

< 논문 >

초미세발포 플라스틱 기어에 관한 연구 (II)

- 카운터프레셔 초미세발포 플라스틱 기어의 특성 -

정태형[†] · 하영욱^{*} · Hideo Takahashi^{**}

(2004년 9월 3일 접수, 2005년 1월 31일 심사완료)

Injection Molded Microcellular Plastic Gear (II)

- Characteristics of the Counter Pressurized Microcellular Plastic Gear -

Tae Hyong Chong, Young Wook Ha and Hideo Takahashi

Key Words : Gear(기어), Microcellular Plastic Gear(초미세발포 플라스틱 기어), Counter Pressure (카운터프레셔), Durability Test (내구실험), Gear Accuracy(기어 정밀도), Fatigue Life(피로수명), Wear(마모), Unit Load(단위하중), K-Factor(K 계수)

Abstract

This paper investigates the improvement of accuracy and fatigue life of the developed counter pressurized microcellular gears of polyacetal. It is shown that the fatigue life and operational characteristics of the counter pressurized microcellular gears are more improved than conventional injection molded plastic gears by the dynamic gear durability test. For the cases of test gears, conventional injection molded gears(SGear) and counter pressurized microcellular gears(CGear) are manufactured. Durability test is performed on both conventional injection molded gears and counter pressurized microcellular gears. Accuracy variation and operational characteristics on fatigue life, wear and tooth surface temperature of CGear and SGear are compared and represented. Operational characteristics of the proposed counter pressurized microcellular gears show a good result in this research. The durability limit of counter pressurized microcellular gears is also obtained, and represented by a function of unit load as well as by a function of K-factor.

1. 서 론

초미세발포 플라스틱 기어는 플라스틱 기어의 내구 신뢰성을 향상시키기 위한 새로운 개념의 기어이다. 일반적인 사출 기어의 생산 방법은 고분자 원재료를 사출기 배럴(barrel)내에서 용융시켜 사출하는 방법이다.⁽¹⁻⁴⁾ 따라서, 기어의 피로 수명은 원재료의 기계적 특성에 의존해 왔다. 본 연구에서는 제1보⁽⁵⁾에서 사출시 발포제인 질소 가스를 이용하여 카운터프레셔 초미세발포 기어를 성형하여 일반 사출 기어보다 기어의 정밀도 및 치면거칠기를 크게 향상시킬 수 있는 새로운 금형 구조와 사출 공법을 개발하였다. 여기에서는 제1보에서 개발한 카운터프레셔 초미세발포 기어의 피로

실험으로부터 정밀도 변화, 피로수명의 향상 및 마모, 파손, 온도 상승 등에 관한 운전 특성을 검증하고, 기어의 제원설계시 굽힘강도를 만족하는 단위하중 및 면압강도를 만족하는 K-factor 값을 제시하여, 운전 조건에 따른 피로수명 예측과 피로한도 수명에 대한 부하하중 설계의 기초 자료로서 활용할 수 있도록 하여, 기어의 강도 신뢰성을 향상시키고자 한다.

2. 피로실험 장치의 설계 및 시험 방법

기어 강도 시험기는 기어를 회전시켜 측정하는 동적시험기와, 기어를 고정하고 치면에 하중을 가하는 정적시험기가 있다.⁽⁶⁾ 본 연구에서는 동력흡수식 동적 기어 시험기를 설계·제작하였으며, 이 시험기는 출력축 측에 동력을 흡수하는 브레이크 장치를 붙이고 구동모터로 부하 하중을 가한다.

Fig. 1은 동력흡수식 기어 시험기의 구성을 나타낸다. AC 모터(driving motor)로부터 발생된 동력은 토크 검출기를 지나 시험기어(test gears)를 거쳐 브

[†] 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부
E-mail : thchong@hanyang.ac.kr
TEL : (02)2290-0458 FAX : (02)2296-4799

^{*} 한양대학교 대학원 기계설계학과

^{**} Kisarazu National College of Technology, Japan

레이크로 흡수된다. 토크검출기에서 검출된 토크 값과 모터의 회전수(rpm)는 고속 응답 계측 토크 메타와 타코메타를 통해서 얻어진다. 이 시험 장치는 모터로 구동된 축에 장착된 피니언과 맞물리는 기어 사이의 부하를 브레이크에 의해 조절할 수 있으며, 또한, 구동모터에 입력되는 주파수를 변화시켜 시험 기어의 회전수를 변경할 수 있다. Fig. 1에 나타난 시험 장치에 사용된 요소의 제원을 Table 1에 나타내었다.

시험용 기어는 모듈 0.8mm, 잇수 56, 치폭 5 mm, 압력각 20°의 표준 기어쌍으로, 구동기어와 피동기어 모두 재원이 같고 폴리아세탈(POM)로 된 것으로, 백래시는 0.1mm로 조립하였다. 시험 방법은 피치선속도를 3.52m/s(1,500rpm)로 하고, 부하하중은 8.55N/mm(입력토크0.9Nm)부터 28.5N/mm(3Nm)까지 단계적으로 변화시키면서 피로실험을 실시하였다. 피로실험은 각각의 부하하중에 대하여 부하 회전수 $N=10^7$ 사이클을 목표로 파손이 일어날 때까지 시험하였으며, $N=0, 5 \times 10^5, 1 \times 10^6, 2 \times 10^6$ 사이클 마다 일반 사출 기어와 카운터프레서 초미세발포 기어에 대해 총회전수 증가에 따른 치형오차 및 물림오차 등의 정밀도 변화, 피로수명, 치면 온도, 마모, 치면 파손 및 유형을 분석하고 그 결과를 비교, 평가하였다. 온도 측정은 비접촉 온도 측정기(non-contact infrared thermometer)를 이용하여 구동기어와 피동기어가 맞물리는 접촉 치면의 온도를 측정하였다. 온도 측정 단위는 0.5°C이며, 데이터 취득 간격은 5분으로 설정하였다.

