

# 플라스틱 기어의 피로수명 평가 및 수명 예측

정태형\*, 강성규+, 하영욱\*\*

## Fatigue Life Evaluation of the Plastic Gear

Tae Hyong Chong\*, Sung Kyu Kang+, Young Wook Ha\*\*

### Abstract

Through the fatigue test of plastic gears using polyacetal polymer, this research aims at providing basic data for not only specifying operation conditions of plastic gears, but also designing dimensions of plastic gears with giving fatigue life and the estimated equation of fatigue life of plastic gears. That is, from the fatigue life curves, the estimated equation of fatigue life of plastic gears is taken out. For the estimated equation of fatigue life of plastic gears, this research provides two test methods; one is preserving non-limited temperature of tooth flank, the other is preserving limited temperature of tooth flank. As results, how the temperature of tooth flank affects the fatigue life is shown. In addition, based on the endurance limit, the essential factors of the unit load and K-factor are determined, which are needed in the design of gear by bending strength and surface durability.

**Key Words** : Plastic Gear, Fatigue Test, Polyacetal Polymer, Fatigue Life Evaluation, Unit Load, K-factor

### 1. 서론

회전체 부품인 플라스틱 기어<sup>[1]</sup>에 관해 1991년 일본에서 처음으로 실시한 앙케이트 조사에서 전세계 플라스틱 기어의 사용량은 년 60~72억 개로 조사되었으며, 그 재료 중 폴리아세탈(polyacetal)이 많이 사용되고 있다.<sup>[2][3]</sup> 플라스틱 기어는 가볍고, 내식성 및 진동 흡수 능력, 자가윤활 등의 장점으로 인해 산업용 기계부품, 가전제품, 사무자동화 기기 등에서 사용량이 증가하고 있다. 그러나 강도적인 측면에서 인장강도와 굽힘강도는 강의 약 1/8~1/10이며, 탄성계수는 강의 약 1/70~1/100로서 동력전달용으로는 적절하지 못한 실정이다. 또한 운전시 부하 횡수의 증가와 치면 온도의 상승으로 기어의 수명 저하 및 이(齒)의 절손 등에 의한 파손이 일어나며, 기어의 정밀도 저하로 인하여

소음 및 진동이 발생된다. 이러한 기계적 특성은 치면 온도 및 부하하중에 따라 크게 저하되는 문제점이 있다.

본 연구는 사출성형 플라스틱 기어에 대해 부하 응력을  $\sigma_{min} = 0$  인 편진응력 상태(일방향 회전)로 하여 총회전수  $10^7$ 사이클까지의 피로시험을 치면 온도 조건에 따라 크게 두 가지로 분류하여 수행하였다. 이에 대해 누적회전수의 증가와 시험 조건에 따른 치면 마모 및 파손 유형, 그리고 정밀도 변화를 분석하고, 치면 온도와 피로수명을 고찰하였다. 또한 피로수명 곡선으로부터 수명예측식을 제시하여 치면 온도가 피로수명에 미치는 영향을 분석하였으며, 단위하중( $U$ )과 K-factor 값 등을 제시함으로써 설계시 강도 신뢰성<sup>[4]</sup>을 고려한 하중 조건을 설정할 수 있는 기준 데이터를 제시하였다.

\* 주저자, 한양대학교 기계공학과 (thchong@hanyang.ac.kr)

주소: 133-791 서울시 성동구 행당동 17

+.,+.,+ 한양대학교 대학원 기계설계학과

## 2. 플라스틱 기어의 금형 설계 및 제작

### 2.1 플라스틱 시험 기어의 금형 설계

본 연구에서의 시험 기어의 형상을 Fig. 2.1에 나타낸다.

폴리아세탈 수지의 수축률은 2%를 적용하였으며, 모듈 보정 방식에 의하여 금형 코어 캐비티 설계를 수행하였다.

금형의 구조는 3매판 금형으로 KISHIN 몰드베이스를 이용한 2캐비티 금형을 제작하였다. 플라스틱 기어의 3차원 금형설계<sup>[5]7]</sup>를 제품설계, 기어 캐비티설계, 기어 금형설계, 조립 4개의 모듈로 설계하였다. 금형의 구조는 3점 핀 게이트방식과 3매판 금형(three plate mold base)을 사용한다.

Fig. 2.2는 설계된 기어 금형의 형상을 보여 주고 있다.

모듈( $m$ )이 0.8인 폴리아세탈 플라스틱 기어에 적용할 기어 금형을 제작하였다. 기어의 제원과 수축률을 2% 적용한 캐비티 기어의 제원은 Table 2.1과 같으며, Fig. 2.3은 플라스틱 기어의 금형 형상을 나타낸 것이다.

### 2.2 폴리아세탈 플라스틱 시험 기어의 제작

플라스틱 기어의 사출성형은 수평형 사출 성형기를 사용하였다. 폴리아세탈 수지는 고분자 내의 수분을 제거하기 위하여 사출 전 120℃에서 4시간 동안 건조시킨 후 사출온도 약 200℃, 사출압력 105MPa, 금형 온도는 60℃로 설정하여 HYUNDAI MIRACON-I 사출기 100Ton에서 사출 성형하였다. 시험 기어 금형을 사출기 고정 취부판에 취부한 후 설계된 기어 제품의 이끝원 직경을 기준으로 사출 조건을 설정하여, 매회 사출 기어의 수량은 일정한 재현성 유지를 위하여 300개의 시험 기어를 성형하였다.

