

동력 조향계 최적화에 의한 연비 개선

조석현¹⁾ · 남경우¹⁾ · 권오성²⁾

현대자동차 선형연구팀¹⁾ · 현대자동차 사시설계2팀²⁾

Fuel Consuming Reduction by Power Steering System Optimization

Sok Hyun, Jo^{*1)} · Kyung Woo, Nam¹⁾ · O Sung, Kwon²⁾

¹⁾Advanced Technology & Analysis Team, Hyundai & Kia Motor Company, 772-1 Jngduk-dong, Hwasung-si, Gyeonggi 445-706, Korea

²⁾Chassis Design 2 Team, Hyundai & Kia Motor Company, 772-1 Jngduk-dong, Hwasung-si, Gyeonggi 445-706, Korea
(Received 10 October 2005 / Accepted 27 December 2005)

Abstract : This paper deals with energy-saving effort in the hydraulic power steering system. Commonly, the hydraulic power steering systems are used for passenger cars and the reduction of pumping loss under non-steering condition is important to improve fuel economy. Experiments and simulations are performed simultaneously to examine the main factors to reduce the pumping loss - pressure loss and flow rate of the power steering systems. Fuel economy effect of the optimal design of power steering system is verified by vehicle test - more than 1% fuel consuming reduction is attained.

Key words : Fuel consumption rate(연비), Oil pump(오일펌프), Power steering system(동력 조향계)

Nomenclature

- P : pressure, bar or Pa
- Q : flow rate, l/min
- D : diameter, mm
- L : length, mm
- ρ : density, kg/m³
- V : velocity, m/sec
- f : friction factor
- K : loss factor

1. 서론

일반적으로 자동차의 동력 조향 장치는 운전자 조타 시 조작력을 경감하려는 목적으로 장착되며, 엔진의 회전력을 이용하여 오일을 지속적으로 공급

함으로써 조타 보조력을 발생시킨다. 하지만 동력 조향 장치는 차량과 승객의 안전을 위해 운전자의 조향 여부에 상관없이 계속적으로 작동해야 하므로 엔진의 연비에 많은 영향을 미친다.

소요 동력 저감을 위해 적용되는 전자 조향 시스템은 현재 소형차나 전기자동차에 사용되어 지고 있다. 전자 조향 시스템의 경우, 운전자의 조작과 자동차의 운전 조건에 따라 모터의 속도를 제어하여 오일을 공급하기 때문에 소요 동력의 지대한 감소를 가져올 수 있지만 부가적인 장치-모터, 제어장치에 따른 가격 상승을 동반한다. 그러므로 아직까지는 엔진으로부터 동력을 얻는 동력 조향 장치가 가장 합리적인 가격에 보조 조타력을 제공하고 있다.

일반적인 동력 조향 장치의 에너지 감소에 가장 큰 영향을 미치는 운전 조건은 무조향 조건으로 실 운전 조건 중 대부분을 차지한다. 이 때 동력 조향

*Corresponding author. E-mail: josh@hyundai-motor.com

장치의 오일펌프는 급작스런 조향을 대비해 오일 공급을 지속하게 되며 이는 지속적인 에너지 소모를 뜻한다. 그러므로 동력 조향 장치의 에너지 소비를 감소시키기 위해서는 무조향 시의 오일 공급 유량과 시스템 부하의 감소가 필요하다. 도요타사의 경우는 무조향 시 공급하는 오일의 유량을 2L/min 가량 감소시켜서 엔진 아이들 시의 오일펌프 소요 동력을 20~30% 가량 감소시켰다.¹⁾

펌프 단품의 형상 수정을 통해서도 자동차의 소요동력 감소를 얻을 수 있는데 이는 cavitation 발생 감소와 leakage 감소를 통해 얻을 수 있다.²⁾ 그 외 오일 펌프에서 스푼 밸브(spool valve)에 의한 토출 유량 제어와 해석에 관한 논문으로는 Kim. et. al.,³⁾ Lee. et. al.⁴⁾ 이 있고 동력 조향계와 오일펌프의 유압 진동 해석에 관한 논문으로는 Matunaga et. al.⁵⁾ 등이 있다.

