

치차성능의 최적성과 강건성을 고려한 치차제원 및 치면수정의 설계

배인호⁺, 정태형*

(논문접수일 2004. 3. 22, 심사완료일 2004. 4. 30.)

Design of Gear Dimension and Tooth Flank Form for Optimal and Robust Gear Performance

Inho Bae⁺, Tae Hyong Chong*

Abstract

Tooth errors inevitable in the manufacturing process have large effect on the strength/durability and vibration performances of gear drives. We show that the manufacturing errors affect the overall gear performances, especially vibration performance, and propose a robust optimal design method for gear dimension and its tooth flank form that guarantees reliable performances to the variation of manufacturing errors. This method begins with a search of optimal design candidates by using the previously developed gear optimal design method for the strength/durability and vibration performances. Then, the statistical analysis method is applied to find a robust design solution for the vibration performance which is generally very sensitive to the manufacturing variations.

Key Words : Gear(치차, 기어), Gear Design(치차설계), Gear Strength/Durability(치차 강도), Gear Vibration(치차 진동), Manufacturing Error(제조오차), Optimal Design(최적설계), Robust Design(강건설계)

1. 서론

현재까지 치차설계에 관한 중요한 연구과제로서 치차 강도의 신뢰성을 확보하는 동시에 치차장치의 경량화, 진동·소음성능의 향상이 가능한 치차제원, 치면형상의 설계법의 개발을 들 수 있다. 그 결과, 치차의 강도성능, 진동·

소음성능에 관한 여러 가지 해석수법 및 설계법이 개발되어 치차의 설계에 이용되어왔다^(1~4).

그러나 실제로 제작한 치차장치의 경우 치차의 제조오차 등에 의해 일어나는 형상정밀도의 변동은 파악하기 힘들고, 치차의 성능은 치면의 마이크론 오더의 형상정밀도에 좌우되기 때문에 오차를 수반하는 치차에서는 진동·소음성

⁺ 한양대학교 기계기술연구소

^{*} 교신저자, 한양대학교 기계공학과 (thchong@hanyang.ac.kr)

주소: 133-791 서울시 성동구 행당동 17

능과 강도성능 등에 큰 영향이 나타나게 된다. 이러한 문제는 오차의 상태가 예측가능하고, 제조원가에 제한이 없는 치차에 대해서는 최적치면설계 또는 다듬질가공의 시행 등의 대책으로 해소될 수 있지만, 자동차용 치차장치와 같이 대량 생산되는 치차에서는 안정된 품질을 얻기 어렵고, 결과적으로 각각의 치차의 정밀도가 달라지기 때문에 성능에 중대한 영향을 미치는 경우가 생기는 것을 예상할 수 있다. 그 때문에 성능의 신뢰도가 높은 치차를 안정적으로 생산하기 위해서는 치차성능의 최적화와 함께, 제조오차의 변동에 대해 든감한 설계를 행할 필요가 있다.

현재까지 치차의 강건설계에 관한 연구는 대부분 치면형상의 설계에 한정되어 있었으나^(5,6), 치차의 제원과 치면수정량은 각각 독립적으로 설계되는 것은 아니며, 서로 복합되어 치차의 진동성능, 강도성능에 영향을 미친다. 따라서 제조오차에 대한 치차성능의 강건성을 고려할 때에는 치차제원, 치면수정량의 모두에 변동이 존재하는 경우를 고려할 필요가 있다.

본 연구에서는 승용차용 헬리컬 기어를 대상으로 치차성능의 최적화와 오차에 대한 강건성을 모두 고려한 치차의 제원과 치면형상의 설계법을 제안한다. 여기서 성능의 최적화에 대해서는 강도성능과 진동성능에 대해서, 강건성에 대해서는 오차에 의해 큰 영향을 받는 진동성능에 대해서 고려한다. 제안한 설계법은 우선 기존의 최적화설계법을 이용하여 유사한 성능을 보이는 복수의 설계해를 구하고, 통계적 수법을 이용하여 제조오차에 가장 강건한 설계해를 탐색하는 순서로 구성된다. 이 때, 설계과정 중 필요한 치차성능의 해석에는 기존에 개발한 치차운전성능 시뮬레이션 프로그램을 이용한다⁽⁷⁾.