Fig. 2.4는 플라스틱 기어의 형상을 나타내었다.

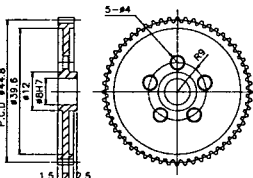


Fig. 2.1 Configuration of test gear

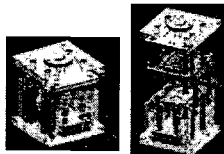


Fig. 2.2 Designed test gear mold

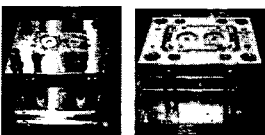


Fig. 2.3 Photograph of the plastic test gear mold

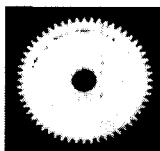


Fig. 2.4 Photographs of the plastic test gear

Table 2.1 Specifications of plastic test gear and cavity

Spur gear specification	Unit	Gear	Cavity gear
Module	(mm)	0.8	0.816
Number of teeth	-	56	56
Face width	(mm)	5	5.1
Pressure angle	[deg.]	20	20
Addendum modification coefficient	-	0	0
Fillet radius	(mm)	0.3	0.3
Corner radius of tooth tip	(mm)	0.3	0.3
Pitch circle diameter	(mm)	44.8	45.713

## 3. 플라스틱 기어의 피로시험 및 정밀도 평가

### 3.1 플라스틱 기어의 피로시험 및 데이터 취득 방법

플라스틱 기어의 피로시험은 무윤활 상태로, 동력흡수식 동적 기어 시험기를 사용하였다. Fig. 3.1은 동력흡수식 기어 시험기의 구성을 나타낸 것이고, 요소의 성능을 Table 3.1에 나타내고 있다. Fig. 3.2는 기어 시험기의 사진을 보인 것이다.

피로시험은 플라스틱 기어의 피로수명에 가장 큰 영향을 미치는 인자인 치면 온도 환경에 따라 두 가지의 시험 유형으로 분류하였다. 시험 유형에 따른 시험조건은 Table 3.2와 같다. 피치선속도를 3종류로 하고, 부하응력은  $\sigma_{min} = 0$ 인 상태의 파형으로 편진응력(zero-to-tension stress)상태(일방향 회전)이며, 부하토크를 0.9Nm부터 3.3Nm까지 단계적으로 변경시켜가며 피로시험 하였다. 시험 데이터는 데이터취득장치(DAQ)에 의하여 실시간 취득하였다. 치면 온도는 비접촉 온도 센서를 이용하였으며, 측정 단위는 0.1℃, 측정 범위는 0~200℃, 방사율(emissivity)은 0.85를 적용하였다.

#### (1) 시험 유형-1: 제한되지 않은 치면 온도 환경

폴리아세탈의 연화점인 80℃를 기준으로, 치면 온도 특성에 의해 피로수명이 크게 변하게 된다. 따라서 치면 온도의 상승을 제한하지 않고 그대로 놓아둔 환경에서의 피로시험.

#### (2) 시험 유형-2: 제한된 치면 온도 환경

폴리아세탈의 기계적 성질에 대한 온도 의존성의 관계에서 20℃를 기준으로 60℃에서 인장강도 등의 기계적 성질이 약 65% 이상 감소하는 것으로 알려져 있다.<sup>[8]</sup> 따라서 치면 온도를 max. 60℃이하로 유지한 상태에서 피로시험을 하여 제한되지 않은 치면 온도 환경에서의 피로시험과 비교 고찰하였다.

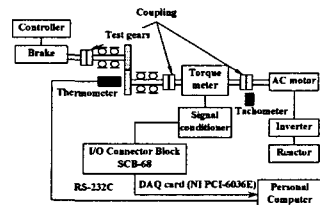


Fig. 3.1 Components of the gear test rig

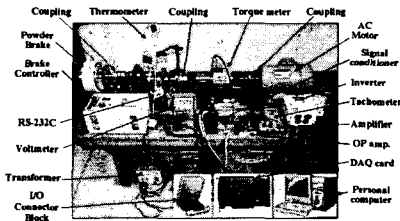


Fig. 3.2 Photograph of the gear test rig

Table 3.1 Specification of experimental equipment

Component	Specification
AC motor	0.75kW / 1710rpm / 60Hz
Inverter	0~120Hz
Torque meter	Max. torque 9.8Nm, Max. rotational speed 7500rpm
Brake & Controller	Max. torque 25Nm

Table 3.2 Conditions of fatigue test specifications

Specification	Condition
Pitch line velocity	2.11m/s(900rpm), 2.81m/s(1200rpm), 3.52m/s (1500rpm)
Torque	Non-limited temp. 0.9Nm, 1.2Nm, 1.5Nm, 1.8Nm, 2Nm, 2.3Nm, 2.5Nm, 2.8Nm, 3Nm, 3.3Nm
	Limited temp. 0.9Nm, 1.2Nm, 1.5Nm, 2Nm, 2.5Nm, 3Nm, 3.3Nm
Backlash	0.1mm
Total number of cycles	N=10 <sup>7</sup>
Melting temperature	80°C
Limited temperature	max. 60°C
Ambient temperature	23°C±2°C
Humidity	50%±5%

### 3.2 기어의 초기 정밀도 및 피로시험에 따른 정밀도 평가

시험 기어의 초기 정밀도와 피로시험에 따른 정밀도의 변화를 시험 유형-1과 시험 유형-2에 대해 각각 측정하고 비교 고찰하였다. Table 3.3은 시험 기어의 초기 정밀도 측정 결과의 평균 값을 나타낸 것으로, 기어의 정밀도<sup>[9],[10]</sup> 측정 결과 KS B 1405-1~2를 기준으로 3~4등급의 결과가 나왔다.

