

파워스티어링 기어박스 특성을 이용한 중립 조향감의 향상

Improvement of on Center Steer Feel by Using Power Steering Gear Box Characteristics

이 병 립*, 이 재 응**
Byungrim Lee, Jaeung Lee

ABSTRACT

Ball & nut type steering gear box has disadvantages on on-center range as compared with rack & pinion type because of many linkages. In this study, a technique which can improve the on-center loose feel is introduced. The improvement can be obtained by putting simple devices on steering gear box valve body which can change the stiffness of steering gear on on-center handling range. Analysis and test of the vehicle with improved steering system are performed.

주요기술용어 : Power steering(파워스티어링), Ball & nut gear box(볼너트 기어박스), Vehicle dynamic characteristics(차량운동특성), On center feel(중립감)

Nomenclature

A_p : efficient pressured area of nut
 a : distance between center of gravity and front axle center
 b : distance between center of gravity and rear axle center
 C_f : cornering force
 C_h : equivalent damping coefficient of steering shaft
 C_p : equivalent damping coefficient of ball nut
 C_s : equivalent damping coefficient of front wheel and tire
 C_w : equivalent damping coefficient of worm

shaft

F_{yf}, F_{yr} : front, rear lateral force
 I_h : inertia moment of steering wheel
 I_s : inertia moment of front wheel and tire
 I_w : inertia moment of worm shaft
 I_{zz} : inertia moment
 K_t : torsion bar stiffness
 K_f, K_r : front, rear cornering stiffness
 M : mass of vehicle
 m_p : mass of nut
 n_g : steering gear ratio
 $p_t = p_a - p_b$: pressure applying to A_p
 r : yaw rate
 r_c : pitch radius of sector shaft
 T_h : steering wheel torque

* 회원, 현대자동차 남양연구소
** 회원, 중앙대학교 기계공학부

- u : longitudinal velocity of vehicle
- v : lateral velocity of vehicle
- α : slip angle
- δ_f : front wheel steer angle
- θ_h : steering wheel rotating angle
- θ_w : worm shaft rotating angle
- $\theta_{sp} = \theta_h - \theta_w$
- ξ : sum of caster trail and pneumatic trail

1. 서론

운전자에게 있어서 운전하기 용이한 차량은 주정차 시에 스티어링 휠을 돌릴 때 조작력이 가벼우면서도 경쾌해야 하며, 고속 주행 시에는 든든하면서도 운전자에게 부담감을 주지 않을 정도의 보타력을 갖고 있어야 한다. 또한 스티어링 휠을 조작하는 전 구간에서 작동 토오크의 변화 폭이 최소가 되어야 하고 동시에 작동 중에 이질감이 없으며, 적절한 복원성을 갖고 있어야 한다. 고속 주행시 운전자에게 부담감을 주지 않는다는 것은 스티어링 휠의 중립 부근에서의 적절한 힘으로 부담없이 기분 좋게 차량을 운전할 수 있어야 함을 의미한다. 이러한 중립 조향감의 개선을 위한 많은 연구가 그동안 수행되었다.^{1,2)} 조향감은 서스펜션, 타이어 및 스티어링 시스템 등의 많은 인자에 의해 영향을 받게 되지만, 스티어링 시스템을 제외한 차량의 모든 기본 인자들이 고정된 상태에서의 중립 조향감 개선은 극히 제한적일 수 밖에 없게 된다. 현재 거의 모든 차량에서 파워 스티어링 시스템이 적용되고 있으며, 주정차 시 조작력에 대해서는 스티어링 기어박스의 실린더 수압 면적 및 파워 스티어링 오일 펌프의 유량을 조정함으로써 요구되는 적정 조작력을 얻을 수 있으나, 고속 주행 시 조향감 향상을 위하여 유량 조정을 하는 데는 한계가 있음을 알 수 있다. 이러한 시스템적 한계를 극복하기 위하여 때때로 전자제어식 파워스티어링 시스템이 사용되기도 하고 있다. 본 연구에서는 스티어링 기어 박스의 밸브바디 상단에 간단한 별도의 장

치를 설치하여 기어박스의 중립부근에서의 비틀림 강성을 변화시켜 차량의 응답 특성을 개선하고자 한다.

2. 파워스티어링 시스템 모델링

랙 피니언 기어 박스를 사용하는 차량 보다 복잡하게 많은 링크지와 조인트로 구성된 볼 너트 기어 박스를 사용하는 차량이 링크지와 조인트 때문에 발생하는 유격 등에 의해 스티어링 휠의 중립 부근에서의 조향감이 나빠질 수 있기 때문에 조향감의 개선을 더 필요로 할 수 있다.

