

자동차 Transmission용 Helical Gear의 굽힘 피로 수명 곡선(S-N Curve)에 관한 실험적 고찰

An Experimental Study of Bending Fatigue Life(S-N Curve) of the Helical Gear for the Automotive Transmission

이 원 회* 허 윤 무*
Won Hi Lee, Yoon Moo Hur

1. 서 론

자동차용 변속기의 설계에 있어서 적용 Engine의 출력 및 차량 성능에 부합하는 동력전달 요소의 전달 용량 및 내구 수명을 고려해야 한다. 특히 자동차가 고속 경량화됨에 따라 변속기의 설계에 있어서도 동력전달 요소들의 소형 고용량화가 요구되며 이를 위해서는 설계시 동력전달 요소들의 정확한 강도 및 피로수명 예측이 필수적이다.

본 보고서에서는 Gear의 굽힘응력 계산식에 대한 고찰 및 Gear의 피로시험을 통하여 Helical 치차의 Bending Stress에 대한 피로수명 곡선의 시험식을 도출하였다.

2. Gear Tooth의 굽힘 응력계산식의 설정

치차의 굽힘 강도 계산식은 1893년 Lewis씨가 치형계수를 사용하여 치형의 영향을 도입한 식을 제창한 이후 많은 연구자들에 의해 각종 개선식을 발표하였지만 본질적으로 Lewis의 치형계수 방식을 도입한 것이라 할 수 있다. 이 치형계수 방식을 도입할 경우, 치원 Fillet 곡선에서의 응력 집중계수를 고려하는 것이 보다 타당하다고 생각되며 이런 점에서

필자는 치원 Fillet 곡선에서의 응력 집중계수를 고려하여 다음과 같은 굽힘 응력 계산식을 도입하였다.

$$S_b = (3\pi T \cdot K_f) / (N \cdot Z_a \cdot F \cdot X) \quad (1)**$$

여기서

T : Driving Torque (kg·m)

N : Number of Teeth

Z_a : Line of Action (mm)

F : Face Width (mm)

X : Tooth Form Factor

K_f : Dolan-Brogamer Stress Concentration Factor

이 굽힘 응력계수를 고려한 계산식은 AGMA 220.02 (1963) 및 GODA 5¹⁾ 등에서 찾아 볼 수 있다.

2.1 응력 집중 계수

(1)식의 굽힘 응력 계산식에 사용된 Stress Concentration Factor(K_f)는 Dolan and Broghamer 식이 일반적으로 사용되고 있으며 이 식은 AGMA Standard에도 적용하고 있다.

Helical 치차에 Stress Concentration Factor를 적용할 때에는 Helical Gear의 축직각

* 현대자동차㈜ 마부리연구소

** (1)식은 ALMEN 식에 CONCENTRATION FACTOR(k_f)를 고려한 것이다.

평면상의 치형을 고려하여 다음과 같은 식으로 표현된다.²⁾

$$Kf = H + (t/rt)^J (t/h)^L \quad (2)$$

여기서

t : Bending Force 에 대한 Weakest Point 에서의 치 두께

h : Weakest Point 로부터 Worst Load 의 작용선이 치 중심선과 만나는 점 까지의 높이

rt : Tooth 치저부 Fillet 반경

$$rt = \frac{(b - rt)^2}{(de/2 + b - rt)} + rt \quad (3)$$

b : Dedendum

de : 상당 평치차의 Pitch 원경

rt : Cutter Tip Radius

H, J, L 등의 계수값은 아래 표 1 과 같다.

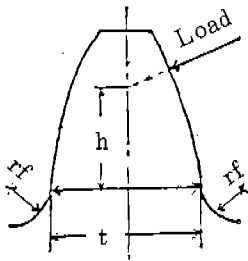


그림 1 응력 집중 계수 계산에 사용되는 Dimension

표 1 압력각에 따른 H, J, L 계수값

압력각	H	J	L
14 1/2°	0.22	0.20	0.40
20°	0.18	0.15	0.45
25°	0.14	0.11	0.50

(*) 명기되지 않은 압력각에 대해서는 보간법 및 외삽법에 의해 구함.