Table 3.3 Measurement results of the test gear accuracy

Measurement items	Measurement data(Unit: μm)
Tooth flank roughness ( $R_a, R_p, R_{max}$ )	0.27, 1.40, 1.94
Total radial composite deviation ( $F_r''$ )	82
Tooth-to-tooth radial composite deviation ( $f_r''$ )	14
Profile slope deviation ( $f_{H\alpha}$ )	3.4
Total profile deviation ( $F_{\alpha}$ )	4.8
Helix slope deviation ( $f_{H\beta}$ )	12.9
Total helix deviation ( $F_{\beta}$ )	19.3
Single pitch deviation ( $f_{pt}$ )	18.8
Cumulative pitch deviation ( $F_{pk}$ )	20.6
Total cumulative pitch deviation ( $F_p$ )	55.4
Accuracy (grade): KS B 1405-1~2(ISO 1328-1~2)	3~4

(1) 제한되지 않은 치면 온도 환경에서의 기어 정밀도 평가 양치면 물림오차의 측정은 양치면 전물림오차( $F_r''$ )와 양치면 1피치물림오차( $f_r''$ )의 변화 과정을 고찰하였다.

총회전수의 증가에 따른 양치면 물림오차의 변화 값을 Table 3.4에 나타내었다. Fig. 3.3에 피치선속도의 변화에 따른 부하

하중 14.25N/mm에 대한 양치면 전물림오차의 변화 그래프를 나타내었다. N=2x10<sup>6</sup>인 경우는 상당히 많은 치형 변화와 마모의 영향으로 기어를 거의 사용할 수 없는 범위까지 이르렀다. Fig. 3.4는 부하하중이 14.25N/mm인 경우에 대해 총회전수의 증가에 따른 치형오차의 변화를 나타낸 것이다. 구동기어는 주로 이뿌리와 이끝에서의 치형 변화가 일어났고, 피동기어는 주로 이끝에서의 치형 변화가 일어났다. Fig. 3.5는 부하하중이 14.25N/mm이고 피치선속도의 변화에 따른 전치형오차의 변화를 비교한 그래프이다.

Table 3.4 Rolling test results for normal load  $P_n/b=14.25N/mm$  ( $T_t=1.5Nm$ ) under non-limited temperature on the tooth flank

Number of cycles N [rev]	V=2.11m/s				V=2.81m/s				V=3.52m/s			
	Drive gear		Driven gear		Drive gear		Driven gear		Drive gear		Driven gear	
	$F_r''$	$f_r''$	$F_r''$	$f_r''$	$F_r''$	$f_r''$	$F_r''$	$f_r''$	$F_r''$	$f_r''$	$F_r''$	$f_r''$
0	83	12.8	83.8	13	81.1	11.8	83.4	13.2	82.2	12.2	80.1	11.5
5x10 <sup>5</sup>	92.5	40.2	100	38.2	138.1	72.8	108	54.4	152.4	76.3	109.6	57.7
1x10 <sup>6</sup>	102.5	47.4	105	43.4	178.7	73	113	65.8	159.5	79.7	127.7	71.5
2x10 <sup>6</sup>	125.6	58.6	114.3	50.1	189	85.4	116.7	68.1	210.5	108.9	144	78.4

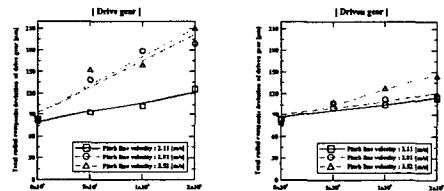


Fig. 3.3 Comparison of the total radial composite deviation under non-limited temperature on the tooth flank

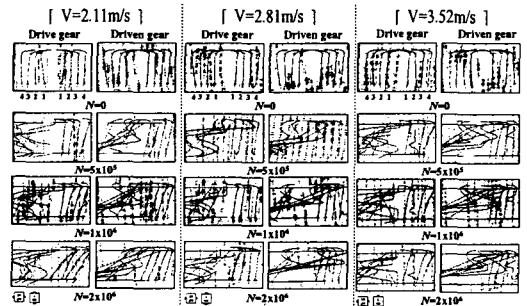


Fig. 3.4 Profile deviation for normal load 14.25N/mm ( $T_t=1.5Nm$ ) under non-limited temperature on the tooth flank

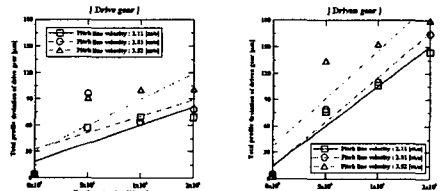


Fig. 3.5 Comparison of the total profile deviation under non-limited temperature on the tooth flank

