

## 치차 장치를 위한 공차 설계 시스템 개발

정 태 형\* · 정 진 옥\*\*

(1999년 11월 29일 접수)

### Development of the Tolerance Design System for a Gear Drive

Tae Hyong Chong and Jin Wook Chung

**Key Words:** Gear(치차), Tolerance(공차), Cylindrical Gear Drive(원통 치차 장치), Database(데이터베이스), ISO(International Organization for Standardization), KS(Korean Industrial Standard), JIS(Japanese Industrial Standard), Backlash(백래시)

#### Abstract

When designing a gear drive, designers should specify tolerances reasonably considering accuracy, cost, and manufacturing capability. In field design, however, designers mostly assign adequate tolerance without correlations between parts and assembly, resulting in iterative design dependent on experts' know-how. In order to resolve this, the tolerance design system for a cylindrical gear drive is developed both to support tolerance design automation and to synthesize design processes of part and assembly tolerances. In this research, part tolerances are designed with the databases constructed by ISO, KS, JIS, and bearing catalogue. Assembly tolerance, that is, backlash tolerance is designed by synthesizing part design tolerances stochastically using the formulated assembly relations. This system can include part tolerance and fitting accuracy of shaft and bearing in practical design. In addition, this system provides field-designers with a synthetic guideline for tolerance design of a gear drive.

#### 기호설명

|                    |                  |      |
|--------------------|------------------|------|
| $F_r$              | : 이흠의 흔들림        | [mm] |
| $f_i''$            | : 양 잇면 1피치 물림 오차 | [mm] |
| $F_i''$            | : 양 잇면 전체 물림 오차  | [mm] |
| $F_i'$             | : 편 잇면 전체 물림 오차  | [mm] |
| $f_a$              | : 중심거리 오차        | [mm] |
| $f_{\Sigma\beta}$  | : 축의 위치 오차       | [mm] |
| $f_{\Sigma\delta}$ | : 축의 평행 오차       | [mm] |
| $R$                | : 베어링의 반경방향 흔들림  | [mm] |
| $A$                | : 베어링의 축방향 흔들림   | [mm] |
| $P$                | : 베어링의 동등가하중     | [N]  |

|               |                     |       |
|---------------|---------------------|-------|
| $n$           | : 베어링의 회전속도         | [rpm] |
| $C_b$         | : 베어링의 기본동정격하중      | [N]   |
| $C_{req}$     | : 베어링의 요구동정격하중      | [N]   |
| $L_h$         | : 베어링의 요구수명         | [hr]  |
| $j_{wt}$      | : 정면 물림원주방향 백래시     | [mm]  |
| $\alpha_{wt}$ | : 정면 물림 압력각         | [deg] |
| $\omega$      | : 위상각               | [deg] |
| $m$           | : 위상차수              |       |
| $\Delta X_e$  | : 치차 회전에 크기가 변하는 오차 | [mm]  |
| $\Delta X_f$  | : 치차 회전에 크기가 일정한 오차 | [mm]  |
| $m_n$         | : 치각각 모듈            | [mm]  |
| $z$           | : 잇수                |       |
| $\beta_b$     | : 기초원통 상의 비틀림각      | [deg] |
| $x$           | : 전위계수              |       |
| $b$           | : 치폭                | [mm]  |
| $\alpha_n$    | : 치각각 압력각           | [deg] |
| $a$           | : 치차쌍의 물림 중심거리      | [mm]  |
| $w_t$         | : 접선전달하중            | [N]   |
| $N$           | : 치차의 회전속도          | [rpm] |

\* 회원, 한양대학교 기계공학과

E-mail : thchong@email.hanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0458 FAX : (02)2296-4799

\*\* 한양대학교 대학원 기계설계학과

|                                      |                              |                    |
|--------------------------------------|------------------------------|--------------------|
| $f_g$                                | : 치차 계수                      |                    |
| $f_l$                                | : 하중 계수                      |                    |
| $Q$                                  | : 치차의 ISO 정밀도 등급             |                    |
| $k$                                  | : 치차의 원주 피치 섹터수              |                    |
| $d_s$                                | : 축의 공칭 직경                   | [mm]               |
| $d_m$                                | : 축의 2점 측정 평균 직경             | [mm]               |
| $d_{L(R)}$                           | : 저널부 직경                     | [mm]               |
| $L_s$                                | : 축 길이                       | [mm]               |
| $l$                                  | : 저널부 길이                     | [mm]               |
| $M$                                  | : 치차 지지부 길이                  | [mm]               |
| $\Delta S_{T, wt, f_s}$              | : 편 잇면 정면물림 이두께 공차           | [mm]               |
| $W_r$                                | : 베어링의 반경방향 분리하중             | [N]                |
| $W_x$                                | : 베어링의 축방향 하중                | [N]                |
| $X_{wt}$                             | : 치차 지지부의 합성오차(1)            | [mm]               |
| $Y_{wt}$                             | : 치차 지지부의 합성오차(2)            | [mm]               |
| $j_{wt, Gear drive, c}$              | : 치차 장치: 백래시 상수성분            | [mm]               |
| $j_{wt, Gear drive, v}$              | : 치차 장치: 백래시 변동성분            | [mm]               |
| $j_{wt, Gear drive, Nom}$            | : 치차 장치: 백래시 공칭값             | [mm]               |
| $j_{wt, Gear drive, v, Björke, Nom}$ | : 치차 장치: 백래시 변동성분 확률적 공칭 설계치 | [mm]               |
| $R\Delta X_\Sigma$                   | : 제원 확률변량 공칭값범위              | [mm]               |
| $\beta_0$                            | : 피치원통 상의 비틀림각               | [deg]              |
| $MX_{\Sigma R}$                      | : 제원 확률분포의 범위의 중점            | [mm]               |
| $\epsilon_\gamma$                    | : 치차쌍의 진롤림률                  |                    |
| $VarX$                               | : 제원 확률변량의 분산                | [mm <sup>2</sup> ] |
| $EX$                                 | : 제원 확률변량의 기댓값               | [mm]               |
| $TW_\Sigma$                          | : 신뢰도에 맞는 제원의 확률 분포 구간 크기    |                    |
| $MW_\Sigma$                          | : 비대칭 분포의 제원공칭값의 확률 변량 크기    |                    |
| $RW_\Sigma$                          | : 제원 확률분포의 정규화 범위            |                    |
| $FW_\Sigma$                          | : 제원 확률분포의 정규화 비대칭성          |                    |
| $MX$                                 | : 제원 확률변량의 확률적 공칭 설계치        | [mm]               |

첨자

|           |                        |
|-----------|------------------------|
| 1         | : 피니언                  |
| 2         | : 기어                   |
| c         | : 치차쌍의 회전에 따른 크기 변화 없음 |
| v         | : 치차쌍의 회전에 따른 크기 변화 존재 |
| wt        | : 물림평면상의 값             |
| Peak~Peak | : 최대진폭                 |
| Gear pair | : 치차쌍                  |
| L         | : 좌측                   |
| R         | : 우측                   |
| Case1     | : 양단 베어링 하중 방향이 다른 경우  |
| Case2     | : 양단 베어링 하중 방향이 같은 경우  |

|                      |                             |
|----------------------|-----------------------------|
| $i$                  | : 베어링 내륜에 관계되는 변수           |
| $e$                  | : 베어링 외륜에 관계되는 변수           |
| Tol                  | : 공차                        |
| $\Delta X_e$         | : 오차 $\Delta X_e$ 에 관계되는 변수 |
| $\Delta X_i$         | : 오차 $\Delta X_i$ 에 관계되는 변수 |
| $\Sigma$             | : 단품 제원을 중첩한 조립 제원          |
| $\gamma_{vr}$        | : 치차쌍 반경방향 구성요소의 중첩값        |
| $\gamma_v$           | : 치차쌍 축방향 변동성분 구성요소의 중첩값    |
| $\gamma_C$           | : 치차쌍 축방향 상수성분 구성요소의 중첩값    |
| $\gamma_{Geardrive}$ | : 치차 장치의 백래시 변동성분           |
| Low                  | : 하한치                       |
| Upp                  | : 상한치                       |