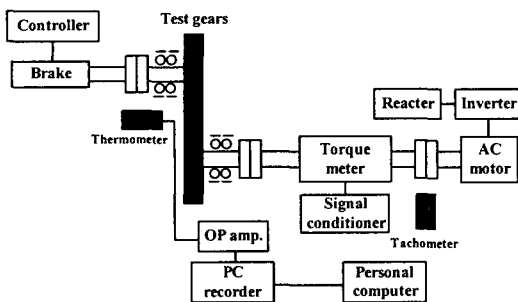


Fig. 1 Components of the gear test rig

Table 1 Specification of experimental equipments

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

3. 피로실험에 따른 기어 정밀도 변화

일반 사출 기어(SGear)와 본 연구에서 제안한 카운터프레서 초미세발포 기어(CGear)의 피로실험을 통하여 총회전수의 증가에 따른 물림오차 및 치형오차 등 정밀도 변화를 측정하여 그 특성을 규명하였다. 물림오차는 측정 기어 1회전 동안의 중심거리의 변동을 나타낸 것으로, Table 2에서 F_i^* 는 전물림오차를 나타내며, f_i^* 는 1피치물림오차를 나타낸다.⁽⁷⁾ 롤링 테스트(rolling test)는 고정밀도 마스터 기어와 측정기어의 양치면을 맞물려 물림오차를 측정하는 것으로, 측정 압력은 치폭 10mm당 5.4N, 회전 속도는 피동측 기어 1회전당 2.6mm/s로 하였다. 또한, 부하하중별 회전수의 증가에 따른 기어 종합치형오차와 치형형상의 변화를 각 사이클마다 측정하여 고찰하였다. 종합치형오차(total profile deviation)는 이론상의 인벌류트 곡선과 측정값의 차이를 나타낸다.⁽⁸⁾

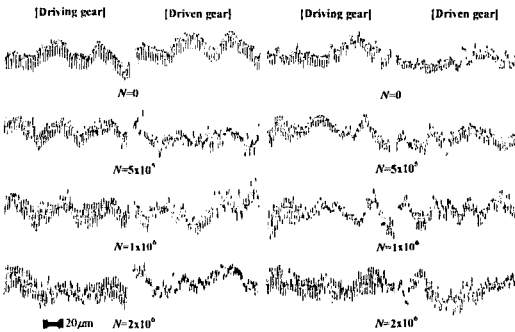
Fig. 2는 단위치폭당 부하하중 11.4N/mm(입력토크1.2Nm)인 경우에 대하여 피치선 속도를 3.52m/s(1,500rpm)로 고정하고 총회전수 변화에 따른 물림오차의 변화를 나타낸 것이다. Fig. 2의 (a)와 (b)는 각각 SGear와 카운터프레서 4초인 CGear를 나타낸 것으로, 양쪽 모두 총회전수가 증가함에 따라 전물림오차와 1피치물림오차가 증가하는 경향이다. 또한, 1피치물림오차는 구동기어보다는 피동기어에서 변동이 더 심화된다는 것을 알 수 있다. 총회전수의 증가에 따른 물림오차의 변화를 Table 2에 나타낸다. Fig. 2 및 Table 2로부터 SGear보다는 카운터프레서 4초인 CGear가 전물림오차 및 1피치물림오차가 작게 나타난다. 이것은 CGear가 SGear에 비해 초기 정밀도가 우수하여 나타난 현상이다. 부하하중이 8.55N/mm(0.9Nm)와 14.3N/mm(1.5Nm)인 경우도 총회전수의 증가에 따라 물림오차는 증가하며, 전체적인 경향은 Fig. 2와 유사하다.

Fig. 3은 3가지 부하하중에 대하여 총회전수의 증가에 따른 종합치형오차의 변화를 나타낸 것이다. 구동기어의 좌측 치면과 피동기어의 우측 치면이 맞물려 구동될 때의 종합치형오차를 측정하여 SGear와 CGear의 정밀도 변화를 비교한 것이다.

종합치형오차는 부하하중이 8.55N/mm(0.9Nm)인 경우 SGear에서의 $N=5 \times 10^5$ 일 때 초기 52μm에서 73μm로 1.4배 정도 증가되었으며, CGear는 초기 29μm에서 34μm 정도의 미세한 변화가 발생되었다. $N=2 \times 10^6$ 으로 증가한 경우 SGear는 110μm이며, CGear는 43μm로 SGear가 급격한 치형 변화로 CGear의 2.5배 이상의 종합치형오차를 나타내었다.