2. 설계대상 치차장치

2.1 설계변수와 제약조건

설계를 수행할 치차는 중심거리 130mm, 피니언, 기어의 치폭을 각각 36.1mm, 36.5mm, 잇수를 각각 20, 74로 고정하고, 치직각 모듈(모듈), 기초원통상의 비틀림각(비틀림각), 피니언과 기어의 전위계수, 공구 압력각(압력각) 등의 치차제원과 치형수정량, 잇줄수정량 등의 치면형상을 변화시키는 것에 의해 설계를 수행한다. 여기서 치차제원의 값이 모두 증가하면 중심거리가 증가하기 때문에 각각의 값에는 한계가 생기고, 설계시에는 이를 제약조건으로 고려한다^(3,7).

설계대상 치차는 승용차 트랜스미션용 헬리컬 기어를 가

정한 것이기 때문에 사용하는 하중영역이 넓은 것을 특징으로 들 수 있다. 여기서는 가장 사용빈도가 높은 통상 주행시의 토크를 $53.07N \cdot m$ (통상하중), 가속시에 가해지는 최대 토크를 $747.33N \cdot m$ (최대하중)로 한다. 즉, 통상하중시에는 진동·소음성능이 중요하기 때문에 진동기진력을 낮게 억제할 수 있는 치차설계가 필요하고, 최대하중시에는 강도성능을 중요시한 설계가 필요하다. 따라서 본 연구에서는 기존 연구결과를 바탕으로 진동성능을 고려할 때에는 통상하중을, 강도성능을 고려할 때에는 최대하중을 이용하여 계산을 수행한다⁽⁷⁾.

2.2 합성오차곡면

여기서 치면형상을 설계할 때에는 피니언, 기어 각각의 인벌류트 치면으로부터의 이탈을 계산하여 각각의 합을 작용면 상에서 구한 합성오차곡면을 이용한다. 기존에 개발한 치차성능 시뮬레이션 프로그램에서는 물림작용면 상에 임의의 합성오차곡면을 입력하는 것도 가능하지만, 여기서는 치형방향과 잇줄방향으로 각각 2차함수형상의 수정을 주어 여러 가지 치면형상을 만드는 방법을 이용한다⁽⁷⁾. 즉, 피니언, 기어 각각의 치면에 대해서 치형방향, 잇줄 오차는 치폭방향으로 16등분하여, 각 17점에 있어서 오목형상을 정(+)으로 하여 이상적인 인벌류트 치면으로부터의 이탈량을 입력한다. 치형수정, 잇줄수정의 방법을 Fig. 1에 나타낸다.

2.3 요구성능

제약조건을 만족하는 치차제원, 치면형상은 무수히 존재하지만 각각의 치차제원과 치면형상에 따라 성능은 완전히 달라지고, 경우에 따라서는 성능에 결함이 발생하는 경우도 있다. 여기서는 성능 평가의 지표치로서 진동성능에 대해서는 진동기진력을, 강도성능에 대해서는 헤르쯔 응력, 설팅

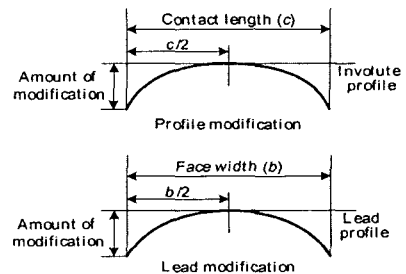


Fig. 1 Profile and lead modifications

온도, 이뿌리응력을 이용한다.

