

# 산업용 고감속 하이포이드 복합 감속기 개발

이근호, 박영준, 이기훈, 박성하 | 한국기계연구원

## 1. 서론

기어장치는 구동 요소와 피동 요소들 간에 운동이나 동력을 전달하기 위하여 사용되는 기계 장치이다. 특히, 하이포이드 기어는 기계 및 자동차 산업에서 동력 전달을 목적으로 많이 사용된다. 하이포이드 기어는 스파이럴 베벨 기어와 웜 기어의 중간 형태이며, 피니언이 기어의 반경방향으로 오프셋(offset)되어 있는 것이 특징이다. 일반적으로 하이포이드 기어는 스파이럴 베벨 기어의 가공장비에 의해 가공되며, 국내의 경우, 글리슨사(Gleason Works)의 가공장비가 주류를 이루고 있다. 일반적인 특징은 피니언이 오프셋되어 있으므로 공간상의 이점이 있으며, 경우에 따라서는 조립에서 피니언과 기어에 대하여 축의 양쪽을 모두 지지할 수 있는 장점을 가진다. 또한 피니언 오프셋의 방향과 위치에 따라 기계장치에 유용하게 이용될 수 있다. 효율 측면에서는 스파이럴 베벨 기어 보다는 높지 않지만 웜기어 보다 좋은 효율을 보이고, 베벨 기어에 비하여 높은 감속비를 가질 수 있는 것이 큰 장점이다.

따라서 베벨기어나 웜기어에 비해 여러 가지 장점이 많은 하이포이드 기어를 활용하여 복합 감속기를 개발하였다. 1단의 하이포이드 기어열과 2단의 스퍼 기어열을 통해서 체적과 강도의 측면에서 좋은 특성을 가진 높은 감속비의 기어박스를 제작하였고, 성능시험 및 내구시험을 통하여 복합감속기의 신뢰성을 향상시켰다.

본 연구를 통하여 하이포이드 기어장치의 설계 시 가장 기본이 되는 제원 설계 및 강도평가를 수행하였고, 기어

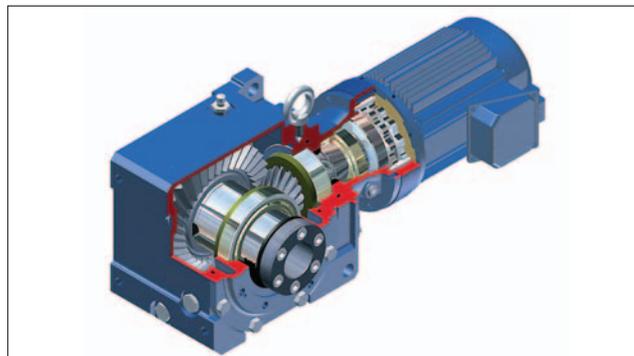


그림 1. 하이포이드 복합 감속기

의 굽힘응력과 접촉응력에 대해 FEM해석을 수행하였으며, 가속수명시험법에 의한 복합 감속기의 성능 및 내구시험을 수행하였다. 따라서 하이포이드 복합 감속기의 개발을 통하여 같은 운동 형태를 가지는 워엄 감속기의 대체 효과를 가질 것으로 기대된다.

## 2. 하이포이드 복합 감속기의 구조 설계

하이포이드 복합 감속기의 기어열 구조는 입력축과 출력축이 교차하는 2단 기어열로 이루어져 있다. 첫 번째 단은 하이포이드 피니언과 기어로 이루어지며, 두 번째 단은 원통 기어로 이루어져 있다. 첫 번째 단에서의 하이포이드 피니언의 잇수는 6개, 하이포이드 기어의 잇수는 60개이며, 10:1의 감속비를 가진다. 두 번째 단에서의 원통 피니언의 잇수는 12개, 원통 기어의 잇수는 73개이며, 감속비는 약 6:1이다. 따라서 전체 감속비는 60:1이다. 전달 동력은 1.5kW이고, 구동기를 통한 입력 회전속도는 1750rpm이며, 피동기에 전달되는 토크는 약 450Nm이다.

1단에 비하여 2단에서 큰 토크가 작용하므로 2단에서 1단보다 큰 모듈을 사용하였다. 1단의 모듈은 1.633인 것에 비하여 2단은 2이다. 1단에서 하이포이드 기어를 사용함으로써 높은 감속비를 얻을 수 있으며, 입력축 기어인 하이포이드 피니언이 오프셋되어 있으므로 전체 기어박스의 체적을 베벨기어나 워엄기어를 사용한 2단 기어열보다 크게 줄일 수 있다. 그림 2는 하이포이드 복합 감속기의 기어 구조도이다.