1. 서 론

치차 장치의 제작, 조립으로 인한 정밀도, 성능의 유지를 위해 공차 설계가 필요하다. 기존 연구들은 조립 조건에서 신뢰성 향상, 비용 절감을 위한 단품 공차를 찾는 최적설계<sup>(1,2)</sup>나 단순화된 조립 형상에서 단품 공차를 중첩시켜 조립 공차를 구하는 설계<sup>(3)</sup>로, 최적 공차와 실제 불연속 공차의 불일치, 단순화 형상에 의한 실제 조립 공차 위배, 경험과 시행착오에 의한 설계 편차의 문제가 있다. 따라서, 본 연구에서는 치차, 축, 베어링, 하우징으로 구성된 1단 원통 치차 장치를 대상으로, 단품의 영향을 포함한 조립 관계식의 설정, 이를 이용한 치차 장치의 단품 공차 및 조립 공차의 통합 설계 시스템을 개발한다.

2. 치차 장치의 공차 설계 방법

2.1 단품의 설계 정식화

단품 설계 변수는 치차에 대해서는  $F_i, f_i$  ( $F_i, f_i$ ),  $F_i, f_a$ , 축에 대해서는  $f_{\Sigma\beta}, f_{\Sigma\delta}$  및 이의 벡터합, 베어링에 대해서는  $R, A$ , 끼워맞춤에 대해서는 축-베어링 내륜, 베어링 외륜-하우징을 선정하였다.

본 연구에서는, 오차를 이론 제원값과 실제 측정 제원값의 차이, 공차는 제원과 오차에 대한 제작상의 허용치로 각각 정의하고, 오차량의 공차는 오차량의 최대 변동 진폭으로 사용하였다. 각 설계 변수에서는, 치차-축은 최대 허용 오차량

을 오차량의 설계치, 베어링은 회전정밀도의 최대 및 최소 허용치를 최대-최소 오차량, 그 차이를 설계 공차량으로 설계를 행한다.

2.1.1 치차

치차의 오차는 치차-축의 데이터베이스를 검색하여 설계한다. 데이터베이스는 ISO 규격<sup>(7~9)</sup>에서 규정한 인벌류트 원통치차가 가지는 각 오차에 대한 허용치에 대해 구축하고, 검색변수는 치차쌍의 제원과 정밀도등급 입력값, 출력변수는 치차가 가지는 오차량이다.

2.1.2 축

축의 오차는 치차와 마찬가지로 치차-축의 데이터베이스 검색을 통해 설계한다. 이는 배분된 치차의 정밀도에 따라 축의 정밀도가 배분되기 때문이다. 검색 변수는 치차-축의 정밀도등급과 제원(치차 몸통의 직경 또는 축직경), 출력 변수는 ISO IT 공차<sup>(7)</sup>로 이를 치차 몸통 및 축직경의 공차로 설계한다.

2.1.3 베어링-하우징

베어링-하우징의 끼워맞춤 정밀도와 공차는 베어링 데이터베이스 검색을 통해 설계한다. 데이터베이스는 JIS규격,<sup>(12)</sup> KS 규격,<sup>(13)</sup> 베어링 메이커 카탈로그<sup>(14)</sup>를 이용해 통합적으로 구축하였다. 검색 변수는, 축-베어링내륜에 대하여 축직경, 베어링종류, 베어링 하중조건<sup>(12~14)</sup>이고, 베어링외륜-하우징에 대하여는 베어링 하중조건, 하우징 종류<sup>(12~14)</sup>이다. 출력 변수는 끼워맞춤 정밀도와 끼워맞춤 공차로, 설계자가 전체 장치에 부합하는 베어링의 용도를 고려한 베어링 정밀도등급을 선정하고 이에 따라, 끼워맞춤 공차가 설계된다.

동정격하중 평가는 베어링의 요구수명에 대해 축제원에 맞는 베어링의 기본동정격하중이 요구동정격하중을 만족하는 지를 판별하여 설계자가 선정한 베어링에 대한 설계검토를 행한다. 베어링의 수명 판정조건은 볼 베어링, 롤러 베어링에 대해 각각 식 (1), (2)와 같다.<sup>(14)</sup>

$$C_b \geq C_{req} = P \times \left\{ (60 \times n) / 10^6 \times L_h \right\}^{1/3} \quad (1)$$

$$C_b \geq C_{req} = P \times \left\{ (60 \times n) / 10^6 \times L_h \right\}^{3/10} \quad (2)$$

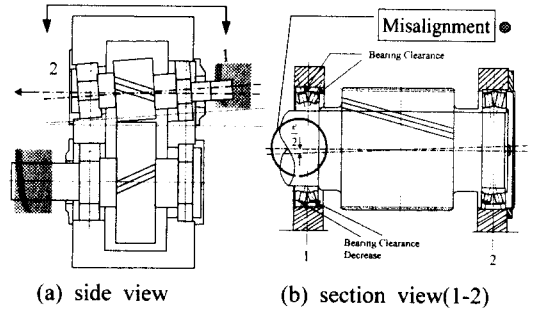


Fig. 1 Shaft misalignment from center distance deviation

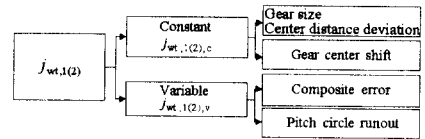


Fig. 2 Backlash components of assembled gear

2.2 조립체의 설계 정식화

2.2.1 치차쌍의 백래시

Fig. 1은 조립에서 발생한 중심거리 오차로 인한 1단 치차 장치의 축간 평행도 저하를 보인다.

도시한 것처럼, 축간 평행도 저하는 베어링 틈새의 불균일을 발생시켜, 베어링 하중분포 악화, 치차의 잇줄방향 하중분포의 불균일을 일으키고, 결국 베어링과 치차의 조기 파손을 유발한다. 따라서 이를 막기 위해 설계 중심거리에 허용치를 추가하는 것이 중요하다. 또한 1단 치차 장치의 단품들인 치차, 축, 베어링-하우징이 각각 오차를 가지고 있으며 이러한 오차에 대한 단품 공차들은 중첩되어 조립 공차에 확률적으로 영향을 미치고, 실제 조립에서 적절한 백래시량 및 허용치를 추가하는 것이 이러한 설계 중심거리 조정에 중요<sup>(5)</sup>하므로 본 연구에서는 치차쌍의 백래시를 조립 제원으로 하여 백래시의 기본식<sup>(6)</sup>을 이용하여 정식화하였다. 조립된 치차의 백래시 성분을 Fig. 2에 보인다.

