윤활유 공급량에 따른 스퍼 기어의 피팅 수명에 관한 연구

주진욱[†] · 문석만 · 김태완* · 조용주**[‡]

부산대학교 기계공학부 대학원

*부경대학교 기계공학부

**부산대학교 기계공학부

A Study for Influences of Supplied Lubricant Quantities on Pitting Life of Spur Gears

Jinwook Joo[†], Seokman Moon, Taewan Kim* and Yongjoo Cho**[‡]

Graduate School, Dept. of Mechanical Engineering, Pusan National University

*Dept. of Mechanical Engineering, PuKyong National University

**Dept. of Mechanical Engineering, Pusan National University

(Received August 20, 2010; Revised November 27, 2010; Accepted December 10, 2010)

Abstract – The object of this study is to investigate influences of supplied lubricant quantities on spur gear's pitting life. Pitting is a sort of contact fatigue failures and made by a repetitive load. Basically, pitting is difficult to predict its life by an analysis due to many factors to be considered about tribology problems. In this paper, pitting life was proved by experiment using two roller machine. For a contact fatigue test, operating circumstances should be considered. During the test, temperature and lubricant quantities are considered and to investigate an influence of lubricant quantities, a comparison between optimally enough and not enough lubricant quantity was implemented.

Keywords – pitting(피팅), micro pitting(마이크로 피팅), pitting test(피팅 시험), pitting failure(피팅 파손), gear pitting(기어 파손), S-N curve(수명 선도), lubricant quantity(윤활유량)

1. 서 론

기어는 모든 기계장치에 널리 사용되며, 동력전달을 위한 필수요소로서 기계 시스템의 핵심이라 해도 과언이 아니다. 이러한 기어의 설계기술은 산업의 핵심적인 기반 기술이며, 기어의 파손은 곧 기계 시스템 전체의 파손이 될 만큼 높은 신뢰성이 요구되는 기술이기도 하다.

기어의 작동에서 반드시 필요한 윤활유는 윤활작용과 냉각작용을 한다. 최근 기계의 경량화를 통한 효율 향상 및 환경문제감소 등의 이유로, 최소한의 공급량으로 최대한의 윤활/냉각효과를 얻기 위한 윤활유의 적정

공급량의 필요성이 요구되고 있다[1].

본 연구에서는 윤활유 온도 및 공급량을 고려하여, 윤활유의 적정공급량 선정 및 공급량에 따른 냉각성능 평가, 접촉응력에 의한 파손의 한 종류인 피팅(Pitting)에 대한 수명시험을 실시하였다.

2. 실 험

2-1. 실험장비 및 시편

피팅 수명시험을 위해 실린더 형상의 두 시편이 맞닿아 구동되는 장비(Two Roller Machine, Phoenix Tribology 社)를 사용하였다. Fig. 1은 실험에 사용된 장비 및 각 부위의 사진을 나타낸 것이다.

[†]주저자 : akira@pusan.ac.kr

[‡]책임저자 : yjcho@pusan.ac.kr

Fig. 1. Test equipment(TE74) and parts.

Fig. 2. Test specimens, lower(left) & upper(right).

Fig. 3. Contact stress distribution of line contact and ellipsoidal contact.

두 실린더가 맞닿아 선 접촉(Line contact) 하게 되면 접촉부의 양 끝단에 과도한 압력이 발생하는, Edge loading이 발생한다[2,3]. 본 연구에서는 Edge loading을 없애고, 정확한 실험응력을 부하하기 위해 한 쪽 시편(Upper specimen)을 라운딩처리를 하였다. Fig. 2는 실험에서 사용된 시편을 나타낸 것이며, Fig. 3은 위쪽(Upper) 시편의 상태에 따라 접촉압력 분포가 다르게 나타나는 모습을 나타내었다.

윤활유의 공급온도 및 입, 출구 온도를 측정하기 위

Fig. 4. Thermocouples for measuring inlet and outlet lubricant temperature.

해 Thermocouple을 장착하였다. Fig. 4는 입, 출구 온도를 측정하기 위한 Thermocouple을 나타낸다.

2.2. 실험조건

실제 기어 작동 시 기어의 치면에는 온도상승이 일어난다. 본 연구에서 치면의 온도상승에 따른 윤활유의 점도변화를 발생시키기 위해 상, 하의 시편에 슬립을 주었다. Fig. 5는 한 쌍의 기어이 접촉구간(Single tooth contact zone)에서 발생하는 슬립율의 평균값인 5%를 나타내었다.