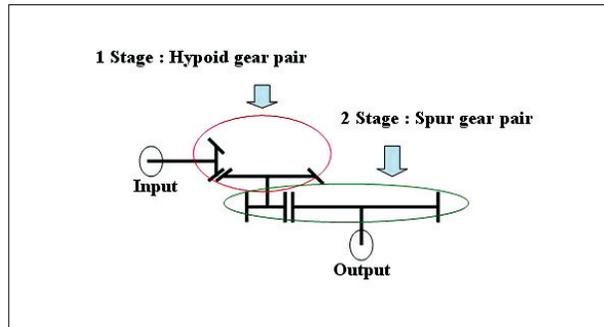


그림 2. 하이포이드 복합 감속기의 기어 구조도

## 3. 하이포이드 기어의 제원 설계

하이포이드 기어의 제원 설계 과정은 가공 프로세스에 따라 달라진다. 가공 프로세스는 크게 페이스 밀링(face milling) 방식과 페이스 호빙(face hobbing) 방식으로 나누어진다. 제원 설계를 위한 계산방법은 ISO 23509의 글리슨 방식을 적용하였다<sup>[8]</sup>.

하이포이드 기어 장치가 전달하고자 하는 동력과 감속비에 따라 피니언의 잇수, 피치원 지름, 치폭이 결정되고, 피니언 오프셋과 비틀림각과 같은 초기 설계 데이터와 공구 데이터(블레이드 개수, 커터의 반지름)를 고려하여 피치 원뿔 파라미터가 결정된다. 하이포이드 기어 장치의 설계를 위한 초기 설계 데이터는 표 1과 같다. 피치 원뿔 파라미터로서 피치각(pitch angle), 비틀림각(spiral angle), 원뿔 거리(cone distance)를 계산한다. 이 때, 기어 이의

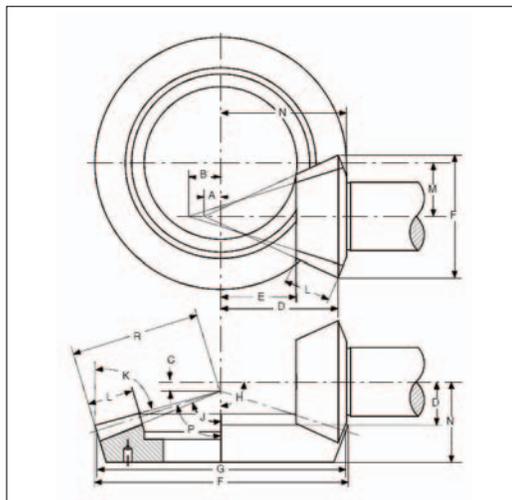
잇줄방향의 평균 곡률반경과 커터 반지름의 차이를 계산하여 그 차이가  $10^{-7}$ 의 오차 범위 안에 있도록 설계한다. 오차 범위를 만족할 때까지 축방향 평면에서 기어의 오프셋각( $\eta$ )을 변화시키면서 반복계산 한다.

두 번째 과정으로 피치 원뿔 파라미터가 결정되면 이높이 계수(depth factor), 이뿌리 틈새 계수(clearance factor), 어텐덤 계수(mean addendum factor), 이두께 계수(thickness factor), 치직각 백래쉬(outer normal backlash)로부터 기어의 상세 제원을 결정한다. 하이포이드 기어의 제원은 그림 3과 같이 나타낼 수 있다.

언더컷 검사는 이높이가 잇줄 방향을 따라 일정하거나 그렇지 못한 경우에 대해서 모두 검사하고, 피니언 및 기어의 치폭에 대해서 임의의 점을 선정하여 언더컷 유무를 판별한다. 언더컷의 판별은 치폭에 대한 임의의 점에서 전위계수가 가능한 최대 전위계수와 최소 전위계수를 얻음으로서 평가할 수 있다. 본 연구에서는 피니언과 기어에 대해 치폭을 따라 여섯 개의 임의의 점을 일정한 간격으로 선정하고 각각의 점에서 언더컷 유무를 판별한다.

표 1. 하이포이드 기어의 제원 설계를 위한 기초 데이터

Symbol	Description
$\Sigma$	Shaft angle
a	Pinion offset
$Z_{1,2}$	Number of teeth in pinion, gear
$m_{et2}$	Outer transverse module
$b_2$	Gear face width
$\beta_{m1}$	Mean spiral angle of pinion
$\gamma_{c0}$	Cutter radius
$Z_0$	Number of blade groups



- A : Face apex beyond crossing point
- B : Root apex beyond crossing point
- C : Pitch apex beyond crossing point
- F : Outside diameter
- G : Pitch diameter
- H : Shaft angle
- J : Root angle
- K : Face angle of blank
- L : Face width
- M : Pinion offset
- P : Pitch angle
- R : Outer cone distance