조립 공차 설계는  $j_{wt,1(2),v}$ 으로 설계하므로 이를 정식화한다. 합성 오차 및 피치원 편심에 의한 각각의 백래시 변동성분은 백래시 기본식<sup>(6)</sup>인 식 (3)을 이용한다.

$$\left. \begin{aligned} j_{wt,1(2), Composite\ error} &= 2 \Delta X_f \sin m\alpha \cdot \tan \alpha_{wt} \\ j_{wt,1(2), Pitch\ circle\ runout} &= 2 \Delta C \tan \alpha_{wt} \\ &= 2 \Delta X_e \sin \omega \cdot \tan \alpha_{wt} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

따라서,  $j_{wt, 1(2), v}$  는 식 (4)로 표현된다.

$$j_{wt, 1(2), v} = 2 \tan \alpha_{wt} \cdot \left[ \Delta X_e \sin \omega + \frac{\Delta X_f}{2} \sin m \omega \right] \quad (4)$$

여기서 1/2은 합성오차의 유효치를 의미한다.

조립 공차 설계에서는 백래시 변동성분의 최대 진폭을 제한하므로, 이를 위해 백래시 변동성분의 최대진폭을 정식화하면 식 (5)와 같다.

$$\Delta j_{wt, 1(2), v, Peak \sim Peak} = \tan \alpha_{wt} \cdot [2\Delta X_e + \Delta X_f] \quad (5)$$

단품의 영향은  $\Delta X_e$ ,  $\Delta X_f$  를 단품 오차량들의 종합오차량으로 대체해 설계에 포함한다.  $\Delta X_e$  는 치차 회전에 크기가 변하는 오차량의 벡터합,  $\Delta X_f$  는 크기가 일정한 오차량의 스칼라합으로 대체한다. 식 (6)은 이를 나타낸다.

$$\Delta j_{wt, 1(2), Peak} = \tan \alpha_{wt} \left\{ 2 \sum_{i=1}^n \Delta X_{ei} + \sum_{i=1}^m \Delta X_{fi} \right\} \quad (6)$$

$$\Delta j_{wt, Gearpair, Peak} = \sum_{i=1}^n \Delta j_{wt, i, Peak}$$

### 3. 치차 장치의 공차 설계 시스템

#### 3.1 단품 공차 설계

##### 3.1.1 치차와 축 설계

Fig. 3은 치차-축 공차 설계 모듈의 구조를 보인다. 데이터베이스는 ISO 규격<sup>(7-9)</sup>으로 구축하였고, 검색변수는 제원,  $Q$ ,  $k$ 이다. 이로부터, 치차의 오차량과 공차, 축의 오차량과 공차를 설계하게 된다.

입력변수는 제원, 운전조건, 치면조도로, 제원은  $m_n$ ,  $z_1(z_2)$ ,  $\beta_b$ ,  $x_1(x_2)$ ,  $b_1(b_2)$ ,  $\alpha_n$ ,  $a$ , 운전조건은  $w_t/b$ ,  $N_1$ , 치면조도는 정밀연삭( $f_g = 1.1$ ) 및 일반선삭( $f_g = 1.3$ )으로 결정되는  $f_g$ <sup>(14)</sup>이다. (이외에 하중은 충격없는 원활한 운전<sup>(14)</sup>에서의  $f_1 = 1.2$ 이다.) 부 입력변수는  $Q$ , 이두께공차 하한치/상한치,<sup>(7)</sup>  $k$ <sup>(8)</sup>이다. 이들 변수로부터 데이터베이스를 검색하여 치차의 오차량과 공차를 설계한다.

축의 오차량과 공차는  $Q$ 와 치차 데이터베이스를 공용하여 설계한다. 축직경 공차는 베어링 설계에서 축제원을 받아 IT 공차로부터 설계<sup>(7)</sup>한다.

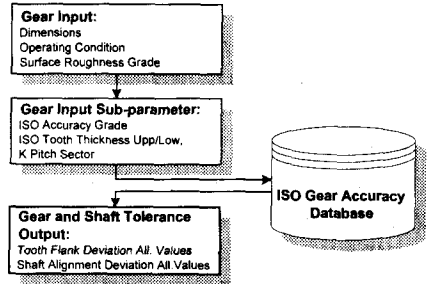


Fig. 3 Tolerance design module for gear and shaft

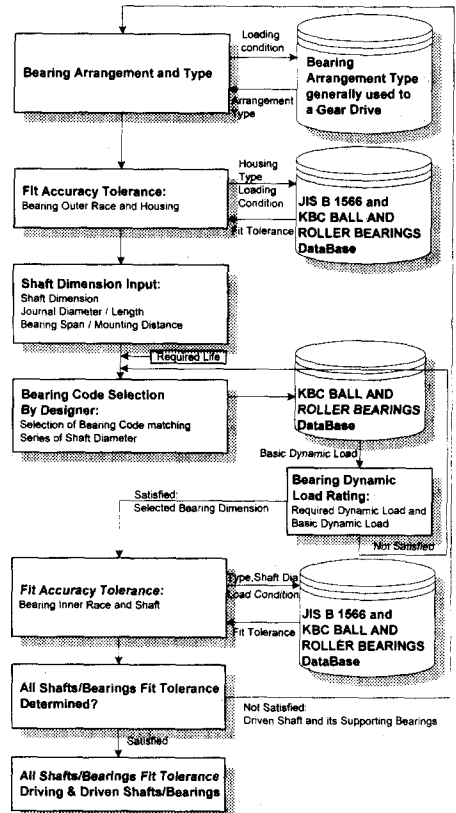


Fig. 4 Tolerance design module for bearing

##### 3.1.2 베어링 설계

Fig. 4는 베어링 공차 설계 모듈의 구조이다. 데이터베이스는 끼워맞춤 공차는 JIS규격,<sup>(12)</sup> 단품 오차는 카탈로그<sup>(14)</sup>로 구축하였다. 검색 변수와 출력 변수는 Fig. 4에 도시되어 있다.

베어링 배열과 종류를 결정한다. 베어링외륜-하우징의 끼워맞춤 정밀도는 하우징 종류, 하중조건에 따라 결정<sup>(12-14)</sup>된다.

축제원의 입력을 받는다. 입력제원은  $d_s$ ,  $d_m$ ,  $(d_L, d_R)$ ,  $L_s$ ,  $l$ ,  $M$ 이다. 입력제원으

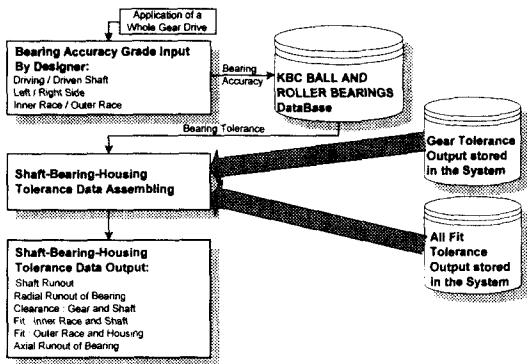


Fig. 5 Part tolerance and bearing deviation design output

로 데이터베이스를 검색, 축직경 공차를 정한다.

베어링을 선정한다.  $L_h$ 을 입력받고, 축직경의 직경계열 베어링의 호칭번호를 선정하면 데이터베이스<sup>(12-14)</sup> 검색을 통해 요구 동정격하중, 베어링제원, 기본 동정격하중을 출력하여, 동정격하중이 만족되는 베어링을 설계 베어링으로 한다. 베어링내륜-축의 끼워맞춤 정밀도는 베어링종류, 운전조건, 축직경에 따라 설계<sup>(12-14)</sup>된다.