(2) 제한된 치면 온도 환경에서의 기어 정밀도 평가  
 총회전수의 증가에 따른 양치면 물림오차의 변화 값을 Table 3.5에 나타내었다. Fig. 3.6에 피치선속도의 변화에 따른 부하 하중 14.25N/mm에 대한 양치면 전물림오차의 변화 그래프를 나타내었다. 양치면 물림오차 값과 변화량은 제한되지 않은 치면 온도 환경에서의 피로시험 데이터 값보다 현저히 적은 것으로 관찰되었다. Fig. 3.7은 총회전수의 증가에 따른 치형오차의 변화를 나타낸 것이다. 부하하중 14.25N/mm인 경우에 대하여 피치선속도의 변화에 따른 치형오차의 변화를 고찰 한 결과 구동 및 피동기어가 각각 초기 3.7~4.2 $\mu$ m과 3~5 $\mu$ m에서 누적회전수가 2x10<sup>6</sup>으로 증가함에 따라 69~107 $\mu$ m과 100~151 $\mu$ m로 증가하였다. Fig. 3.8은 피치선속도의 변화에 대해 전치형오차의 변화를 나타내는 그래프이다. 총회전수가 증가됨에 따라 치면 마모가 증가하여 치형오차의 변화 과정이 급진전 된다는 특성을 확인할 수 있다. 그러나 제한되지 않은 치면 온도 환경에서의 피로시험에 대한 치형오차 값 보다 적은 변화가 발생하였다.

Table 3.5 Rolling test results for normal load  $P_n/b=14.25\text{N/mm}$  ( $T_f=1.5\text{Nm}$ ) under limited temperature on the tooth flank

Unit :  $\mu\text{m}$

Number of cycles N (rev)	V=2.11m/s				V=2.81m/s				V=3.52m/s			
	Drive gear		Driven gear		Drive gear		Driven gear		Drive gear		Driven gear	
	$F_{p1}''$	$f_{p1}''$	$F_{p2}''$	$f_{p2}''$	$F_{p1}''$	$f_{p1}''$	$F_{p2}''$	$f_{p2}''$	$F_{p1}''$	$f_{p1}''$	$F_{p2}''$	$f_{p2}''$
0	83	12.8	83.8	13	83.9	13.1	80.1	11.4	81.1	11	84.1	13.4
5x10 <sup>5</sup>	92.5	40.2	100	38.2	97.8	41.8	101.3	44.1	124	49.5	105.1	39.9
1x10 <sup>6</sup>	102.5	47.4	105	43.4	106.2	45.7	105.1	49	133.7	58.8	119.5	45.7
2x10 <sup>6</sup>	125.6	58.6	114.3	50.1	138.3	68.5	117.3	50.2	143.5	78.7	125.7	46.7

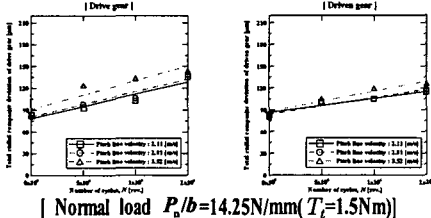


Fig. 3.6 Comparison of the total radial composite deviation under limited temperature on the tooth flank

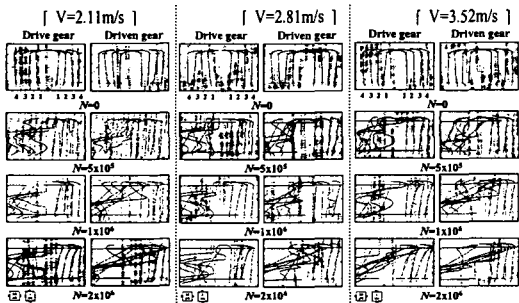


Fig. 3.7 Profile deviation for normal load 14.25N/mm ( $T_f=1.5\text{Nm}$ ) under limited temperature on the tooth flank

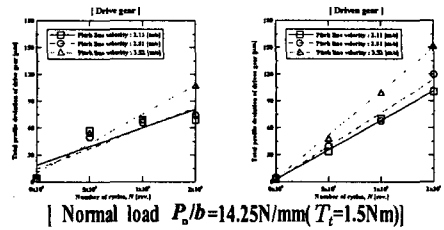


Fig. 3.8 Comparison of the total profile deviation under limited temperature on the tooth flank

## 4. 피로시험 결과 및 고찰

### 4.1 피로시험에 따른 치면 온도 변화

4.1.1 제한되지 않은 치면 온도 환경에서의 치면 온도 변화  
 Fig. 4.1은 제한되지 않은 치면 온도 환경에 대한 피로시험에서의 치면 온도 특성으로, (a)는 피치선속도 2.11m/s, (b)는 2.81m/s, (c)는 3.52m/s에 대한 치면 온도 특성을 나타낸 그래프이다. 먼저 피치 선속도가 2.11m/s이며, 부하하중이 19N/mm이상 31.36N/mm이하인 저사이클 영역에서는 치면의 마찰열을 발산하지 못하고 10분 내에 80 $^{\circ}\text{C}$ 까지 급격하게 치면 온도 상승이 일어난다. 또한 부하하중이 8.55N/mm이상 19N/mm이하인 고사이클 영역에서는  $N=1 \times 10^4$ 까지는 온도가 급상승하다가 점점 완만해지고  $N=2.5 \times 10^4$  이후부터 파손 전까지는 일정한 온도를 유지하였으며, 파손 지점에서 온도가 상승하는 경향으로 나타났다. 또한 피치선속도가 증가할수록 치면 온도가 증가하는 것으로 관찰 되었다.