본 연구에서는 대상 시험과 상사 되어진 시스템 모사해석 모델을 구축한 뒤, 일반 유압식 동력 조향 장치의 부하와 오일 펌프의 유량 특성을 살폈고 부하와 유량 특성에 가장 큰 영향을 미치는 주요 인자를 찾았다. 그 후 인자들의 조정을 통하여 핸들 조작력 및 핸들링 성능 등 동력 조향장치 본래의 목적이 저하되지 않는 범위에서 차량 연비를 저감시킬 수 있는 방안을 모색하였다.

2. 본 론

2.1 대상 시험

2.1.1 대상 시험 장치

일반적인 유압 동력 조향장치의 구성은 엔진으로부터 동력을 얻어서 오일을 공급하는 오일펌프, 펌프에서 전달되는 유동 섭동을 경감시키는 이중관 구조의 고압호스, 조향을 위한 기어박스 그리고 오일을 펌프로 되돌리는 리턴호스로 되어 있다. 이를 구현하기 위한 대상 시험 장치는 Fig. 1과 같이 구성하였고, 이때의 오일 펌프는 모터로 구동시키고 기어박스의 양단은 부하가 발생하지 않도록 자유 방치하였다. 여기서 얻어진 유량, 압력 등의 측정값을 이용해서 각 단품의 유로저항을 계산하였고 이 후 토출 유량과 에너지 소비량을 비교하게 될 기본 해석 모델의 구축에 사용하였다.

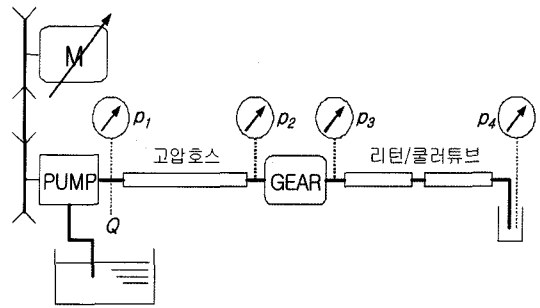


Fig. 1 Experimental apparatus

각 단품의 압력차는 단품 입출구 부에 압력계를 부착하여 측정하였고 소비유량의 경우는 유량계로 측정하였다. 이때 p_1 은 오일 펌프 출구(고압 호스 입구)에 작용하는 압력이고, p_2 는 기어 박스 입구(고압 호스 출구)의 압력, p_3 은 기어 박스 출구(리턴 호스 입구)의 압력이다. 리저버가 대기에 노출되어 있으므로 p_4 는 대기압이다. 결과적으로 고압 호스의 관로 저항은 p_1-p_2 , 기어 박스의 저항은 p_2-p_3 , 리턴/쿨러 튜브의 저항은 p_3 로 얻을 수 있다.

2.1.2 대상 시험 결과

무조향 시 오일펌프 및 각 부에 걸리는 압력과 엔진 회전수에 따른 오일펌프 유량은 Fig. 2에 도시하였다.

시험 결과 시스템 전체 저항 중 고압 호스의 관로 저항이 약 50% 이상을 차지한다는 것을 알 수 있었으며 그 다음이 기어박스과 리턴호스 순이다. 펌프의 공급유량에 대해 살펴보면(Fig. 2) 2000RPM 이상의 고속영역에서 유량이 약 9L/min으로 스푼 밸브에 의한 2차 유량제어가 작동하지 않아 초기 설계 유량인 4L/min을 초과한 많은 오일이 공급되고 있는 것으로 나타났다.