피동축용 베어링 설계는 기본적으로 구동축용 설계와 동일하되, 해당 운전조건을 고려하여 베어링 배열을 선정해야 한다. 본 시스템에서는 기본적으로 구동축용은 깊은 홈 볼베어링(좌)-조합 앵글러 콘택트 볼베어링(우), 피동축용은 자동 중심 롤러 베어링(좌, 우)으로 선정하고 설계 공차량을 결정하였다. 이는 원통 치차 장치용 베어링 배열 중에서 대표적인 배열<sup>(14)</sup>이기 때문이다.

3.1.3 단품 공차 출력, 베어링 오차 설계

Fig. 5는 단품 공차 출력 및 베어링 오차 설계 모듈의 구조를 보인다. 단품의 설계 공차, 끼워맞춤 공차를 출력하고 베어링등급(0, 6, 5, 4)<sup>(14)</sup>을 입력받아 정밀도를 배분하여 베어링 오차를 설계한다. 데이터베이스는 베어링 모듈과 공용하고 검색변수, 출력변수는 Fig. 5에 도시되어 있다.

3.2 조립 공차 설계

3.2.1 백래시 변환 설계

단품의 오차량과 단품 공차의 중첩에 의해 치차 장치의 백래시가 발생하므로 이들을 백래시로 변환하여 영향을 파악한다.

$F_r + f_a$ 와 이두께공차  $\Delta S_{T, wt, f_a}$ 에 의한 백래시는 식 (7)로 표현된다.

Table 1 Deviation and tolerance by center shift of gear

| Type                                   | Formula  |
|--|--|
| Radial clearance [L] [mm]              | $\frac{(A_{i, L(R), 1(2)} + A_{e, L(R), 1(2)})}{2}$                                      |
| Outer race radial runout [R] [mm]      | $R_{e, L(R), 1(2)}$  |
| Clearance: shaft-inner race [L] [mm]   | Interference <sub>Upper, L(R), 1(2)</sub><br>- Interference <sub>Lower, L(R), 1(2)</sub> |
| Clearance: outer race-housing [R] [mm] |  |

$$j_{wt, Gearpair, (F_r + f_a), \Delta S_{T, wt, f_a}} = \frac{\sum_{i=1}^2 2(F_{r,i} + f_a) \tan \alpha_{wt}}{4} + \frac{1}{2} \Delta S_{T, wt, Gearpair} + 4f_a \tan \alpha_{wt} \quad (7)$$

여기서, 1/4은 피니언-기어의 균등배분계수 1/2과 편 잇면 평균배분계수 1/2을 곱한 수치이다.  $\Delta S_{T, wt, Gearpair}$ 는 ISO<sup>(7)</sup> 이두께공차를 정면 물림 원주방향, 피니언과 기어의 균등배분, 편 잇면 평균치로 변환한 값이다.

베어링외륜의 반경방향 흔들림, 베어링의 축방향 흔들림, 외륜-하우징의 끼워맞춤에 의한 백래시는 양단 지지부의 오차량을 치차 지지부 변위로 합성한 백래시로 변환한다. 합성조건은 식 (8)이고(부호는 구동축, 피동축에 복호동순), 합성식 및 변환된 백래시는 식 (9)와 식 (10)이다.

$$(W_{r, L, 1(2)} \pm W_{x, L, 1(2)}) \cdot (W_{r, R, 1(2)} \mp W_{x, R, 1(2)}) < 0 \quad (8)$$

$$\left. \begin{aligned} X_{wt, 1(2), Case1, j} &= \frac{M}{l} (X_{Centershift, L, 1(2), j} + X_{Centershift, L, 1(2), j}) \\ &\quad - X_{Centershift, L, 1(2), j} \\ X_{wt, 1(2), Case2, j} &= \frac{M}{l} (X_{Centershift, R, 1(2), j} - X_{Centershift, L, 1(2), j}) \\ &\quad + X_{Centershift, L, 1(2), j} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

$$j_{wt, Gearpair, Gearcentershift} = \left\{ \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^4 X_{wt, i, Case1(2), j} \times 2 \cos \alpha_{wt} \right\} \times \frac{1}{4} \quad (10)$$

Case1(2)는 식 (8)에서 좌변이 0보다 작은가(크거나 같은가)로 판별한다. 구성 오차량 및 구성공차인  $X_{Centershift, L(R), 1(2), j}$ 는 Table 1과 같다.

치차 장치 백래시의 상수성분 설계치는 식 (7), (10)으로부터 식 (11)로 얻어진다. 즉,

$$j_{wt, Geardrive, c} = \left\{ j_{wt, Gearpair, F_r + f_a, \Delta S_{T, wt, f_a}} + j_{wt, Gearpair, Gearcentershift} \right\} \quad (11)$$

총 합성오차에 의한 백래시는 식 (12)가 된다.

$$j_{wt, Total\ composite\ error, Peak \sim Peak} = \left. \begin{aligned} &= -2 E_{tt} \tan \alpha_{wt} \\ &= -2 F_i \tan \alpha_{wt} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

치차-축 끼워맞춤 틈새에 의한 백래시는 식 (13)로 표현된다.

$$j_{wt, Clearance\ of\ gear\ to\ shaft} = \frac{\text{Clearance of gear to shaft}}{\cos \alpha_{wt}} \quad (13)$$

여기서 끼워맞춤 틈새는 치차와 축 설계 값이다.

축의 치차 지지부에서의 흔들림에 의한 백래시는 식 (14)로 나타낼 수 있다.

$$j_{wt, Shaft\ runout} = \sqrt{f_{\sum \delta}^2 + f_{\sum \delta}^2} \times 2 \tan \alpha_{wt} \quad (14)$$

베어링내륜의 반경방향 흔들림에 의한 백래시는 식 (8), (9), (10)처럼 합성해 변환한다. 합성조건은 식 (8)이고 합성식 및 백래시 변환식은 식 (15) 및 식 (16)이 된다.

$$\left. \begin{aligned} Y_{wt, 1(2), Case1} &= \frac{M}{l} (R_{i, L, 1(2)} + R_{i, R, 1(2)}) \\ &\quad - R_{i, L, 1(2)} \\ Y_{wt, 1(2), Case2} &= \frac{M}{l} (R_{i, R, 1(2)} - R_{i, L, 1(2)}) \\ &\quad + R_{i, L, 1(2)} \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

$$j_{wt, Gear\ pair, Inner\ race\ radial\ runout} = \frac{\cos \alpha_{wt}}{2} \sum_{i=1}^2 Y_{wt, i, Case1(2)} \quad (16)$$

치차 장치 백래시의 변동성분은 식 (12), (13), (14), (16)을 중첩한 식 (17)이 되고, 최종 치차 장치 백래시의 공칭 설계치는 식 (17)의 확률적 설계치와 식 (11)을 합하여 식 (18)이 된다.

$$j_{wt, Gear\ drive, v} = \left. \begin{aligned} &= j_{wt, Total\ composite\ error, Peak \sim Peak} \\ &+ j_{wt, Clearance\ of\ gear\ mounting\ to\ shaft} \\ &+ j_{wt, Shaft\ runout} \\ &+ j_{wt, Gear\ pair, Inner\ race\ radial\ runout} \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

$$j_{wt, Gear\ drive, Nom} = \left. \begin{aligned} &= j_{wt, Gear\ drive, c} \\ &+ j_{wt, Gear\ drive, v, Björke, Nom} \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Fig. 6은 전술한 설계방법에 따라 각 구성단품의 공차를 백래시로 변환하는 모듈을 도시한다. 백래시 상수 성분을 구성하는 단품 공차는 식 (7)~식 (10)의 상관관계를 가지고 식 (11)에 의해 설계치  $j_{wt, Gear\ drive, c}$  로 변환되고, 변동 성분을 구성하는 단품 공차는 식 (12)~(16)의 상관관계를 가지고 식 (17)에 의해 설계치  $j_{wt, Gear\ drive, v}$  로 변환된다. 이러한 상관관계 결과로부터, 각 단품이 백래시에 미치는 영향을 설계에 포함할 수 있다.