그림 3. 하이포이드 기어의 제원

#### 4. 하이포이드 기어의 강도 평가

하이포이드 기어의 강도 평가는 글리슨 방식을 기반으로 제정된 AGMA(American Gear Manufacturers Association) 방법을 사용하였다<sup>[9][10]</sup>. 하이포이드 기어의 강도 평가는 원통 기어와 마찬가지로 면압 강도와 굽힘 강도로 나뉘어 평가한다. 면압 강도 평가는 피니언과 기어의 양 치면이 물려 회전할 때, 치면에 발생하는 접촉 응력을 고려한 것이고, 굽힘 강도 평가는 피니언과 기어의 이뿌리 부분에 발생하는 굽힘 응력을 고려한 것이다. 강도 평가에 활용된 규격은 하이포이드 기어의 면압 강도와 굽힘 강도에 대한 AGMA 932-A05와 베벨 기어의 면압 강도와 굽힘 강도에 대한 AGMA 2003-B97이다. 기본적인 계산식은 하이포이드 기어에 관한 규격에서 제안하는 식을 따르지만, 특정 부분들에 대해서는 베벨 기어에 관한 규격을 따른다. 본 규격은 하이포이드 기어의 설계자, 제작자 및 사용자들의 수년간의 축적된 경험으로부터 여러 종류의 관련 계수들을 평가하여 서술되어 있고, 이를 활용하여 하이포이드 기어의 면압 강도와 굽힘 강도를 평가할 수 있는 강도 평가 모듈을 개발하였다. 그림 4는 하이포이드 기어의 강도 평가 과정을 나타낸 것이다.

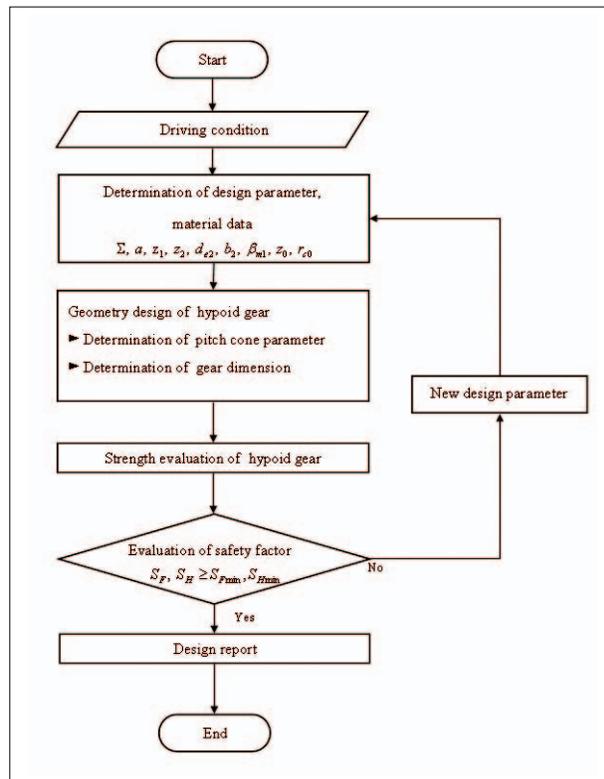


그림 4. 하이포이드 기어의 강도 평가 절차

#### 4.1 면압 강도의 평가

치면에 작용하는 접촉 응력(contact stress)이 허용 한도를 넘으면 반복 하중에 의한 치면 피로 현상인 피팅(pitting)이 발생하여 치면이 손상된다. 면압 강도는 파괴적 피팅이 발생하지 않을 응력 상태에 대한 지표로서 진행성 피팅에 대해서 필요 충분한 안전도를 제공하기 위하여 규정한 부하 용량이다.

AGMA의 면압 강도식은 기어에서 피팅이 피치점 부근에서 발생할 때의 접촉응력(contact stress number) $\sigma_H$ 에 의해 평가하는 것으로, 식(1)과 같이 주어지며, 허용 접촉 응력(allowable contact stress number) $\sigma_{HP}$ 는 식(2)의 관계를 가진다.

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{2000 T_2}{b_2 d_{e2}^2 Z_1} \frac{Z_2}{Z_1} K_A K_V K_{H\beta} Z_X Z_{XC}} \quad (1)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_W}{K_\theta Z_Z} \quad (2)$$

여기서  $\sigma_H$ 와  $\sigma_{HP}$ 는 각각 면압 강도에 대한 작용 접촉 응력과 허용 접촉 응력을 나타낸다. 작용 응력을 결정하기 위한 계수들은 다음과 같은 특징을 가진다. 과부하 계수( $K_A$ )는 구동 장치와 피동 장치의 충격 크기에 따라 결정된다. 동적 계수( $K_V$ )는 설계 및 제조의 영향, 전달 오차(transmission error), 동적 응답, 공진 속도(resonance)에 의해 고려된다. 따라서 기어 정밀도 등급과 외측 피치 직경에서 피치선 속도에 의해 결정된다. 하중 분포 계수( $K_{H\beta}$ )는 이의 잇줄 방향에 따라 하중의 분포가 일정하지 않음을 고려하기 위한 계수로서, 마운팅 방법에 의해 값의 차이를 보인다. 면압 강도에 대한 치수효과 계수( $Z_X$ )는 각각 치폭과 모듈에 의해 결정된다. 또한  $Z_E$ 는 탄성계수,  $T_2$ 는 출력 토크,  $d_{e2}$ 는 기어의 외측 피치원 지름이다. 기하 계수( $Z_1$ )는 기어 이의 형상에 기초한 것으로 물리고 있는 기어 이의 형상의 곡률반경 등에 의해 결정된다.

