

자동차용 강재 풀리의 설계 기준에 대한 연구

황범철*, 장재덕, 주인식(한국파워트레인)

A Study of the Design Criterion of a Steel Pulley for an Automobile

B. C. Hwang, J. D. Jang, I. S. Joo(Korea Powertrain Co., Ltd.)

ABSTRACT

More than five pulleys are used in an automobile, such as crankshaft, water pump, air-con compressor, fan and power steering pump pulley. These pulleys are parts that need durability until retiring a car. But there is no design criterion for durability, so pulleys are designed by the experience of designer and trial and error. So, in this study, we carried out stress analysis at durability test condition and compared analysis results to durability test results. It is found that the design criterion for durability is defined as a safety factor and a safety factor is different according to the distance between the center line of v-grooves and the mating surface.

Key Words : pulley (풀리), durability (내구성), design criterion (설계기준), stress analysis (응력해석), durability test (내구시험), safety factor (안전계수)

1. 서론

자동차에는 엔진에서 발생하는 동력의 일부를 이용하여 엔진의 부속장치 및 조향 유압펌프(Power steering pump), 물 펌프(Water pump), 에어컨(Air-con compressor), 냉각 팬(Cooling fan) 등을 구동시키기 위해서 V-벨트를 이용하고 있으며, 벨트 동력전달의 매개체로 풀리를 사용하고 있다. 이러한 기능성 풀리는 비소모품으로 차량 폐차시까지 내구성이 확보되어야 하는 부품이다. 하지만 현재 풀리 내구성에 대한 설계기준이 없어 기존의 설계자료 및 설계자의 경험에 의존하여 설계가 진행되고 있는 실정으로, 신제품 개발시 시행착오에 의한 시간 및 비용이 많이 소요되며, 내구성이 확보된 제품이라도 최적사양으로 판단하기가 어렵다. 풀리에 작용하는 경계조건 즉, 소재 두께, 벨트 장력, 볼트 조임 토크 및 브라켓 형상에 따른 영향에 대해서는 분석이 되었으나 설계 기준은 제시하지 않았다.

따라서 본 논문에서는 구조해석과 내구시험을 통하여 자동차용 강재 풀리의 내구성에 대한 설계 기준을 제시하고 설계시 활용하고자 한다.

2. 응력 해석 및 내구 시험

본 연구에서는 브라켓 장착면에서 V-홈부 중심까지의 거리가 서로 다른 제품에 대해 소재 두께별로 응력 해석 및 내구 시험을 수행한다. 응력 해석을 통하여 얻은 응력분포, 최대 응력값 및 발생위치, 변형 양상 등을 분석하고 시험결과와 비교하여 풀리의 내구성에 대한 기준을 제시한다.

2.1 설계 기준

본 논문에서 내구성에 대한 설계 기준은 안전계수로 정의하며, 안전계수는 다음과 같다.

$$S.F. = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}}$$

여기서, σ_T : 소재의 인장강도[MPa]

σ_{\max} : 해석결과 최대응력[MPa]

일반적으로, 피로수명 검토시 항복강도를 사용하나^{2,3}, 소재 자체의 항복강도 편차가 존재하기 때문에 본 연구에서는 객관적인 자료로 사용가능한 소재 규격집의 최소 인장강도를 사용하여 안전계수를 규정하고자 한다.

2.2 응력 해석

본 연구에서는 ALGOR 를 사용하여 응력 해석을 수행하였으며, 응력 해석시 고려되는 경계조건인 상대품의 형상, 체결 조건, 벨트 장력 및 폴리와 접촉각 등은 내구시험조건과 동일하게 적용하였다.

