

표면처리에 따른 평기어 치의 표면거칠기 변화에 관한 연구

유장열* · 이성철* · 권오관* · 정태형**

*KIST Tribology 연구실, **한양대학교

A Study on the Surface Roughness Variation of Spur Gear Teeth as a function of the Surface Treatment

Jang Yeol You*, Sung Chul Lee*, Oh Kwan Kwon*, Tae Hyong Chong**

*Tribology Laboratory, Korea Institute of Science and Technology

**Dept. of Mechanical Engineering, Hanyang University

Abstract—The contact characteristics of gear tooth surface were studied by using the gear test rig of power circulation type. The effect of surface treatment conditions and revolutions on the tooth surface roughness parameters, and the relations between the lubrication conditions and tooth surface conditions, in spur gear sets wear considered. The result show that heat treatment of gear have an important effect upon fatigue strength and tooth surface conditions, and surface asperities undergo a circulating process of creation and destruction because of the influence of plastic deformation. And surface roughness conditions at the tooth tips accompany a great deal of variation in running-in stage. According to the lubrication analysis and the study the tooth surface have a greater effect on surface damage than lubrication conditions, in mixed-lubrication condition.

1. 서 론

기어는 기계시스템에서 동력전달 및 운동전환을 담당하는 기본요소로 공작기계, 건설기계, 농업기계 등의 산업기계와 항공기, 자동차, 선박 등의 운송분야, 사무용 및 계측기기 등 산업전반에 걸쳐 사용되고 있으며, 최근에는 로보트를 위시한 자동화 장치의 구동 및 동력전달 장치로 사용되고 있다.

최근 기어시스템은 기계류의 일반적인 경향인 고속, 고부하, 경량화 추세에 따라 고정밀, 소형화되어 가고 있으며 부하한계에 가깝도록 큰 하중에 견딜 것이 요구되고 있다. 따라서 기어의 설계 및 제작시, 여유있는 설계가 허용되지 않으며 정밀성을 높이기 위한 설계로, 설계인자의 세분화가 요구되어지고 있다. 국제적으로 통용되고 있는 강도설계 규격에서 면압강도시 표면상태 계수(Surface condition factor)를 정의하고 있다[1]. 표면상태계수는 가공에 의한 표면 마무리 정도, 잔류응력, 가공경화 등의 효과가 면압강도에 미치는 영향을 고려하기 위한 것이나, 아직 구체적인 산정방법은 제시되지 않고 있다. 이들 중 표면 거칠기가 스코어링(Scoring)

강도 및 치면강도에 미치는 영향에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있으나 아직 구체적으로 정립되지 않고 있다 [2, 3].

본 연구에서는 동력순환식 기어 시험장치를 이용하여 표면처리 상태가 다른 3종류의 스피어 기어를 이용하여 회전수별 치표면거칠기의 변화상태를 고찰하고, 표면 거칠기 변수를 통하여 물리적 의미를 파악하고, 윤활해석을 통하여 윤활조건과 치면상태와의 상호관계를 고찰해 보고자 한다.

2. 표면거칠기의 변수

표면거칠기의 변수는 표면거칠기 측정기의 측정치를 이용하여 물리적 변수를 구한다. 표면의 상태는 돌기와 골에 의해서 결정되고 상대운동시 영향을 미치는 요소는 매우 복잡하지만 기본 파형의 조합으로 간주할 수 있다. 표면거칠기를 기본파형과 비교하기 위하여 기본파형에 대한 물리적 변수를 계산한 것이 Table 1에 제시되어 있다. 본 연구에서는 물리적 변수로 Ra, Rms와 Skewness값을 사용하였으며 그 변수의 물리적 의미는 다음과

Table 1. Properties of ideal wave

$R \cdot S^*$: Relative Skewness

Waviness		Rms/Ra	$R \cdot S^*$			
Trigonometric Wave I		1.111	0			
Trigonometric Wave II		1.148	-0.497			
Circular Wave		1.231	-1/154			
Polynomial		1.000	0			
		1.155	0			
		$n \geq 2$				
	n	Rms/Ra	$R \cdot S$	n	Rms/Ra	ROS
	2	1.162	0.639	9	1.482	2.491
	3	1.200	1.058	10	1.526	2.661
	4	1.247	1.385	11	1.569	2.821
	5	1.295	1.658	12	1.611	2.973
6	1.343	1.898	13	1.651	3.118	
7	1.391	2.113	14	1.691	3.256	
8	1.437	2.309	15	1.729	3.3889	

$y = A(X+B)^n$
(A, B: 상수)

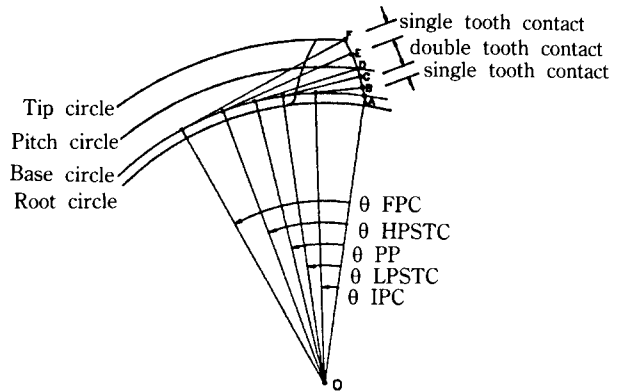


Fig. 2. Nature of tooth engagement in spur gear

같다.