2.2 시스템 모사해석

2.2.1 해석 모델의 구성

시스템 모사 해석은 1-D 배관 해석 전문 tool인 FLOWMASTER를 사용하였다. 이때 사용된 요소(component)는 펌프, 두개의 고압호스, 기어박스, 리턴호스 그리고 리저버(reservoir)를 사용하였다(Fig. 1). 이 중 오일 펌프의 경우는 시험에서 얻어진 N-P-Q곡선을 사용하였고 고압호스와 리턴호스는

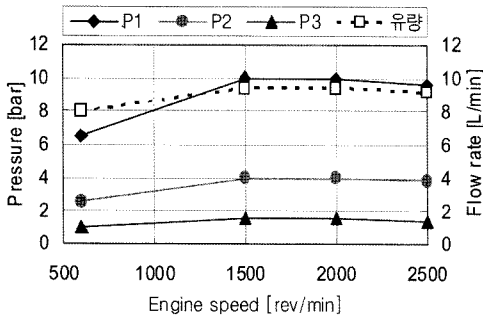


Fig. 2 Pressure and oil flow rate of the power steering system

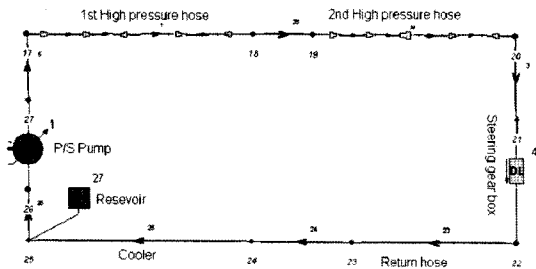


Fig. 3 1D computational model

형상을 고려한 파이프를 모사하였으며 기어박스의 경우는 시험치를 고려한 유동저항 요소로 모사하였다(Appendix 참조).

해석 모델의 검증을 위하여 현 조향 시스템의 시험 결과와 해석 결과를 비교하여 Table 1에 도시하였다. Table 1에서 보여지듯이 시험과 해석 결과가 잘 일치하여 구성된 해석 모델은 동력 조향계를 잘 모사하고 있다.

Table 1 Comparison of the pressure drop(Δp) with experimental results

구분	부품	고압 호스	기어 박스	리턴/쿨러
시험값	저항 [bar]	0.070	0.037	0.025
	기여도	53%	28%	19%
계산값	저항 [bar]	0.073	0.040	0.021
	기여도	54%	30%	16%

2.2.2 해석 결과

첫 번째로 현 조향 시스템에서의 토출 유량을 살펴 보았다(Fig. 4-Base). 그 결과 대상 시험에서와 같

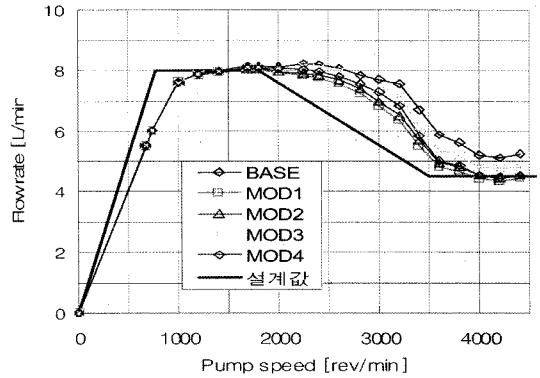


Fig. 4 Flow characteristic versus pump speed of the base and 4 modified power steering system

이 유량 과다 공급현상이 나타났다. 이는 시스템 관로 저항이 필요 이상 커서 오일펌프의 유량 제어를 담당하는 스톱 밸브의 토출부 유격을 확대 시켜서 나타나는 현상으로 오일 펌프의 토출유량이 1700~3500RPM 구간에서 실제 설계 유량 보다 과도하다. 이것은 펌프 스톱 밸브 작동 설계와 조향 시스템의 부하가 맞지 않아서 발생하는 현상으로 밸브의 작동점 이동과 시스템 저항 감소가 반드시 필요한 것으로 나타났다.

두 번째로 시스템 각 단품 변경(직경, 길이 등)에 따른 토출유량과 시스템 유동 저항 변화를 살펴서 시스템 부하 감소에 가장 큰 영향을 주는 인자를 살폈다.