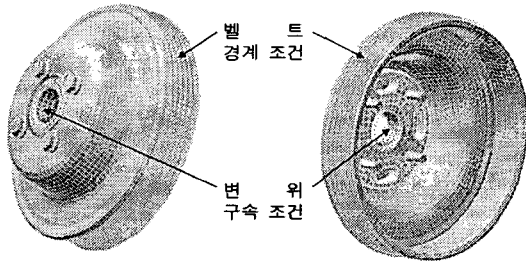


Fig. 1 Boundary conditions for stress analysis

2.3 내구 시험

Table 1 은 내구시험 조건을 나타내며, Fig. 2 는 내구시험 개략도이다. 강제인 경우 S-N 곡선이 반복수 $10^6 \sim 10^7$ 사이에서 수평이 되기 시작³하므로, 내구시험시 회전 CYCLE 10^7 을 통과하면 폴리의 수명을 반영구적으로 판단할 수 있다.

Table 1 Durability test conditions

No	항 목	시험 조건	비 고
1	벨트 장력	300 [kgf]	
2	회전 RPM	3000 [RPM]	
3	회전 CYCLE	10^7	

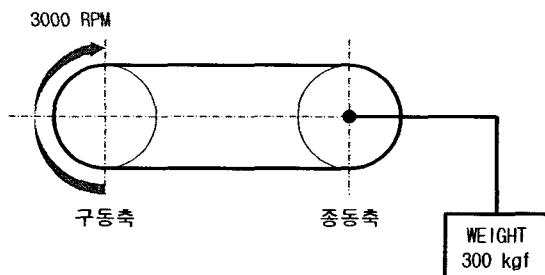


Fig. 2 The sketch of durability test

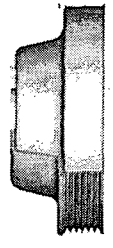
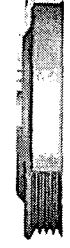




3. 해석 및 시험 결과

3.1 해석 및 시험 제품

브라켓 장착면에서 V-홈부 중심까지의 거리가 서로 다른 제품에 대해 소재 두께별로 응력 해석 및 내구 시험을 수행하였다.

Table 2 는 해석 및 시험 대상 제품에 대한 기본 제원을 나타낸다.

Table 2 Pulley specifications

No	항 목	Part A	Part B	Part C
1	형 상			
2	소재 두께	2.6t, 3.0t	2.3t, 2.8t	2.6t
3	거 리	39.9	13.1	11.9
4	O.P.D	Ø 138.57	Ø 125.9	Ø 137.38
5	브라켓			

3.2 해석 결과

각 사양별 해석 결과를 Table 3 에 나타내었다.

Table 3 Analysis results

사양	Part A		Part B		Part C
	2.6t	3.0t	2.3t	2.8t	
최대응력 [MPa]	81.16	68.32	326.1	50.64	62.88
안전계수	3.33	3.95	0.83	5.33	4.29

Fig. 3 은 Part A 의 응력분포를 나타낸다. 벨트가 접촉하는 방향에서는 폴리가 브라켓 장착면으로 변형이 생기고, 반대 방향에서는 볼트 체결면으로 변형이 생김을 알 수 있다. 또한, 최대응력은 벨트 체결면에서 발생한다.

Fig. 4 는 Part B 의 응력분포를 나타낸다. 2.3t 의 경우에 브라켓 형상이 십자형으로 브라켓의 끝단에서 응력이 집중¹ 되는 현상이 나타난다. 2.8t 은 2.3t 에서 브라켓 형상 및 소재 두께를 키움으로써 국부적인 응력집중현상을 제거할 수 있으며, 최대응력을 낮출 수 있다.

Fig. 5 는 Part C 의 응력분포를 나타낸다.

Part A 와 C 의 경우, O.P.D 는 유사하고 브라켓 장착면에서 V-홈부 중심까지의 거리가 약 3 배 정도 차이가 난다. 동일한 소재 두께 2.6t 에서 해석 결과를 보면, 브라켓 형상이 Part C 가 응력분포에

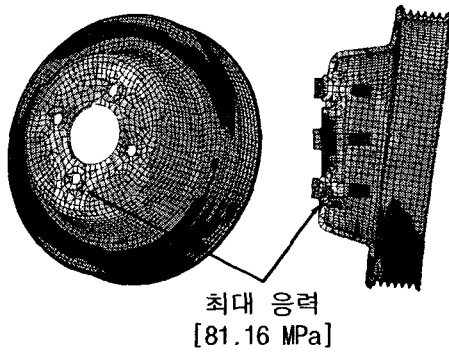


Fig. 3(a) Stress distribution of Part A (2.6t)