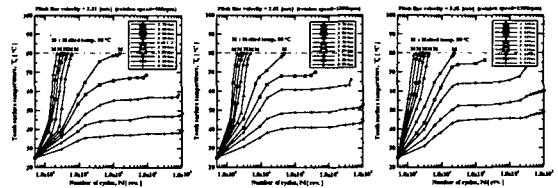


Fig. 4.1 Variation of tooth flank temperature at various loads during fatigue test under non-limited temperature on the tooth flank

### 4.1.2 제한된 치면 온도 환경에서의 치면 온도 변화

Fig. 4.2는 제한된 치면 온도 환경에 대한 피로시험에서의 치면 온도 특성으로, (a)는 피치선속도 2.11m/s, (b)는 2.81m/s, (c)는 3.52m/s에 대한 치면 온도 특성을 나타낸 그래프이다.  
 부하하중이 8.55N/mm인 경우, 피치선속도가 2.11m/s에서 3.52m/s로 증가함에 따라 치면에 발생하는 온도가 39.2 $^{\circ}\text{C}$ 에서 49 $^{\circ}\text{C}$ 로 증가되었다. 이것은 피치선속도가 증가하면 피치점에서 발생하는 마찰열이 냉각되지 못하여 치면 온도가 증가되는 것으로 판단된다. 부하하중을 19N/mm에서 31.36N/mm로 증가

시킬 경우, 치면 온도가 60℃까지 도달되는데 걸리는 시간이 상당히 짧으므로 제한된 치면 온도 환경을 유지하기 위해서는 발생하는 마찰열을 강제 냉각하여 제한된 치면 온도 환경을 유지하였다. 치면 온도가 60℃이하로 유지되어 온도의 증가에 따른 폴리아세탈 수지의 기계적 강도 저하가 적어지므로 피로수명이 제한되지 않은 치면 온도 환경의 수명보다 증가되는 특성을 알 수 있다. 부하하중이 11.4N/mm 이하에서는 제한된 치면 온도 환경에서의 피로수명과 제한되지 않은 치면 온도 환경의 피로수명이 거의 유사하며, 파손되지 않고 마모만 지속되며 10<sup>7</sup>까지 운전되었다.

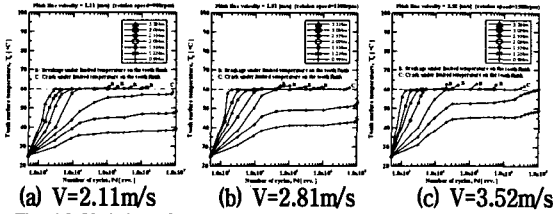


Fig. 4.2 Variation of tooth flank temperature at various loads during fatigue test under limited temperature on the tooth flank

## 4.2 플라스틱 기어의 치면 파손 및 마모 유형 분석

Fig. 4.3은 피로시험 결과 파손의 유형으로, (a)는 고사이클 영역에서의 마모 및 피로 파손에 의한 절손 현상이며, (b)는 이빨리 부근에서 발생된 크랙으로 N=3x10<sup>6</sup>에서 나타났고, 우측 그림은 이끝 부근 크랙으로 N=4x10<sup>6</sup>에서 나타났다. (c)와 (d)는 치면 온도 상승에 의하여 마찰열의 발산이 어려워지면서 열화가 가속화되어 발생된 현상을 나타내고 있으며, (d)는 열화된 치면이 구동시 강한 압력을 받아 소성 변형을 일으켜 이끝 방향으로 밀려나는 크리프(creep)현상에 의한 파손이 발생된 것이다. Fig. 4.4와 Fig. 4.5는 모두 부하하중 11.4N/mm인 경우로서, N=10<sup>7</sup>까지 피로시험을 완료한 구동 기어의 마모 유형이다. Fig. 4.4는 피치선속도가 변화됨에 따른 마모 유형을 도기한 것이며, 초기 마모의 형태는 (a), (b), (c) 모두 피치선상을 따라 치폭 방향으로 구름접촉이 이루어지는 피치선 부근에 대표적인 마멸 흔적이 나타난다. Fig. 4.5는 마모량을 정량적으로 나타낸 것이다. 피치선 속도 2.11m/s에서는 피치점 부터 이끝점 부근에서 많은 마모가 일어났으며, 2.81m/s에서는 피치점 아래부터 이끝 부근에서의 마모, 3.52m/s에서는 물림시작점에서부터 이끝점 부근으로 많은 마모가 일어났다.

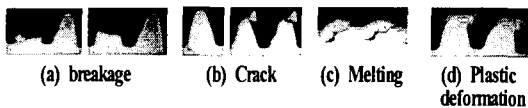


Fig. 4.3 Photographs of the final damages of molded plastic gear

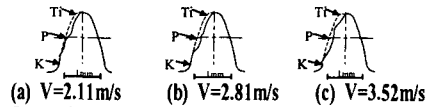


Fig. 4.4 Comparison of the wear and deformation of tooth profile (test condition :  $P_n/b=11.4\text{N/mm}$  ( $T_t=1.2\text{Nm}$ ),  $N=1 \times 10^7$  cycles)

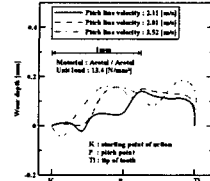


Fig. 4.5 Variations of tooth profile by wear (test condition :  $V=2.10, 2.81, 3.52\text{m/s}$ ,  $P_n/b=11.4\text{N/mm}$  ( $T_t=1.2\text{Nm}$ )  $N=1 \times 10^7$  cycles)

