

파형 구름 볼 감속기의 기구해석 및 설계

김완두 · 유형태 · 한형석 · 최병철*

한국기계연구원

* (주) 이우

Kinematic Analysis and Design of Wave Rolling Ball Reducer

W. D. Kim, H. T. Yoo, H. S. Han, B. C. Choi*

Korea Institute of Machinery and Materials

* Liwoo Co., Ltd.

Abstract - A new conceptual wave rolling ball reducer was proposed and investigated. The main components of the reducer were a eccentric input shaft and bearings, followers with balls, a flange, and a outer ring with waved groove. Followers moved along the holes of the flange according to the rotation of the shaft. And the balls installed in tips of followers were rolled with the waved groove of outer ring. When the shaft was rotated as one revolution and the outer ring was fixed, the flange was rotated as one wave. The kinematic analysis of the reducer carried out. The forces of each components were estimated, and the main design parameters were investigated. The design program using Visual C++ and Auto Lisp to determine the design parameters and to generate the drawing sheet.

Key words - ball reducer, wave rolling, kinematics, design program,

1. 서 론

일반적으로 고감속을 목적으로 하는 감속기로서는 워엄기어나 유성치차의 원리를 이용한 감속기가 주로 사용되고 있으며, 이들 감속기의 동력전달은 치차의 맞물림에 의해 이루어지기 때문에 동력 손실이 많고 큰 진동 및 소음이 발생되게 된다. 또한, 그 구조가 복잡하여 설치 장소에 제약이 많으며, 입력축으로부터 출력축으로의 회전 방향이 역전되거나 입력축과 출력축의 일직선 유지가 불가능한 경우가 있다.

유성치차의 원리를 이용한 새로운 형식의 고감속비 감속기에 대한 여러가지 특허들이 출원되어 있으나 대부분 이론적인 원리에 치중되어 있으며 실용화를 달성한 사례는 거의 보고되지 않고 있는 실정이다.

본 연구에서 개발하고자 하는 감속기는 사이크로 감속기와 작동 원리는 유사하나, 세부 구성 부품 및 동력 전달 메카니즘 등은 상당한 차이를 나타내고 있다. 사이크로 감속기는 트로코이드계 곡선 치형을 지닌 내접식 유성치차 기구와 사이크로이드 치형을 지

닌 등속도 내치차 기구를 조합시킨 감속기로서, 상품화된 제품으로서 일본의 스미토모 중공업의 사이크로 감속기와 Medusa Drive (한국, 합동제작소), 그리고 평기어 감속기기와 사이크로 감속기구를 조합시킨 Vigo Drive (일본, Teijin Seiki 사) 등이 있으며, 일반 산업용과 고정밀 서보모터용으로 사용되고 있다.

일본에서 특허 등록(일본 昭60-91043)되어 제품을 시판 중인 Kamo사의 볼감속기는 미끄럼이 발생되지 않아 정확한 감속비가 얻어지며, 구름 접촉으로 인한 저소음·고효율을 달성하였으며, 사용하기 편리한 유니트 형태이며 Compact하고 Simple하고 보수·유지가 필요 없다고 선전하고 있다. 그러나, 본 감속기는 동력전달을 위하여 큰 축방향 예하중이 필요하며 이로 인한 큰 용량의 감속장치 구성이 곤란하며, 동력 손실과 수명 단축 등의 단점을 피할 수 없게 된다.

이 밖에도 베어링을 이용한 변속장치로서 국내에 공개된 특허(공개번호 특 1999-015538) 원리를 이용한 허리케인베어링드라이브가 있

으나, 세부 구성 부품 수가 지나치게 많아 제품의 성능을 좌우하는 조립 공차의 관리가 곤란하며, 이로 인하여 동력 전달 시 발생하는 진동·소음을 저감시키기 어려우며 동력 전달 효율도 높이기 어려운 구조로 되어 있다.

본 연구에서는 이상의 여러 가지 감속기의 원리와 특징을 검토·분석하여 개선된 형태의 감속기를 개발하고자 하며, 감속기의 동작 원리는 다음과 같다.