2.2 Worst Load Condition

굽힘 응력 계산식에 있어서 Lewis씨는 당시의 치차 가공정도를 고려하여 하중이 치선(Tip)에 작용한다고 보았다. 그러나 현재와 같이 치절방법이 발달되어 치차의 정도가 정밀해짐에 따라 Worst Load의 작용점이 HPSTC(The Highest Point of Single Tooth Contact) 이라는 것이 보다 타당하다.³⁾

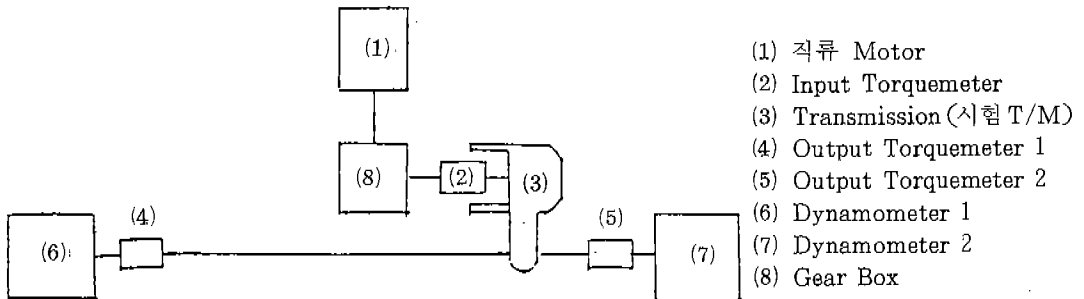
따라서 필자도 Worst Load 조건이 치차의 HPSTC에 작용하는 것으로 가정하였다.

3. Helical Gear에 대한 굽힘 피로시험

3.1 시험방법

현재 자동차에 적용되고 있는 Manual Transmission Assembly를 사용하여 그림 2와 같은 장치로 정 Torque 정 회전수 방식으로 시험했으며 Pitting 등에 의한 Tooth Breakage의 가능성을 줄이기 위하여 시험시 유온은 100°C이하로 조정하였다.

또한 Input Shaft 회전속도를 3500rpm으로 하였으며 시험 목적상 Tooth Breakage 발생시까지 연속운전을 실시하였다.



- (1) 직류 Motor
- (2) Input Torquemeter
- (3) Transmission (시험 T/M)
- (4) Output Torquemeter 1
- (5) Output Torquemeter 2
- (6) Dynamometer 1
- (7) Dynamometer 2
- (8) Gear Box

그림 2 시험장비 Lay-Out

3.2 사용 시편

표 2에 제시된 Gear Set를 이용하여 시험 하였으며 사용 T/M 및 Clutch 전달 Torque 용량상 25kg·m 이상의 Input Torque를 적용하는 것이 불가능하였으므로 Gear 치폭을 10.1mm 및 8.0mm로 줄여서 Gear에 작용하는 굽힘 응력을 증가시켰다. 시험적용 Gear의 열처리 사양은 침탄 담금질이며, 심부경도는 Hv320~440 범위에서 시험이 이루어졌다.

표 2 시험에 사용된 GEAR 제원

	소치차	대치차
Standard Normal Module	1.81	
Standard Pressure Angle	17.5°	
Number of Teeth	27	37
Helix Angle	34°	
Amount of Addendum Modification	0.318	-0.1740
Finishing	Shaving	
Whole Depth	5.20	

3.3 시험결과 분석

Gear 굽힘 피로 시험결과를 ASTM E739-80(Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life (S-N) and Strain-Life (ε-N) Fatigue Data)의 해석방법⁴⁾에 따라 직선적으로 분석하였다. 즉, Stress 및 Life의 상용 대수(Common Logarithm)를 취하고 이를 직선식으로 나타내면 다음과 같다.

$$Y = A + B * X \quad (4)$$

X : Log (Sb)

Y : Log (N)

여기서

Sb : Bending Stress (kg/mm²)

A, B : Constant

N : Life Cycle

3.4 시험결과

표 3은 Helical 치차의 굽힘 피로시험 결과

표 3 굽힘 피로시험 DATA

시험No	피로 Cycle (rpm)	계산 응력 (kg/mm ²)	
		(1)식사용	ALMEN식사용
# 1	1,074,000	104	100
# 2	279,999	104	100
# 3	5,430,000	96	92
# 4	5,640,000	96	92
# 5	2,500,000	96	92
# 6	2,149,999	96	92
# 7	2,904,999	96	92
# 8	3,852,000	88	84
# 9	3,428,000	88	84
#10	2,763,999	88	84
#11	800,000	104	100
#12	4,015,999	104	100
#13	227,500	120	116
#14	1,498,000	120	116
#15	209,999	120	116
#16	150,499	120	116
#17	114,000	131	126

로서 응력 집중 계수를 고려한 (1)식과 응력 집중 계수를 고려하지 않은 Almen식으로 각각 굽힘 응력을 계산한 것이다.