허용 응력을 결정하기 위한 계수의 특징은 다음과 같다. 먼저 경도비 계수( $Z_W$ )는 피니언 치면의 거칠기와 브리넬 경도로부터 결정되고, 온도 계수( $K_\theta$ )는 작동하는 기어의 블랭크 온도(blank temperature)로부터 결정된다. 응력 사이클 계수( $K_{NT}$ , 하중반복횟수)는 기어의 전체 설계 수명동안에 요구되는 작동 사이클 수에 따라 결정되며,  $10^3$ 사이클 이상의 범위에서 주어진다. 여기서, 피로 파손에 대한 누적 손상이론은 마이너 법칙(Miner's rule)을 활용한다. 마지막으로, 신뢰성 계수( $Z_Z$ )는 재질의 시험을 통해서 파손에 대한 통계적 분포로부터 결정되고, 면압 강도와 굽힘 강도에 대하여 서로 다른 값을 가진다. 허용 접촉 응력의 경우는 피팅 저항력에 대한 재질의 허용 응력 값이고, 계수들은 신뢰성과 응력 사이클과 같은 한계 작동 조건에 의해 결정된다.

따라서, 면압 강도의 평가는 허용 접촉응력과 접촉응력에 대한 관계로 식(3)과 같이 안전계수( $S_H$ )의 값으로 평가한다.

$$S_H = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H} \quad (3)$$

## 4.2 굽힘 강도의 평가

굽힘 강도는 기어 치면에 수직으로 작용하는 반복 하중에 의해 이뿌리 위험 단면에서의 이의 절손(breakage)과 관련된 피로 파손에 대한 안전도를 제공하기 위하여 규정한 부하 용량이다. AGMA 굽힘 강도식은 하이포이드 기어에서 기어 이의 절손이 이뿌리 필렛(fillet)부에서 발생할 때의 굽힘 응력(bending stress number) $6_F$ 로 평가하며 식(4), 식(5)와 같이 피니언과 기어 각각에 대하여 평가한다. 허용 굽힘 응력(allowable bending stress number)  $6_{FP}$ 와의 관계는 식(6)로 주어진다.

$$\sigma_{F1} = \frac{2000T_1}{b_1Z_1} \frac{K_A K_v}{m_{et2}^2} \frac{Y_X K_{H\beta}}{Y_\beta Y_{J1}} \quad (4)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2000T_2}{b_2Z_2} \frac{K_A K_v}{m_{et2}^2} \frac{Y_X K_{H\beta}}{Y_\beta Y_{J2}} \quad (5)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{6_{Flim} Y_{NT}}{K_\theta Y_Z} \quad (6)$$

여기서 각각 계수들의 용어 및 특성은 면압 강도에 대한 계수들과 같다.  $Y_X$ 는 굽힘 강도에 대한 치수효과 계수이며,  $Y_\beta$ 와  $Y_J$ 는 각각 잇줄 방향 곡률 계수와 굽힘 강도에 대한 기하계수이다. 굽힘 강도에 대한 기하계수는 이의 형상과 이뿌리 부분에 대한 응력 집중을 평가하므로 면압 강도에 대한 기하계수와는 결정 방법에서 차이가 있다.

허용 굽힘 응력의 결정은 온도계수( $K_\theta$ ), 신뢰성 계수( $Y_Z$ ), 그리고 응력 사이클 계수( $Y_{NT}$ )를 고려하여 재료의 굽힘 허용 응력 값( $6_{Flim}$ )으로부터 결정된다.

따라서 굽힘 강도의 평가는 허용 굽힘응력과 굽힘응력에 대한 관계로 식 (7)과 같이 안전계수( $S_{F1, F2}$ )의 값으로 평가한다.

$$S_{F1, F2} = \frac{\sigma_{FP}}{\sigma_{F1, F2}} \quad (7)$$

### 4.3 강도평가 프로그램의 개발

하이포이드 기어 및 원통 기어의 강도평가를 위해서 4.1절과 4.2절을 바탕으로 강도평가 프로그램을 개발하였다. 하이포이드 기어의 강도평가 프로그램은 앞에서 설명한 것과 같이 AGMA 932-A05와 AGMA 2003-B97을 활용하였고, 원통기어의 강도평가 프로그램은 일반적으로 기어의 강도평가 시 많이 사용하는 AGMA 2101-D04와 AGMA 908-B89를 활용하였다. 그림 5와 그림 6은 개발된 강도평가 프로그램의 실행창이다.