윤활유의 공급온도는 실제 기어박스 내의 온도를 고려하여서 90°C를 유지하였고, 공급유량 1(Q_1)은 200 ml/min, 유량 2(Q_2)는 80 ml/min으로 실험하였다. Fig. 6은 실험최대응력 3 GPa에서의 윤활유 공급량에 따른 outlet부의 온도변화를 측정하여, 나타낸 그래프이다.

Fig. 5. Slip ratio between pitch and single tooth contact point.

Fig. 6. Relation between temperature of specimen and amount of lubricant supplied at 3 GPa.

Fig. 7. Stylus surface profilometer.

Fig. 8. Surface roughness of test specimen.

접촉식 표면조도 측정기를 사용하여 실제 기어의 치면 거칠기를 측정하고, 실험에 사용될 시편의 거칠기를 거의 동일한 수준으로 가공하였다. Fig. 7은 표면조도 측정기이다. 기어 치면 거칠기 측정 결과, 거칠기가 약 $0.6\sim 0.7\ \mu\text{m}$ 이며, 실험시편의 거칠기도 거의 동일한 수준인 $0.6\sim 0.7\ \mu\text{m}$ 이다.

Fig. 9. Contact geometry of an equivalent body.

2-2-1. 접촉해석

실험에 필요한 응력범위를 정하고, 각 실험응력을 부하시키기 위해 접촉해석[4]을 통해 실험하중을 결정하였다.

$$R_{eq} = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^{-1} \quad (1)$$

$$E_{eq} = \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (2)$$

Fig. 9의 표면 위의 두 점간의 접촉 전 거리는 다음 식(3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$f(x,y) = R_{eq} - \sqrt{R_{eq}^2 - (x^2 + y^2)} \quad (3)$$

접촉문제를 풀기 위해서는 다음과 같은 구속조건을 통한 반복연산이 필요하다.

접촉영역에서는

$$p(x,y) > 0, e(x,y) = 0 \quad (4)$$

접촉영역 밖에서는

$$p(x,y) = 0, e(x,y) > 0 \quad (5)$$

$F_{i,j}$ 는 요소 j 에서의 수직분포하중에 의한 요소 i 에서의 영향함수(influence function)로서 식(6)과 같이 나타낼 수 있다[5].

$$F_{i,j} = C_1 \left[(x+a) \ln \left\{ \frac{(y+a) + \sqrt{(y+a)^2 + (x+a)^2}}{(y-a) + \sqrt{(y-a)^2 + (x+a)^2}} \right\} \right. \\ \left. + (y+a) \ln \left\{ \frac{(x+a) + \sqrt{(y+a)^2 + (x+a)^2}}{(x-a) + \sqrt{(y+a)^2 + (x-a)^2}} \right\} \right. \\ \left. + (x-a) \ln \left\{ \frac{(y-a) + \sqrt{(y-a)^2 + (x-a)^2}}{(y+a) + \sqrt{(y+a)^2 + (x-a)^2}} \right\} \right]$$

Fig. 10. Stress distribution at 3 GPa.

Table 1. Test stress and load

STRESS	3 GPa	2.5 GPa	2 GPa	1.557 GPa
LOAD	5400N	3070N	1600N	700N

$$+(y-a)\ln\left\{\frac{(x-a)+\sqrt{(y-a)^2+(x-a)^2}}{(x+a)+\sqrt{(y-a)^2+(x+a)^2}}\right\} \quad (6)$$

탄성범위 이내의 최대응력 3 GPa에서부터 1.557 GPa까지의 실험응력으로 실험을 실시하였고, Fig. 10은 접촉해석을 통하여, 3 GPa 부하 시 나타나는 응력분포이며, Table 1은 각 실험응력을 부하시키기 위한 하중을 나타내었다.

실험에 사용된 윤활유는 수동변속기윤활유(Manual Transmission Fluid)를 사용하였고, 피팅 파손기준은 두 시편의 접촉면적에 대해 피팅 파손된 면적이 4%를 넘으면 파손으로 결정하였다[6].

3. 실험결과

3-1. 파손특징

네 가지의 응력조건 당 일정시간 간격마다 광학현미경을 통해 시편의 표면을 관찰하며, 피팅 파손부의 명암비[7]를 통하여 피팅 파손면적을 계산하였다. Fig. 11

Fig. 11. Pitting failure of specimen.

은 파손부위를 광학현미경으로 촬영한 사진이다. 피팅 파손부는 밝은 부분이고, 시편의 표면은 어두운 부분이다.