- 1) 구름베어링 내륜에 조립된 편심축을 회전시키면 베어링 외륜은 캠 역할을 수행한다.
- 2) 베어링 외륜에 접촉되어 있는 Follower는 편심축이 회전함에 따라 플랜지의 반경 방향 안내면을 따라 왕복 운동을 한다.
- 3) Follower 끝에 조립된 볼은 감속기 외륜에 가공된 파형 홈(Waved Groove)을 따라 움직이게 된다.
- 4) Follower의 상하운동은 감속기 외륜이 고정되어 있을 경우, 기하학적인 구속으로 인하여 플랜지에 회전토크를 전달하게 된다.
- 5) 입력축이 1회전하면 Follower는 한 주기의 왕복운동을 수행하며 이때 플랜지는 Wave의 한 피치만큼 회전하게 되어 $1/(Wave수+1)$ 의 감속비(RR)를 얻게 된다.

Fig. 1은 동작 원리를 보여주는 그림이며, 본 장치는 현재 특허 출원 중에 있다[1].

본 개발품은 외륜의 볼 홈을 따라 볼이 구름 운동을 함으로서 동력을 전달하게 되어 정속 운전과 고효율이 예상되며, “고효율 파형 구름 볼 동력전달장치, HERB Drive : High Efficient wave Rolling Ball Drive”로 명명하였다. Fig. 2는 전체 구성 부품의 3차원 형상을 보여준다.

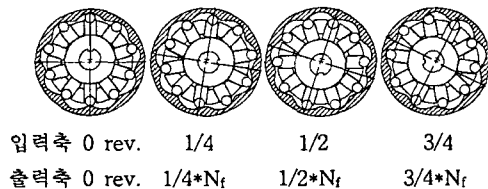


Fig. 1 HERB Drive의 감속 원리
($N_f = N_w + 1$, 감속비 : N_f)

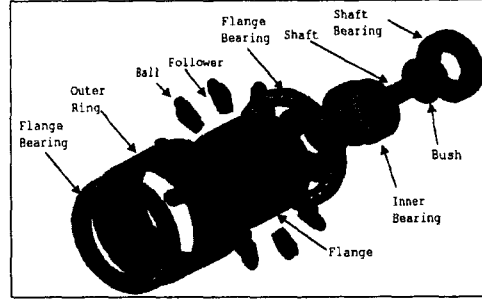


Fig. 2 HERB Drive의 구성 부품

2. 주요 설계 변수 분석

1) HERB Drive 파형 생성

HERB Drive의 감속원리를 실현시키기 위해서는 적당한 편심량을 지닌 편심축과 편심베어링, 편심베어링의 캠운동을 왕복운동으로 변환시켜 주는 Follower와 볼, Follower를 지탱하는 플랜지, 그리고 볼홈이 가공된 외륜 등이 필수적이며 각 부품들은 기하학적인 관계로 서로 맞물려 동력이 전달되게 된다. 본 감속기의 핵심적인 형상은 외륜의 안쪽에 가공된 볼홈으로서, Follower 끝에 조립되는 볼 중심점의 궤적으로부터 결정된다.

볼 중심점의 궤적 $Tc(\theta)$ 는 편심축의 편심량(e), 편심베어링 반경(R) 및 편심베어링 외경에서 볼 중심까지의 거리(h)의 함수로 결정되며, 반경 r 인 볼이 (x, y) 궤적을 따라 움직이면서 만들어지는 볼 홈의 궤적 (X, Y) 는 Fig. 3의 기하학적 관계로부터 다음 식으로 산출된다. 볼 홈의 파형은 파형의 개수만큼 반복된다.