Table 2 Rolling test results for normal load $P_n/b=8.55\text{N/mm}$ ($T_t=0.9\text{Nm}$)

Number of cycles, N [rev]	Non-microcellular gear (SGear)				Microcellular gear with counter pressure (CGear)			
	Driving gear		Driven gear		Driving gear		Driven gear	
	F_i^- [μm]	f_i^- [μm]	F_i^+ [μm]	f_i^+ [μm]	F_i^- [μm]	f_i^- [μm]	F_i^+ [μm]	f_i^+ [μm]
0	48	24	52	24	36	18	40	18
5×10^5	52	26	56	24	44	24	60	20
1×10^6	52	28	60	22	50	20	60	20
2×10^6	60	40	58	24	42	22	62	20



(a) Non-microcellular gear (b) Microcellular gear with counter pressure 4sec

Fig. 2 Rolling test results for normal load $P_n/b=11.4\text{N/mm}$ ($T_t=1.2\text{Nm}$)

또한, 부하중의 증가에 따라 치형 변화가 급격하게 변화함을 알 수 있으며, 구동기어의 치면이 피동기어의 치면보다 치형 변화가 크다는 것을 알 수 있다. 이것은 CGear의 초기 종합치형오차는 SGear의 초기 종합치형오차 보다 작은 상태였으므로 피로실험시 안정적인 치면 부하와 작은 치면 변화로 인하여 오차가 작게 나타난 것으로, CGear가 SGear보다 안정성이 높다는 특성을 보여준다.

Figs. 4, 5는 부하중 11.4N/mm인 경우, $N=0, 5 \times 10^5, 1 \times 10^6, 2 \times 10^6$ 에서의 SGear와 CGear에 대한 치형 변화 그래프이다. Fig. 4의 좌측 하단의 $N=2 \times 10^6$ 인 경우는 측정영역을 초과하여 더 이상 측정이 될 수 없을 정도의 심한 변화가 있었다. 총회전수가 증가됨에 따라 SGear의 치형오차가 Fig. 5의 CGear보다 더 급진전되어 증가하는 특성을 확인할 수 있다.

결론적으로, CGear는 초기 치형오차 등 정밀도가 SGear에 비해 우수하며, 피로실험을 통하여 마모에 의한 치형오차 변화도 훨씬 작으므로 수명도 증가될 것이라 판단된다. 이것은 시험전 즉, 총회전수 $N=0$ 일 때 측정된 물림오차가 SGear보다는 CGear가 작기 때문에, 부하중이 기어 각각의 이에 균일하게 작용하여 변형도 작게 발생되고, 카운터프레서 초미세발포에 의한 굴곡강도 및 충격강도가 증가되어 변형이 작게 나타나는 특성이

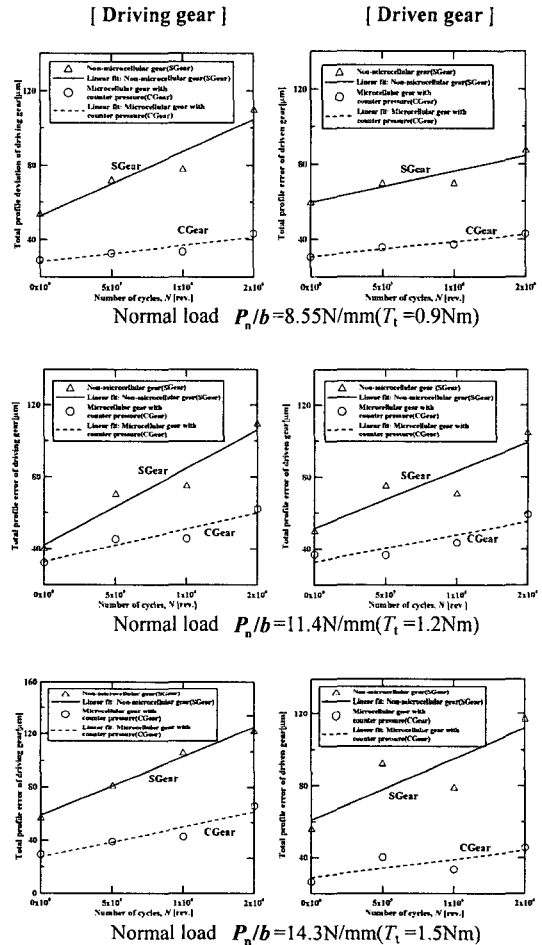


Fig. 3 Comparison of the total profile deviation between non-microcellular gear and microcellular gear with counter pressure as a function of number of cycles

4. 부하중에 따른 피로 수명 평가

일반 사출 기어와 본 연구에서 제안한 카운터프레서 초미세발포 기어의 피로실험을 통하여 피로 수명의 향상과 파손에 관한 특성을 평가한다. 플라스틱 기어의 일반적인 사용 수명은 $N=2-3 \times 10^6$ 이지만 본 연구에서는 총회전수 10^7 사이클까지 시험하여 마모 및 파손 형태를 관찰하고 그 특성을 평가한다. 본 연구에서 대상으로 선정한 기어 재료와 폴리머의 물성에 대하여 듀폰식으로 계산한 플라스틱 기어의 허용 인장강도는 대략 40-46MPa이다. 이것을 다시 기어 재료를 이용하여 부하토크로 계산하면 2.1Nm가 되며, 각 수명 곡선에 허용 인장강도를 기준으로 계산한 허용 부하중을 참고로 나타내었다.