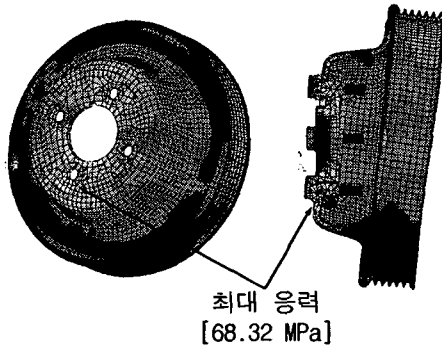


Fig. 3(b) Stress distribution of Part A (3.0t)

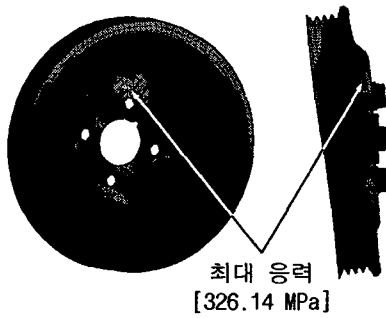


Fig. 4(a) Stress distribution of Part B (2.3t)

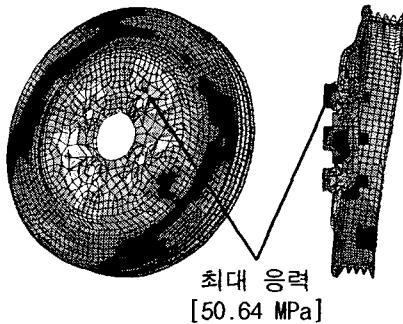


Fig. 4(b) Stress distribution of Part B (2.8t)

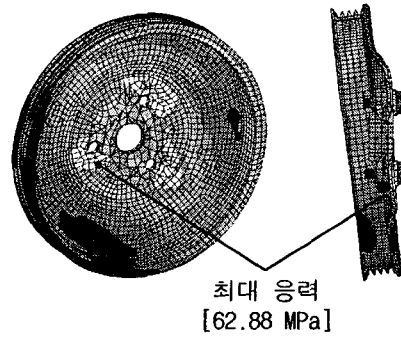


Fig. 5 Stress distribution of Part C

불리한 형상 '을 가짐에도 불구하고 오히려 최대응력은 낮게 나타남을 알 수 있다.

3.3 시험 결과

각 사양별 시험결과를 Table 4에 나타내었다.

Table 4 Durability test results

사양	Part A		Part B		Part C
	2.6t	3.0t	2.3t	2.8t	
시험결과	파손	통과	파손	통과	통과
반복수 [×10 ⁴ Cycle]	686	1000	404	1000	1000

Fig. 6~8은 내구시험 결과를 보여준다. Part A의 2.6과 Part B의 2.3의 파손 형상을 보면, 볼트 플랜지의 끝단에서 파손이 발생했음을 알 수 있다.

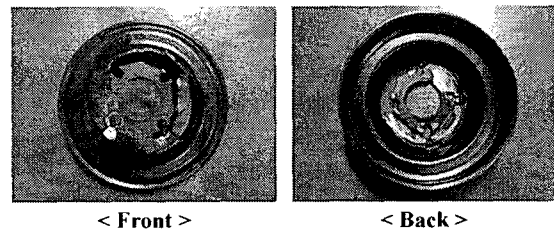


Fig. 6(a) The photographs of Part A (2.6t)

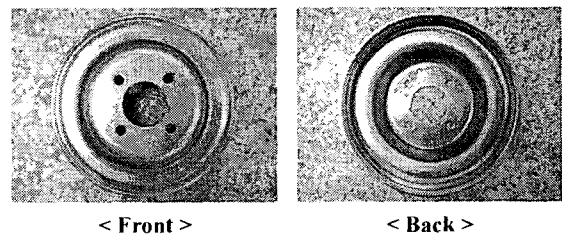


Fig. 6(b) The photographs of Part A (3.0t)