## 4.3 플라스틱 기어의 피로시험에 따른 피로수명 평가

### 4.3.1 피로시험에 따른 피로수명 곡선

플라스틱 기어의 일반적인 사용 수명은  $N=2\sim 3 \times 10^6$ 이지만 더욱 신뢰할 수 있는 데이터를 위해 총회전수 10<sup>7</sup>사이클까지 실험하여 특성을 평가하였다. 피로시험에 사용된 기어 제원과 폴리아세탈의 물성을 이용하여 듀폰식<sup>8)</sup>으로 계산한 플라스틱 기어의 허용 인장강도는 약 40~46MPa(부하토크 2.1Nm)이다. 제한되지 않은 치면 온도 환경에 대한 피로시험에서 총회전수가 10<sup>4</sup>이하인 영역을 저사이클 영역이라 하고, 10<sup>4</sup>이상인 영역을 고사이클 영역이라 정의하였다.

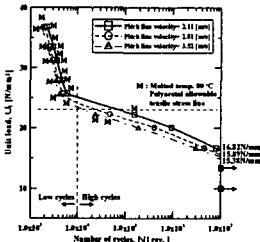
### 4.3.2 제한되지 않은 치면 온도 환경에 대한 피로수명 곡선 및 수명 예측식

Table 4.1은 부하하중 변화에 따른 시험 기어의 피로수명 시험 결과를 나타낸 것이다. Fig. 4.6은 단위하중(Unit load,  $U$ )과 피로수명과의 관계를 나타낸 것이며, 단위하중을 기준으로 제시한 내구한도는 재료의 물성과 관련된다는 것을 보여주고 있다. Fig. 4.7은 K-factor와 피로수명과의 관계를 나타낸 그래프로써, 접촉강도를 기준으로 설계시 피치선속도가 3.52m/s일 때의 내구 한도가 0.55N/mm<sup>2</sup>이므로 운전시 부하하중을 내구한도 이하에서 작용하도록 설계해야 한다. Figs. 4.6, 4.7의 피로수명 곡선에 대한 수명 예측식은  $N=10^4$ 이하인 저사이클 영역과  $N=10^4$  이상인 고사이클 영역에 대하여 피로수명과 부하하중의 관계를 일차 로그(log)식으로 나타내었다. Fig. 4.6에서 총회전수 10<sup>7</sup>일 때의 내구한도는 단위하중으로 16N/mm<sup>2</sup>이며, Fig. 4.7에서 K-factor는 0.58N/mm<sup>2</sup>이다. 제한되지 않은 치면 온도 환경에서의 피로수명 예측식을 Table 4.2, Table 4.3에 제시하였다. Table 4.2는 피치선속도에 따른 피로수명과 단위하중 사이의 수명 예측식이며, Table 4.3은 피치선속도에 따른 피로수명과 K-factor 사이의 수명 예측식이다.

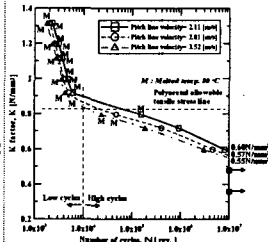
**Table 4.1 Results of the fatigue test under non-limited temperature on the tooth flank**

Applied load				Number of cycles, N [rev.]		
Torque [Nm]	Normal load [N/mm]	Unit Load [N/mm <sup>2</sup> ]	K-factor [N/mm <sup>2</sup> ]	900rpm	1200rpm	1500rpm
3.3	31.36	36.83	1.32	2.25x10 <sup>3</sup>	2.00x10 <sup>3</sup>	1.75x10 <sup>3</sup>
3	28.50	33.48	1.20	3.04x10 <sup>3</sup>	2.56x10 <sup>3</sup>	2.25x10 <sup>3</sup>
2.8	26.60	31.25	1.12	3.60x10 <sup>3</sup>	3.00x10 <sup>3</sup>	2.75x10 <sup>3</sup>
2.5	23.75	27.90	1.00	4.65x10 <sup>3</sup>	3.90x10 <sup>3</sup>	3.50x10 <sup>3</sup>
2.3	21.85	25.67	0.92	6.15x10 <sup>3</sup>	5.00x10 <sup>3</sup>	4.25x10 <sup>3</sup>
2	19.00	22.32	0.80	1.54x10 <sup>4</sup>	4.74x10 <sup>4</sup>	2.35x10 <sup>4</sup>
1.8	17.10	20.09	0.72	9.22x10 <sup>3</sup>	4.07x10 <sup>3</sup>	1.86x10 <sup>3</sup>
1.5	14.25	16.74	0.60	7.95x10 <sup>3</sup>	4.54x10 <sup>3</sup>	3.00x10 <sup>3</sup>
1.2	11.40	13.39	0.48	10 <sup>7</sup> a	10 <sup>7</sup> a	10 <sup>7</sup> a
0.9	8.55	10.04	0.36	10 <sup>7</sup> a	10 <sup>7</sup> a	10 <sup>7</sup> a

Note) a Test gear did not fail but wear occurred in tooth profile at number of cycles N=10<sup>7</sup>