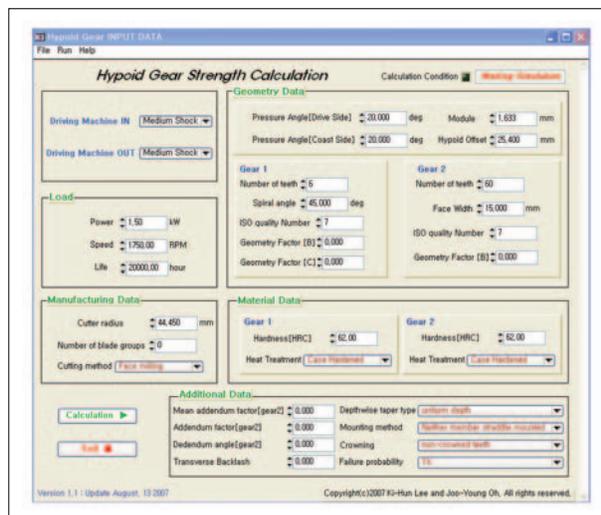


그림 5. 하이포이드 기어의 강도 평가 프로그램 개발

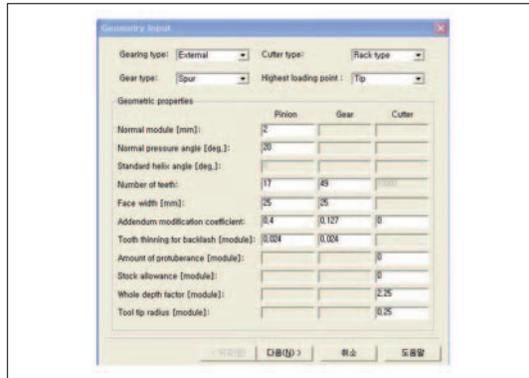


그림 6. 원통 기어의 강도 평가 프로그램 개발

#### 4.4 FEM 해석

FEM 해석 기법을 이용하여 하이포이드 기어 및 원통 기어의 굽힘응력 및 접촉응력을 계산하였으며, 그 결과를 AGMA 규격식에 의한 강도평가 결과와 비교하였다. 그림 7과 그림 8에 하이포이드 기어의 FEM해석 결과를 나타내었고, 그림 9와 그림 10에 원통 기어의 해석 결과를 나타내었다.

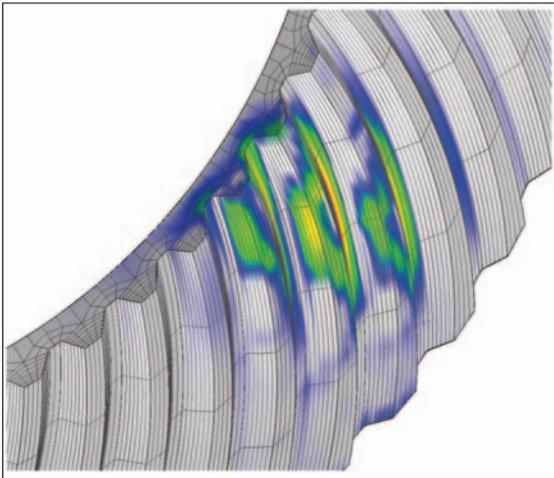


그림 7. 하이포이드 기어에 대한 굽힘 응력 분석

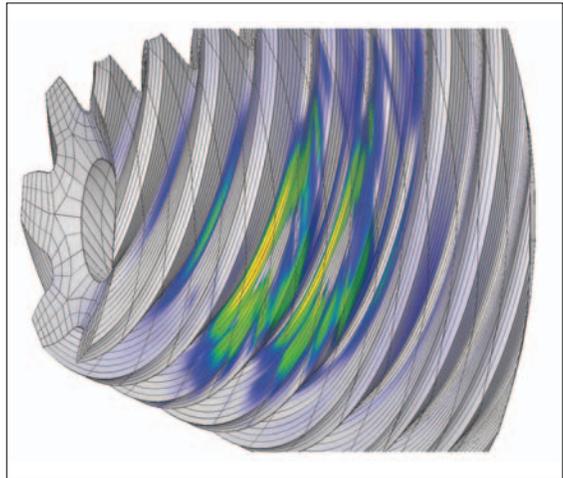


그림 8. 하이포이드 피니언에 대한 굽힘 응력 분석

하이포이드 기어의 강도 평가를 검토하기 위하여, AGMA 2003-B97 규격에 근거한 응력 해석 결과와 유한 요소 해석에 의한 결과를 표 2에 나타내었다.

표 2. 하이포이드 기어에 대한 해석 결과 비교

AGMA 2003-B97	Pinion	Gear
Maximum bending stress (N/mm <sup>2</sup> )	671.11	548.05
Maximum contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	1907.11	
Contact stress at pitch point (N/mm <sup>2</sup> )	1428.97	
FEA	Pinion	Gear
Maximum bending stress (N/mm <sup>2</sup> )	418.007	754.066
Maximum contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	2079.2	
Contact stress at pitch point (N/mm <sup>2</sup> )	1615.3	

응력 해석 결과를 보면 최대 접촉 응력 및 피치점에서의 접촉 응력은 최대 차이가 11% 정도로 상당히 유사한 결과가 나타났으나, 굽힘응력의 경우 최대 차이가 37% 정도로서 큰 편차를 가지는 것을 알 수 있었다. 그 원인은 AGMA 규격식의 경우, 각종 평가 계수에 대한 계산, 특히 치형 계수에 대한 정확한 값을 계산하기 어려우며, 굽힘 강도 평가에서 치형 계수의 영향이 크게 나타나므로 위의 해석에서도 이러한 영향이 나타난 것으로 판단된다. 따라서 규격식을 이용한 하이포이드 기어의 설계에 있어서는 적절한 안전계수를 감안할 필요가 있으며, 최종적인 설계해에 대해서는 정확한 해석을 통한 검증이 필요하다.