3.2.2 백래시 공칭값 및 백래시 공차 설계

식 (6)을 조립 관계식으로, 단품 공차 설계치를 확률적으로 집약<sup>(4)</sup>해 백래시 공칭값과 백래시 공차를 설계한다. Fig. 7은 백래시 공칭값 및 백래시 공차 설계 모듈의 구조를 보인다. 과정은 단품 설계 변수의 확률 파라메타를 종합하여 치차쌍 백래시의 확률 파라메타를 결정하는 과정, 요구되는 신뢰도에 맞는 백래시 공칭값 및 백래시 공차를 계산하는 과정이다.<sup>(3,4)</sup>

단품 설계 변수의 확률 파라메타를 종합하여

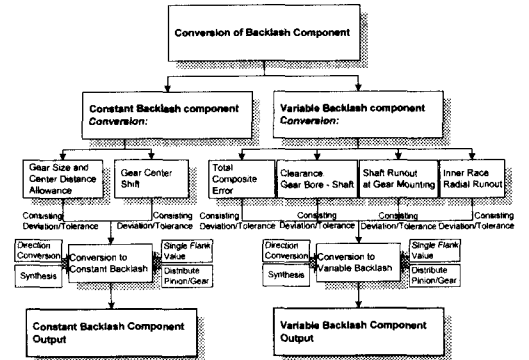


Fig. 6 Module for translating part tolerances

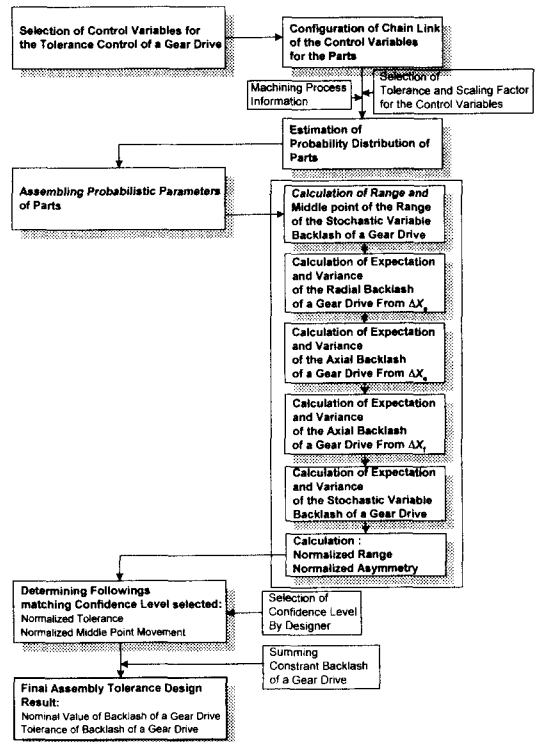


Fig. 7 Design module for backlash and its tolerance

치차쌍 백래시의 확률 파라메타를 결정하는 과정은 Fig. 7과 같다. 먼저  $R\Delta X_{\Sigma}$  및  $MX_{\Sigma R}$ 을 계산한다.  $MX_{\Sigma R}$ 을 구할 때는  $\Delta X_e, \Delta X_f$ 에 속하는 각각의 단품 설계 변수의 방향을 고려하는 데,  $\Delta X_e$ 에 속하는 변수는 반경방향 및 축방향을 고려하고  $\Delta X_f$ 에 속하는 변수는 축방향만 고려하여  $MX_{\Sigma R}$ 을 구한다. 반경방향은 백래시 기본식<sup>(6)</sup>에서 구하고, 축방향은 치면 법선방향으로 환산한 값을 정면 물림 원주방향으로 변환하여 사용하였다. 범위  $MX_{\Sigma R}$ 의 계산식을 종합하여 식 (19)로 나타낸다.

$$\left. \begin{aligned} MX_{\Sigma R, 1(2), \Delta X_e} &= \sum_{i=1}^n \left\{ \begin{aligned} &MX_{1(2), \Delta X_{r,i}} \cdot 2 \tan \alpha_{wt} \\ &+ \frac{MX_{1(2), \Delta X_{r,i}} \cdot \cos \beta_0 \cos \alpha_n}{\cos \alpha_{wt} \cdot \cos \beta_b} \end{aligned} \right\} \Delta X_e \\ MX_{\Sigma R, Gearpair, \Delta X_e} &= \sum_{i=1}^2 MX_{\Sigma R, i, \Delta X_e} \\ MX_{\Sigma R, 1(2), \Delta X_f} &= \sum_{i=1}^n \left\{ \frac{MX_{1(2), \Delta X_{r,i}} \cdot \cos \beta_0 \cos \alpha_n}{\cos \alpha_{wt} \cdot \cos \beta_b} \right\} \Delta X_f \\ MX_{\Sigma R, Gearpair, \Delta X_f} &= \sum_{i=1}^2 MX_{\Sigma R, i, \Delta X_f} \\ MX_{\Sigma R, Gearpair} &= (MX_{\Sigma R, Gearpair, \Delta X_e} + MX_{\Sigma R, Gearpair, \Delta X_f}) \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

$R\Delta X_{\Sigma}$ 를 구할 때는  $\Delta X_f$ 에 속한 단품 설계 변수의 방향만 고려하여 식 (20)과 같다.

$$\left. \begin{aligned} R\Delta X_{\Sigma 1(2), \Delta X_f} &= \sum_{i=1}^n \frac{R\Delta X_{1(2), \Delta X_{r,i}} \cdot \cos \beta_0 \cos \alpha_n}{\cos \alpha_{wt} \cdot \cos \beta_b} \\ R\Delta X_{\Sigma Gearpair} &= \sum_{i=1}^2 R\Delta X_{\Sigma i, \Delta X_f} \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

$\Delta X_e$ 에 속하는 단품 설계 변수에서 치차쌍의 반경방향 백래시의 기대값과 분산을 구한다. 피니언 및 기어의 분산은 식 (21)로 표현된다. 또, 식 (21)로 표현된 피니언 및 기어의 분산을 Bjørke의 식<sup>(4)</sup>을 따라 합성한 치차쌍 반경방향 백래시의 기대값과 분산은 식 (22)로 표현된다.