**Fig. 4.6 Relation between unit load and gear fatigue life under non-limited temperature on the tooth flank**



**Fig. 4.7 Relation between K-factor and gear fatigue life under non-limited temperature on the tooth flank**

**Table 4.2 Estimated fatigue life equations of unit load under non-limited temperature on the tooth flank**

Pitch line velocity (m/s)	Cycles zone (cycles)	Equation
2.11	N < 1x10 <sup>4</sup>	U <sub>i</sub> = W <sub>i</sub> /b · m = -26.24log(N) + 124.67
	N ≥ 1x10 <sup>4</sup>	U <sub>i</sub> = W <sub>i</sub> /l · m = -2.84log(N) + 36.69
2.81	N < 1x10 <sup>4</sup>	U <sub>i</sub> = W <sub>i</sub> /l · m = -28.39log(N) + 130.22
	N ≥ 1x10 <sup>4</sup>	U <sub>i</sub> = W <sub>i</sub> /b · m = -2.82log(N) + 35.64
3.52	N < 1x10 <sup>4</sup>	U <sub>i</sub> = W <sub>i</sub> /l · m = -29.00log(N) + 130.80
	N ≥ 1x10 <sup>4</sup>	U <sub>i</sub> = W <sub>i</sub> /b · m = -2.65log(N) + 33.97

**Table 4.3 Estimated fatigue life equations of K-factor under non-limited temperature on the tooth flank**

Pitch line velocity (m/s)	Cycles zone (cycles)	Equation
2.11	N < 1x10 <sup>4</sup>	K = $\frac{W_i}{d \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u} = -0.94\log(N) + 4.45$
	N ≥ 1x10 <sup>4</sup>	K = $\frac{W_i}{d \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u} = -0.10\log(N) + 1.31$
2.81	N < 1x10 <sup>4</sup>	K = $\frac{W_i}{d \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u} = -1.01\log(N) + 4.65$
	N ≥ 1x10 <sup>4</sup>	K = $\frac{W_i}{d \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u} = -0.10\log(N) + 1.27$
3.52	N < 1x10 <sup>4</sup>	K = $\frac{W_i}{d \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u} = -1.04\log(N) + 4.67$
	N ≥ 1x10 <sup>4</sup>	K = $\frac{W_i}{d \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u} = -0.9\log(N) + 1.21$

**4.3.3 제한된 치면 온도 환경에 대한 피로수명 곡선 및 수명 예측식**

Table 4.4는 제한된 치면 온도 환경(max. 60℃)에 대하여 실험한 하중 변화에 따른 사출성형 플라스틱 기어의 피로수명 시험 결과를 나타낸 것이다. Fig. 4.18은 단위하중과 피로수명과 관계를 나타낸 것으로 각 피치선속도에 대한 내구한도 수명은 15.59, 14.60, 13.79N/mm<sup>2</sup>임을 알 수 있었으며, 부하하중을 급함 강도에 의거하여 설계시 이 내구한도 이하의 단위하중에서 운전되어야함을 나타내는 것이다.

Fig. 4.19는 K-factor와 피로수명과 관계를 나타낸 그래프로써, 각 피치선속도에 대한 내구한도 수명은 0.56, 0.52, 0.49N/mm<sup>2</sup>임을 알 수 있다. 즉 접촉강도를 기준으로 설계시 피치선속도가 3.52m/s일 때의 내구한도가 0.49N/mm<sup>2</sup>이므로 이 내구한도 이하의 K-factor를 적용하여 설계해야한다.

제한된 치면 온도 환경에서의 피로수명 예측식은 Tables 4.5, 4.6과 같다. 이는 피치선속도에 따른 피로수명 예측식으로 Table 4.5는 피로수명과 단위하중 사이의 수명 예측식이며, Table 4.6은 피로수명과 K-factor 사이의 수명 예측식이다.

플라스틱 기어를 총회전수 10<sup>7</sup>까지 운전하기 위해서는 제시한 내구한도 수명을 기준으로 기어 운전시 작용되는 부하하중 설계를 수행하여야 한다. 제한된 치면 온도 환경에서의 피로수명이 제한되지 않은 치면 온도 환경에서의 피로수명에 비하여 부하하중이 14.25N/mm<sup>2</sup>이상에 대하여 전반적으로 증가된다는 것을 관찰할 수 있었다. 제한된 치면 온도 환경에 대해서는 폴리아세탈 재료의 연화온도보다 낮은 60℃이하에서 피로시험을 실시하였으므로 저사이클 영역과 고사이클 영역으로 구분되는 변곡점이 발생되지 않고 하나의 직선 형태에 가까운 수명 예측식에 대한 모델을 제시할 수 있다.

**Table 4.4 Results of the fatigue test under limited temperature on the tooth flank**

Applied load				Number of cycles, N [rev.]		
Torque [Nm]	Normal load [N/mm]	Unit Load [N/mm <sup>2</sup> ]	K-factor [N/mm <sup>2</sup> ]	900rpm	1200rpm	1500rpm
3.3	31.36	36.83	1.32	9.90x10 <sup>4</sup>	4.80x10 <sup>4</sup>	2.25x10 <sup>4</sup>
3	28.50	33.48	1.20	1.93x10 <sup>5</sup>	1.00x10 <sup>5</sup>	4.40x10 <sup>4</sup>
2.5	23.75	27.90	1.00	4.82x10 <sup>5</sup>	2.93x10 <sup>5</sup>	1.53x10 <sup>5</sup>
2	19.00	22.32	0.80	1.40x10 <sup>6</sup>	8.90x10 <sup>5</sup>	5.70x10 <sup>5</sup>
1.5	14.25	16.74	0.60	7.95x10 <sup>6</sup>	5.80x10 <sup>6</sup>	3.78x10 <sup>6</sup>
1.2	11.40	13.39	0.48	10 <sup>7</sup> a	10 <sup>7</sup> a	10 <sup>7</sup> a
0.9	8.55	10.04	0.36	10 <sup>7</sup> a	10 <sup>7</sup> a	10 <sup>7</sup> a