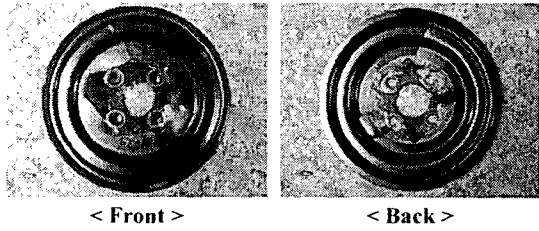


Fig. 7(a) The photographs of Part B (2.3t)

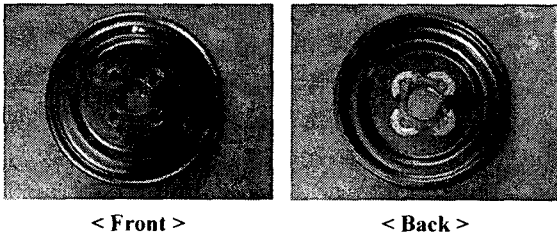


Fig. 7(b) The photographs of Part B (2.6t)

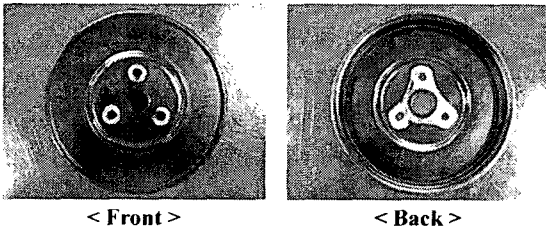


Fig. 8 The photographs of Part C

3.4 해석 및 시험 결과 비교

Table 5 에서 해석 결과와 시험 결과를 서로 비교하였다. 시험결과 파손은 볼트 플랜지 끝단 또는 브라켓 끝단에서 발생함을 알 수 있다. 즉 해석 결과 검토시 볼트 플랜지 또는 브라켓 끝단 근방에서 발생하는 응력의 최대값으로 안전계수를 계산하여야 한다.

폴리 설계시 내구성에 대한 설계기준으로 안전계수를 사용할 수 있으며, 해석 및 시험결과에서 안전계수가 3.95 이상이면 내구성을 확보할 수 있다.

Table 5 Comparison between analysis and test results

사 양	해석 결과		시험 결과	
	최대응력[MPa]	안전계수		
Part A	2.6t	81.16	3.33	파손
	3.0t	68.32	3.95	통과
Part B	2.3t	326.1	0.83	파손
	2.8t	50.64	5.33	통과
Part C		62.88	4.29	통과

4. 결론

본 연구를 통하여 브라켓 장착면에서 V-홈부 중심까지의 거리가 서로 다른 제품에 대하여 응력 해석 및 내구 시험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 시험결과 폴리의 파손은 볼트 플랜지 끝단 또는 브라켓 끝단에서 발생하므로, 응력 해석 결과 안전계수는 볼트 플랜지 끝단 또는 브라켓 끝단 부근에서 발생하는 최대응력으로 계산하여야 함을 알 수 있었다.
- 2) 폴리의 내구성에 대한 설계기준으로 안전계수를 제안하였으며, 본 연구에서는 브라켓 장착면에서 V-홈부 중심까지의 거리와 관계없이 안전계수가 3.95 이상이면 내구성이 확보됨을 알 수 있었다.

본 연구에서 제안한 안전계수를 폴리 설계시 내구성에 대한 기준으로 사용하기 위해, 향후 더 많은 제품에 대한 해석 및 시험을 통한 자료를 기준으로 명확한 안전계수의 기준값 설정이 필요하다.

참고문헌

1. 황범철, 이현호, 장재덕, 주인식, "자동차용 폴리의 정적 하중 조건에서의 응력분포에 관한 연구," 한국자동차공학회 추계학술대회, pp. 1180 - 1184, 2003.
2. 이용복, 김호경, 정진성, 피로해석의 기초, 청문각, 2001.
3. 일본기계학회, 피로강도의 설계자료, 기전연구사 1995.