본 연구에서는 차량이 중고속으로 주행할 경우, 작은 스티어링 휠의 입력에 대해 일반 파워스티어링 기어가 장착된 차량의 거동과 본 연구에서 제안하는 비틀림 강성을 변화시킨 스티어링 기어가 장착된 차량의 거동을 각각 모델링하고 그 모델을 통하여 개선 정도를 비교하고자 한다.

우선 일반 파워스티어링 기어가 장착된 차량에서 사용되는 기어박스의 토션 바 스프링은 선형적 특성을 갖는다. Fig. 1과 같은 파워스티어링 시스템이 사용되는 경우, 스티어링 휠의 입력에 대해 타이어의 회전운동을 위엄 샤프트에 대한 운동으로 나타내면 다음과 같이 표현할 수 있다.³⁻⁵⁾

$$I_h \frac{d^2 \theta_h}{dt^2} = T_h - K_t \theta_{sp} - C_h \frac{d \theta_h}{dt} \quad (1)$$

$$I_{us} \frac{d^2 \theta_w}{dt^2} = K_t \theta_{sp} - C_{us} \frac{d \theta_w}{dt} - \frac{1}{n} T_s - A_{pl} p_l \quad (2)$$

$$T_s = 2\xi C_f \quad (3)$$

여기서 T_s 는 복원 토오크(self aligning torque)이며 또한 다른 변수들은 다음과 같다.

$$I_{us} = I_w + \left(\frac{r_c}{n_g}\right)^2 m_p + \left(\frac{1}{n_g}\right)^2 I_s$$

$$C_{us} = C_w + \left(\frac{r_c}{n_g}\right)^2 C_p + \left(\frac{1}{n_g}\right)^2 C_s$$

$$A_{pl} = \left(\frac{r_c}{n_g}\right) A_p$$

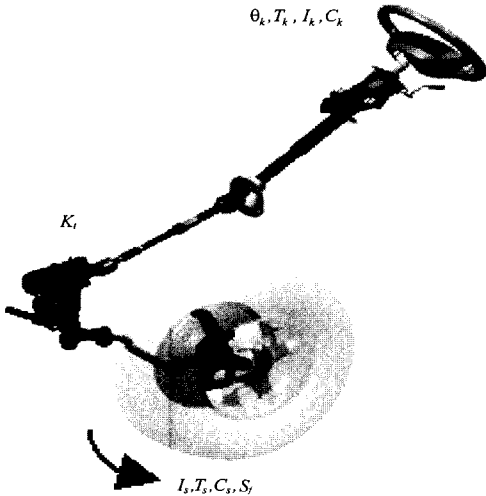


Fig. 1 Steering system model

또한, 전륜 타이어 각과 스티어링 핸들 각도와
의 관계는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\delta_f = \frac{1}{n} \theta_w \quad (4)$$

여기서, $n = n_s n_g$ 이며, n_s 는 링크지 비
(linkage ratio)로써, 피트먼 아암(pitman arm)과 너
클 아암(knuckle arm)과의 길이 비를 나타낸다.

일반적으로 스티어링 기어는 입력축 즉, 스티
어링 컬럼과 연결되는 부분에 토션 바스프링을
사용하여 Fig. 3의 ①과 같은 선형적 특성의 기어
박스를 사용하는데, 본 연구에서는 기어박스 내
부의 중립구간 부근에서는 스티어링의 비틀림
강성이 커지고 이외 구간에서는 일반 파워스티
어링과 같게 될 수 있도록 Fig. 2와 같이 기존의
파워스티어링 기어 박스 밸브 바디 상단에 니들
핀, 스프링 및 와셔와 같이 간단한 별도의 장치를
부착하여 중립 조향감을 향상시킬 수 있는 스티
어링 기어박스를 제안하였다. 이 기어박스는
Fig. 4에서 보여주는 것과 같이 스티어링 휠을 중
립상태에서 회전시키면, 니들 핀은 그루브를 넘
게 되며, 그 특성은 Fig. 3의 ②와 같은 비선형 특
성을 갖게 된다.