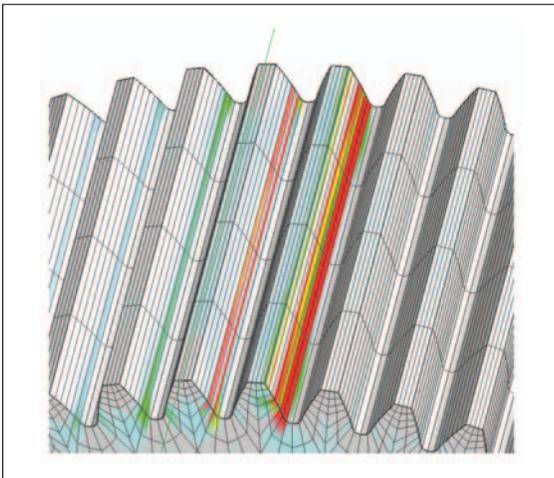


그림 9. 원통 기어에 대한 굽힘 응력 분석

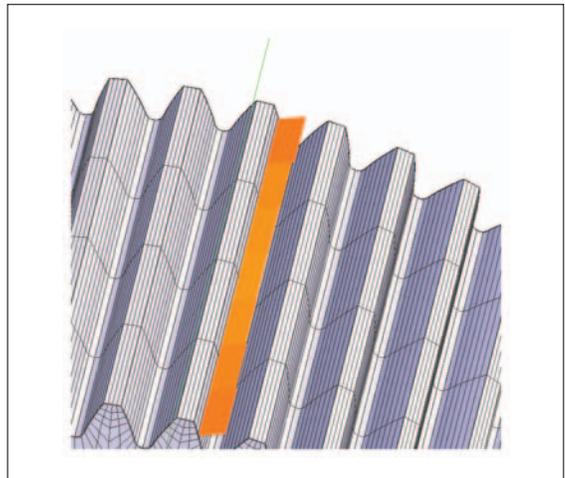


그림 10. 원통 기어에 대한 접촉 응력 분석

원통기어의 강도 평가를 검토하기 위하여, AGMA 2101-C95 규격에 근거한 응력 해석 결과와 유한 요소 해석에 의한 결과를 표 3에 나타내었다.

표 3. 원통 기어에 대한 해석 결과 비교

AGMA 2101-C95	Pinion	Gear
Maximum bending stress (N/mm <sup>2</sup> )	284.97	327.68
Maximum contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	1543.12	
Contact stress at pitch point (N/mm <sup>2</sup> )	1349.29	
FEA	Pinion	Gear
Maximum bending stress (N/mm <sup>2</sup> )	327.4	389.5
Maximum contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	1783.6	
Contact stress at pitch point (N/mm <sup>2</sup> )	1434.8	

응력 해석 결과를 보면 가장 차이가 큰 최대 접촉 응력의 차이가 13% 정도로 모든 항목에 대해 하이포이드 기어의 결과에 비하여 상당히 유사한 값을 나타내었다. 이는 원통 기어의 경우 하이포이드 기어에 비하여 AGMA 규격식의 각종 평가 계수에 대한 계산의 정확함에서 기인한다. 그러나 여기에서도 규격식을 이용한 최적 설계의 적용에 있어서는 실제 응력을 감안하여 적절한 안전계수를 감안할 필요가 있으며, 최종적인 설계에 대해서는 정확한 해석을 통한 검증이 필요하다.

## 5. 하이포이드 복합 감속기의 성능 및 내구 시험

### 5.1 신뢰성 평가 시험코드 개발

산업용 하이포이드 복합감속기의 목표수명은 일반적으로 작업현장에서 10,000시간 이상을 보장하여야 한다. 산업용 하이포이드 복합감속기의 동력전달 기어의 고장은 문헌조사에 의해 형태모수  $\beta = 2.0$  (출처: Barringer & Associates, Inc. 자료)의 와이불(Weibull) 분포를 따른다. 산업용 하이포이드 복합감속기의 수명 10,000시간( $B_{10}$  수명)을 보장하기 위한 무고장 합격기준을 만족하는 시험시간은 식 (8)과 같다. 이때 신뢰수준(CL)을 80%로 하고 시료수(n)를 2로 할 때 무고장 시험시간( $t_n$ )은 27,640시간이다.

$$t_n = B_{100P} \cdot \left[ \frac{\ln(1-CL)}{n \cdot \ln(1-p)} \right]^{\frac{1}{\beta}} \quad (8)$$

여기서,  $t_n$ 은 무고장 시험시간,  $B_{100P}$ 은 보증수명,  $p$ 는 불신뢰도 ( $B_{10}$ 이면  $p=0.1$ )이며,  $\beta$ 는 형태모수이다.

이는 신뢰수준 80%에서  $B_{10}$  수명으로 10,000 시간을 만족하기 위해서는 산업용 하이포이드 복합감속기 시료 2개를 27,640 시간 동안 실제 사용 조건으로 시험을 실시하여 고장이 없어야 한다는 것이다. 그러나 현실적으로 27,640 시간 동안 실제 사용 조건으로 시험을 수행한다는 것은 불가능하므로 시험 시간을 단축시키기 위한 가속 시험을 실시하여야 한다.