· 진동기진력(Vibration excitation force)

진동기진력 E_v 는 식 (1)에 보이는 바와 같이 정의하여 진동기진력의 물림 1차 성분 E_{v1} , 2차 성분 E_{v2} , 3차 성분 E_{v3} 을 동시에 억제하는 것이 가능하도록 하였다.

$$E_v = \sqrt{\frac{E_{v1}^2 + E_{v2}^2 + E_{v3}^2}{3}} \quad [\text{N/mm}] \quad (1)$$

$$E_{vm} = \left[\frac{F_n}{B_e} \cdot \frac{1}{k'} \right] \cdot \overline{k_0'} \quad (n = 1, 2, 3) \quad [\text{N/mm}] \quad (2)$$

여기서 F_n : 강제력의 한 물림주기 푸리에 급수의 n 차 성분

B_e : 유효치폭 [mm]

k' : 스프링상수의 시간평균 [N/mm]

$\overline{k_0'}$: 오차가 없는 경우의 스프링상수의 시간평균 [N/mm]

· 헤르쯔 응력(Hertz stress)

치차 이의 손상 중에서 피팅(pitting)의 안전성 평가는 최대접촉응력을 이용한다. 여기서는 식 (3)과 같이 치면상의 점 (i, k)에서의 2차원 헤르쯔 응력을 사용한다.

$$\sigma_{H(i,k)} = 189.81 \times \sqrt{\frac{P_{MC(i,k)}}{R(i,k)}} \quad [\text{N/mm}^2] \quad (3)$$

여기서 $P_{MC(i,k)}$: 점 (i, k)에서의 분포하중 [N/mm]

$R(i,k)$: 점 (i, k)에서의 치직각 상대물림치면 곡률 반경 [mm]

· 섬광온도(Flash temperature)

치차 치면의 스커핑(scuffing)에 대한 강도는 식 (4)의 Blok의 식을 이용한 순간치면상온도 T_{β} 로 평가한다. 여기서는 식 (5)에 보이는 섬광온도 지표치 T_{β} 를 이용한다.

$$T_{\beta} = 1.11 \times \frac{\mu}{\beta} \sqrt{\frac{\pi N_1}{30}} \times T_{\beta} [\text{°C}] \quad (4)$$

$$T_{\beta} = \left(\sqrt{R_{1(i)}} - \sqrt{\frac{z_1}{z_2} R_{2(i)}} \right) \sqrt{\cos \beta_g} \sqrt{\frac{P(i)}{2a(i)}} \quad [\text{N/mm}] \quad (5)$$

여기서 μ : 마찰계수

$\beta = \sqrt{c\rho\lambda}$: [N/(mm · °C · s^{1/2})]

(c : 비열, ρ : 밀도, λ : 열전도율)

N_1 : 피니언 회전수 [rpm]

$R_{1(i)}, R_{2(i)}$: i 점에서의 피니언, 기어의 치직각치면 곡률반경 [mm]

z_1, z_2 : 피니언, 기어의 잇수

β_g : 기초원통상의 비틀림각 [°]

$P(i)$: i 점에서의 치직각접선방향 단위접촉선길이 당 하중 [N/mm]

$2a(i)$: i 점에서의 2차원 접촉폭 [mm]

· 이뿌리응력(Root stress)

치차 이의 손상 중에서 가장 치명적인 것은 이뿌리에서의 최대굽힘응력이 이 재료의 허용굽힘응력을 초과하는 경우에 발생하는 이의 절손이다. 여기서는 30° 접선법을 사용하여 접촉선 l 상의 i 점에서의 최대이뿌리응력을 구한다.

$$\sigma_{B(i,l)} = S \cdot \frac{6M(i,l)}{S_F^2} \quad [\text{N/mm}^2] \quad (6)$$

여기서 S : 실응력산출계수

S_F : 30° 접선법의 위험단면폭

$M(i,l)$: 접촉선 l 상의 i 점에서의 이뿌리응력굽힘 모멘트 [N · mm]

3. 치차성능의 최적성과 강건성을 고려한 설계법

3.1 제안한 설계법

본 연구에서 제안한 치차설계순서는 Fig. 2에 보이며, 이에 대해 아래에 설명한다.

① 기존에 개발한 치차의 최적화설계법을 이용하여 강도 성능에 대해 최적인 치차제원을 결정한다⁽⁷⁾. 최적화설계법에서는 Fig. 3에 보이는 바와 같이 우선 섬광온도, 이뿌리응력, 진동기진력 1차 성분에 한계치를 설정한다. 다음에 초기치면형상을 설정하고 고정한 후에 제원을 변화시켜 가며 제약조건을 만족시키면서 헤르쯔 응력이 최소로 되는 치차제원을 결정한다.