- (1) Ra : 중심선으로부터 산술 평균적으로 떨어진 거리.
- (2) Rms/Ra : 돌기 또는 골짜기의 형상을 알 수 있게 하는 변수로 표면함수의 형태가 주어지면 결정된다.
- (3) Relative Skewness : 돌기와 골짜기간의 상대적인 비 대칭도를 나타내는 변수.
- (4) 돌기 평균폭 및 평균높이 : 돌기를 모델화하는데 필요한 값을 제공하는 변수로 돌기를 인식하여 그 갯수와 평균폭 및 평균높이를 구한다. Fig. 1은 돌기를 인식하는 프로그램의 흐름도를 보여주고 있다. 측정된 데이터를 읽어들이고 후, 이 값이 중심선(CLINE)보다 큰 경우에 대하여 구간별 최고 돌기 높이값(GR)을 선정하고 돌기의 높이와 폭 값의 합을 구한다. 이러한 과정을 1024개의 데이터 값을 읽어들이기 까지 반복하여 돌기의 수(NN)와 돌기의 평균폭(AVEW) 및 평균높이(AVE)를 계산한다.

3. 윤활해석

윤활의 가장 중요한 목적은 상대운동을 하는 기계요소에게 적절한 윤활제를 사용하여 마찰 및 마멸을 감소시키고 표면손상을 방지하며 수명을 증대시키는데 있다. 윤활영역은 유막두께 및 표면거칠기 등에 의해 유체윤활, 탄성유체윤활, 혼합윤활 및 경계윤활로 구분되는데, 여기서 기어가 갖는 윤활상태는 탄성유체윤활(EHL)로 윤활특성을 지배하는 요인은 재료의 기계적 특성, 상대운동 부위의 하중, 속도 등의 운전조건, 윤활제의 점도 및 조성, 표면과 윤활제의 화학적 작용 등 여러가지가 있으나 이를 전부 이론적으로 취급하기는 어렵고 윤활제의 점도와 점도-압력지수 및 재료의 탄성계수, 운전조건으로 상대운동 부위에서의 하중과 속도, 기하학적 특성으로 접촉부위의 곡률반경과 표면거칠기를 고려하여