Note) a Test gear did not fail but wear occurred in tooth profile at number of cycles N=10<sup>7</sup>

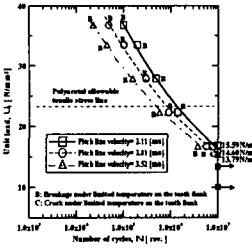


Fig. 4.8 Relation between unit load and gear fatigue life under limited temperature on the tooth flank

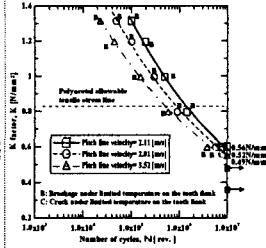


Fig. 4.9 Relation between K-factor and gear fatigue life under limited temperature on the tooth flank

Table 4.5 Estimated fatigue life equations of unit load under limited temperature on the tooth flank

Pitch line velocity (m/s)	Cycles zone (cycles)	Equation
2.11	$N \geq 1 \times 10^4$	$U_i = W_i/b \cdot m = -1.01 \log(N) + 86.26$
2.81	$N \geq 1 \times 10^4$	$U_i = W_i/b \cdot m = -0.17 \log(N) + 78.78$
3.52	$N \geq 1 \times 10^4$	$U_i = W_i/b \cdot m = -0.23 \log(N) + 71.41$

Table 4.6 Estimated fatigue life equations of K-factor under limited temperature on the tooth flank

Pitch line velocity (m/s)	Cycles zone (cycles)	Equation
2.11	$N \geq 1 \times 10^4$	$K = \frac{W_i}{d \cdot b} \frac{u+1}{u} = -0.36 \log(N) + 3.08$
2.81	$N \geq 1 \times 10^4$	$K = \frac{W_i}{d \cdot b} \frac{u+1}{u} = -0.33 \log(N) + 2.81$
3.52	$N \geq 1 \times 10^4$	$K = \frac{W_i}{d \cdot b} \frac{u+1}{u} = -0.29 \log(N) + 2.55$

#### 4.4 결과 검토

연구 결과 플라스틱 기어의 파손 형태는 크랙 및 절손, 연화, 그리고 소성변형으로 나타났고, 마모를 동반하였으며, 단위치 폭당 부하하중이 11.4N/mm 이하에서는 모두 파손되지 않고 10<sup>7</sup> 사이클까지 운전되는 것으로 고찰되었다. 또한 제한된 치면 온도 환경에서의 피로수명이 제한되지 않은 치면 온도 환경에서 보다 단위치폭당 부하하중이 14.25N/mm 이상에서는 20% 이상 증가되었고, 8.55N/mm 이상에서의 모든 실험에 있어서는 40% 이상 피로수명이 증가되는 것으로 고찰되었다. 이를 기준으로 치면 온도 변화와 피로수명을 평가하여 피로수명 예측 모델과 피로수명 예측식을 제시하였다.

### 5. 결론

본 연구를 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 제한되지 않은 치면 온도 환경과 제한된 치면 온도 환경에서 피로시험을 통해 사출성형 플라스틱 기어의 정밀도 및 치면 온도 변화, 기어 이의 손상 메커니즘을 분석하였고, 피로수명을 S-N곡선으로 평가하여 수명 예측식을 제안 하였다.

(3) 본 데이터를 기초로 사출 기어의 제원 설계시 피로수명을 예측하고 부하 횟수 10<sup>7</sup>회 이상으로 운전되기 위한 굽힘강도를 만족하는 단위하중 설정 및 면압강도를 만족하는 K-factor 값 등을 제안하였다.

(4) 운전 조건에 따른 피로수명 예측과 내구한도 수명에 대한 부하하중 설계의 기초 자료로 활용할 수 있으며, 플라스틱 기어의 강도 신뢰성을 확보할 수 있도록 하였다.

### 참고 문헌

- [1] Macdermott, C. P. and Shenoy, A. V., 1997, "Seleting Thermoplastics for Engineering Application, " 2nd Ed., Marcel Dekker, Inc., New York.
- [2] Macdermott, C. P. and Shenoy, A. V., 1997, "Selecting Thermoplastics for Engineering Application," 2nd Ed., Marcel Dekker, Inc., New York.
- [3] Maxwell, J., 1999, "Plastics; The Layman's Guide," The University Press, Cambrige.
- [4] 정태형, 2003, "소형 플라스틱 기어의 강도 신뢰성 향상", 한양대학교 신뢰성분석연구센터(RARC) 보고서
- [5] 이태홍, 이성수, 2000, "AUTO CAD를 이용한 플라스틱 사출금형 자동설계의 개발에 관한 연구" 한국공작 기계학회, 춘계학술대회논문집, pp. 397~402.
- [6] Dudley, D. W., 1984, "Handbook of Practical Gear Design," McGraw-Hill Book Company, pp. 3.128~3.135.
- [7] 조웅식, 1997, "사출성형 금형 설계기술," 기전연구사
- [8] 정태형, 한영수, 현동훈, 박원규, 1999, "성형플라스틱 기어 핸드북," 일진사
- [9] KS B 1405-2:2001 (ISO 1328-2:1997), 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 1405-1:2001 (ISO 1328-1:1995), Cylindrical gears, ISO system of accuracy, Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to corresponding flanks of gear teeth