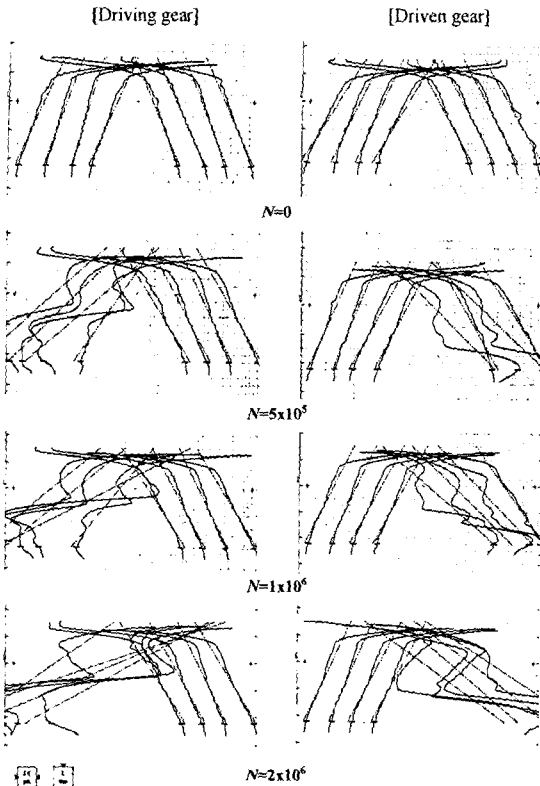


Fig. 4 Profile deviation for normal load 11.4N/mm($T_1=1.2Nm$) of the non-microcellular gear(SGear)

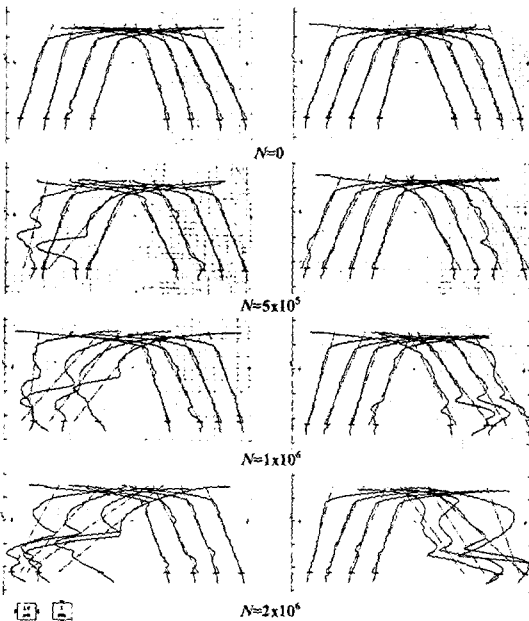


Fig. 5 Profile deviation for normal load 11.4N/mm($T_1=1.2Nm$) of the microcellular gear with counter pressure(CGear)

본 연구에서는 총회전수가 10^4 이하인 영역을 저사이클 영역으로 하고, 10^4 이상인 영역을 고사이클 영역으로 정의하였다. 저사이클 영역에서는 치면 온도 상승과 파손에 관한 특성을 고찰하였으며, 고사이클 영역에서는 마모에 의한 치면 크랙과 이(tooth)가 절손되어 파손되는 유형을 고찰하여 일반 사출 기어(SGear)와 카운터프레서 초미세발포 기어(CGear)의 피로수명을 평가하고 그 특성을 제시하였다.

4.1 피로수명 곡선 및 피로수명 예측식

피로수명 곡선은 무운할 상태에서 부하하중의 변화가 수명에 미치는 영향을 조사하기 위해 일반 사출 기어(SGear)와 카운터프레서 초미세발포 기어(CGear)에 대하여 파손점까지의 총회전수를 비교하여 도시하였다. 저사이클 영역에서의 파손의 주원인은 마모와 반복 하중에 의한 피로 파손보다는 치면 온도 상승에 의한 폴리머의 용융으로 파손된 것이다. 따라서, 폴리아세탈 수지의 연화(softening) 온도이며, 연속 운전이 가능한 온도인 $80^{\circ}C$ 를 기준으로 치면 온도가 이 온도에 도달하였을 때를 파손이라 판정한다. 피로실험 후 마모된 기어의 형상은 전자투영기에 의해 점 데이터를 곡선으로 연결하여 초기 기어 형상과 마모 진전 후의 기어 형상을 비교 하였으며, 파손의 유형들을 10배로 확대 촬영하여 관찰하였다. Table 3은 본 연구에서 실험한 하중 변화에 따른 SGear와 CGear의 피로수명 실험 결과를 나타낸 것이다.

Fig. 6은 피로실험을 통한 부하도크와 피로수명의 관계를 S-N곡선으로 나타낸 것이고, Fig. 7은 단위치폭당 부하하중과 피로수명의 관계를 나타낸 것이다. Figs. 6, 7로부터 SGear와 CGear 모두 허용 인장강도 부근의 부하하중 $19N/mm(2.0Nm)$ 에서는 저사이클 영역 및 $N=2 \times 10^5$ 내에서 용융과 소성 변형을 동반한 파손이 발생되었다. 부하하중이 $28.5N/mm(3Nm)$ 인 경우는 저사이클 영역에서 파손으로 판단되는 온도 $80^{\circ}C$ 에 도달되기까지의 총회전수는 SGear가 $N=3.2 \times 10^3$ 이고, CGear는 $N=5.0 \times 10^3$ 으로 CGear의 수명이 35% 증가되는 특성이 나타났다. 부하하중이 $23.8N/mm(2.5Nm)$ 인 경우도 마찬가지로 CGear의 피로수명이 50% 높게 나타났다. 또한, 부하하중 $19N/mm(2.0Nm)$ 에서는 온도 $80^{\circ}C$ 에 도달되기까지의 총회전수는 SGear가 $N=9 \times 10^5$ 이고, CGear는 $N=1.4 \times 10^5$ 으로 CGear의 수명이 140% 더 높다. 즉, CGear는 구동시 치면에서 발생하는 온도에 대한 내열성이 SGear에 비해 우수한 특성을 가지고 있으며 이로 인하여 수명이 증대된

것이라 판단된다(4.2 참조).