② ①에서 얻은 치차제원에 대해 치형수정량, 잇줄수정량을 각각 5 μ m에서 45 μ m의 범위에서 5 μ m 단위로 변화시켜 계산한 진동기진력이 최소로 되는 치면수정량을 결정한다.

③ ①, ②의 설계를 반복하여 유사한 성능을 보이는 복수의 최적치차설계를 결정한다.

④ ③에서 결정한 치차에 대해 제원, 치면수정량에 오차를 주었을 때의 진동기진력 값을 계산한다. 오차를 고려하

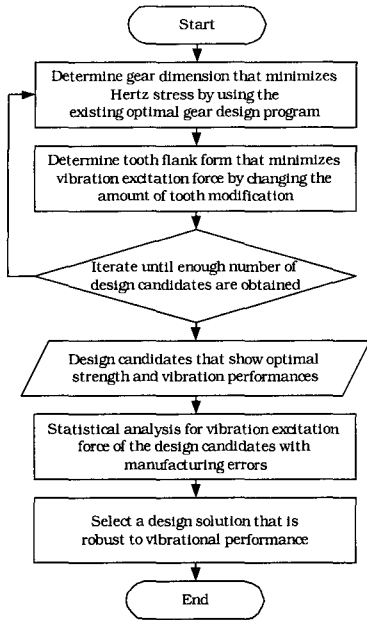


Fig. 2 Proposed gear design algorithm

는 방법에 대해서는 최악상황해석(worst-case analysis)을 이용한다. 이 때 계산시간의 단축을 고려하여 직교배열표를 이용하여 계산횟수를 줄인다(3.2절 참조).

⑤ ④에서 계산된 결과로부터 각 치차에 대한 진동기진력의 평균치, 최대치, 표준편차, 변동계수를 계산한다.

⑥ ⑤에서 계산된 값을 평가하여 진동 · 소음성능에 대해 최적성과 강건성의 쌍방을 겸비한 치차제원, 치면형상을 결정한다.

3.2 치차에 발생하는 오차

치차에 발생하는 오차로서 여기서는 압력각오차, 비틀림각오차, 치형수정오차, 잇줄수정오차를 고려한다. 이들 오차에 대해서는 각각 ISO 규격의 전치형오차, 전잇줄오차, 치형구배오차, 잇줄경사오차의 정밀도등급 4급을 참고로 하여 설정하였다⁽⁸⁾.

실제로 치차에 발생하는 오차는 치면 각각에 대해 동일한 형태를 갖지는 않는다. 그러나, 모든 치면이 서로 다른 오차 형태를 갖는 경우를 고찰하기 위해서는 천문학적인 횟수의 시뮬레이션을 행하지 않으면 안되기 때문에 여기서는 모든 치면이 동일한 형상을 갖는 것으로 가정하고, 치형수정량오차와 잇줄수정량오차는 각각 치형수정과 잇줄수정을 시행

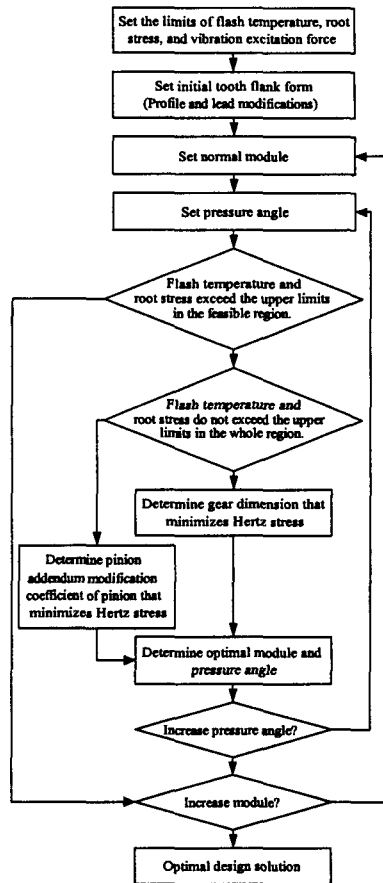


Fig. 3 Gear optimization procedure

Table 1 Error level for design parameters

Parameter	Error level		
	0	1	2
Pressure angle [°]	-0.033	0	+0.033
Helix angle [°]	-0.007	0	+0.007
Profile modification [μm]	-5	0	+5
Lead modification [μm]	-5	0	-5

하는 방법과 동일하게 2차함수형상을 갖는 것으로 한다.