이 시험결과를 ASTM E 739-80의 해석방법에 따라 응력값 및 수명값의 상용대수를 취하고 95% 확률 선도식을 구하면 다음과 같다.

1) 응력 집중 계수를 고려한 95% 확률 선도식(시험 S-N#1 선도식)

$$Y = 23.22014 - 8.87381 X \quad (5)$$

$$N = 1.66012 \times 10^{23} / S_b^{8.37281} \quad (6)$$

2) Almen식을 사용하여 구한 95% 확률 선도식(시험 S-N#2 선도식)

$$Y = 22.45834 - 8.56779 X \quad (7)$$

$$N = 2.873 \times 10^{22} / S_b^{8.56779} \quad (8)$$

상기 해석 결과들을 Logarithmic Chart상에 도시하면 그림 3과 같다.

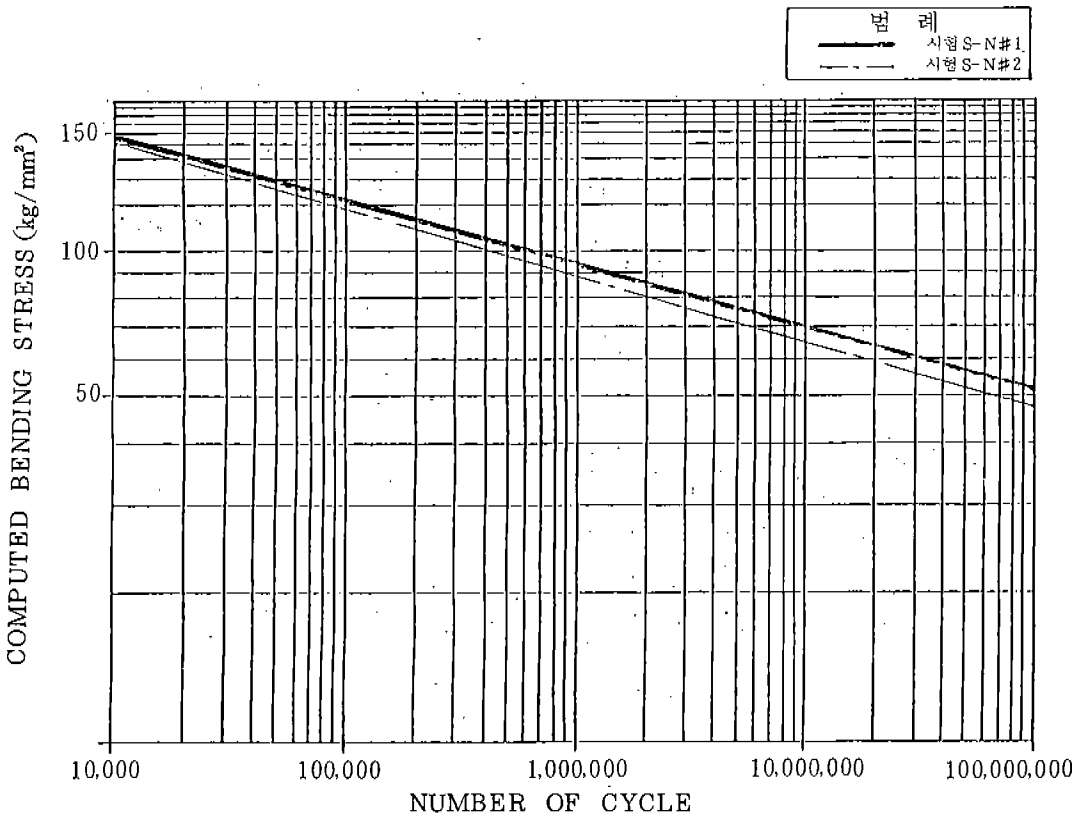


그림 3 시험 S-N선도

4. 응력 집중 계수를 고려한 굽힘 응력계산식에 대한 고찰

기어의 굽힘 응력 계산식의 신뢰성을 조사하는 방법으로 여러 종류의 치차 제원 즉 압력각, Module, Helix Angle, 치폭, 물림을 등용 가진 Gear를 사용하여 굽힘 피로시험을 통하여 얻은 Data를 S-N Curve Chart에 도시하여 산포 정도를 조사하는 것이다.

본 고에서도 응력 집중 계수를 고려한 (1)식이 어느 정도의 신뢰성이 있는지 알아보기 위하여 당사의 Transmission개발 시험시 Breakage가 발생한 기어의 피로 Data(표 4 참조)를 그림 4 및 그림 5의 Logarithmic Fatigue Chart상에 도시하여 산포정도를 조사하였다.

