표 1] 사이클로이드 감속기의 사양

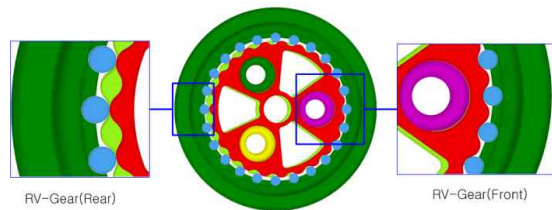
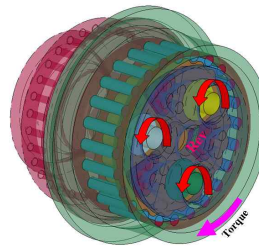
Spec.	162rpm	60rpm
Tooth no. of sun gear	23	18
Tooth no. of planetary gear	37	42
Tooth no. of RV gear	23	23
Tooth no. of pin	24	24
Total reduced speed ratio	38.6	56
Max. rev. of motor	6,250	2,800
Max. rev. of reducer	161.92 rpm	60rpm

상기 두 감속기의 유한요소 모델은 Patran 2005로 구성 하였다. 강체 모델을 제외한 해석에 사용된 요소는

수는 733,146 개의 솔리드 요소와 557,909개의 절점으로 이루어졌다. 해석모델에 적용된 요소에는 고정되어 움직이지 않는 부품과 회전은 하지만 해석 결과에 영향을 미치지 않는 유성기어들의 축(shaft)은 강체(Rigid body)로 모델링하였다. 회전 및 움직이는 핀, RV기어, 하우징은 모두 유연체(Flexible body)로 모델링하였다. 각각의 부품별 접촉되는 부분은 면대 면 접촉(Surface to surface contact) 조건을 부여 하였다. 그림 1은 3D CAD모델을 보이고 있으며, 그림 2는 유한요소 모델을 나타내었다.



[그림 1] 사이클로이드 감속기의 3차원 모델



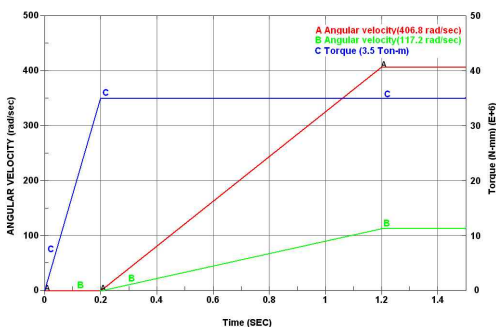
[그림 2] 유한요소 모델

그리고 회전체들의 소재는 모두 단조강으로 가정하여 표 2에 보인 물성치를 적용하였다.

[표 2] 기계적 특성(AISI 1030 강)

Mechanical properties	
Tensile Strength, Ultimate	635 MPa
Tensile Strength, Yield	515 MPa
Elongation at Break	28.2 %
Modulus of Elasticity	200 GPa
Poisson's Ratio	0.290

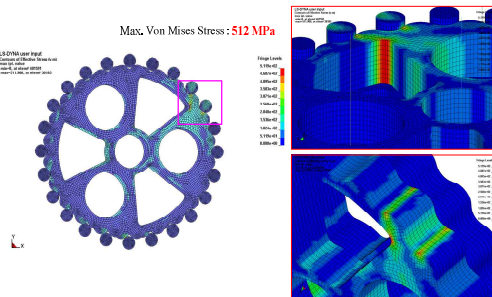
손실 동력을 추정하는데 가장 중요한 인자중의 하나는 RV기어와 핀 사이의 미끄럼 마찰부위의 마찰계수 값이다. 마찰계수 값을 선정하기 위해서는 접촉부의 면압 크기가 가장 중요한 인자이나, 면압의 크기를 예측하기 힘들다. 본 연구에서는 마찰 계수의 영향이 가장 큰 롤러와 RV기어 그리고 하우징의 접촉에 의한 마찰이 가장 크다. 본 해석 모델에서 롤러인 핀의 직경이 23mm이므로 해석에 필요한 마찰계수 산정하였다. 그 산정 기준은 하중과 토크에 대한 마찰계수를 그림 14에 보였으며, (a)26.1N, (b)37.9N, 그리고 (c)49.7N의 각각의 결과이며, (b)의 결과를 채택하여 직경 23mm에 대한 마찰 계수를 0.02로 산정 하였다[7]. 그리고 하중 조건과 속도 조건은 그림 3에 보인 것처럼, 0.2초 사이에 3.5ton-m의 토크가 출력단 하우징에 작용한 것으로 부하하였다. 토크가 가해진 0.2초 후부터 유성치차들에 각속도를 부여하여 1.2초 후에는 출력단 하우징이 60rpm 및 162rpm에 도달되도록 입력 Data를 구성 하였다. 한편 외부 고정블럭은 X, Y, Z 축에 대한 병진 운동과 회전운동이 일어나지 않도록 고정하였다. 따라서 유압 모터에서 입력된 동력은 태양치차로 전달되고, 다음으로 유성치차로 전달된 동력이 유성치차의 편심축에 전달되어 RV기어를 회전시키고, RV기어는 Pin기어를 회전시킴으로써 출력단 하우징에 회전력이 전달되도록 되어 있다.