$$Tc = [e \cdot \cos(N_w \cdot \theta) + R + h] \quad (1)$$

$$x(\theta) = [e \cdot \cos(N_w \cdot \theta) + R + h] \cdot \sin \theta \quad (2)$$

$$y(\theta) = [e \cdot \cos(N_w \cdot \theta) + R + h] \cdot \cos \theta \quad (3)$$

$$\frac{(Y-y)}{(X-x)} = -\frac{dx}{dy} = -\frac{1}{k} \quad (4)$$

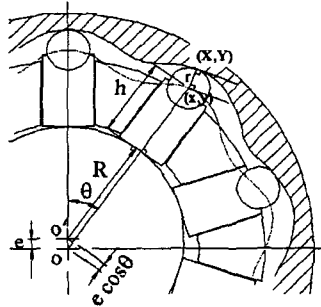
$$(X-x)^2 + (Y-y)^2 = r^2 \quad (5)$$

식 (4)~(5)로부터 (X, Y) 좌표를 구할 수 있다.

$$X = x - \frac{r \cdot k}{\sqrt{1+k^2}}, \quad Y = y + \frac{r}{\sqrt{1+k^2}} \quad (6)$$

단,

$$k = -\frac{Tc \cdot \sin \theta + e \cdot N_w \cdot \sin(N_w \cdot \theta) \cdot \cos \theta}{Tc \cdot \cos \theta - e \cdot N_w \cdot \sin(N_w \cdot \theta) \cdot \sin \theta}$$



o : 외륜 및 플랜지의 중심점
o' : 편심축 및 베어링의 중심점

Fig. 3 Herb Drive의 과형 곡선

2) 동력전달 기구 분석 - 접촉각

HERB Drive의 동력전달 기구는 '편심 원형 Cam-Flat Faced Follower'와 흡사하다 [2]. Fig. 4 각 부재에 작용하는 하중 선도를 보여주며, 각 변수에 대한 설명은 다음과 같다.

- P_i : 볼과 볼홈의 접촉하중,
- R_1, R_2 : 플랜지에서의 반력,
- F_i : 편심베어링의 반력,
- μ : Follower와 플랜지 사이의 마찰계수,
- a : 볼과 볼홈의 접촉각 (압력각),
- a : 플랜지 외경에서 볼 중심까지 거리,
- b : 플랜지의 두께,
- c : Follower의 반경

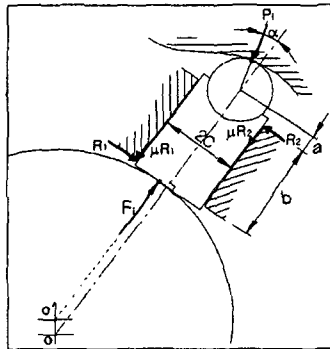


Fig. 4 HERB Drive의 하중 분포

볼과 볼홈 사이의 마찰(구름마찰)와 편심 베어링과 Follower 사이(실제로 상대운동이 거의 없음)의 마찰을 무시하면 힘의 평형으로부터 다음 식이 성립한다.

이때, $\mu R_1 C$ 와 $\mu R_2 C$ 는 무시하였다.

$$R_1 = \frac{a}{b} P_i \sin \alpha \quad (8)$$

$$R_2 = \frac{a+b}{b} P_i \sin \alpha \quad (9)$$

$$F_i = P_i [\cos \alpha - \mu (\frac{2a+b}{b}) \sin \alpha] \quad (10)$$

접촉하중 값으로 환산하면,

$$P_i = \frac{F_i}{\cos \alpha - \mu (\frac{2a+b}{b}) \sin \alpha} \quad (11)$$

로서, 분모의 값이 영이 되는 경우의 압력각을 임계압력각(α_m)이라 한다.

$$\alpha_m = \tan^{-1} \frac{b}{\mu(2a+b)} \quad (12)$$

$a = b$ 이고 $\mu = 0.15$ (동과 강 사이의 정마찰계수)인 경우를 계산하면 $\alpha_m = 66 \text{ deg}$ 로 산출되나, Follower의 Backlash와 탄성변형 등과 마찰계수의 상승, 그리고 안전을 고려하여 임계 압력각을 30° 이내로 설계하도록 권장하고 있다. HERB Drive의 설계에서도 볼과 볼홈의 접촉각을 30° 이내로 제한하였다[2].