그림 4의 계산 응력값은 응력 집중 계수를고려한 (1)식으로부터 계산된 것이고 그림 5의 계

산 응력값은 응력 집중 계수를 고려하지 않은 Almen식으로 계산된 것이다.

그림 4 및 그림 5의 Fatigue Chart를 살펴 보면, 그림 4의 피로 Data들이 그림 5의 피로 Data들보다 S-N Curve 상에 좀더 근접되어 있음을 알 수 있다. 이것은 응력 집중 계수를 고려한 굽힘 응력 계산식이 응력 집중 계수를 고려하지 않은 굽힘 응력 계산식보다 신뢰성이 있다고 말할 수 있다.

5. 결 론

치차의 Bending Stress 계산방식을 여러 문헌으로부터 조사하여 HPSTC(Highest Points of Single Tooth Contant)에 Worst Load Condition을 가정하고 응력 집중 계수(Stress Concentration Factor)를 고려한 치차의 Bending Stress 계산방식을 도입하였다.

또한 이를 근거로 시험적 고찰을 통하여 신뢰성을 확인하였으며 우리의 실정에 적합한 S-N 곡선을 구하였다.

이것에 대한 실험적 결과를 정리하면 다음과 같다.

1) Transmission용 Helical Gear에 대한 굽힘 피로수명 곡선(S-N Curve)을 그림 3의 Logarithmic Fatigue Chart에 도시하였다.

2) 응력 집중 계수를 고려한 굽힘 응력 계산식은 응력 집중 계수를 고려하지 않은 식보다 더 신뢰성이 있음을 입증하였다.

기어의 피로 특성은 기어 재질, 열처리조건, 가공 정도 등 많은 요인들에 의해 좌우될 수 있다. 본 피로시험은 재질 및 열처리별로 세분화되지 못했다는 결점이 있으나, 추후 더 신뢰성을 부여하기 위한 연구가 진행될 예정이다.

표 4 GEAR 내구 시험 DATA

구분 DATA NO.	INPUT TORQUE (kg·m)	INPUT 회전수 (rpm)	운전시간 (min)	등 가 CYCLE		계산응력값 (kg/mm ²)	
				시험 S-N # 1 식사용	시험 S-N # 2 식사용	(1) 식	ALMEN식
# 1	14.6	4000	120	265065	267277	93.857	80.3
	14.2	4500	80				
	13.2	5000	72				
# 2	15.8	4000	84	184191	185529	101.57	86.9
	15.3	4500	60				
	14.3	5000	39				
# 3	16.1	4000	59	140287	143256	103.557	88.5
	14.5	4500	98				
	12.9	5000	88				
# 4	16.1	4000	100	189053	192022	103.557	88.5
	14.5	4500	98				
	12.9	5000	88				
# 5	16.1	4000	81	166454	169423	103.557	88.5
	14.5	4500	98				
	12.9	5000	88				
# 6	19	4000	112	178455	180811	114.485	83.87
	17.1	4500	84				
	15.2	5000	76				
# 7	19	4000	142	211459	213814	114.485	83.87
	17.1	4500	84				
	15.2	5000	76				
# 8	28	4000	2163	8652000	8652000	86.664	85.7
# 9	23	3500	850	2975000	2975000	96.1038	91.954
# 10	21	4000	857	3428000	3428000	87.747	83.954