산업용 하이포이드 복합감속기의 가속수명 시험시간의 산출을 위한 가속계수를 구하기 위해서는 작동시간에 따른 등가부하를 알아야 한다. 산업용 하이포이드 복합감속기의 경우 작동시간에 따른 평균부하는 실작동 조건에서 사용되는 부하를 측정함으로써 알 수 있다. 그러나 현실적으로 개발 중인 산업용 하이포이드 복합감속기의 실

작동 부하를 측정하는 것이 어려운 관계로 현재 개발 중인 산업용 하이포이드 복합감속기가 대체하고자 하는 직교 축 웜 감속기의 실제 사용 조건에서의 부하를 측정하여 평균 등가부하를 추정하였다.

평균 등가부하에 대한 등가토크  $T_{mi}$ 은 식 (9)를 이용하여 얻을 수 있다.

$$T_{mi} = \left[ \frac{\sum N_i t_i T_i^p}{\sum N_i t_i} \right]^{\frac{1}{p}} \quad (9)$$

여기서,  $T_i$ 는 감속기의 작동토크,  $N_i$ 는 감속기의 회전속도,  $t_i$ 는 감속기의 작동시간이며,  $n$ 은 피로손상지수이다. 감속기의 정격 속도에서 작동부하에 대한 실제 사용 조건을 측정한 결과를 정리한 등가토크는 식 (10)과 같이 최대토크  $T_{max}$ 의 22%이다.

$$T_{mi} = 0.22T_{max} \quad (10)$$

따라서 등가 부하에 따른 가속계수는 식 (11)과 같이 나타낼 수 있으며, 이때 기어의 피로손상지수를 10/3으로 하면 가속계수는 155.6이다. 이때 등가속도에 대한 가속계수는 감속기의 경우 일정한 속도로 사용하는 경우가 대부분이므로 적용하지 않았다.

$$AF_T = \left( \frac{T_{test}}{T_{mi}} \right)^n = \left( \frac{1.00T_{max}}{0.22T_{max}} \right)^{10/3} = 155.6 \quad (11)$$

그러므로 실제 무고장 가속수명 시험시간은  $t'_n = 27640 / 155.6 = 177.6 \approx 180$ 시간이다.

무고장 시험 시간으로 180시간은 100% 부하와 정격속도로 시험을 실시하여 고장이 없는 경우 실제 사용 조건 하에서 신뢰수준 80%로  $B_{10}$  수명 10,000 시간을 만족하는 시험시간이다.

## 5.2 성능 및 내구 시험

개발된 하이포이드 복합 감속기의 성능을 확인하기 위하여 다이내모미터(dynamometer)방식의 시험 장비를 구축하였다. 구축된 시험 장비를 활용하여 무부하 시험을 비롯한 여러 가지 성능시험을 실시하였다. 무부하 시험은 최저 회전속도에서 최고 회전속도에 걸쳐 수행하였으며, 부하 시험은 최고 회전 속도 구간에 대해서 시작품의 정격 출력의 100%에 해당하는 부하에서 각 부위의 온도를 측정하였다. 전달 효율시험은 개발된 감속기의 정방향 회전과 역방향 회전에 대하여 정격출력의 25%, 50%, 75%, 100%, 125%의 부하를 총 20개의 항목으로 분류하여 시험하였고, 진동 측정 시험은 정방향, 역방향, 무부하, 부하를 구분하여 측정하였다. 모든 시험과정에서 시작품의 파손이나 운전 중 이상 현상(소음, 파손, 진동)이 발생하지 않았다. 그림 11은 구축된 시험 장비를, 그림 12는 전달 효율 시험 결과를 나타낸 것이다. 무고장 시험 시간인 180시간 이상의 내구시험을 통하여 시작품의 수명을 평가하여 신뢰수준 80%로  $B_{10}$  수명 10,000시간을 충분히 만족하는 것을 확인하였다. 또한 내구 시험과정에서 기어박스의 입력축 베어링 지지부와 출력축 베어링 지지부의 진동을 측정하여 기어박스의 결함 상태를 예측할 수 있는 연

구를 진행 중이다. 그림 13은 부착된 가속도계의 위치를 보여주며, 그림 14는 진동 측정 결과를 나타낸 것이다.

그림 12와 그림 14에서 볼 수 있듯이 효율에 대한 성능시험 결과는 부하율이 약 75% 이상이 될 때, 효율이 80% 정도로 가장 좋은 성능을 나타냈으며, 시간에 따른 진동 측정 결과는 시간이 지나감에 따라 무부하 상태와 부하 상태 모두 측정된 가속도의 값이 증가하는 것을 확인할 수 있었다. 따라서 기어박스 내부의 기어 및 베어링에서 작동 결함이 진행되고 있다는 것을 예측할 수 있었다.