이와 같은 스프링 특성은 Fig. 4와 같이 니들
핀의 직경, 니들핀을 감싸고 있는 스프링의 강성

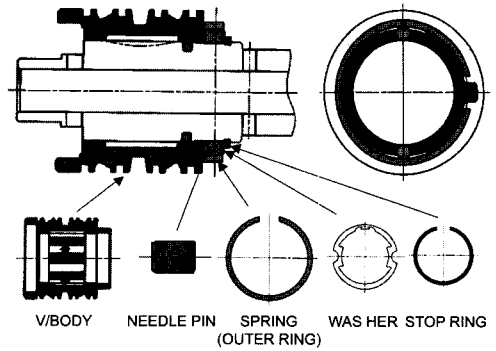


Fig. 2 Valve body construction for improving steering gear box characteristics

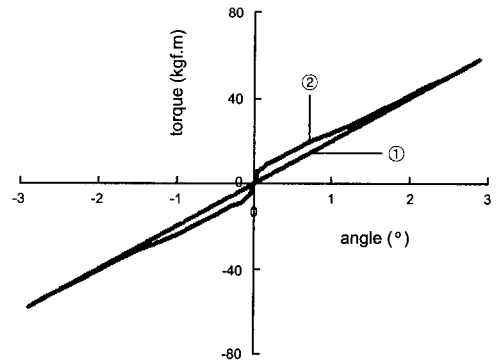


Fig. 3 Torsion bar stiffness of steering gear box

및 그루브의 형태 등에 의해 결정된다.

Fig. 3의 값은 실제 계측한 값을 예시한 것이
다. Fig. 3의 ②와 같은 스프링 특성을 갖는 기어
박스는 근사적으로 Fig. 5에서와 같이 구간별 선
형이라 가정하면, 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$(i) \theta_{sp} < |\theta_1|$$

$$I_h \frac{d^2 \theta_h}{dt^2} = T_h - K_{tm} \theta_{sp} - C_h \frac{d \theta_h}{dt}$$

$$I_{us} \frac{d^2 \theta_w}{dt^2} = K_{tm} \theta_{sp} - C_{us} \frac{d \theta_w}{dt} - \frac{1}{n} T_s - A_{pt} \dot{\theta}_l \quad (5)$$

$$(ii) \theta_1 \leq \theta_{sp} < \theta_2$$

$$I_h \frac{d^2 \theta_h}{dt^2} = T_h - \left\{ \frac{(T_1 - T_0)}{\theta_2} \theta_{sp} + T_0 \right\} - C_h \frac{d \theta_h}{dt}$$

$$I_{us} \frac{d^2 \theta_w}{dt^2} = \left\{ \frac{(T_1 - T_0)}{\theta_2} \theta_{sp} + T_c \right\} - C_{us} \frac{d \theta_w}{dt} - \frac{1}{n} T_s - A_{pt} \dot{\theta}_l \quad (6)$$

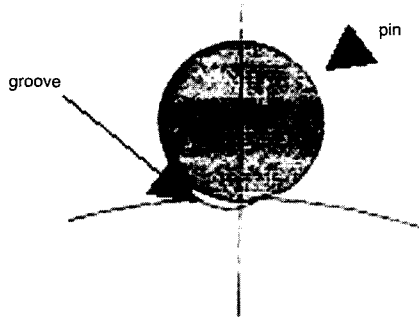


Fig. 4 Niddle pin and groove

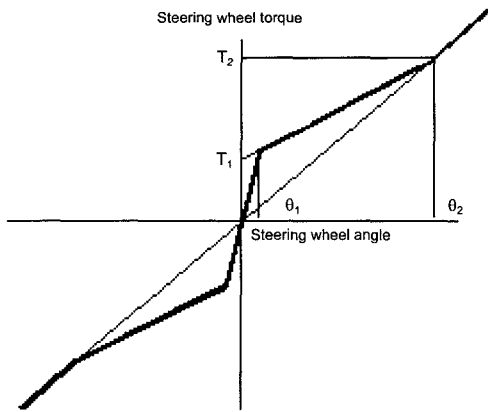


Fig. 5 Details of torsion bar spring characteristics

(iii) $-\theta_2 \leq \theta_{sp} < -\theta_1$

$$I_h \frac{d^2 \theta_h}{dt^2} = T_h - \left\{ \frac{(T_1 - T_0)}{\theta_2} \theta_{sp} - T_0 \right\} - C_h \frac{d\theta_h}{dt}$$

$$I_{us} \frac{d^2 \theta_w}{dt^2} = \left\{ -\frac{(T_1 - T_0)}{\theta_2} \theta_{sp} - T_0 \right\} - C_{us} \frac{d\theta_w}{dt} - \frac{1}{n} T_s - A_{pt} \rho_l \quad (7)$$