2) 편심베어링 반력해석

HERB Drive가 전동기의 용량, $H(\text{kW})$ 의 동력을 감속비 RR 로 전달할 때, 입력토크(T_i)와 출력토크(T_o)의 관계식은 다음과 같다. 입력축 회전속도는 $n(\text{rpm})$ 이다.

$$T_i = \frac{974000 \cdot H}{n} \quad (\text{kg} \cdot \text{mm}) \quad (13)$$

$$T_o = T_i \cdot RR \quad (\text{kg} \cdot \text{mm}) \quad (14)$$

각 Follower에 전달되는 편심베어링하중이 최대 편심하중(F)의 $\sin \theta$ 에 비례한다고 가정하고($F_i = F \cdot \sin \theta_i$), 식(11) 분모의 두 번째 항을 무시하면($P_i = F_i / \cos \alpha_i$) 볼과 볼홈의 접촉하중(P_i)과 출력토크(T_o)와의 관계는 다음과 같이 구해진다.

$$\begin{aligned} T_o &= \sum_{i=1}^{N_f} (R_i P_i \sin \alpha_i) = \sum_{i=1}^{N_f} (R_i \frac{F_i}{\cos \alpha_i} \sin \alpha_i) \\ &= F \sum_{i=1}^{N_f} R_i (\tan \alpha_i) (\sin \theta_i) \end{aligned} \quad (15)$$

여기서, N_B 는 볼 수, R_i 는 중심에서 볼 접촉점까지의 거리이다. 식 (13)~(15)로부터 F 를 구하면 다음과 같다.

$$F = \frac{974000 \cdot H \cdot RR}{n \sum_{i=1}^{N_B} R_i \cdot (\tan \alpha_i) \cdot (\sin \theta)} \quad (\text{kg}) \quad (16)$$

HERB Drive의 기하학적 관계로부터 동력 전달 용량이 주어졌을 때 베어링 반력과 접촉하중이 결정되며, 이로부터 각 부품의 세부 치수 및 규격 등을 결정하여야 한다.

2) 접촉해석 및 수명 예측

볼과 볼홈 사이는 큰 접촉하중으로 인해 마멸 및 구름 피로 손상이 우려되는 부위로서 상세한 접촉응력해석을 통한 안전성을 검토하여야 한다. 문헌에 의하면 볼 베어링의 경우 구름피로 손상이 발생되지 않는 최대 접촉응력을 250 kg/mm^2 로 제안하고 있으나 [3], 본 HERB Drive의 설계에서는 볼과 볼홈의 피로 파손의 우려를 완전히 없애기 위하여 안전율 1.5를 택하여 최대접촉응력을 167 kg/mm^2 이내로 제한하여 치수를 결정하였다. 볼 홈의 곡률반경은 볼 직경의 52%로 선정하였다.

감속기 외륜에 토크를 전달하기 위해서는 각 Follower에 큰 힘이 발생되어야 하며 이 힘의 합력이 편심베어링에 가해지게 된다. 편심베어링은 반경방향 하중지지 용량이 크고 조립성이 뛰어난 원통롤러베어링을 이용하였으며, 피로 수명을 고려하여 적절한 형변을 선정하였다. 편심베어링의 수명(L_{10})은 곧 감속기 전체의 수명을 나타내며 다음 식으로 계산된다.

$$L_{10} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{Ft} \right)^{10/3} \quad (\text{hours}) \quad (17)$$

여기서, C 는 베어링의 기본동정격용량(kg), n 은 입력축의 회전속도(rpm), 그리고 Ft 는 편심베어링 반력의 합력(kg)이다.

감속기의 정격수명을 10,000시간으로 계산하면 정격입력회전수가 1800 rpm 일 때, 베어링의 기본동정격하중은 Ft 의 8.13배가 되어야 한다. HERB Drive의 편심베어링인 원

통롤러베어링의 정격하중을 Ft 의 8.13배 이상으로 선정하였다.

따라서, 최대 부하 토크 하에서 90% 신뢰성을 지닌 수명이 최소 10,000 시간이 예상되며, 정상적인 운용 조건 하에서 적용하는 수명보정계수 등을 감안할 때 약 30,000 시간 (1일 8 시간 운전 시 약 10.3 년)의 수명이 예상된다.