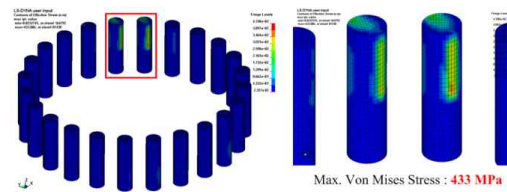
[그림 3] 각속도와 토크의 입력값

3. 해석결과

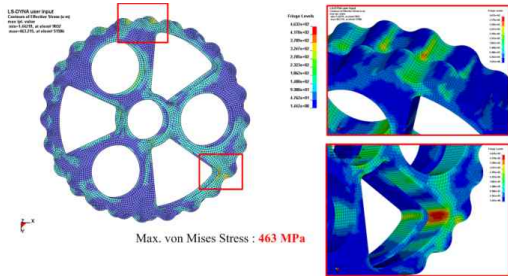
입력 data에서 보인 것처럼 60rpm으로 회전하는 경우 0.2초 후에 최대 토크가 작용하기 시작했을 때에 최대 응력이 발생한 부위는 Fig. 4에 보인 것처럼 RV 기어에는 홈이 파인 부위를 전후하여 최대 512MPa의 von-Mises 응력이 나타났고, 이와 접촉하는 Pin(그림 5)에는 최대 433MPa의 von-Mises응력이 발생함을 알 수 있었다. 그리고 1.2초 후 60rpm의 정상속도에 도달한 RV 기어(그림 6)에는 최대 463MPa, Pin에는(그림 7) 507MPa의 최대 응력이 나타나는 것으로 보였는데, 이 결과들은 동적 접촉응력이기 때문에 순간응력 값이 커 보이는 것으로 판단된다. 따라서 RV기어에 걸리는 최대응력의 크기는 463~512MPa의 범위에 있다고 볼 수 있으며, Pin 기어에 최대응력의 크기는 438~507MPa의 범위에 있다고 보면 타당할 것으로 보인다. 한편 RV 기어와 Pin과의 접촉하중 변화추이를 보면 Fig. 8에 보인 것처럼 Pick 하중이 20ton 정도인데 Pin 기어의 피치원 반경이 0.175m 임을 감안하면, $20\text{ton} \times 0.175\text{m} = 3.5\text{ton-m}$ 로 허브에 부가되는 토크의 크기와 같음을 확인할 수 있었다.



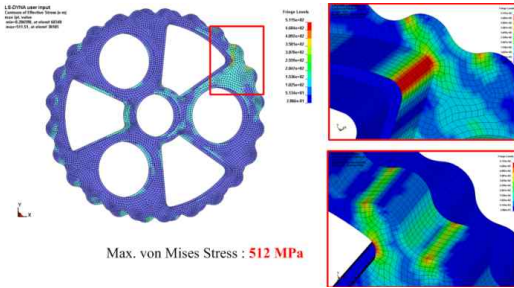
[그림 4] RV기어측 최대토크(0.2sec)에서의 von Mises Stress



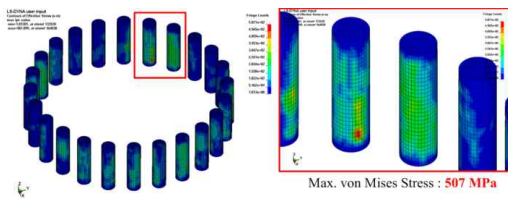
[그림 5] 핀측 최대토크(0.2sec)에서의 von Mises Stress