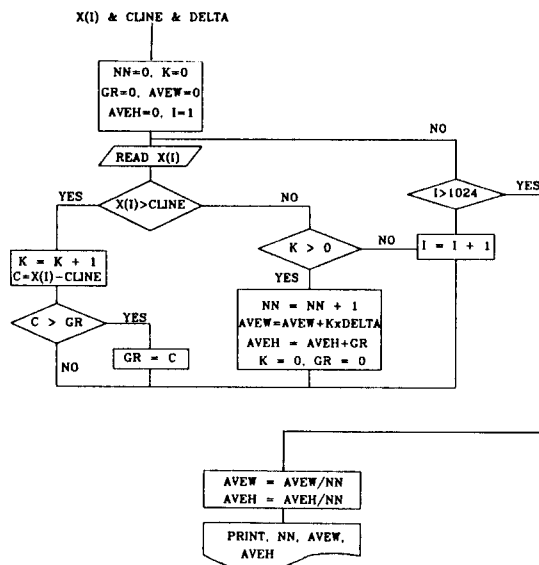


Fig. 1. Flow chart for asperity recognition

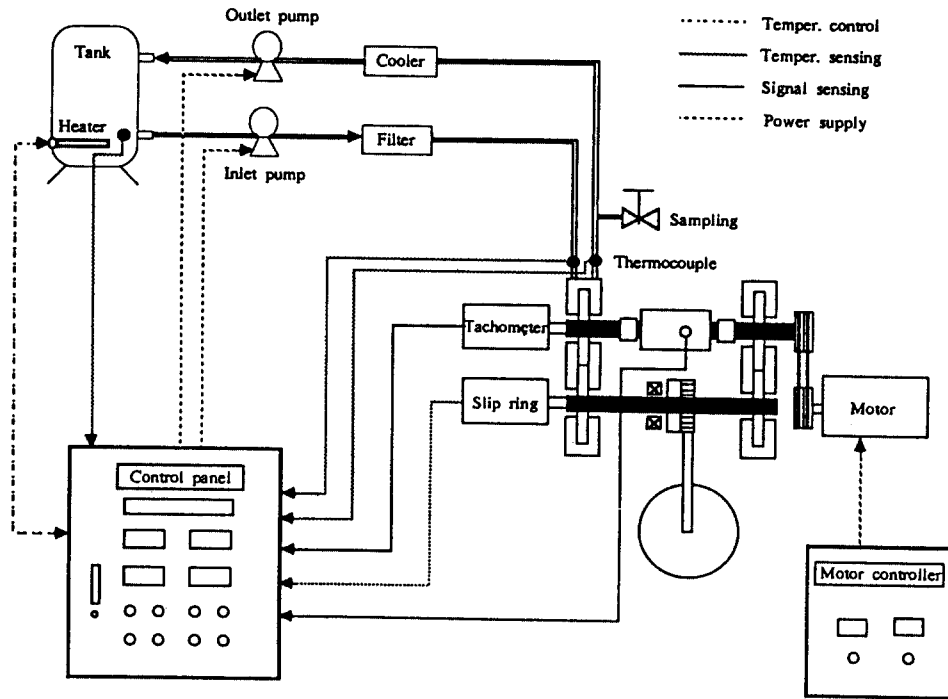


Fig. 3. Schematic Diagram of Test Control

기어의 윤활을 해석하고 있다[4]. 단 윤활해석시 정상 상태로 가정하였으며, 접촉과정 중 특이점 LPSTC(Lowest Point of Single Tooth Contact), HPSTC(Highest Point of Single Tooth Contact), PP(Pitch Point)에 대해서만 수행하였다. Fig.2는 스퍼어 기어의 치형에서의 특이점을 보이고 있다.

윤활해석을 위한 계산은 다음과 같다.

3-1. 곡률반경 계산

치형상에 있는 임의의 점에서의 곡률반경은 그 점에서 기초원에 접하는 점까지의 거리로 roll angle을 θ , 기초원 반경을 R_0 라 하면 다음과 같다.

$$\rho = R_0 \cdot \theta$$

3-2. 속도 계산

치형상의 각 특이점에서의 평균 구름속도는 피니언과 기어의 접선 방향의 속도 V_{t1} , V_{t2} 로부터 다음과 같이 구해진다.

$$U = (V_{t1} + V_{t2}) / 2$$

3-3. 작용 하중

마찰력을 무시한 상태로, 접촉부위에서 단위길이당 받는 하중은 다음과 같다.

T : 토크
 R_p : 피치원 반경
 F : 치폭
 ϕ : 압력각

$$P = T / R_p \cdot F \cos \phi$$

3-4. 재료 및 윤활제의 물성치

기어재료의 물성치는 재료의 탄성계수(E)와 포아송비(ν)를 사용하였으며, 윤활제는 SAE 90 오일의 40°C에서의 점도(η)와 Barus 모델의 점도압력지수(α)를 사용하였다.

3-5. 무차원화 계수

윤활해석시의 무차원화 계수는 다음과 같다.

유막계수(film parameter) : $H = h/R$
 속도계수(speed parameter) : $U = \eta \cdot u/ER$
 하중계수(load parameter) : $W = P/ER$
 물성계수(material parameter) : $G = \alpha \cdot E$

여기서 R은 등가 곡률반경으로 접촉점에서 피니언의 곡률반경을 r_1 , 기어의 곡률반경을 r_2 라 하면 다음과 같이 구해진다.

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}$$

3-6. 유막두께

선접촉시 평균유막두께(hc)와 최소유막두께(hm)은 Dowson과 Higginson이 제안한 다음 식을 사용한다.

$$hm = 2.65 U^{0.7} G^{0.54} W^{-0.13}$$

$$hc = 1.95(GU)^{8/11} W^{-1/11}$$

최종적으로 구한 유막두께(hm)를 복합표면 거칠기(σ)로 나눈 무차원값(λ)을 비유막 두께라 하며 윤활특성을 평가하는데 이용된다[5].