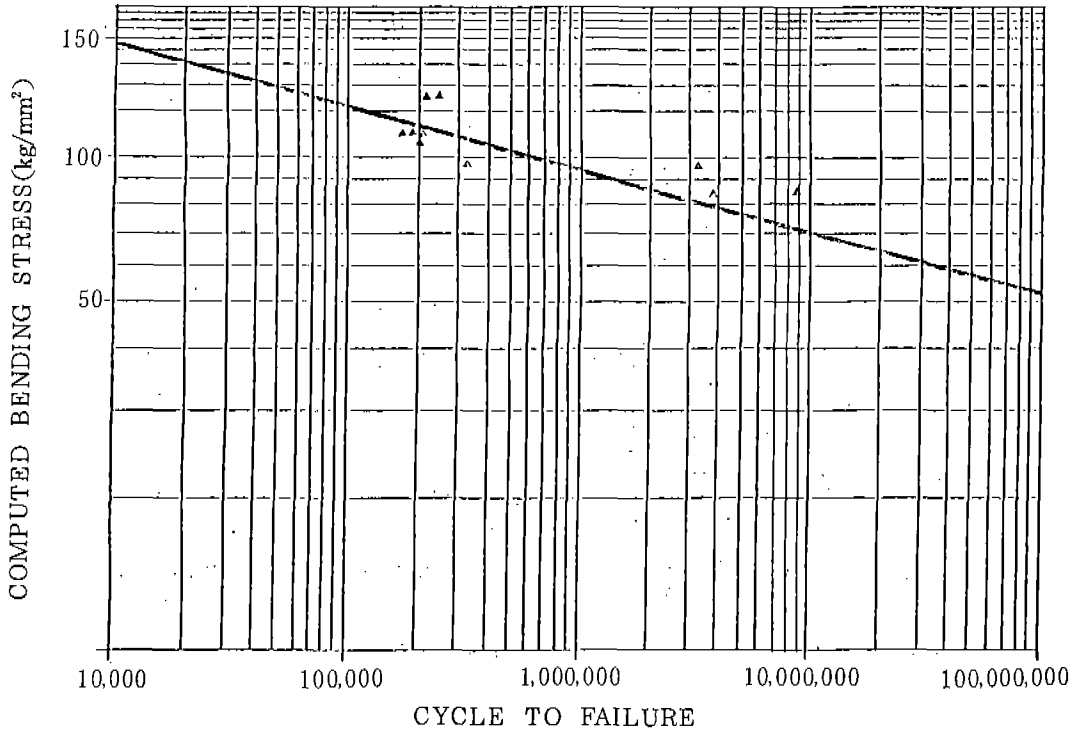


그림 4 응력 집중 계수를 고려한 (1)식을 이용하여 구한 S-N # 1 곡선상의 FAILURE 분포도

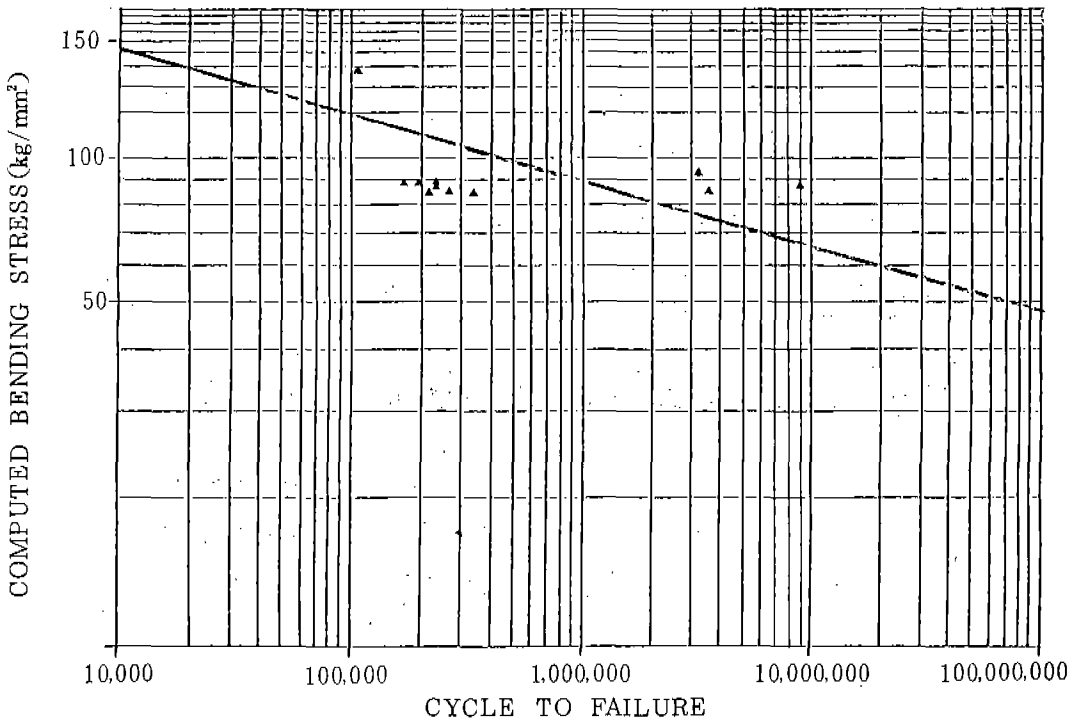


그림 5 ALMEN식을 이용하여 구한 S-N # 2 곡선상의 FAILURE 분포도

참 고 문 헌

1. Dougle Hughson, GODA5(Gear Optimization and Design Analysis 5), SAE - 801026
2. Darle W Dudley, Gear Hand Book, McGraw-Hill Book Company, 1983.
3. ASTM E 739-80 : Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life ($S-N$) and Strain-Life ($\epsilon-N$) Fatigue Data