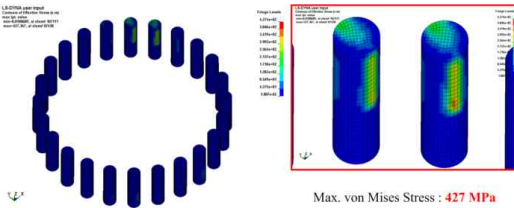
[그림 6] RV기어측 60rpm(1.2sec)에서의 von Mises Stress



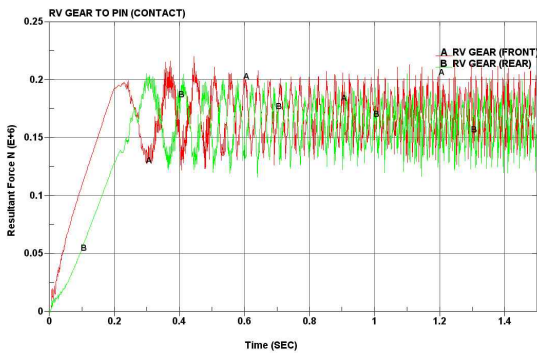
[그림 9] RV기어측 (0.2sec)에서의 von Mises Stress



[그림 7] 핀측 60rpm(1.2sec)에서의 von Mises Stress



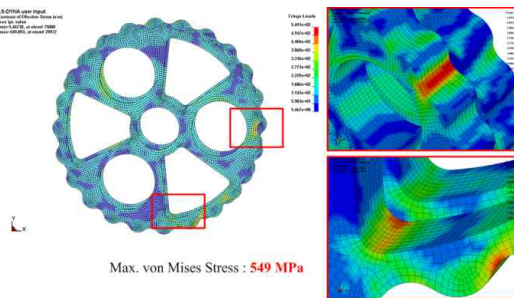
[그림 10] 핀측 (0.2sec)에서의 von Mises Stress



[그림 8] 평기어와 핀사이 에서의 발생력(토크 3.5ton-m torque, 60rpm)

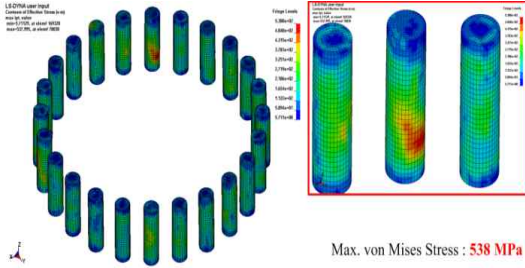
한편, 같은 방법으로 162rpm으로 회전시킨 결과를 살펴보면, 60rpm의 경우와 유사하게 회전이 시작되어 0.2초 후에 최대 응력이 발생됨을 볼 수 있었고, 이 경우에도 최대응력이 발생된 부위를 보면 그림 9에 보인 것처럼 60rpm때와 유사한 부위에서 최대 512MPa의 응력이 발생하였고, 이와접촉하는 Pin 기어에서는 그림 10에 보인 바와 같이 427MPa가 작용하였다.

그리고 정상속도에 도달한 후에는 그림 11에 보인 바와 같이 60rpm 보다 속도가 빠른 관계로 최대 응력이 550~590MPa사이로 나타났고, Pin 기어에도 (그림 12참조)평균 538MPa정도의 최대 응력이 나타남을 알 수 있었다. 이렇게 500MPa을 상회하는 응력들은 항복 응력을 넘어서기 때문에 접촉마찰 부위가 소성변형이 생기거나 마모가 심해져서 사용이 불가능 한 영역이라고 볼 수 있다.