$$\lambda = hm/\sigma$$

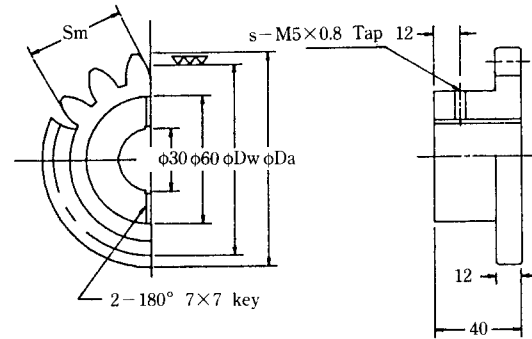
4. 실험장치 및 방법

4-1. 실험장치의 구성

본 연구를 위해 설계 제작한 실험장치는 기어시험장치, 동력전달장치, 오일순환장치, 조작 및 측정장치 등으로 구성되어 있다. Fig.3에서 보는 바와 같이 기어시험장치는 동력순환식으로 제작하였으며, 동력전달 장치로는 전달동력이 25 HP, 최대회전수 2000 r.p.m의 D.C Motor를 이용하여 3배의 증속이 가능하게 구성된 풀리(pulley)와 벨트(belt)에 의해 전달되게 하였다. 오일순환장치는 50%의 오일을 저장할 수 있는 탱크(tank)에 열전대와 히터를 내장시켜 온도를 상승시킬 수 있게 하였으며, 일정하게 상승된 온도는 오일공급펌프에 의해 노즐형식의 분사구조로 기어회전방향 입구에 일정량이 공급된다. 시험기어를 거친 오일은 순환펌프에 의해 다시 탱크로 순환되는 구조로, 시험기어상자 입구에서 50 μ m 이상의 입자를 거를 수 있는 필터(filter)를 부착하였고, 출구에는 시험 기어를 거치면서 상승된 온도를 낮출 수 있도록 냉각장치(cooler)를 설치하였다. 장치의 조작 및 측정치의 표시는 장치 제어반에서 실행 가능토록 하였다. 펌프의 조작과 윤활유의 온도 자동조절 장치 부착 및 시험기어 상자 입출구와 탱크내의 온도는 열전대(K type thermocouple)를 이용하여 측정하고, 회전수는 접촉식 타코메타(tachometer-ENA-11-60)를 이용하였으며, 회전체(test gear) 부위의 온도, 진동 및 응력변화 상태측정을 위해 슬립링(slip ring-6118-111)을 설치하였다. 부하장치에 의해 가해진 하중은 스트레인 게이지형의 토오크 변환기(TP-50KMAB)와 디지털 표시장치(TA-373 W/bridge box)에 의해 지시되며, 시험기어를 거친 오일을 분석하기 위해 출구부위에 오일을 채취할 수 있게 체크밸브(check valve)를 설치하였다.

4-2. 시험기어 및 실험

시험기어는 전위 스피어 기어로 모두율 4.5, 치폭 12 mm, 피니언과 기어의 잇수는 각각 19와 21개로 도면



No of teeth z1	19	Module	4.5
No of teeth z2	21	Pressure angle	20
Shifting coeff. x1	+0.1930	Clearance	1.125
Shifting coeff. x2	+0.1602	Center distance	91.5

Fig. 4. A Drawing and Dimension of Test Gear

Table 2. Surface Conditions of Test Gear

구 분	Gear A	Gear B	Gear C
재 질	SCM440	SCM440	SCM440
표면 열처리	Non	Carburizing	Induction hardening
가공방법	Ground	Hobbed	Hobbed
표면거칠기(Rms)	0.83 μ m	1.23 μ m	1.56 μ m
경도(HRC)	33	52	58
경도(JIS)	2급	4급	4-5급

및 제원은 Fig.4에 나타난 바와 같다.

시험기어의 재질은 크롬-몰리브덴(SCM440) 강으로 표면거칠기 및 경도의 차이를 두고 3가지로 분류하여 제작하였으며, 그 비교치는 Table 2에 나타내었다(여기서 나타난 표면거칠기(Rms)의 값은 마찰 방향임).

기어 A의 경우 연삭기의 라이스하워(Reishauer) 연삭반으로 가공하여 표면거칠기 및 정밀도를 높였으나, 열처리를 하지 않은 상태로 치면을 약하게 하였으며, 기어 B, C의 경우 호빙머신(Hobbing machine-JDP2)으로 가공하고 표면의 경도를 높이기 위해 각각의 기어 침탄(carburizing) 및 고주파 표면 열처리를 하였다. 특히 가공 및 측정의 기준면인 내면의 기공은 원통연마로 정밀하게 가공을 하였다. 가공된 기어는 기어측정기(HAMAI 5LD)를 이용하여 피치오차, 치흔흔들림, 치형오차, 잇줄방향오차 등을 측정하여 기어등급을 분류하였다. 표면거칠기는 Talysurf 6 system을 이용하여 이 끝에서 1 mm 정도 떨어진 부위의 이끝방향과 수직방향