한편, 고사이클 영역에서 부하하중이 8.55N/mm (0.9Nm)과 11.4N/mm(1.2Nm)인 경우는 SGear와 CGear 모두 파손되지 않고 치면 마모만 지속적으로 발생되며 총회전수 $N=10^7$ 까지 구동되었다. 14.3N/mm(1.5Nm)에서는 하중이 작용하는 치면의 한쌍 이물림 접촉점의 최고위치점(HPSTC)과 한쌍 이물림 접촉점의 최저위치점(LPSTC)에서 반복 하중에 의한 마모와 크랙이 발생되고 절손되었다. 이는 구동시 치면 온도가 60°C 이하이므로 치면이 용융되지 않고 순수 마모에 의한 크랙과 피로에 의한 파손이 발생한 것이다. 파손까지의 총회전수는 SGear가 $N=2.8 \times 10^6$ 이고, CGear는 $N=4.0 \times 10^6$ 으로 CGear의 수명이 30% 더 높게 나타났다. 결국, 피로실험을 통한 S-N곡선으로부터 CGear가 SGear에 비해 실험한 부하하중 모두에서 30% 이상 피로수명이 증가됨이 입증되었으며, 특히, 최대 허용 부하하중인 19N/mm(2.0Nm)에서는 온도 내열성이 우수하다.

Figs. 7, 8, 9는 10^4 이하인 저사이클 영역과 10^4 이상인 고사이클 영역으로 나누어 SGear와 CGear에 대하여 단위치폭당하중, 단위하중, K-factor에 대해

각각 나타내었다. Fig. 7에 대한 수명 예측식은 SGear에 대하여 식 (1a)와 (1b)로 나타내었으며, CGear에 대하여 식 (1c)와 식 (1d)로 나타내었다. Figs. 8, 9에 대한 예측식도 식 (2)에서 식 (3)까지에 나타내었다. 식 (1)에서 P_n 는 법선 하중, b 는 치폭을 나타낸다. 식 (2)에서 U_i 는 단위하중, W_i 는 접선하중, m 은 모듈을 나타내며, 식 (3)에서 K 는 K 계수, d 는 피치원 직경, u 는 기어비를 나타낸다. 예측식의 실험 결과와의 신뢰도는 98%이다. Fig. 8에서 총회전수 10^7 일 때의 내구한도는 단위하중으로 16N/mm²이며, Fig. 9에서 K-factor는 0.58N/mm²이다. 즉, 폴리아세탈 플라스틱 기어를 총회전수 10^7 까지 운전하기 위한 기준으로서 본 연구에서 제시한 내구한도 수명을 이용할 수 있다.

$$\begin{aligned} \text{SGear } P_n / b &= -14.1 \log(N) + 77.7 \quad N < 10^4 & (1a) \\ P_n / b &= -2.07 \log(N) + 27.6 \quad N \geq 10^4 & (1b) \\ \text{CGear } P_n / b &= -11.96 \log(N) + 72.7 \quad N < 10^4 & (1c) \\ P_n / b &= -2.94 \log(N) + 33.8 \quad N \geq 10^4 & (1d) \end{aligned}$$

Table 3 Results of the fatigue life test

Torque [Nm]	Applied load			Failed number of cycles, N [rev.]	
	Normal load [N/mm]	Unit Load [N/mm ²]	K-factor [N/mm ²]	SGear	CGear
3	28.5	33.5	1.2	3.2×10^3	4.9×10^3
2.5	23.8	27.9	1.0	6.1×10^3	1.22×10^4
2	19	22.3	0.8	1.5×10^4	1.0×10^4
1.5	14.3	16.7	0.6	2.79×10^6	3.92×10^6
1.2	11.4	13.4	0.48	10^7 ^a	10^7 ^a
0.9	8.55	10.4	0.36	10^7 ^a	10^7 ^a

Note) ^a Test gears were not failed but wear occurred in tooth profile at number of cycles $N=10^7$

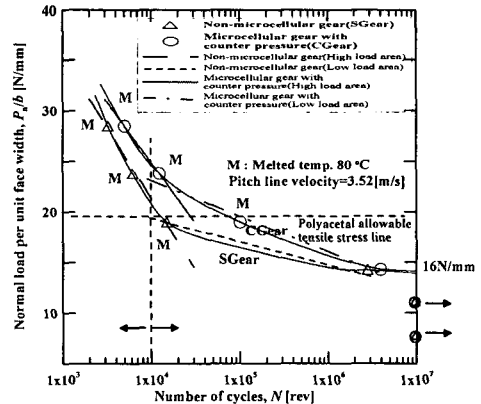


Fig. 7 Relation between normal load and gear fatigue life cycles

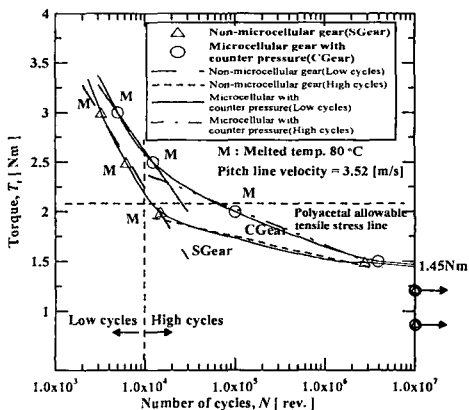


Fig. 6 Relation between torque and gear fatigue life cycles

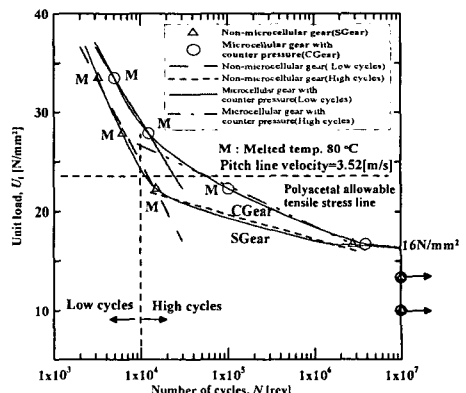


Fig. 8 Relation between unit load and gear fatigue life cycles

SGear $U_i = W_t / b \cdot m = -16.51 \log(N) + 91.3 \quad N < 10^4$ (2a)