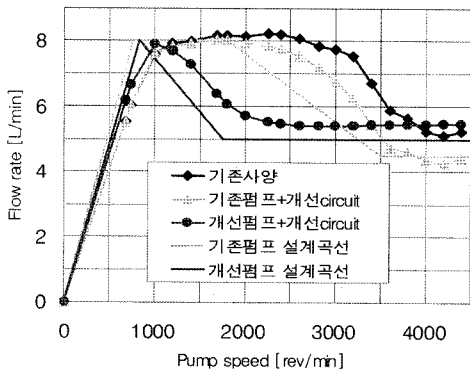
먼저 시스템 부하에 가장 큰 영향을 주는 고압호스의 직경을 1mm 증가시킨 사양(MOD1)과 두개에서 한개로 줄인 사양(MOD2) 그리고 리턴호스의 길이를 반으로 줄인 사양(MOD3)과 직경을 50% 증가시킨 사양(MOD4)를 해석하였다.

오일 펌프 섭동 저감을 목적으로 설치된 고압 호스의 경우, 내경 1mm 증가 시 전 시스템 부하가 28% 감소하여 그 길이를 감소시킨 것보다 효과적이었으며 리턴 호스부 관로 직경 증가 또한 시스템 부하 감소에 효과적인 것으로 나타났다(Table 2). 이와 더불어 시스템 부하 감소로 인해 오일 펌프의 토출 유량이 감소하여 초기 설계 유량에 보다 근접하는 모습을 보였다(Fig. 4). 하지만 아직 설계유량과는 차이가 있는 것으로 나타났다.

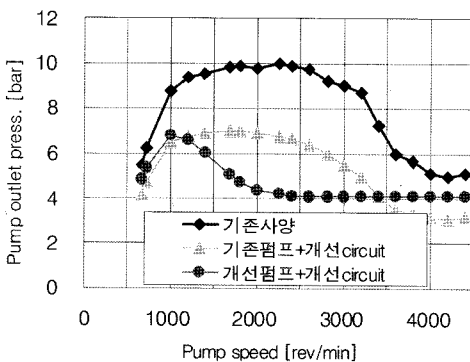
세 번째로 토출유량이 지나치게 많은 종래의 펌

Table 2 Pressure drop(Δp) of the base and 4 modified power steering system

	BASE	MOD1	MOD2	MOD3	MOD4
부품 저항	고압호스 (0.073)	0.034	0.043	-	-
	리턴호스 (0.021)	-	-	0.011	0.003
증감율	-	-53.4%	-41.1%	-47.6%	-85.7%
시스템 저항	0.133	0.095	0.103	0.124	0.116
증감율	-	-28%	-22%	-6%	-12%



(a)



(b)

Fig. 5 Flow characteristic and pump outlet pressure versus pump speed

프를 대체하여 토출유량의 감소 시작 지점을 옮긴 개선 오일 펌프를 사용하였다(Fig. 5-개선펌프 설계곡선).

개선된 펌프는 고속 시 조향감을 유지하기 위하여 최소 유량은 변경치 않았고 감소 작동이 일어나는 회전수를 1700에서 800RPM 으로 낮춰 일찍 유량 강하가 일어나도록 결정하였다. 이는 차량 연비에

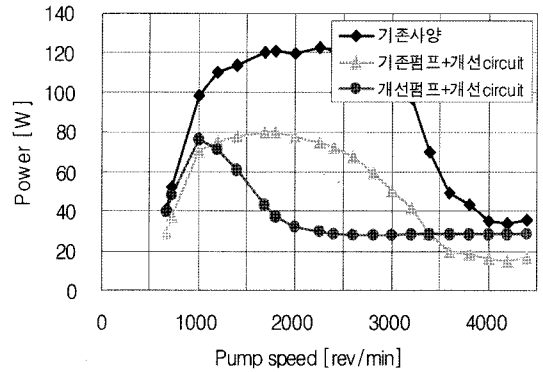


Fig. 6 Power consumption(= $\Delta P \cdot Q$) of the oil pump versus pump speed

민감한 1500~2000rpm 영역에서의 유량 저감을 목적으로 한 것이다.