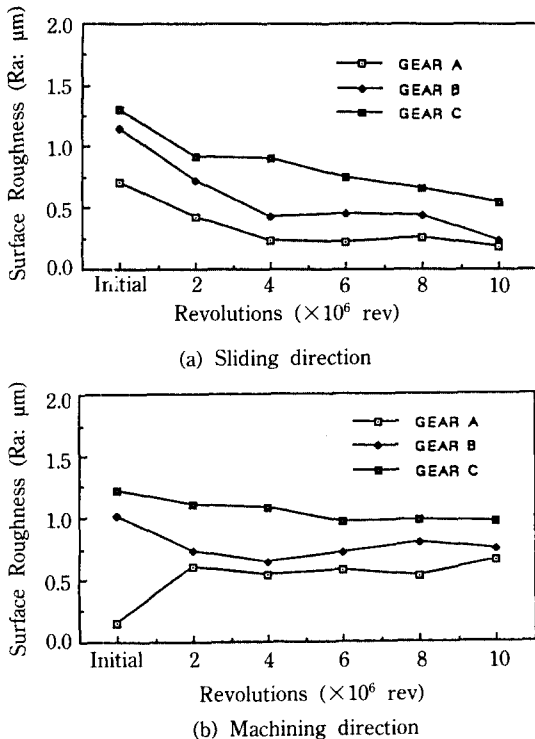


Fig. 5. Variation of surface roughness (Ra) with the revolution

으로 측정하였고, 경도값 측정은 비커스 경도기(Flank Micro-Vickers)를 이용하였다. 실험에 사용된 윤활유는 첨가제를 넣지 않은 SAE 90으로 주입온도는 $40^{\circ}\text{C} \pm 1$ 범위에서 2 l/min로 일정하게 공급하였으며, 질들이기 단계에서 무부하로 5×10^5 회전 후, 3.8 kg/mm 하중으로 5×10^5 회전시켜 기어의 표면상태를 균일하게 한 후, 본 실험에서 19 kg/mm 하중으로 일정하게 모든 실험을 실행하였다. 기어의 회전수는 2000 r.p.m으로 운전하여 10^7 회전을 총 회전수로 결정하였다. 본 실험을 위한 조건은 Table 3에 나타났다. 표면거칠기의 측정은 2×10^6 회전이 경과시마다 분해하여 초기부터 6단계로 하였다.

5. 결과 및 고찰

5-1. 표면거칠기의 변화

표면상태를 나타내는 변수값을 회전수에 따라 측정한 결과가 Fig. 5~9까지 제시되어 있다. Fig. 5를 보면 마찰방향의 Ra값은 전반적으로 감소하는 경향을 보이고, 가공방향의 Ra값은 거의 일정함을 알 수 있다. 마찰방향의 Ra값은 초기에 감소가 크게 나타나는데 이는 질

Table 3. Test Conditions

구 분	조 건
윤활유	SAE 90
유량(l/min)	2
유온($^{\circ}\text{C}$)	40
하중(Kg/mm)	19
속도(r.p.m)	2,000
총 회전수(rev.)	10^7

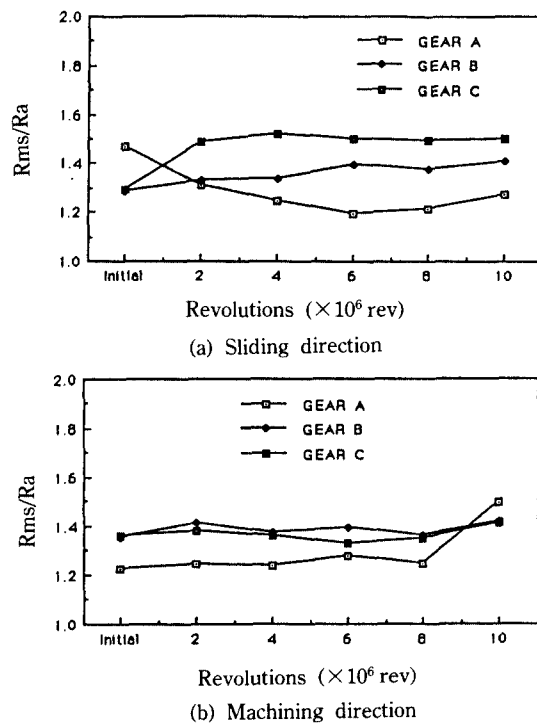


Fig. 6. Variation of Rms/Ra value with the revolution

들이기 과정에 기인된 것이다. Fig. 6(a)의 마찰방향에서 Rms/Ra값은 표면처리한 기어 B와 C는 거의 변화가 없는 것으로 나타났으나, 기어 A의 경우는 감소하다가 증가하는 것으로 나타났다. 이 이유는 기어 A의 경우 표면경도가 약하므로 소성변형에 의한 형상변화가 용이하기 때문이다. 파형을 고찰해 보면 A의 경우는 초기의 9차 함수 형상이 3차함수 형상으로 변하여 골짜기가 완만해진 것을 알 수 있으며 B와 C는 6~7차 파형이 그대로 유지되어 골짜기의 형상변화가 없음을 알 수 있다. 가공방향으로는 Rms/Ra값의 변화가 거의 없다가 기어 A의 경우 8×10^6 회전 이상에서 급격하게 증가되고 있는데 이는 마찰에 의해 깊은 골이 형성되기 때문이다. Fig. 7