오차의 발생 방법에 대해서는 Table 1에 보이는 바와 같이 각 오차 인자에 대해서 3수준으로 한정된 후 $L_9(3^4)$ 의 직교배열표를 이용하여 시뮬레이션을 수행한다.

4. 제안한 설계법을 이용한 설계결과

4.1 최적성과 강건성의 지표

본 연구에서는 우선 최적성을 고려하는 수단으로서 치차 오차를 가지지 않고 설계된 대로의 제원과 치면형상으로 제작된 경우에 얻어지는 설계치를 이용한다. 다음으로 강건성을 고려하는 수단으로 치차에 오차를 준 경우에 얻어진 값의 평균치(average), 최대치(maximum), 표준편차(standard deviation) 및 변동계수(coefficient of variation)를 이용하는 것으로 한다. 여기서 변동계수는 표준편차를 평균치로 나누어 무차원화한 것으로, 서로 다른 단위를 갖는 변화량의 변동 크기를 상대적으로 비교하기 위해 사용하는 지표이다.

4.2 최적화설계법에 의해 구한 치차

3장의 최적화설계법을 이용해 얻어진 설계해를 Table 2에 보이며, 각각의 치차의 합성오차 치면형상을 Fig. 4(a)~(d)에 보인다.

Table 2에서 4 종류의 치차들의 설계치는 대체로 진동성능 면에서는 Gears 1, 2, 4, 3의 순으로 좋은 값을 보이고 있으며, 반면 강도성능 면에서는 Gears 4, 3, 2, 1의 순으로 좋은 값을 보이고 있음을 알 수 있다. 이 경우 최적화과정을 통해 제원을 선정했음에도 불구하고 성능지표치에 서로 약간의 차이를 보이는 것은 설계제약조건을 만족하는 다수의 국소해가 존재한다는 것을 의미하며, 보다 고도화된 최적화과정을 통해 전역해의 탐색 가능성이 있음을 알 수 있다. 그러나 본 연구의 주된 목적은 치차성능의 최적성과 강건성을 고려한 설계이므로 다음 절에서는 이 치차들을 대상으로 오차를 가지는 경우의 해석을 수행하여 각각의 치차에 대해 최적성과 강건성을 비교한다.

4.3 오차를 포함한 경우의 결과

각각의 치차가 오차를 포함한 경우에 대한 계산결과를 Tables 3~6에 보인다. 각 행에서 설계치는 치차가 오차를 포함하지 않은 경우의 값을 나타내며, 평균치, 최대치, 표준