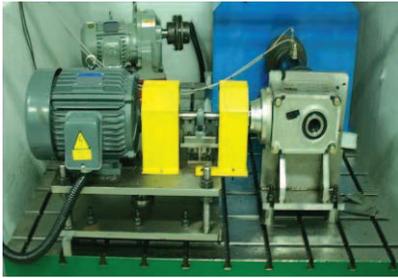


그림 11. 하이포이드 감속기의 시험 장비

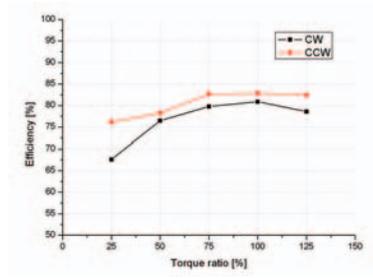


그림 12. 전달 효율 시험 결과



그림 13. 하이포이드 감속기의 진동 측정

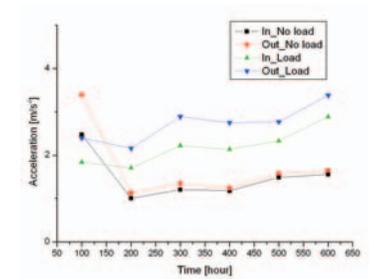


그림 14. 진동 시험 결과

## 6. 결론

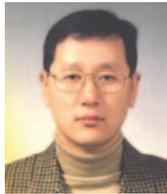
본 기술 개발로 1.5kW급 하이포이드 복합 감속기의 설계 및 강도 평가와 시제품을 제작하고, 성능 및 내구시험을 통한 신뢰성을 확인하였다.

기어의 제원 설계 및 강도평가는 하이포이드 기어 및 원통 기어의 제원설계로부터 강도 평가프로그램을 개발하여 수행하였다. 그리고 강도 비교를 위하여 하이포이드 기어 및 원통 기어의 FEM 응력 해석을 실시하여 AGMA 규격과 비교평가 하였다. 신뢰성 시험 및 평가를 위하여 가속 수명시험법으로부터 내구시험 코드를 개발하였다. 1.5kW 시제품 하이포이드 복합감속기에 대하여 성능(효율, 진동, 소음, 온도) 및 내구시험을 수행하였으며, 그 결과를 분석하였다.

결론적으로 하이포이드 복합 감속기의 설계, 제작 및 시험을 통하여 만족할 만한 결과를 얻었으며, 이는 1.5kW 하이포이드 복합감속기의 상용화에 곧바로 적용할 수 있는 기술로 평가되었다.

## ❖ 참고 문헌

- [1] Chong, T. H., Lee, K. H., Lee, G. H., Bae, I. H., Park, S. H. and Kim, D. S., "Parameter Analysis of Hypoid Gear Strength and Durability", Proceedings of KSMTE Spring Conference, pp. 409~414, 2006.
- [2] Kim, Y. B. and Lee, C. W., "Spectrum Analysis of Hypoid Gear Vibration", Trans. KSME, Vol. 6, No. 4, pp. 346~352, 1982.
- [3] Kim, T. H., Kim, H. S., Han, S. Y., Kang, H. Y. and Yang, S. M., "A Study on the Reliability and Life of Hypoid Gear Axle", Proceedings of KSAE Spring Conference, pp. 533~538, 1994.
- [4] Ito, N. and Takahashi, K., "Differential Geometrical Conditions of Hypoid Gears with Conjugate Tooth Surfaces", Trans. ASME, Journal of Mechanical Design. Vol. 122, pp. 323~330, 2000.
- [5] Chong, T. H. and Lee, J. S., "Optimum Design of Gear Train Systems Using a Genetic Algorithm", Proceedings of KSME Spring Conference, Vol. A, pp. 654~659, 2002.
- [6] Bae, I. H., Chong, T. H., Lee, G. H., Lee, K. H., Park, S. H. and Kim, Y. S., "Optimum Design of Hypoid Gears", Proceedings of KSMTE Spring Conference, pp. 421~425, 2006.
- [7] Chong, T. H., Park, J. H. and Lee, J. S., "Optimum Design of Multi-Stage Gear Drive Considering Volume and Reliability", Proceedings of KSMTE Autumn Conference, pp. 368~375, 2006.
- [8] ISO 23509, Bevel and Hypoid Gear Geometry, International Organization for Standardization, 2006.
- [9] AGMA 932-A05, Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Hypoid Gears, American Gear Manufacturers Association. 2005.
- [10] AGMA 2003-B97, Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel, Zerol Bevel and Spiral Bevel Gear Teeth, American Gear Manufacturers Association, 1997.



이근호

- 한국기계연구원 시스템엔지니어링연구본부  
구조연구팀 책임연구원
- 관심분야 : 기어박스 및 변속시스템 개발,  
동력전달부품 신뢰성시험/평가
- E-mail : ghlee762@kimm.re.kr



박영준

- 한국기계연구원 시스템엔지니어링연구본부  
구조연구팀 선임연구원
- 관심분야 : 기어박스/변속시스템 설계 및 해석,  
동력전달부품 신뢰성시험/평가
- E-mail : yjpark77@kimm.re.kr



이기훈

- 한국기계연구원 시스템엔지니어링연구본부  
구조연구팀 연구원
- 관심분야 : 기어설계, 동력전달장치 설계 및 해석  
기어박스 시험평가
- E-mail : cguykh@kimm.re.kr



박성하

- (주)삼양감속기 기술연구소 전무
- 관심분야 : 감속기, 변속기 등 동력전달장치 개발  
및 시험/평가
- E-mail : shpark@sygear.co.kr