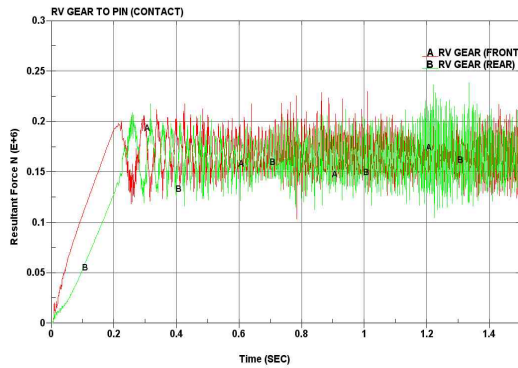
[그림 11] RV기어측 (162rpm, 1.2sec)에서의 von Mises Stress

한편, RV기어와 Pin기어가 접촉하는 하중의 상태를 보면 그림 13 에서처럼 속도가 상승됨으로써 훨씬 더 충격적인 동하중이 발생하게 되는 것을 볼 수 있다.



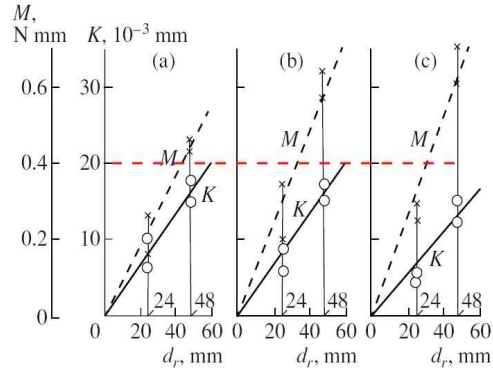
[그림 12] 핀축 (162rpm, 1.2sec)에서의 von Mises Stress

그러나 이경우도 초기에는 RV기어와 Pin의 접촉하중이 20ton 부근으로 볼 수 있으나 정상속도에 도달한 후에도 충격하중의 영향이 60rpm의 경우보다 훨씬 더 큼을 볼 수 있다.

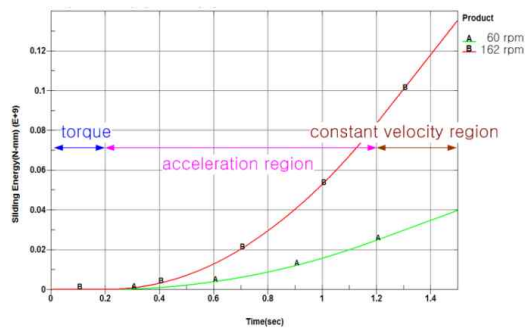


[그림 13] 평기어와 핀사이 에서의 발생력 (토크 3.5ton-m torque, 162rpm)

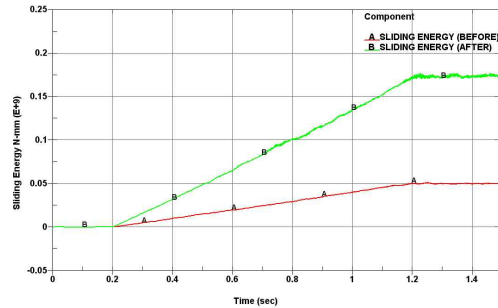
마찰손실 동력을 계산하기 위해서는 마찰계수 값을 설정 해 주어야 하는데 앞서 계산된 RV기어와 핀기어 접촉부 응력이 500MPa 정도로 매우 높기 때문에 베어링 계수($\eta \cdot N/p$) 값이 매우 낮아진다. 그림 14에 준해 윤활 조건을 부여하여 RV기어와 Pin 사이의 마찰계수를 0.02로 산정하고, 마찰 손실 일을 계산 해본 결과 그림 15에 보인 바와 같이 시간에 따라 누적된 미끄럼에너지 값이 속도에 따라 급증함을 볼 수 있었다.



[그림 14] 직경에 변화에 대한 물리의 마찰계수



[그림 15] 미끄럼 에너지(60rpm, 162rpm)



[그림 16] 미끄럼 에너지 손실률(60rpm, 162rpm)

그림 16은 누적된 미끄럼에너지를 시간으로 미분한 단위시간당 마찰 손실 일량을 보인것으로, 등속도에 도달한 1.2초 후에는 단위시간당 소모되는 에너지가 일정한 값으로 수렴됨을 볼 수 있으며, 이때 60rpm의 경우는 $0.05 \times 10^9 \text{N-mm/Sec}$ 의 에너지가 소모됨을 볼 수 있으며, 162rpm의 경우는 $0.175 \times 10^9 \text{N-mm/Sec}$ 의 에너지가 소모됨을 알 수 있었다. 이 결과는 소모되는 에너지