$U_i = W_t / b \cdot m = -2.44 \log(N) + 31.4 \quad N \geq 10^4$ (2b)

CGear $U_i = W_t / b \cdot m = -14.04 \log(N) + 85.6 \quad N < 10^4$ (2c)

$U_i = W_t / b \cdot m = -3.49 \log(N) + 39.54 \quad N \geq 10^4$ (2d)

SGear $K = \frac{W_t}{d \cdot b} \left(\frac{u+1}{u} \right) = -0.59 \log(N) + 3.27 \quad N < 10^4$ (3a)

$K = \frac{W_t}{d \cdot b} \left(\frac{u+1}{u} \right) = -0.087 \log(N) + 1.12 \quad N \geq 10^4$ (3b)

CGear $K = \frac{W_t}{d \cdot b} \left(\frac{u+1}{u} \right) = -0.501 \log(N) + 3.06 \quad N < 10^4$ (3c)

$K = \frac{W_t}{d \cdot b} \left(\frac{u+1}{u} \right) = -0.125 \log(N) + 1.412 \quad N \geq 10^4$ (3d)

4.2 부하하중에 따른 치면온도 변화

Fig. 10(a)와 (b)는 각각 SGear와 CGear의 구동시 치면온도 변화 과정을 나타낸다. SGear는 부하 하중이 19N/mm, 23.8N/mm, 28.5N/mm(2.0, 2.5, 3.0Nm)인 저사이클 영역에서 치면의 마찰열을 발산하지 못하고 10분내에 80°C까지 급격한 치면온도 상승이 발생된다. 또한, 부하하중 14.3N/mm (1.5Nm)에서는 $N=1.5 \times 10^6$ 까지는 55°C의 온도를 유지하다가 파손 지점인 2.8×10^6 에서 온도가 65°C까지 상승하였다. 부하하중 8.55N/mm(0.9Nm)와 11.4N/mm (1.2Nm)에서의 치면온도는 각각 42°C와 52°C로 나타났으며 파손이 발생되지 않고 총회전수 $N=10^7$ 까지 지속되었다.

한편, CGear 도 부하하중 23.8N/mm(2.5Nm)와 28.5N/mm(3.0Nm)에서는 SGear 와 마찬가지로 20분내에 80°C 까지 급격한 치면온도 상승이 발생되었다. 그러나, 19N/mm(2.0Nm)에서는 SGear 와 달리 60°C 까지는 급격한 치면온도 상승이 나타났지만,

그 후 치면온도 상승이 둔화되어 80°C까지 도달하는데 90분 정도 시간이 소요되었다. 이것은 초미세발포의 저열전도율과 내열성이 우수한 특성 때문에 나타난 현상이라 판단된다. 또한, 14.3N/mm (1.5Nm)에서는 $N=3.0 \times 10^6$ 까지는 50°C의 온도를 유지하다가 파손 지점인 $N=3.9 \times 10^6$ 에서 온도가 65°C까지 상승하였다. 8.55N/mm(0.9Nm)와 11.4N/mm (1.2Nm)에서의 치면온도는 각각 46°C와 36°C로 나타났으며 파손이 발생되지 않고 총회전수 10^7 까지 지속되었다. 결국, CGear가 SGear에 비해 고사이클 영역에서의 구동시 치면온도가 5°C 낮게 나타났고, 이는 기어 이의 강성을 유지할 수 있게 되어 마모 및 피로 파손이 지연되는 원인이 된다고 판단되며, 저사이클 영역에서도 플라스틱 기어의 강도와 관련되는 치면온도 특성이 우수하다는 것을 알 수 있다.

4.3 치면 파손 및 치면 마모 유형 분석

피로실험 결과 파손의 유형은 Fig. 11과 같이 피

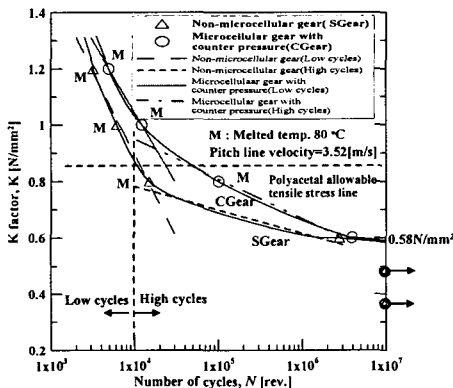
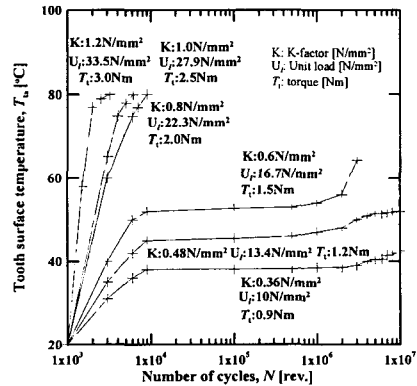
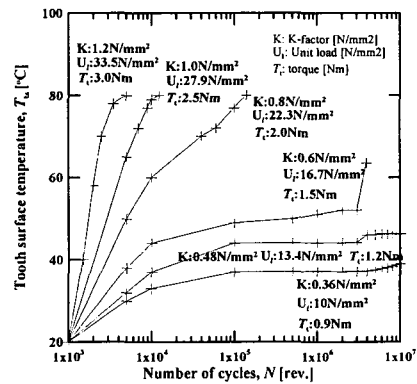