$$\left. \begin{aligned} VarX_{\Sigma 1(2), \Delta X_e} &= \sum_{i=1}^n \left\{ \begin{aligned} &VarX_{1(2), \Delta X_{r,i}} \cdot 2 \tan^2 \alpha_{wt} \\ &+ \frac{VarX_{1(2), \Delta X_{r,i}} \cdot \cos^2 \beta_0 \cos^2 \alpha_n}{\cos^2 \alpha_{wt} \cdot \cos^2 \beta_b} \end{aligned} \right\} \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

$$\left. \begin{aligned} E\Delta X_{\gamma_{r, Gearpair}} &= \sqrt{\frac{\pi}{2} \left( \sum_{i=1}^2 VarX_{\Sigma i, \Delta X_e} \right)} \\ Var\Delta X_{\gamma_{r, Gearpair}} &= \frac{4-\pi}{2} \times \left( \sum_{i=1}^2 VarX_{\Sigma i, \Delta X_e} \right) \\ E\Delta X_{\gamma_{r, Gearpair}} &= \sum_{i=1}^2 \left( \sqrt{\frac{\pi}{2} VarX_{\Sigma i, \Delta X_e}} \right) \\ Var\Delta X_{\gamma_{r, Gearpair}} &= \sum_{i=1}^2 \left( \frac{4-\pi}{2} \times VarX_{\Sigma i, \Delta X_e} \right) \end{aligned} \right\} \varepsilon_{\gamma} < 4 \quad (22)$$

$\Delta X_e$ 에 속하는 단품 설계 변수에서 축방향 백래시의 기대값과 분산을 계산한다. Rayleigh 분포를 적용하고,<sup>(4)</sup> 식 (22)에서 구한 값을 사용하여 식 (23)으로 표현할 수 있다.

$$\left. \begin{aligned} EX_{\gamma_{r, Gearpair}} &= 0 \\ VarX_{\gamma_{r, Gearpair}} &= \frac{1}{2} \times (Var\Delta X_{\gamma_{r, Gearpair}} + E\Delta X_{\gamma_{r, Gearpair}}^2) \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

$\Delta X_f$ 에 속하는 단품 설계 변수에서 축방향 백래시의 기대값과 분산을 계산한다. 축방향만 고려하여<sup>(4)</sup> 식 (24)로 나타낼 수 있다.

$$\left. \begin{aligned} EX_{\gamma_{c, 1(2)}} &= \sum_{i=1}^n \left\{ \frac{MX_{1(2), \Delta X_{r,i}} \cdot \cos \beta_0 \cos \alpha_n}{\cos \alpha_{wt} \cdot \cos \beta_b} \right\} \\ EX_{\gamma_{c, Gearpair}} &= \sum_{i=1}^2 EX_{\gamma_{c, i}} \\ Var\Delta X_{\gamma_{c, 1(2)}} &= \sum_{i=1}^n \left\{ \frac{Var\Delta X_{1(2), \Delta X_{r,i}} \cdot \cos^2 \beta_0 \cos^2 \alpha_n}{\cos^2 \alpha_{wt} \cdot \cos^2 \beta_b} \right\} \\ Var\Delta X_{\gamma_{c, Gearpair}} &= \sum_{i=1}^2 Var\Delta X_{\gamma_{c, i}} \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

치차쌍 백래시 변동성분의 기대값과 분산을 계산한다. 식 (23), (24)의 값을 가지고 식 (6)을 이용하여 식 (25)로 표현한다. 식 (25)는 치차 장치 백래시의 분포 파라메타의 계산에 사용한다.

$$\left. \begin{aligned} EX_{\gamma_{Gearpair}} &= \tan \alpha_{wt} \cdot EX_{\gamma_{c, Gearpair}} \\ VarX_{\gamma_{Gearpair}} &= 4 \tan^2 \alpha_{wt} \cdot VarX_{\gamma_{r, Gearpair}} \\ &\quad + \tan^2 \alpha_{wt} \cdot Var\Delta X_{\gamma_{c, Gearpair}} \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

치차 장치 백래시의 분포를 추정하고 이로부터 치차 장치 백래시 변동성분의 공칭값과 공차를 구한다. 본 연구에서는 가장 신뢰구간이 큰 베타 분포(Beta distribution)<sup>(3-4)</sup>를 치차 장치의 백래시 분포로 추정하였다. 베타 분포의 키 파라메타인  $TW_{\Sigma}$ 와  $MW_{\Sigma}$ 를 결정하고, 이를 이용해서 치차 장치 백래시 변동성분의 공칭값과 공차를 결정<sup>(3,4)</sup>하였다.  $TW_{\Sigma}$ 와  $MW_{\Sigma}$ 의 결정에 필요한 파라메타인  $RW_{\Sigma}$ 와  $FW_{\Sigma}$ 는 식 (26)에서 구하고, 식 (26)의 값과 Bjørke의 베타 분포 데이터<sup>(4)</sup>로부터  $TW_{\Sigma}$ 와  $MW_{\Sigma}$ 를 결정하였다. 식 (26)은 식 (20), 식 (25) 및  $TW_{\Sigma}$ ,  $MW_{\Sigma}$ 의 값을 적용하여 구하였다. 치차 장치 백래시 변동성분의 공칭값과 공차는 식 (27)로 나타낸다.

$$\left. \begin{aligned} RW_{\Sigma} &= \frac{R\Delta X_{\Sigma Gearpair}}{\sqrt{VarX_{\gamma_{Gearpair}}}} \\ FW_{\Sigma} &= \frac{EX_{\gamma_{Gearpair}}}{R\Delta X_{\Sigma Gearpair}} \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

$$\left. \begin{aligned} MX_{\gamma \text{Gear drive}} &= MX_{\Sigma R, \text{Gear pair}} + MW_{\Sigma \sqrt{VarX_{\gamma \text{Gear pair}}}} \\ TX_{\gamma \text{Gear drive}} &= TW_{\Sigma \sqrt{VarX_{\gamma \text{Gear pair}}}} \end{aligned} \right\} (27)$$

치차 장치 백래시의 공칭값과 공차는 식 (18), (25), (27)로부터 식 (28)로 나타낼 수 있다.

$$\left. \begin{aligned} j_{wt, \text{Gear drive, Nom}} &= j_{wt, \text{Gear drive, c}} + j_{wt, \text{Gear drive, v, Bjorke, Nom}} \\ &= j_{wt, \text{Gear drive, c}} + MX_{\gamma \text{Gear drive}} \\ j_{wt, \text{Gear drive, Tol}} &= TX_{\gamma \text{Gear drive}} = TW_{\Sigma \sqrt{VarX_{\gamma \text{Gear pair}}}} \end{aligned} \right\} (28)$$

Fig. 8은 전체 시스템의 구조이다. 전체 시스템은 치차-축 설계 모듈, 베어링 설계 모듈, 단품 공차 출력 모듈, 백래시 변환 설계 모듈, 백래시 공칭값 및 백래시 공차 설계 모듈로 구성되고 각 모듈은 데이터베이스와 연결되어 설계 공차의 저장 및 검색이 가능하고, 이들 모듈의 설계 결과가 조립관계식과 연결되어 백래시 공칭값과 백래시 공차를 설계하게 된다. 최종적으로 상용 규격 설계 결과와 본 연구 설계 결과를 비교한다.