부하 조건에 따른 HERB Drive의 수명(L_h)은 다음 식으로 산출된다.

$$L_h = 10,000 \times \frac{n_o}{n_m} \times \left(\frac{M_o}{M_m \cdot f_d} \right)^{10/3} \quad (18)$$

여기서, n_o 와 n_m 은 정격회전수(1800 rpm)와 평균부하회전수(rpm), M_o 와 M_m 은 정격토크와 평균부하토크를 나타내며, f_d 는 하중계수로서 조건에 따라 1~3의 값을 갖는다.

3. 설계 프로그램 개발

일반적으로 기계 시스템 및 부품 등을 개발할 때에는 기존의 유사한 제품을 참조하여 초기 설계 치수를 결정한 후 여러 가지 해석 및 분석을 통하여 상세한 설계를 진행하게 된다. 그러나, 본 연구에서 개발하고자 하는 감속기는 참고로 할 만한 기존의 제품이 존재하지 않아, 앞에서 언급한 동력전달 기구 해석 결과를 이용하여 기본적인 설계 치수를 결정하였다. 여러 가지 설계 변수의 영향을 고려하여 중요 설계 변수를 최적화하고, 감속기 외륜의 정밀 파형 가공을 위한 좌표를 구하기 위하여서는 복잡하고 많은 양의 계산이 필요하며 이를 위한 설계 프로그램을 개발하였다. 한편, 설계 프로그램의 출력 데이터를 이용하여 Auto CAD에 내장된 Auto Lisp 기능을 활용하여 도면을 자동으로 작성되도록 하였으며 설계 시간을 최소화하였다.

Fig. 5는 본 연구에서 개발한 자동 설계 프로그램의 진행 과정을 보여준다. 입력 데이터를 이용하여 주요 설계 변수의 영향을 검토한 후, 결정된 주요 치수를 바탕으로 도면을 작성하고 동역학적 해석 및 CNC 가공에 필요한 데이터를 만든다.

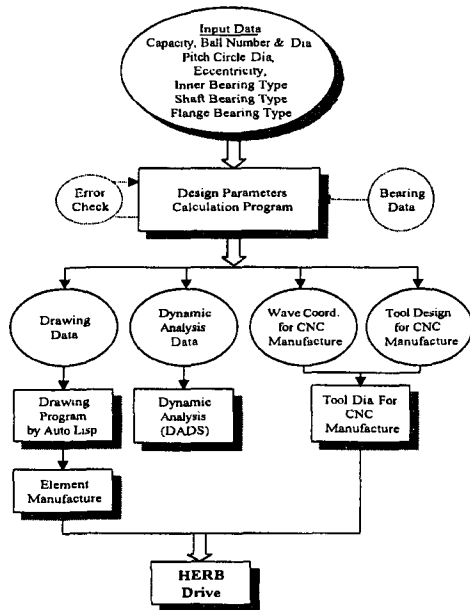


Fig. 5 설계 프로그램의 기능적 흐름도

본 프로그램은 크게 입력 데이터 작성과 입력 데이터를 이용하여 설계 값을 계산하여 결과 파일을 작성하는 부분으로 되어 있다. Fig. 6은 계산에 필요한 입력 값을 생성하거나 수정할 수 있는 화면을 나타내고 있다. 이곳에서는 입력 파일에 대한 생성, 수정 그리고 삭제가 가능하도록 하였다. 프로그램은 Visual C++을 이용하여 작성하였다[4].

용량, 볼의 개수, 볼의 직경, 파형의 수, 피치원의 직경, 편심 및 베어링 형번을 입력 값으로 하여, 각 요소에 대한 치수를 결정한다. 특히 베어링에 대한 자료는 데이터 베이스화 되어 있어, 형번만 지정하면 필요한 치수는 자동적으로 결정되도록 하였다.