Fig. 9 Relation between K-factor and gear fatigue life cycles



(a) Non-microcellular plastic gear



(b) Microcellular plastic gear with counter pressure

Fig. 10 Variation of tooth surface temperature at various loads

로 파손, 과부하 파손, 크랙, 용융, 소성 변형 등이 나타나며 마모를 동반하고 있다. 피치점 부근의 크랙은 피치점 부근에서 부하를 100% 받게 되므로, 이때 이 부근의 온도상승이 가장 높아져 재료의 강도 약화로 인해 균열이 생기며 진전되어 절손으로 이어지는 파손이 생기고 있음이 확인되었다. 이뿌리부의 균열발생은 이뿌리에서 발생하는 굽힘 응력이 최대일 뿐만 아니라 치형의 마모가 이뿌리부에서 가장 심하여, 그 부분으로부터 균열이 발생하여 시간이 경과함에 따라 진전되어 절손으로 이어졌다.

Fig. 11(a)는 고사이클 영역에서의 마모 및 피로 파손에 의한 절손 현상을 나타낸 것이다. (b)는 급속한 속도 변화와 치면의 허용 하중 이상에서 운전한 경우에 발생하는 현상으로, 부하하중 23.8 N/mm(2.5Nm) 이상에서는 CGear와 SGear 모두에서 발생되었다. (c)의 좌측 그림은 CGear에서 발생한 크랙으로 피치점 부위에서 발생되었으며, $N=4 \times 10^6$ 에서 나타났고, 우측 그림은 SGear에서만 발생한 크랙으로 $N=3 \times 10^6$ 에서 나타났으며, 크랙의 진행 방향은 피치점부터 이끝 방향으로 진전된다. (d)와 (e)는 치면온도 상승에 의하여 마찰열의 발생이 어려워지면서 열화가 가속화되어 발생한 현상이며, (e)는 열화된 치면이 구동시 강한 압력을 받아 소성 변형을 일으켜 이끝방향으로 밀려나는 크리프(creep)현상에 의한 파손이 발생한 것이다. Fig. 12는 11.4N/mm(1.2Nm)인 경우 $N=10^7$ 까지 피로실험을 완료한 구동 기어의 치형 사진으로 SGear와 CGear와의 차이를 쉽게 알 수 있다.

Fig. 13 은 마모 형상을 도시한 것이고, Fig. 14 는 마모량을 정량적으로 나타낸 것이다. 즉, 치형 변화를 보다 자세하게 비교하고 마모 발생 위치를 세부적으로 파악하기 위하여 접촉치면상의 위치에 따른 마모량을 고찰하였다. 여기서 물림이 시작되는 물림시작점(starting point of action, K), 피치점(pitch point, P), 이끝점(tip of tooth, Ti)을 마모 위치 파악을 위한 기준점으로 선정하였다. Fig. 13 의 (a)는 SGear, (b)는 CGear 에 대한 마모 형태이다. 초기 마모의 형태는 (a), (b) 모두 피치선 부근에 치폭 방향으로 대표적인 마멸 흔적이 나타난다. 즉, 반복 하중에 의한 변형으로 고열이 발생하면서 폴리머 재료가 용융되어 기계적 특성이 약해진 후 치면으로부터 폴리머 재료가 이탈되어 발생하는 피팅 현상이다. 이후 반복 하중에 의한 마모가 진전되면서 각각 다른 마모 특성을 보여 주었다. 즉, (a)의 마모 형태는 피치선 부근의 한쌍 이물림 접촉점의 최고위치점(HPSTC)과 한쌍 이물림 접촉점의 최저위치점(LPSTC)에서 크리프 현상과 소성 변형에 의한 심한 마모가 발생한 것이다. 또한, 마

모양에 있어서도 이두개의 1/2 지점을 나타내는 중심선까지 진행되었다. (b)는 치면 전체에 골고루 분포되는 마모가 발생한 것이며, 이러한 형태는 부하하중을 변화시켜 시험한 경우에 있어서도 같은 양상으로 나타났다. 14.3N/mm(1.5Nm)의 경우 이의 절손이 발생 되었을 때 관찰된 치형 형상으로 마모가 이의 중심선까지 진전되었고, 11.4N/mm(1.2Nm)인 경우는 크랙이나 절손으로 인한 파손은 발생하지 않았지만, 마모량이 이두개의 1/2 지점을 나타내는 중심선까지 진전되었으므로 파손이라 판단하는 것이 타당하다.

결국, 치면 마모 및 치면 파손 유형을 비교한 결과 카운터프레서 초미세발포 기어는 일반 사출 기어에 비해 반복하중에 의한 피로 강도가 우수하며, 카운터프레서 초미세발포 기어 내부에 존재하는 셀(cell)이 치면에서 발생하는 열을 차단하여, 치면온도가 낮은 범위에서 운전되어 전체적인 피로수명이 증가된 것이다. 이것은 초미세발포 기어가 내열성 및 기계적 강성이 일반 사출 기어에 비해 우수하기 때문에 나타난 현상이다.^(9,10)