본 논문의 시스템을 구현한 프로그램은 MS Visual C++를 사용하여 대화식 구조에 기반하는 윈도우용 프로그램으로 제작하였다. 데이터베이스는 MS Access를 사용하여 구축하고, 메인 프로그램과 데이터베이스의 연결은 ODBC(Open

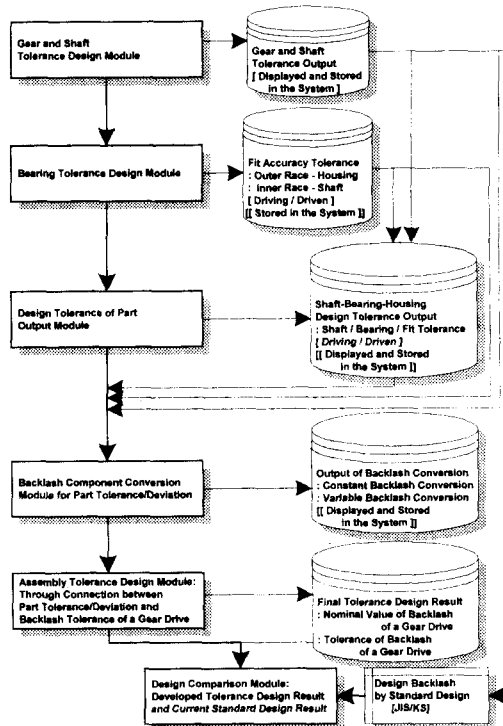


Fig. 8 Structure of overall design system

DataBase Connectivity) 인터페이스를 사용하였다. 개발한 시스템의 설계과정 대화화면은 지면상 생략하였다.

## 4. 적용 및 평가

### 4.1 실제 치차 장치에 대한 공차 설계

설계 제원은 치차쌍 및 축과 베어링에 대해 Table 2, 3에, 설계 결과는 단품 공차 설계, 백래시 변환 설계, 백래시 공칭값 및 백래시 공차 설계에 대해 Table 4, 5, 6에 나타낸다.

Table 2 Design specification of a gear pair

| Specification                     | Pinion                      | Wheel   |
|-----------------------------------|-----------------------------|---------|
| Accuracy grade                    | KS/JIS 0 [ISO 4]            |         |
| Normal module                     | [mm] 2                      |         |
| Number of teeth                   | 23                          | 156     |
| Normal pressure angle             | [deg] 20                    |         |
| Helix angle on pitch circle       | [deg] 25                    |         |
| Addendum modification coefficient | 0                           | 0.25    |
| Face width                        | [mm] 37                     | 35      |
| Torque                            | [N · m] 63.112              | 428.064 |
| Rotational speed                  | [rpm] 1134                  | 167.2   |
| Transmitted load per face width   | [N/mm] 67.214               |         |
| Material                          | SCM 415                     |         |
| Core hardness                     | [BHN] 250                   |         |
| Surface hardness                  | [BHN] 620                   |         |
| Allowable bending stress          | [N/mm <sup>2</sup> ] 382.2  |         |
| Allowable contact stress          | [N/mm <sup>2</sup> ] 1342.6 |         |
| Flash temperature limit           | [°C] 150                    |         |

Table 3 Design specification of shafts and bearings

| Specification     | Pinion                        | Wheel            |
|-------------------|-------------------------------|------------------|
| Journal diameter  | L [mm] 45                     | 50               |
|                   | R [mm] 30                     | 55               |
| Shaft length      | [mm] 320 214.5                |                  |
| Bearing span      | [mm] 110.5 172.5              |                  |
| Mounting distance | [mm] 41 117.3                 |                  |
| Bearing code      | L 6209                        | 21310CD          |
|                   | R 7206BDB                     | 21311CD          |
| Bearing type      | L Deep groove ball            | Spherical roller |
|                   | R Duplex angular contact ball |                  |

Table 4 Part tolerance design results

| Part design variables  | Design amount | Pinion | Wheel  |
|--|---------------|--------|--------|
| Tooth runout $F_r$   | [mm]          | 0.01   | 0.018  |
| Shaft runout $\sqrt{f^2_{\Sigma \beta} + f^2_{\Sigma \delta}}$ | L [mm]        | 0.0061 | 0.0061 |
|  | R [mm]        | 0      | 0      |
| Inner race radial runout $R_i$                                 | L [mm]        | 0.015  | 0.015  |
|  | R [mm]        | 0.013  | 0.02   |
| Composite error $f_i$  | [mm]          | 0.0045 | 0.005  |
| Clearance between gear bore and shaft                          | [mm]          | 0.007  | 0.008  |
|  |               |        |        |
| Fit between shaft and inner race                               | L [mm]        | 0.013  | 0.013  |
|  | R [mm]        | 0.1    | 0.12   |
| Axial runout $(A_i + A_e)/2$                                   | L [mm]        | 0      | 0      |
|  | R [mm]        | 0      | 0      |
| Fit between outer race and housing                             | L [mm]        | 0.03   | 0.035  |
|  | R [mm]        | 0.03   | 0.035  |
| Outer race radial runout $R_e$                                 | L [mm]        | 0.035  | 0.035  |
|  | R [mm]        | 0.025  | 0.035  |
| Pitch circle eccentricity $F_i$                                | [mm]          | 0.0174 | 0.029  |
| Center distance deviation $\pm f_a$                            | [mm]          | 0.0145 |        |



**Table 5** Backlash conversion design results

| Type and source of backlash component    |      | Amount of backlash component  |  | Pinion  | Wheel  |
|--|------|---|--|---------|--------|
|  |      |   |  |         |        |
| Radial size                              | [mm] | $F_r$   |  | 0.02    | 0.0266 |
|  |      | $f_a$   |  |         |        |
| Tooth thickness size                     | [mm] | $\Delta S_{T, wt}$  |  | 0.049   | 0.0683 |
|  |      | $f_a$   |  |         |        |
| Mean tooth thickness size                | [mm] | $\Delta S_{T, wt, Gear pair}$   |  | 0.0414  |        |
| Gear size plus center distance deviation | [mm] | $\sum_{i=1}^n \left\{ \begin{matrix} j_{wt, (F_i, f_i)} \\ + j_{wt, (\Delta S_{T_i, i})} \end{matrix} \right\}$ |  | 0.053   |        |
| Gear center shift                        | [mm] | Fit between shaft and inner race  |  | 0.197   | 0.19   |
|  |      | $(A_i + A_o)/2$   |  |         |        |
|  |      | Fit between outer race and housing  |  |         |        |
|  |      | $R_e$   |  |         |        |
| Total composite error                    | [mm] | $f_i$   |  | -0.0046 |        |
| Clearance between gear and shaft         | [mm] | Clearance between gear bore and shaft   |  | 0.0173  |        |
| Shaft runout                             | [mm] | $\sqrt{f_{\Sigma\beta}^2 + f_{\Sigma\delta}^2}$   |  | 0.005   | 0.005  |
| Inner race runout                        | [mm] | $R_i$   |  | 0.0264  | 0.0163 |

**Table 6** Backlash and its tolerance design results

| Probabilistic parameters and assembly variables |  |                    | design results |
|---|--|--------------------|----------------|
| Middle point of range                           | $MX_{\Sigma R, Gear pair}$                   | [mm]               | 0.036          |
| Range   | $RX_{\Sigma Gear pair}$                      |                    | 0.2658         |
| Expectation                                     | $EX_{\gamma Gear pair}$                      | [mm]               | 0.0147         |
| Confidence level                                |  | %                  | 99.73          |
| Normalized tolerance                            | $TW_{\Sigma}$                                |                    | 5.91           |
| Normalized middle point movement                | $MW_{\Sigma}$                                |                    | 1.0453         |
| Nominal value of backlash variable              | $MX_{\gamma Gear drive}$                     | [mm]               | 0.0127         |
| Stochastic backlash nominal                     | $MW_{\Sigma} \sqrt{VarX_{\gamma Gear pair}}$ | [mm]               | 0.0149         |
| Variance  | $VarX_{\gamma Gear pair}$                    | [mm <sup>2</sup> ] | 0.0002         |
| Normalized range                                | $RW_{\Sigma}$                                |                    | 18.6307        |
| Normalized asymmetry                            | $FW_{\Sigma}$                                |                    | 0.0553         |
| Tolerance of backlash                           | $j_{wt, Gear drive, Tol}$                    | [mm]               | 0.0211         |
| Nominal value of backlash                       | $j_{wt, Gear drive, Nom}$                    | [mm]               | 0.1625         |
| Allowable lower value of backlash               | $j_{wt, Gear drive, Low}$                    | [mm]               | 0.1520         |
| Allowable upper value of backlash               | $j_{wt, Gear drive, Upp}$                    | [mm]               | 0.1731         |