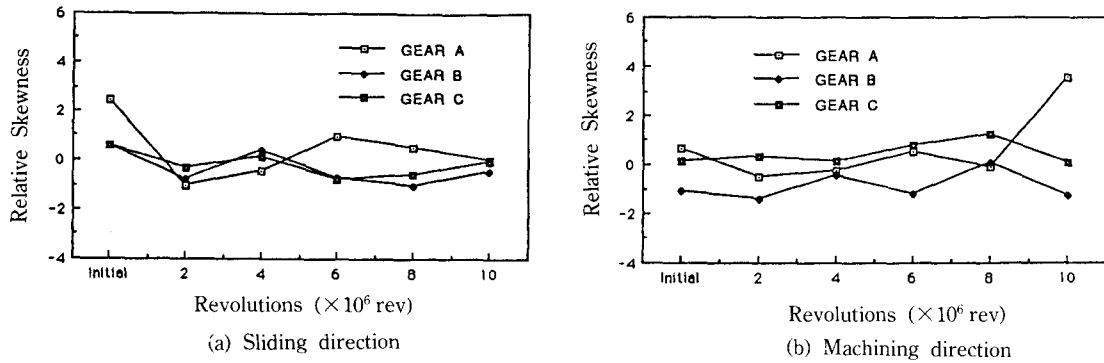


Fig. 7. Variation of relative skewness with the revolution

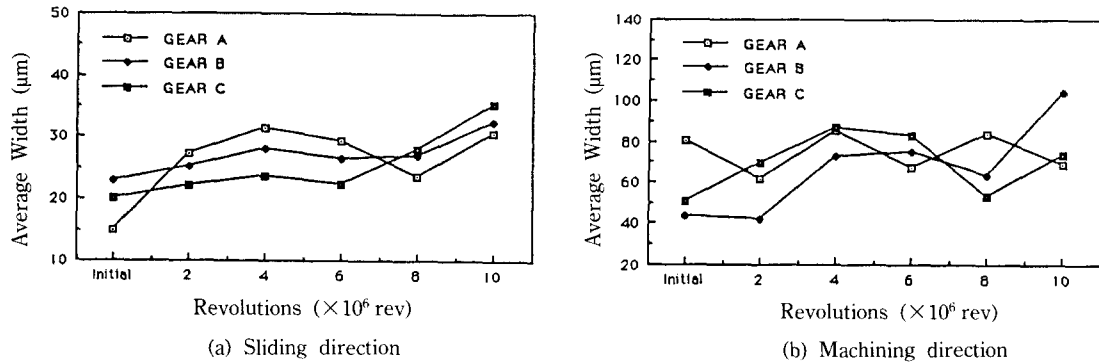


Fig. 8. Variation of average width of asperity with the revolution

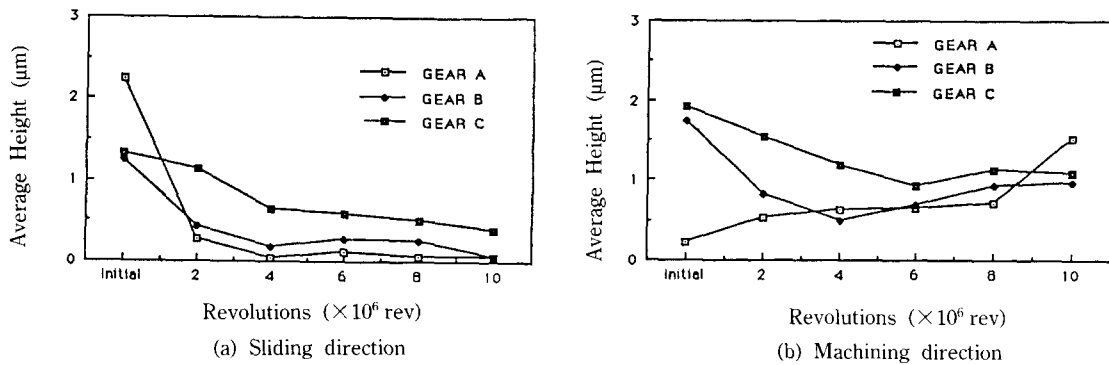


Fig. 9. Variation of average height of asperity with the revolution

(a) Relative skewness 변화는 초기에 돌기의 소멸로 급격히 감소하다가 그 이후에는 반복되는 것으로 나타났는데 이는 마찰에 의해 비교적 균일하게 돌기와 골이 변화되기 때문으로 사료된다. 가공방향에서의 값도 큰 변화를 보이지 않으나 기어 A의 경우 8×10^6 회전에서 크게 양의 값으로 증가되는데 이는 폭이 넓은 골이 형

성되었기 때문이다. 돌기의 평균폭을 나타낸 Fig. 8을 살펴보면 마찰방향에서는 돌기의 무더짐에 기인하여 증가하는 추세를 보이고 있으나, 가공방향에서는 변동이 심한 것으로 나타나는데, 이는 마찰에 의하여 돌기가 소멸, 생성을 반복하기 때문으로 판단된다. Fig. 9의 돌기의 평균높이는 초기에 급격히 감소하다 일정하게 유