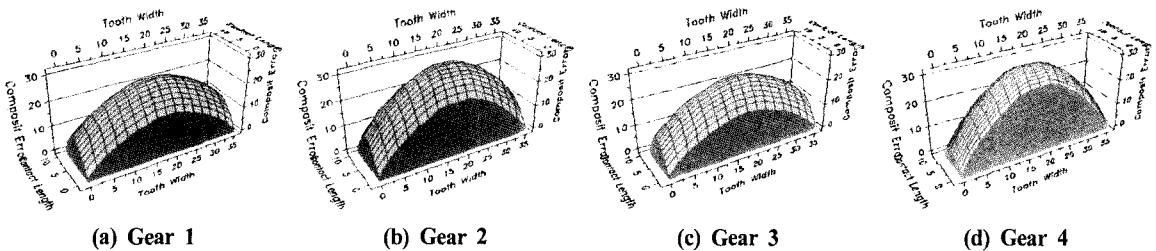


Fig. 4 Composite tooth flank form for the designed gears

Table 2 Designed gears by using the gear optimization procedure

	Gear 1		Gear 2		Gear 3		Gear 4	
	Pinion	Gear	Pinion	Gear	Pinion	Gear	Pinion	Gear
Normal module [mm]	2.6		2.6		2.6		2.6	
Pressure angle [°]	22		23		25		27	
Helix angle [°]	18.95		19.67		19.7		19.72	
Addendum modification coefficient	0.24	-0.02	0.2	-0.2	0.24	-0.24	0.3	-0.3
Profile modification [μm]	10		10		10		5	
Lead modification [μm]	15		20		15		25	
Hertz stress [N/mm^2]	2764.0568		2748.3627		2669.8249		2517.6521	
Flash temperature index [N/mm]	1523.3468		1452.4323		1310.5385		1157.1042	
Root stress [N/mm^2]	1202.8218	1125.0069	1167.3115	1128.9799	1146.8390	1136.0314	1055.6669	1088.3734
Vibration excitation force [N/mm]	1.3194		1.3606		1.4568		1.4018	

Table 3 Statistical analysis of gear 1

Gear 1	Hertz stress [N/mm ²]	Flash temperature index [N/mm]	Root stress (pinion) [N/mm ²]	Root stress (gear) [N/mm ²]	Vibration excitation force [N/mm]
Design value	2764.0568	1523.3468	1202.8218	1166.1883	1.3198
[0000]	2825.3389	1576.3787	1213.9983	1181.5135	2.4636
[0111]	2763.6683	1522.7906	1202.9454	1166.4178	1.3168
[0222]	2701.7250	1469.5508	1195.3985	1154.6105	3.9264
[1012]	2784.3497	1547.2616	1195.4505	1161.1332	2.6097
[1120]	2726.4815	1499.7253	1186.7010	1146.2877	1.4228
[1201]	2781.3734	1523.1987	1233.0581	1193.9555	1.8253
[2021]	2748.1538	1524.2288	1174.4650	1140.8785	2.6791
[2102]	2800.4038	1546.2728	1220.8839	1185.9613	1.9106
[2210]	2742.8623	1498.4942	1215.1559	1174.6945	1.9708
Average	2763.8174	1523.1002	1204.2285	1167.2725	2.2361
Maximum	2825.3389	1576.3787	1233.0581	1193.9555	3.9264
Standard deviation	38.3848	31.5834	18.2796	18.2171	0.7981
Coefficient of variation	0.0139	0.0207	0.0152	0.0156	0.3569

Table 4 Statistical analysis of gear 2

Gear 2	Hertz stress [N/mm ²]	Flash temperature index [N/mm]	Root stress (pinion) [N/mm ²]	Root stress (gear) [N/mm ²]	Vibration excitation force [N/mm]
Design value	2748.3627	1452.4323	1167.3115	1128.9799	1.3609
Average	2747.3169	1454.6256	1164.5241	1129.1979	2.5934
Maximum	2822.7706	1507.9638	1190.1629	1153.7688	4.9989
Standard deviation	47.3295	32.4850	18.0683	17.6316	1.1302
Coefficient of variation	0.0172	0.0223	0.0155	0.0156	0.4358

Table 5 Statistical analysis of gear 3

Gear 3	Hertz stress [N/mm ²]	Flash temperature index [N/mm]	Root stress (pinion) [N/mm ²]	Root stress (gear) [N/mm ²]	Vibration excitation force [N/mm]
Design value	2669.8249	1310.5385	1146.8390	1136.0314	1.4569
Average	2669.0778	1311.6811	1142.1359	1137.2466	2.3395
Maximum	2741.8921	1356.5072	1167.0378	1160.4396	4.1916
Standard deviation	44.8998	27.2371	17.2348	17.3481	0.7621
Coefficient of variation	0.0168	0.0208	0.0151	0.0153	0.3257

Table 6 Statistical analysis of gear 4

Gear 4	Hertz stress [N/mm ²]	Flash temperature index [N/mm]	Root stress (pinion) [N/mm ²]	Root stress (gear) [N/mm ²]	Vibration excitation force [N/mm]
Design value	2517.6521	1157.1042	1055.6669	1088.3734	1.4023
Average	2519.2239	1157.1310	1055.3716	1088.4432	3.4428
Maximum	2590.4718	1198.3661	1078.0592	1111.0129	6.0484
Standard deviation	43.6851	24.7426	15.8619	17.8583	1.7591
Coefficient of variation	0.0173	0.0214	0.0150	0.0164	0.5110

편차, 변동계수는 오차를 부여해 계산한 9개의 성능치로부터 계산한 값을 나타낸다. Table 3에서 좌측열의 2행 이후의 4단위의 숫자는 직교배열표에 의해 인자에 부여한 오차의 수준을 표시하고 있는 것으로, 각각 비틀림각오차, 치형수정오차, 잇줄수정오차, 압력각오차에 주어진 오차의 수준을 나타내고 있으며, Tables 4~6에 대해서는 해석결과만을 나타내었다.