3-2. 파손율 - 수명 그래프

실험응력 3 GPa~1.557 GPa에 대해 일정한 시간동안의 실험실시 및 표면관찰을 통해, 시편의 접촉면적에 대한 피팅 파손면적과 그 수명을 그래프로 나타내었다. Fig. 12는 공급유량이 200 ml/min일 때의 파손율-수명 그래프이다. 응력이 높을수록 피팅 파손의 정도와 피팅 파손의 성장이 빠른 것을 알 수 있다. Fig. 13은 공급유량이 80 ml/min일 때의 파손율-수명 그래프이다. Fig. 12와 Fig. 13을 통하여, 공급유량이 적을수록 피팅 파손이 심하고, 빨리 발생하는 것을 알 수 있다.

본 연구에서의 피팅 파손기준은 접촉면적의 4% 이상일 때로 보았기 때문에, Fig. 12와 Fig. 13의 세로축 (Failure rate)의 4%에 해당하는 수명을 이용하여 S-N Curve를 얻을 수 있다.

Fig. 14는 공급유량이 200 ml/min일 때의 S-N Curve이고, Fig. 15는 공급유량이 80 ml/min일 때의 S-N

Fig. 12. Failure rate - Number of cycle Graph at 200 ml/min.

Fig. 13. Failure rate - Number of cycle Graph at 80 ml/min.

Fig. 14. Stress - Number of cycle Graph at 200 ml/min.

Fig. 15. Stress - Number of cycle Graph at 80 ml/min.

Curve이다. Fig. 14와 Fig. 15를 비교해 보면, 공급하는 윤활유의 양에 따라 S-N Curve가 바뀌는 것을 알 수 있다. 이는 기어의 작동환경에서 발생하는 기어 치면의 온도상승과, 상승된 기어 치면 온도를 냉각시키는 윤활유의 공급량에 따라 수명이 달라진다는 것이 된다.

4. 결 론

본 연구에서는 Two Roller Machine을 이용하여 기어 피팅파손 실험을 실시하였고, 윤활유 공급량에 따른 스퍼기어의 피팅 수명에 미치는 영향을 파악하기 위한 목적으로, 다음과 같은 연구 결과를 얻었다.

1. 시편의 접촉부에서 발생하는 온도상승에 대해 최소한의 유량으로 최대한의 냉각효과를 얻을 수 있었다. 본 연구에서는 200 ml/min의 공급유량이 가장 적절하였다.
2. 공급되는 윤활유의 양이 80 ml/min일 때, 시편의

접촉부에서 발생하는 온도상승문제로 피팅 파손수명이 200 ml/min일 때보다 짧게 나오고, S-N Curve의 기울기도 크게 나왔다.

기호설명

a	x방향의 격자크기/2
b	y방향의 격자크기/2
E	탄성계수
E_{eq}	상당 탄성계수
R	구 반경
R_{eq}	상당 반경
ν	프아송 비
N	수직하중
$f(x,y)$	변형 전 두 물체 간의 거리
$h(x,y)$	기준면과 탄성체 간의 거리
$u(x,y)$	탄성체의 변형 후 이동거리
$e(x,y)$	강체면과 표면 간의 거리
F_{ij}	영향함수
δ	탄성변형량
$p(x,y)$	접촉압력

참고문헌

1. 김용기, 차수덕, 김종연, 이민수, “독자모델 감속구동장치 최적유량 선정에 관한 연구,” *한국철도학회 학술발표대회논문집*, pp. 6-11, 2005.
2. Harris, T. A., *Rolling Bearing Analysis*, John Wiley & Sons, New York, 1984.
3. 천서현, 이상돈, 조용주, “캠-롤러 접촉압력에 대한 Camber 효과에 관한 연구,” *Journal of the KSTLE*, Vol. 26, No. 1, pp. 56-60, 2010.
4. K. L. Johnson, “*Contact Mechanics*,” Cambridge University press, pp. 45-83, 1985.
5. Love, A. E. H., “Stress Produced in a Semi-infinite Solid by Pressure on Part of the Boundary,” *Phil. Trans. Royal Society*, A28, pp. 377-420, 1929.
6. Hohn B.-R., Michaelis K., and Otto H.-P., “Minimized Gear Lubrication by Minimum Oil/air Flow Rate,” *Wear*, Vol. 266, pp. 461-467, 2009.
7. W. Wang, P. L. Wong, and Z. Zhang, “Experimental Study of the Real Time Change in Surface Roughness During Running-in for PEHL Contacts,” *Wear*, 244, pp. 140-146, 2000.