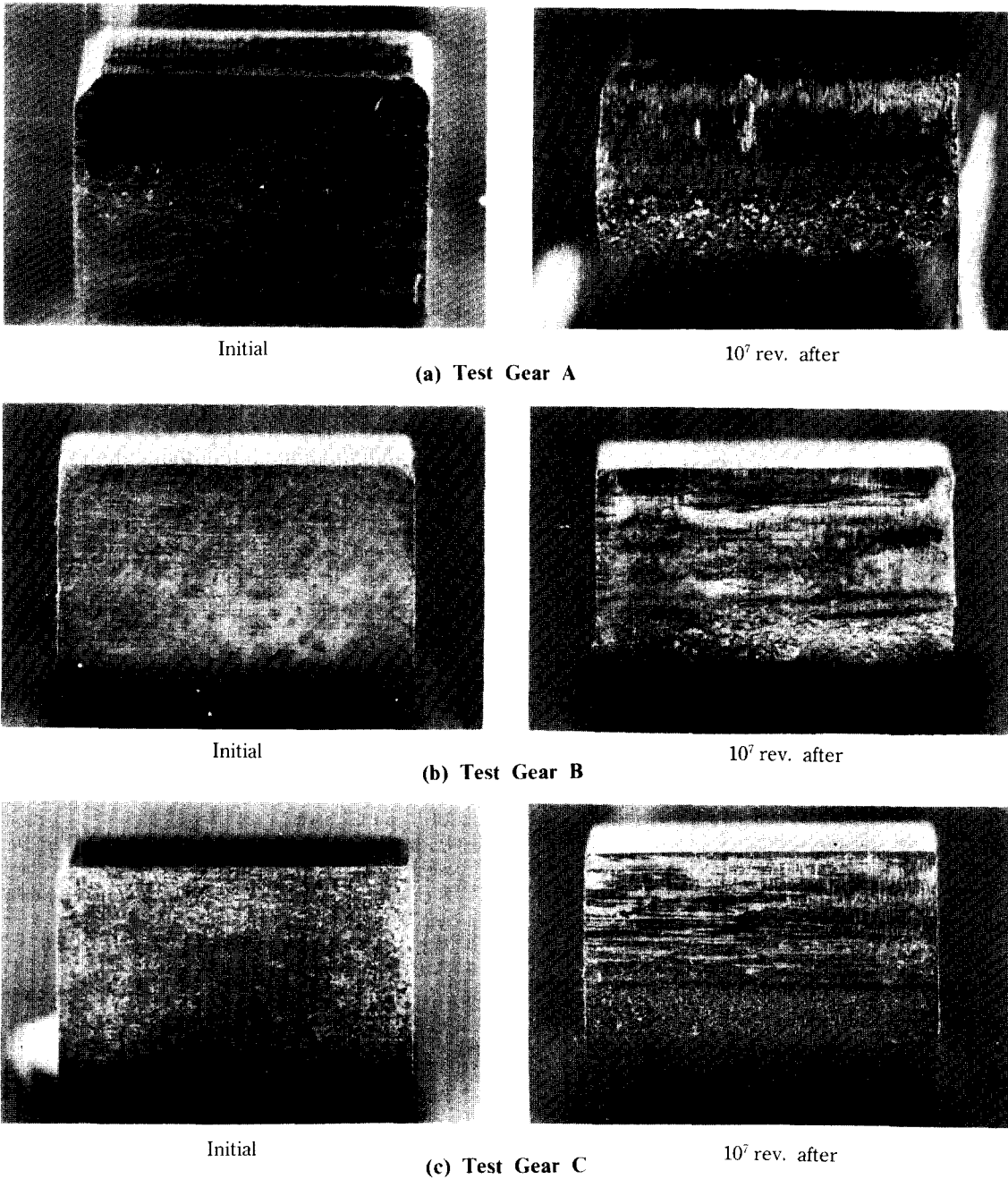


Photo 1. View of tooth surface

지되는 경향으로 Ra값과 같은 경향을 보이고 있다.

5-2. 윤활해석 및 치면형상 분석

길들이기 후 측정된 시험기어들의 표면거칠기와 본 실험조건을 Dowson과 Higginson이 제안한 선 접촉시

유막두께 계산에 적용하여 최소유막두께(minimum film thickness)와 중앙유막두께(central film thickness) 및 비유막두께(specific film thickness)를 계산한 결과는 Table 4와 같다.