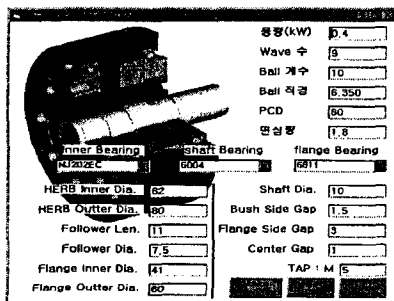


Fig. 6 입력 데이터 처리 화면

출력 파일은 메인 화면에서 자동 도면 작성, 동적 해석 및 가공에 필요한 자료들을 동시에 생성한다. 프로그램의 주요 입력 자료와 설계 변수 검토 항목 및 출력 자료는 다음과 같다.

- 주요 입력 자료 : 감속기 용량, 회전속도, 감속비, Wave 수, 볼 수, 볼 크기, 편심량, 볼 PCD, Follower 길이 및 직경, 편심베어링 형번
- 주요 설계 변수 검토 항목 : Wave 형상, 접촉각, 접촉응력, 베어링 하중 및 수명 등
- 주요 출력 자료 : Wave 좌표, 설계 도면, 예상 수명, 추천 베어링 형번 등

Fig. 7 설계 계산 프로그램에서 작성된 출력 값을 이용하여 Auto Lisp[5]을 이용하여 만든 자동 제도 프로그램으로 도면을 생성한 모습이다. 다양한 모델에 대한 도면을 자동으로 작성하여 주기 때문에 많은 시간을 단축할 수 있다. Fig. 8은 완성된 설계프로그램을 이용하여 7가지 종류의 감속기 용량 (0.4, 0.75, 1.5, 2.2, 3.7, 5.5 및 7.5 kW)에 대하여 볼의 PCD, 편심량, 볼 직경, 감속기 외경, 편심 베어링 및 플랜지 베어링의 부하용량을 3가지 감속비 (10, 20 및 30)로 정리한 그림이다. 베어링의 경우 선정 상의 문제로 인하여 약간의 불연속적인 경향을 보이고 있으나, 다른 변수들은 감속기 용량의 증가에 따라 비교적 일관된 경향을 보이고 있다.

본 선도로부터 요구하는 용량과 감속비에 대한 설계 치수를 근사적으로 추측할 수 있으며, 설계 치수 결정에 소요되는 시간과 노력을 대폭 줄일 수 있게 되었다.