Tables 3~6의 결과로부터 진동기진력 E_v 에 대한 변동계수가 헤르쯔 응력, 섭광온도, 이뿌리응력의 변동계수에 비해 극히 큰 것을 알 수 있다. 이 결과로부터 강건성에 대해 가장 고려해야 할 성능지표치가 진동기진력이라는 것을 정량적으로 파악할 수 있다. 따라서 각각의 치차에 있어서 진동기진력 만에 대해 설계치, 평균치, 최대치, 표준편차, 변동계수를 비교한 그래프를 Fig. 5에 보인다.

우선 최적성에 대한 지표로서 설계치는 Gear 1, 2, 4, 3의 순서로 좋으나, 그 차이는 상대적으로 작은 것을 알 수 있다. 그러나 강건성에 대한 지표로서 평균치를 비교하면 설계치를 비교했을 때와 마찬가지로 Gear 1이 가장 좋은 값을 보이고 있지만, 설계치를 비교한 경우에 가장 좋지 않은 값을 보인 Gear 3이 두 번째로 좋은 값을 보이고 있다. 또

한, Gear 1과 Gear 3의 설계치의 차이보다 평균치의 차이가 작게 된 것을 알 수 있다. 반대로 최적성에서 두 번째로 좋은 값을 가졌던 Gear 2는 평균치가 크게 증가해 Gear 3에 비해 좋지 않은 값을 보이고 있다. 또 다른 강건성의 지표로서 변동계수의 값을 비교하면 Gear 3이 가장 좋으며, 다음으로 Gear 1이 좋은 것을 알 수 있다. Gear 2에 대해서는 변동계수에 대해서도 두 번째로 좋지 않은 값을 보이고 있다. 마지막으로 Gear 4는 설계치, 평균치, 변동계수 모두 상당히 나쁜 값을 보이고 있어 최적성과 강건성 모두 결여되어 있음을 알 수 있다.

일반적으로 강건최적설계에서는 식 (7)에 보이는 바와 같이 목적함수의 평균치 μ_f 와 표준편차 σ_f 를 이용하여 새로운 다중목적함수를 구성하여 최적성과 강건성을 동시에 고려한 최적화를 수행하는 방식을 택하고 있다⁹⁾.

$$F = \alpha\mu_f + (1 - \alpha)\sigma_f \quad (7)$$

본 논문에서는 직접 다중목적함수 최적화 과정을 거치지 않는 않았으나, 진동성능의 최적성과 강건성을 정량적으로 판단하기 위한 지표로서 진동기진력의 평균치와 표준편차를 가중치계수 $\alpha=0.5$ 인 경우에 대해 해석한 결과를 Table 7에 보인다. 이 경우 진동기진력의 최적성, 강건성을 모두 고려할 때에는 Gear 1이 가장 좋으며, 다음으로 Gear 3인 것으로 판단할 수 있다. 그러나, 가중치계수가 반드시 목적함수 사이의 상대적인 중요도를 결정한다고는 단정할 수 없기 때문에 경우에 따라서는 Gear 1보다 Gear 3이 좋은 결과를 줄 수 있다는 것도 예상할 수 있으므로, 이에 대해서는 향후 보다 심도있는 고찰이 필요하다고 할 수 있다.

5. 결론

치차에 있어서 제조오차에 대한 강건성을 파악하는 것은 상당히 중요한 문제인 반면, 그것을 정량적으로 평가하여 설계에 직접 이용하는 것은 상당히 어려운 문제이다. 본 연구에서는 치차의 성능이 제조오차에 의한 영향을 받기 쉬우며, 특히 진동성능은 강도성능에 비해 큰 성능변동을 보인다는 것을 정량적으로 확인하고, 이를 토대로 치차성능의 최적화와 오차에 대한 강건성을 고려한 설계법을 개발하기 위한 연구결과를 제시하였다.