Table 4에서 보는 바와 같이 모든 시험기어의 비유

Table 4. Results of Film Thickness

Test Gear	Film Thickness	LPSTC	PP	HPSTC
Gear A	Minimum (μm)	1.32579	1.42065	1.36831
	Central (μm)	1.87551	2.00445	1.93204
	Specific	1.33925	1.43507	1.38220
Gear B	Minimum (μm)	1.32466	1.41943	1.36713
	Central (μm)	1.88039	2.00967	1.93707
	Specific	1.12865	1.20940	1.16485
Gear C	Minimum (μm)	1.32385	1.41857	1.36631
	Central (μm)	1.88384	2.01336	1.94063
	Specific	0.89217	0.95600	0.92078

막두께의 값이 0.8~1.5 구간안에 있으므로 본 실험초기에는 일부 미소돌기가 접촉되면서 상대운동을 하는 혼합윤활상태였으며, 계속되는 실험에서의 표면거칠기 변화에서도 혼합윤활의 범위를 벗어나지 못하였다. 각각의 시험기어에 대한 시험 전후의 치면 상태를 Photo 1에서 보여주고 있다. 구름 운동 접촉을 하는 피치선 부근에서의 치표면과 미끄럼 마찰이 추가되는 이끝부위의 치표면 형상이 명확히 구별되어 나타나고 있음을 볼 수 있다. 표면을 열처리하지 않은 시험기어 A의 경우는 이끝부위로 갈수록 심한 문지름 마멸과 스코어링 현상을 볼 수 있으며, B, C의 경우는 약간의 문지름 마멸은 보이나 심하지 않은 상태이다. 특히 피치선 부근의 피팅 크기는 시험기어 A가 C에 비하여 4~6배 정도 크며, B는 C에 비해 약간 큰 상태를 볼 수 있다. 이상의 결과로부터 표면거칠기와 윤활상태는 기어 A가 가장 양호하고, B, C순으로 양호함을 볼 수 있었으나, 피팅 및 문지름 마멸 등의 마멸성장 상태는 반대현상을 보이면서 표면경도의 크기순서와 같음을 알았다. 즉 혼합윤활영역에서는 일부 미세돌기들이 접촉을 하는 상태에서 상대운동을 하므로 치표면의 손상 정도는 윤활상태보다 표면의 경한 정도에 의해 결정됨을 확인하였다.

6. 결 론

기어의 면압강도 설계시 표면상태 계수에 포함되어 있는 표면거칠기의 변화와 기어의 치면상태를 알아보기 위하여 표면상태가 다른 3종류의 평기어를 이용하여 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 기어의 열처리는 피로강도 뿐만 아니라 표면거칠기 변화에서 큰 영향을 미치고 있으며, 표면돌기는 소성변형을 받으며 소멸과 생성을 반복한다.
2. 일부 미소돌기의 접촉이 이루어지는 혼합윤활 상태에서의 상대운동에서는 윤활조건보다 경도가 표면손상에 크게 영향이 미치는 것을 윤활해석 및 치면형상 분석을 통하여 알 수 있었다.
3. 이 끝부분의 표면거칠기는 초기 길들이기 과정에서 심하게 변화하나 그 이후에는 마찰방향은 일정하게 유지되며, 가공방향은 스코어링(scoring) 발생에 따라 거칠어진다. 따라서 길들이기 과정은 문지름 마멸(rubbing wear)에 직접적인 영향을 미친다.

참고문헌

1. AGMA 210.02, "Surface Durability (Pitting) Formulas for Spur Gear Teeth", 1965.
2. 根本良三 外 3人, "齒面 あらさと 潤滑油の粘度が平齒車のスコ어링強度に及ぼす影響", 日本機械學會論文集(C編), 52卷, 483號, (昭 61-11).
3. 中西 勉 外 2人, "高硬度 齒車の 負荷能力に 關する研究(齒面強度に 及ぼす粗さの影響)", 日本機械學會論文集(C編), 52卷, 477號, (昭 61-5).
4. K. Holmberg, "A Survey of Applications of EHL on Machine Elements", Tribology International June 1982, pp.123~131.
5. E.J. Wellauer and G.A. Holloway, "Application of EHD oil film theory to industrial gear drives", ASME Trans, J of Engineering for Industry, May 1976, pp.626~634.
6. Darle W. Dudley, "Handbook of Practical Gear Design", 1984, McGraw-Hill.
7. Nicholasp, Chironis, "Gear Design and Application", 1967, McGraw-Hill.
8. M.J. Neale, "Tribology Handbook", 1973, E4.
9. Gitin M. Maitra, "Handbook of Gear Design", 1985.
10. J.S. Bendat and A.G. Pieso, "Engineering Applications", 1980, John Wiley & Sons.
11. 권오관, 이성철, "기어 고급화를 위한 종합기술개발(1차년도)", 한국과학기술연구원, N603(3)-3879-2, June, 1990.
12. 久保愛三, "齒車の 運轉試驗機", 潤滑, 第 29卷, 第 8號, 1984, pp.556~560.
13. 日本機械學會 技術資料, "齒車強度設計資料", 1979, pp.134~149.