신뢰도는 99.73%(표준편차  $\pm 3\sigma$ ), 백래시의 하한치와 상한치는 식 (29)로 결정하였다.

$$\left. \begin{aligned} j_{wt, Gear drive, Low} &= j_{wt, Gear drive, Nom} - 0.5 \times j_{wt, Gear drive, Tol} \\ j_{wt, Gear drive, Upp} &= j_{wt, Gear drive, Nom} + 0.5 \times j_{wt, Gear drive, Tol} \end{aligned} \right\} (29)$$

**Table 7** Comparison of tolerance design result with standard design result

| Backlash design variable values |                           | Amount of design result | Tolerance design | Standard design [JIS/KS] |
|---------------------------------|---------------------------|-------------------------|------------------|--------------------------|
| Tolerance                       | $j_{wt, Gear drive, Tol}$ | [mm]                    | 0.0211           | 0.2038                   |
| Nominal value                   | $j_{wt, Gear drive, Nom}$ | [mm]                    | 0.1625           | 0.2378                   |
| Allowable lower                 | $j_{wt, Gear drive, Low}$ | [mm]                    | 0.1520           | 0.1359                   |
| Allowable upper                 | $j_{wt, Gear drive, Upp}$ | [mm]                    | 0.1731           | 0.3397                   |

#### 4.2 규격 설계와의 비교 및 설계 검증

본 연구의 설계 결과와 상용 규격 설계<sup>(15,16)</sup> 결과를 비교하여 설계를 검증하였다. Table 7은 본 연구 설계 결과와 규격 설계 결과를 보인다.

Table 7을 보면 본 연구의 설계 결과인 백래시량  $j_{wt, Gear drive, Nom}$ 은 기존의 규격 설계의 약 68.3%로, 백래시 공차  $j_{wt, Gear drive, Tol}$ 는 기존 규격 설계의 약 10.35%로 백래시량 및 백래시 공차가 작게 설계되었다. 본 연구의 백래시량 설계에서는 이두께 공차  $\Delta S_{T, wt, Gear pair}$ 를 고려하여 치차 정밀도가 높아질수록 이두께 공차가 작아져 작게 설계되고, 본 연구의 백래시 공차 설계에서는 규격 설계가 고려하지 않은 축과 베어링의 정밀도 및 끼워맞춤을 고려하므로 작게 설계된다.

본 연구의 설계 결과인 백래시 공차가 보수적인 값이므로, 경험이 적은 설계자나 관련지식이 부족한 업체에서도 규격 설계 결과의 넓은 범위에서보다 적절한 설계값을 정하기 용이하다. 규격 설계에서는 치차쌍의 제원과 정밀도에 따라 단순하게 결정<sup>(15,16)</sup>되는, 보다 넓은 값의 백래시 공차 및 백래시 공칭값을 제공한다. 따라서, 실제 설계를 수행하는 설계자의 경험이나 업체의 노하우에 의존하는 폭이 커지고, 적절한 설계값을 정하는 어려움이 남는다. 반면 본 시스템을 사용하면, 규격 설계가 고려치 않은 축과 베어링 등 치차 장치의 단품 요소를 모두 고려하여 백래시 설계를 수행할 수 있고, 따라서 요소들의 영향을 모두 포함하는 설계 결과를 얻을 수 있다.

### 5. 결론

본 연구에서는 치차 장치의 단품 공차 및 조립 공차를 통합적으로 설계하고 설계 자동화를 지원하는 공차 설계 시스템을 개발하였다.

(1) 단품 공차는 규격 데이터베이스를 구축하

고, 이를 검색하여 설계함으로써, 기존의 시행착오와 수작업에 의존하는 설계에서 발생하는 설계편차를 줄여 일관된 설계를 수행하도록 구축하였다.

(2) 조립 공차는 단품과 치차 장치의 관계를 정식화하여, 이로부터 단품 공차를 치차 장치의 백래시 공차로 집약하여 확률적으로 설계하도록 구축하였다. 이로부터, 치차 장치를 구성하는 모든 단품이 조립체인 치차 장치에 미치는 영향을 설계에 포함할 수 있고, 이러한 영향을 고려하여 단품 공차를 재설계하는 데에도 활용할 수 있다.

(3) 기존 규격 설계가 고려하지 않은 축과 베어링의 정밀도 및 끼워맞춤을 설계에 포함함으로써, 보다 강건하게 공차를 설계하도록 하였다.

(4) 개발한 시스템을 통하여 치차 장치의 공차 설계에 효율적인 가이드라인을 제공할 수 있으며, 설계 자동화를 지원할 수 있다.

### 참고문헌

- (1) 유영수, 1991, "유성치차장치 부품의 최적공차 할당," 한국과학기술원 석사학위 논문.
- (2) 신동길, 1994, "Monte Carlo Simulation과 다구찌 방법을 이용한 치차의 공차할당," 한국과학기술원 석사학위 논문.
- (3) 大瀧英征·外 3名, 1987, "<事例> 寸法公差の自動決定," 機械設計 Vol. 31 No. 9, 日刊工業新聞社, pp. 166~192.
- (4) Bjørke, Øyvind, 1989, *Computer-Aided Tolerancing*, 2<sup>th</sup> ed., ASME Press.
- (5) 小守 勉, 1998, "(6) 齒車の組立," I 減速機の基礎編, 機械設計 Vol. 42 No. 8, 日刊工業新聞社, pp. 29~31.
- (6) Michalec, George W., 1966, *Precision Gearing, Theory and Practice*, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- (7) ISO 1328: 1975(E), "Parallel Involute Gears - ISO System of Accuracy" .
- (8) ISO 1328-1: 1995(E), "Cylindrical Gears - ISO System of Accuracy - Part 1: Definitions and Allowable Values of Deviations Relevant to Corresponding Flanks of Gear Teeth" .
- (9) ISO 1328-2: 1997(E), "Cylindrical Gears - ISO System of Accuracy - Part 2: Definitions and Allowable Values of Deviations Relevant to Radial Composite Deviations and Runout Information" .
- (10) KS B 1405, 1971, 스퍼어기어 및 헬리컬기어의 정밀도.
- (11) KS B 1406, 1990, 스퍼기어 및 헬리컬기어의 측정 방법.
- (12) JIS B 1566, 1989, Mounting Dimensions and Fits for Rolling Bearing.
- (13) KS B 2051, 1995, 구름 베어링의 부착 관계 치수 및 끼워 맞춤.
- (14) 예를 들면 KBC Pr. No. 9001, "KBC BALL AND ROLLER BEARINGS," 韓國綜合機械(株).
- (15) JIS B 1703, 1976, *Backlash for Spur and Helical Gears*, pp. 1~15.
- (16) KS B 1411, 1975, 스퍼어기어 및 헬리컬기어의 백래시, pp. 1~19.