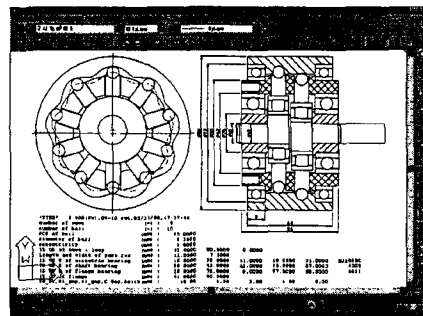


Fig. 7 자동 설계 프로그램 실행 결과

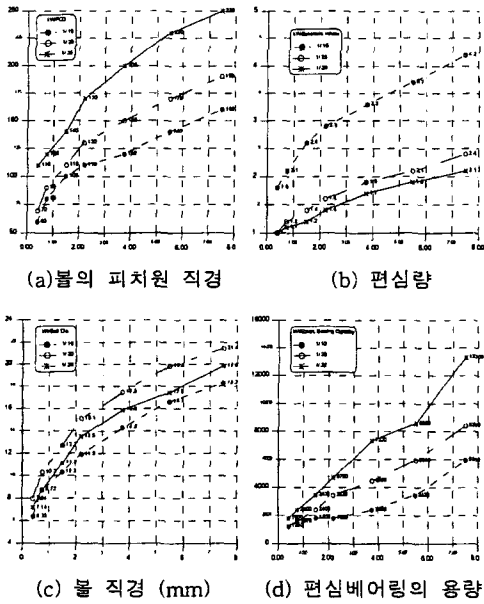


Fig. 8 감속기 용량과 각종 감속기 설계변수

4. 동력학 해석

감속기의 동력전달 부위에 전달되는 하중의 정확한 예측은 감속기의 설계에 있어서 매우 중요하다. 또한 해석 결과는 해석적으로(analytical) 구한 근사적인 결과와의 비교를 위해서도 필요하다. 가장 중요한 부위인 볼과 볼홈의 접촉하중을 정확히 계산하기 위해서는 접촉부의 변형을 고려해야 하기 때문에 어려운 문제중의 하나이며, 본 연구에서는 다물체 동력학 S/W인 DADS를 이용하여 해석을 수행하였다. 감속기의 하중 해석에 있어서 핵심인 볼과 볼홈의 접촉을 모델하기 위하여 DADS의 접촉 요소(Contact Element)를 이용하였다. 이 해석방법을 이용하여 2.2 kW 용 감속기에 대한 정적 하중 계산을 수행하였다.

1) 모델링

감속기의 동력 전달은 베어링의 접촉에 의하여 이루어지기 때문에 볼 접촉부의 모델링이 가장 중요하다. 본 연구에서는 볼의 접촉을 모델하기 위하여 DADS의 2차원 접촉요소를 이용하였다. 접촉요소는 원-선 접촉으로 구성된다. 볼의 원주를 따라 다수의 원을

배치하고, wave는 곡선이나 다수의 선으로 대체하여 모델링한다. 여기서 모델과 실제와의 차이를 줄이기 위해서는 원-선 접촉의 개수를 증가시켜야 하나 개수가 증가할수록 계산시간이 증가하므로 모델의 정도를 결정하는데 있어서 주위가 요구된다. 또한 힘을 계산하는데 이용되는 상수들의 결정에도 주의를 요하며, 본 연구에서는 시행오차에 의하여 해석 결과가 잘 수렴하면서 계산시간을 최소화하는 값을 결정하였다.

감속기의 볼 이외의 부분들은 DADS의 기본 요소를 이용하여 모델링할 수 있다. 즉 DADS의 JOINT, BODY, DRIVER 요소들을 이용하여 모델링할 수 있다[6]. 정적 해석을 위하여는 wave를 고정하고 편심베어링을 구동하여 하중을 계산한다. 이 해석 모델은 정적해석 뿐만이 아니라 동적 해석에도 이용할 수 있다. 동적 해석에서는 편심베어링을 구동하고 wave의 구속은 없애고 해석한다.

2) 해석 결과 및 고찰

Table 1은 2.2kW 용 감속기의 하중 해석 결과를 보여준다. Follower가 10개로 구성되어 있고 감속비는 10:1이다. 정적 해석을 위하여 편심축에 50 N·m의 토크를 입력으로 작용시켰다. Wave가 있는 출력 축은 고정하였으 며, 볼의 마찰계수는 0으로 가정하였다.

표에서 번호는 Follower의 번호이고, 힘 F_x , F_y 는 X, Y 축에 대한 접촉부에서의 하중이다. 해석 결과 2, 3, 4, 5 번 이외의 베어링에는 입력 토크의 방향에 의해 정적 하중이 작용하지 않음을 알 수 있다. 표에서 보듯이 초기상태에서는 3, 4번에 하중이 상대적으로 크게 작용하는 것을 볼 수 있다. 이는 접촉부에서의 압력각이 상대적으로 크기 때문으로 분석되며, 이 값들은 입력 축이 회전함에 따라 상대적인 하중의 크기와 방향은 변하게 된다.

한편, 식 (15)와 (16)의 근사식으로부터 구한 편심베어링 반력과 볼 접촉하중은 DADS 해석 결과로부터 구한 합력과 5% 이내의 작은 오차를 보여 두가지 해석 모두의 타당성

을 입증할 수 있었다.

Fig. 9는 입력축의 회전에 따른 볼의 접촉 하중의 변화를 나타내고 있다. 그림에서와 같이 축이 회전함에 따라 접촉력 크기가 볼 위치에 따라 상대적으로 변하는 것을 볼 수 있다.