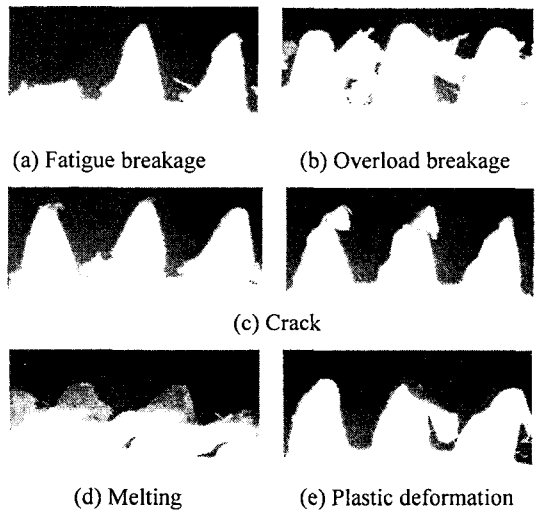


Fig. 11 Photographs showing classification of the final damage of molded plastic gear

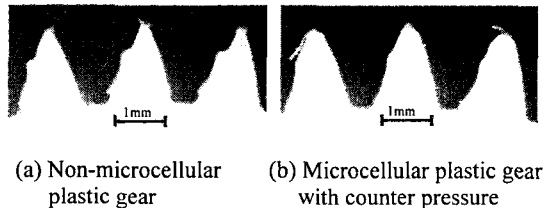


Fig. 12 Photographs of deformation of tooth profile(test condition $V=3.52\text{m/s}$, $P_n/b=11.4\text{N/mm}$ ($T_i=1.2\text{Nm}$), $N=1 \times 10^7$ cycles)

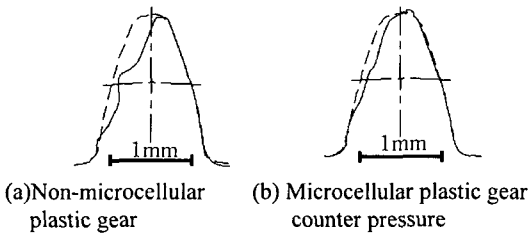


Fig. 13 Comparison of the deformation of tooth profile (test condition $V=3.52\text{m/s}$, $P_n/b=11.4\text{N/mm}$, $T_t=1.2\text{Nm}$, $N=1 \times 10^7$ cycles)

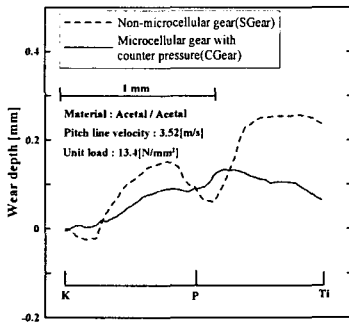


Fig. 14 Variation of tooth profile (test condition $V=3.52\text{m/s}$, $P_n/b=11.4\text{N/mm}$, $T_t=1.2\text{Nm}$, $N=1 \times 10^7$ cycles)

5. 결 론

일반 사출 기어와 카운터프레셔 초미세발포 기어의 피로실험으로부터 얻은 총괄적인 결론은 다음과 같다.

- (1) 피로수명은 카운터프레셔 초미세발포 기어가 일반 사출 기어보다 30% 이상 향상된다.
- (2) 카운터프레셔 초미세발포 기어가 일반 사출 기어에 비해 마모, 파손, 온도 등에 관한 운전 특성이 우수하다.
- (3) 카운터프레셔 초미세발포 기어와 일반 사출 기어의 피로수명 곡선과 피로수명 예측식을 제시하였다.

(4) 기어의 제원설계시 필요한 단위하중과 K-factor 값을 제시하였다.

결론적으로 본 연구에서 제안한 카운터프레셔 공법과 초미세발포 기어의 개발을 통하여 우수성과 운전특성을 제시하였다.

후 기

본 연구에 많은 격려와 도움을 주신 일본 정밀 공학회 사출성형 플라스틱 기어 전문위원회 위원장(일본 Aoyama 대학 명예교수)인 Iwai 교수님께 진심으로 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Adams, C. E., 1986, *Plastics Gearing: Selection and Application*, Marcel Dekker, Inc., New York.
- (2) Wilmington, D. E., 1971, *Gears of Delrin Acetal Resins and Zytel Nylon Resins*, Dupont DeNemours and Co.
- (3) Michalec, G. W., 1966, *Precision gearing*, John Wiley and Sons, New York. pp. 492~494.
- (4) Friedrich, J., 1994, *Injection Molding Machines, 3rd edition*, Hanser and Gardner Publications, Inc., pp. 214~259.
- (5) Chong, T. H. and Ha, Y.W., 2004, "Injection Molded Microcellular Plastic Gear"(1st Report: Process Design for the Microcellular Plastic Gear), *submitted to Transactions of the KSME, A*.
- (6) Townsend, D. P., 1992, *Dudley's Gear Handbook*, McGraw-Hill, Inc.
- (7) ISO, 1997, "Cylindrical gears - ISO System of Accuracy - PART 2: Definitions and Allowable Values of Deviations Relevant to Radial Composite Deviations and Runout Information," *ISO 1328-2*.
- (8) ISO, 1997, "Cylindrical gears - ISO System of Accuracy - PART 1: Definitions and Allowable Values of Deviations Relevant to Corresponding Flanks of Gear Teeth," *ISO 1328-1*.
- (9) Seeler, K. A. and Kumar, V., 1992, "Fatigue of Notched Microcellular Polycarbonate," *ASME Journal of Cellular Polymers*, Vol. 38, pp. 93~108.
- (10) Seeler, K. A. and Kumar, V., 1993, "Tension-Tension Fatigue of Microcellular Polycarbonate: Initial Results," *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, Vol. 12, pp. 359~376.