이상 세가지 작업을 통해 펌프 소요동력이 최소가 되기 위한 조건을 알아 보았다. 조향계 관로의 경우, 고압호스의 직경을 1mm 늘인 것이 저항 감소에 가장 효과적이었으며 토출유량 감소를 위해서는 펌프 감소 작동점을 앞당기는 것이 가장 효과적이었다.

개선된 유로만 사용하였을 경우, 2250RPM 기준으로 토출유량은 5%, 출구압은 32.5% 가량 줄었고 개선 오일펌프를 추가적으로 사용하면 토출 유량은 33% 가량, 출구압은 58% 가량 크게 감소하는 것으로 나타났다(Fig. 5).

결과적으로 펌프 부하 감소를 위해서 고압 호스의 스파이럴 튜브의 내경만을 증대시킨 사양(Fig. 5-기준펌프+개선circuit)과 추가적으로 오일 펌프의 감소 작동점을 앞당긴 사양(Fig. 5-개선펌프+개선circuit)은 펌프 수력 동력(= $\Delta P \cdot Q$)으로 환산 시 112.5W에서 74.6W, 29.5W로 각각 39%와 76%의 소요 에너지 감소 효과를 얻을 수 있는 것으로 나타났다(Fig. 6).

2.3 실차 실험 결과

모사 해석을 통해 소비 에너지 감소 효과가 확인된 개선 고압호스와 개선 펌프를 실 차량에 적용하여 연비 평가를 수행한 결과, FTP-75 MODE의 경우 기존 사양 대비 연비가 1.2% 개선되었고 Highway MODE의 경우 기존 사양 대비 1.1% 개선되었다

Table 2 Fuel consumption rate(mile/gal)

구분	기존 사양	개선 사양
FTP-75 mode	25.50	25.8(1.2% ↑)
Highway mode	39.89	40.34(1.1% ↑)

(Table 2). 고압 호스의 스파이럴 튜브 직경 증대품만을 적용하였을 경우 차량 연비의 약 0.7~1.0 % 개선 효과를 얻을 수 있었다.

또한, 펌프와 고압 호스 개선 사양의 실차 평가 결과 동등 수준의 소음·진동 성능을 나타냈으며, 조향 성능은 CATCH-UP 이 열세이지만 목표를 만족하는 수준으로 평가되었다.

3. 결론

연비향상을 목적으로 한 동력 조향계에 대한 대상 시험 및 1D모사 해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 비교적 단순화된 1-D 조향계 회로를 이용하여 시스템 부하와 토출 유량 제어 민감도(오일펌프 spool valve 작동)와의 상관관계를 파악한 결과, 1-D 해석에 의해 시스템 부하가 증가하게 되면 오일펌프 spool valve의 작동이 둔감해지며, 이로 인해 토출 유량 제어가 설계 의도대로 이루어지지 않음을 파악할 수 있었다.
- 2) 대상 시험을 통하여 시스템 부하증가에 가장 큰 부분을 차지하는 것은 고압호스로서 시스템 부하 중 50% 이상을 차지한다는 것을 알아냈고 1-D 모사해석을 통해 고압호스 관로의 길이를 반으로 축소 하면 시스템 부하는 22%, 직경을 1mm 확대 하면 28% 를 감소 시킬 수 있다는 것을 밝혔다.
- 3) 또한 1D해석을 통해 펌프 2차 제어점을 1700에서 800RPM 으로 앞당기면 펌프 회전속도 2250rpm 기준 시 토출 유량은 33% 가량, 출구압은 58% 가량 크게 감소 시킬 수 있다는 것을 밝혔다.
- 4) 시스템 부하 감소를 위한 고압 호스의 내경 증대와 유량 감소를 위한 펌프 토출 특성 변경(2차 제어점 이동)으로, 펌프 회전속도 2250rpm 기준 시 펌프 출구압은 64.3%, 토출유량은 약 30% 감소 시킬 수 있다는 것을 알아냈고 펌프 소요 동력

로는 76%의 감소효과가 있는 것으로 나타났다.