현재의 연구에서는 치차성능의 최적성과 강건성을 고려한 최적화 기법을 적용하지 않은 것과 더불어 치차에 발생하는 제조오차의 인자, 수준을 한정된 것과 전체의 이에 발

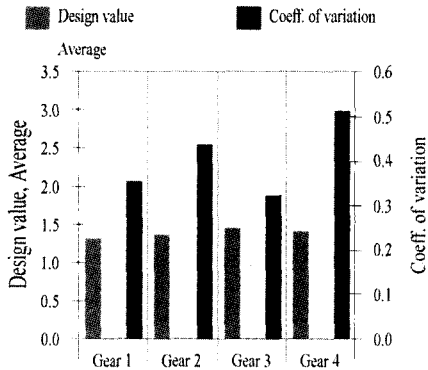


Fig. 5 Comparison of the gear designs

Table 7 Comparison of design results by using Eq. (7)

	Gear 1	Gear 2	Gear 3	Gear 4
Average	2.2361	2.5935	2.3395	3.4428
Standard deviation	0.7981	1.1302	0.7621	1.7591
F	1.5200	1.8618	1.5509	2.6010

생하는 오차가 동일한 양상을 가진다는 가정에 의한 한계를 가지고 있다. 따라서 향후 본 연구를 토대로 보다 고도화된 설계법의 개발이 뒤따른다면 실제 치차설계기술의 발전에 큰 역할을 할 것으로 기대된다.

후 기

이 논문은 한국과학재단의 해외 Post-doc. 연수지원에 의하여 연구되었음. 한국과학재단 관계자 여러분께 심심한 사의를 표합니다.

참 고 문 헌

- (1) Kubo, A., Kiyono, S., and Fujino, M., 1985, "On Analysis and Prediction of Machine Vibration Caused by Gear Meshing," *Transactions of the JSME (Series C)*, Vol. 52, No. 476, pp. 1420~1425. (In Japanese)
- (2) Chong, T. H., and Myong, J. H., 1998, "A Study on the Gear Performance Estimation Method and Tooth Bearing of Helical Gears," *Transactions of the KSME*, Vol. 22, No. 10, pp. 1884~1893. (In Korean)
- (3) Chong, T. H., Bae, I., and Kubo, A., 2001, "Multiobjective Optimal Design of Cylindrical Gear Pairs for the Reduction of Gear Size and Meshing Vibration," *JSME International Journal, Series C*, Vol. 44, No. 1, pp. 291~298.
- (4) Bae, I., and Chong, T. H., 2002, "New Methods to Split Overall Gear Ratio of the Cylindrical Multi-Stage Gear Train," *Transactions of the KSME*, Vol. 11, No. 6, pp. 45~51. (In Korean)
- (5) Sundaresan, S., Ishii, K., and Houser, D. R., 1991, "A Procedure Using Manufacturing Variance to Design Gears With Minimum Transmission Error," *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*, Vol. 113, pp. 318~324.
- (6) Nishino, T., 2002, "Mesh Exciting Force of Helical Gears with 3-D Tooth Modification," *Transactions of the JSME (Series C)*, Vol. 68, No. 665, pp. 247~254. (In Japanese)
- (7) Komori, M., Kubo, A., Fujino, H., and Suzuki, Y., 2002, "Simultaneous Optimization of Tooth Flank Form of Involute Helical Gears in Terms of Both Vibration and Load Carrying Capacity," *Transactions of the JSME (Series C)*, Vol. 68, No. 666, pp. 569~576. (In Japanese)
- (8) ISO 1328-1, 1995, *Cylindrical Gears-ISO System of Accuracy*, Part 1 : Definition and Allowable Values of Deviations Relevant to Corresponding Flanks of Gear Teeth.
- (9) Lee, K. H., Eom, I. S., Park, G. J., and Lee, W. I., 1996, "Robust Design for Unconstrained Optimization Problems Using the Taguchi Method," *AIAA Journal*, Vol. 34, pp. 1059~1063.