지가 속도에 선형적으로 비례하지 않고(속비 162/60=2.68, 소모에너지비 0.175/0.05=3.5)속도증가에 따라 비선형적으로 상승함을 보여주고 있다. 손실동력을 알기 쉬운 단위로 환산해보면

60rpm의 경우

$$0.05 \times 109N\text{-mm/s} = 5.0 \times 104N\text{-m/s} \\ = 50,000W = 50Kw$$

162rpm의 경우는

$$0.175 \times 109N\text{-mm/s} = 1.75 \times 105N\text{-m/s} \\ = 175,000W = 175Kw$$

로 매우 큰 손실 동력이 발생됨을 알 수 있었다. 감속기의 동력전달 용량을 계산해 보면 60rpm에서 정격 토크 3.5ton-m가 발생될 수 있으므로

$$\text{전달동력} = 34,300N\text{-m} \times 60 \times 2\pi \div 60(\text{rad/s}) \\ = 215,400w \approx 215Kw$$

전달동력 용량이 약 215kW 정도로 예측된다. 그런데 상기 계산결과에서 볼 수 있듯이 60rpm에서의 손실동력은 약 50kW로 1/4 수준이나 161rpm으로 회전하게 되면 손실동력이 175kW로 3/4 수준이 넘어선 결과를 보인다.

4. 결론

1. 사이클로이드 감속기의 경우 저속(60rpm 이내)에서는 손실동력이 25% 미만으로 나타났으나 고속(162rpm)에서는 75% 이상의 손실 동력이 발생하였다. 따라서 최대 토크로 운전하는 경우에 162rpm의 운전조건 이하의 운전조건이 바람직할 것으로 판단되었다.
2. 최대 토크로 회전하는 경우(3.5ton m)에 저속인 경우나 고속인 경우 최대 응력이 항복점을 상회하므로 이런 무리한 사용은 피하는 것이 바람직할 것으로 판단되었다.
3. 본문의 계산 결과에 의하면 유한요소법적으로 감속기의 성능해석이 가능하다고 판단되었다.

참고문헌

[1] 신중호, 권순만, 김봉주, 김종찬, 김무성, "2 치수차 사이클로이드 감속기의 형상 설계에 관한 연구," 한국 정밀공학회 학술대회지, 389-390, 2006.

[2] Kim, K. H., Lee, C. S., Ahn and H. J., Kim, 2008, "Torsional stiffness of a cycloid gear considering bearing and Hertz contact", Proceeding of the Koreansociety of Precision, pp.61~62.

[3] Shin, J. H., Kwon, S. M., Kim, B. J., Kim, J. C. and Kim, M. S., 2006, " A Study on Epitrochoidal Tooth Profile in A Two Teeth Difference Cycloidal Reducer", Proceeding of theKorean society of Precision, pp.389~390.

[4] Lee, S. Y., Park, J. S., Ahn, H. J. and Han, D. C., 2006, " Torsional Stiffness Analysis of a Cycloid Reducer using Hertz Contact Theory", Proceeding of the Korean society of Precision, pp.816~821.

[5] Chang, .S W., Hong, J. P., Shin, J. H and Kwon, S. M., 2005, "A Study on Contact Force Analysis of Fixed Outer-Ring Type Epicycloid Plate Gear for Cycloidal Speed Reducer with Friction Effect", Proceeding of the Korean society of Precision, pp. 1652~1655.

[6] Shin, J. H., Yoon, H. E. and Kang, D. W., 2001, "Study on Shape Design Method of Cycloidal Plate Gear", Transaction of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 25, No. 1, pp. 816~821

[7] V.E.Pini., 2008, "Fiction in Cylindrical Roller Bearings", Russian Engineering Research, Vol. 28, No. 1, pp. 1~4

강형선(Hyung-Sun Kang)

[정회원]



- 1995년 2월 : 조선대학교 대학원 기계공학과 (공학석사)
- 2005년 2월 : 전남대학교 대학원 기계공학과 (공학박사)
- 1991년 10월 ~ 2000년 7월 : 화천기공주식회사 책임연구원
- 2008년 3월 ~ 현재 : 조선이공대학 하이테크CAD/CAM과 교수

<관심분야>

기계시스템설계, FEM(기계구조, 충돌)