이상과 같이 현재까지 해석을 통해 접근하지 못했던 조향계의 소요동력 해석분야를 상용 소프트웨어를 사용하여 접근하였고 그 결과로 차량의 연비를 1.1~1.2% 향상 시키는 결과를 얻었다. 차 후 이러한 시스템 해석적 접근을 통해서 차량 연비 향상에 큰 도움을 줄 것으로 사료된다.

APPENDIX

- 1) 파이프에서의 압력강하는 다음과 같이 Darcy-Weisbach equation 을 따른다.

$$\Delta p = f L/D \rho V^2/2$$

$$f = 64/Re \text{ if } Re < 2000$$

$$f = 0.25/[\log(k/3.7D + 5.74/Re^{0.9})]^2 \text{ if } Re > 4000$$

여기서, L, D는 각각 파이프 길이와 직경을 V는 유속을, f는 마찰 계수이다.

Reynolds 수가 2000과 4000 사이인 경우는 두 경우를 Reynolds 수를 사용하여 내삽 하였다.

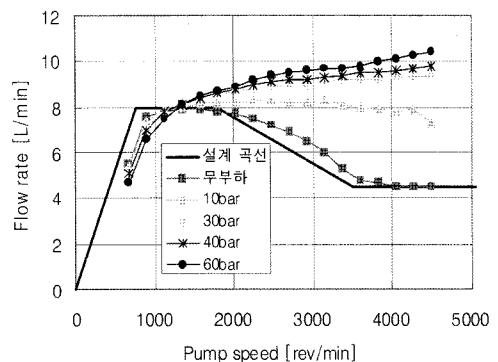
- 2) 유동 저항 물체는 다음과 같은 식을 따른다.

$$\Delta p = K \rho Q^2/2A^2$$

여기서, Q, A는 각각 통과유량과 파이프 단면적을 나타내며 K는 손실 계수이다.

- 3) 오일 펌프의 경우 다음과 같이 실험적으로 측정된 N-P-Q 특성을 사용한다.

A-Fig. 1에서 보이는 것과 같이, 1차 유량제어가 이루어지기 전인 1000rpm 이하에서는 부하가 커질수록 출구압이 상승하므로 토출유량이 감소하게 되나, 1차 유량 제어가 시작되는 1000rpm



A-Fig. 1 Flow characteristic map(N-P-Q map) of the oil pump

이상에서는 부하가 커질수록 유량제어 밸브의 작동이 둔감해지게 되어 설계 의도대로 유량 감소가 이루어 지지 않는다. 즉, 무부하일 경우 설계 유량곡선을 따라가지만 부하가 증가할수록 spool valve의 작동이 늦어지기 때문에 1,2차 제어점이 뒤로 밀려가 토출유량이 설계값보다 증가하게 된다.

References

- 1) Y. Inaguma, K. Watanabe, H. Kato and A. Hibi, "Energy-saving and Reduction of Oil Temperature Rising in Hydraulic Power Steering System," SAE 1999-01-0392, 1999.
- 2) K.-W. Nahm, S.-H. Jo and J.-I. Park, "Numerical Simulation in the Engine Lubricating Gerotor Oil Pump," Autumn Conference, KSME, 2005.
- 3) K.-D. Kim, M.-R. Cho, D.-C. Han, S.-H. Choi and J.-S. Jang, "An Analytical Study on the Pressure Ripples in a Positive Displacement Vane Pump," J. KSME(A), Vol.22, No.11, pp.1964-1972, 1998.
- 4) Y.-T. Lee, J.-H. Kim and S.-T. Kim, "A Study on the Design of Flow Control Valve Attached to Vane Pump for Power Steering," J. of KSMTE, Vol.9, No.5, pp.87-95, 2000.
- 5) S. Nishimura and T. Matsunaga, "Analysis of Response Lag in Hydraulic Power Steering System," JSAE Review 21, pp.41-46, 2000.