Table 1 2.2 kW 감속기의 해석 결과

번	편심베어링 반력 (N)				볼 접촉하중 (N)			
	Fx	Fy	합력	근사치	Fx	Fy	합력	근사치
2	-1520	-2092	2586	2686	889	2544	2636	2689
3	-4039	-1312	4247	4140	3427	3194	4684	4706
4	-4119	1338	4331	4140	4769	659	4814	4750
5	-1536	2114	2613	2559	2209	-1625	2742	2719

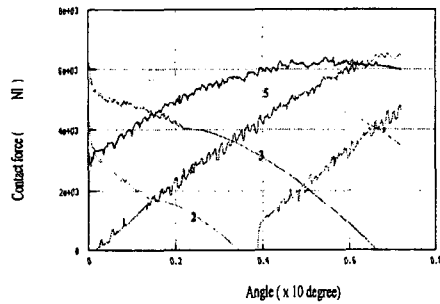


Fig. 9 입력축 회전에 따른 볼 접촉하중 변화

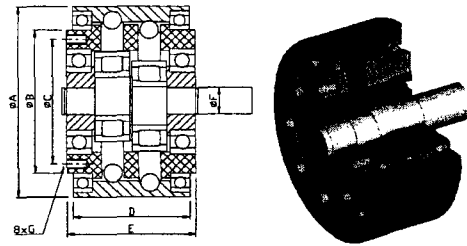
5. 고찰 및 결론

본 연구에서는 새로운 개념의 감속장치인 HERB Drive의 구현을 위하여 기구해석으로부터 주요 설계 변수 분석, 주요 부품의 수명 예측을 위한 자동 설계 프로그램을 개발하였으며, 아래와 같은 특징을 지닌 감속기를 개발할 수 있는 설계 자료를 완성하였다.

- 1) Ball의 구름 접촉 운동을 이용한 동력전달로 최상의 저진동·저소음, 정속 운전 달성
- 2) 상대운동 부품의 최소화로 동력전달 효율의 극대화
- 3) 극히 단순한 구조와 신뢰성 부품의 사용으로 고장율 및 보수·유지 비용 최소화
- 4) 다물체 동역학해석프로그램 (DADS)를 이용한 전달 하중 해석
- 5) 개발한 설계프로그램을 이용하여 주요 형상 및 치수 최적화와 자동 설계 도면 작성

6) 원통롤러베어링의 활용으로 무한 수명 및 Maintenance Free 달성

Fig. 10은 설계 및 시제품 제작이 완료된 감속비가 각각 10, 20 및 30이며, 용량이 0.4, 0.75, 1.5, 2.2, 3.7, 5.5 및 7.5 kW인 HERB Drive의 주요 치수를 보여준다.



감속비	용량	A	B	C	D	E	F	G
BD05 (0.4)	10	100	75	65	60	66	14	M6
	20	120	85	73.5	62	68	22	M8
	30	140	105	86.5	76	82	22	M8
BD10 (0.75)	10	135	100	87.5	70	76	22	M8
	20	150	110	95	77	83	25	M10
	30	160	120	105	96	102	30	M10
BD20 (1.5)	10	160	120	105	80	86	25	M10
	20	190	140	120	84	90	34	M12
	30	200	150	130	110	116	40	M12
BD30 (2.2)	10	185	140	120	80	86	34	M12
	20	210	160	142.5	102	108	42	M12
	30	230	170	147.5	122	128	45	M12
BD50 (3.7)	10	290	220	180	138	144	52	M12
	20	340	260	210	152	158	63	M16
	30	370	280	230	160	170	68	M16

Fig. 10 HERB Drive의 주요 치수

참고문헌

- [1] 대한민국 실용원 98-22643호, '베어링을 이용한 감속기'
- [2] H. A. Rothbart, *CAMS Design, Dynamics and Accuracy*, 1956.
- [3] *Rolling Contact Fatigue Testing of Bearing Steels*, ASTM STP 771, p.369, 1981.
- [4] *Visual C++ Users Guide*, MicroSoft Inc., 1998.
- [5] *AutoLisp for Auto CAD R14 Reference Guide*, Auto Desk Inc., 1997.
- [6] *DADS Reference manual*, LMS CADSI, Iowa, USA, 1999.