(iv) $|\theta_2| < \theta_{sp}$

$$I_h \frac{d^2 \theta_h}{dt^2} = T_h - K_t \theta_{sp} - C_h \frac{d\theta_h}{dt}$$

$$I_{us} \frac{d^2 \theta_w}{dt^2} = K_t \theta_{sp} - C_{us} \frac{d\theta_w}{dt} - \frac{1}{n} T_s - A_{pt} \rho_l \quad (8)$$

여기서, 식 (5)의 K_m 은 구간 $\theta_{sp} < |\theta_1|$ 에서 니들핀과 스프링 및 토션바에 의해 일어나는 등가 스프링 정수이다.

앞에서 전개한 식에서 기어부에 작용하는 유

압 p_l 은 기어 박스의 밸브 특성으로부터 구할 수 있으며 다음과 같이 표현할 수 있다.³⁾

$$p_l = \frac{2\theta}{(1 - \theta^2)^2} p_s \quad (9)$$

$$\theta = \frac{\theta_{sp}}{\theta_0} \quad (10)$$

여기서, p_s 는 파워스티어링의 공급 유량과 유량 계수와의 관계로 표현되며³⁾, $\theta_{sp}=0$ 일 때의 압력 값이 된다. 이 값은 스티어링 기어박스의 입출력 특성을 정적인 상태에서 측정하면 쉽게 얻을 수 있게 된다. 고속주행 시 일반적으로 스티어링 휠의 조작 각도는 크지 않으므로 기어박스 중립 부근에서의 유압 어시스트 θ_{sp} 는 θ_0 보다 작게된다. 따라서, 고차 항을 무시하여 정리하면 근사적인 값 $p_l = \frac{2\theta_{sp} p_s}{\theta_0}$ 로 나타낼 수 있으며, 유압 어시스트 p_l 은 스티어링 기어박스의 입출력 특성으로부터 근사적으로 구할 수 있다.

3. 차량 동역학 모델

기어박스의 중립부근 강성을 Fig. 4, Fig. 5와 같이 증대시켰을 때 차량에 미치는 영향을 확인하기 위하여 기본적 운동 성능을 얻을 수 있는 2자유도 차량 모델을 고려하였다.^{6,9)} 횡방향 운동을 고려하여 차량의 운동방정식을 세우면 식 (11), (12)와 같이 나타낼 수 있다.

$$M(\dot{v} + ur) = F_{yf} + F_{yr} \quad (11)$$

$$I_{zz} \dot{r} = aF_{yf} - bF_{yr} \quad (12)$$

작은 슬립각에 대해 횡력 F_{yf} , F_{yr} 은 식 (13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{yf} = 2K_f a = 2K_f \left(\delta_f - \frac{ar + v}{u} \right)$$

$$F_{yr} = 2K_r a_r = 2K_r \left(\frac{br - u}{u} \right) \quad (13)$$

식 (13)을 식 (12)에 대입하고 정리하면 식 (14)와 같이 나타낼 수 있다.

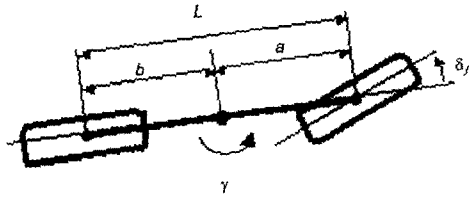


Fig. 6 Two dof vehicle dynamic model

$$\begin{aligned}
 M\dot{v} + \left(Mu + \frac{2aK_f - 2bK_r}{u} \right) r + \left(\frac{2K_f + 2K_r}{u} \right) \times v &= 2K_f \delta_f \\
 I_{zz} \dot{r} + \left(\frac{2a^2 K_f + 2b^2 K_r}{u} \right) r + \left(\frac{2aK_f - 2bK_r}{u} \right) \times v &= 2aK_f \delta_f
 \end{aligned} \tag{14}$$

4. 모의 실험

일반 파워스티어링 기어 박스를 장착한 차량과 중립 강성을 변화시킨 기어 박스를 장착한 차량에 대해 차량의 응답 특성을 비교 평가하기 위해 슬라럼 주행을 행한다고 가정하고 앞 절에서 유도한 이론식을 이용하여 차량의 거동을 예측하였다. 고속으로 주행하는 차량에서 스티어링 휠의 조작 각도는 크지 않게 된다. 실제 주행 조건과 유사한 조건으로 설정하기 위하여 약 0.2g~0.3g의 차량 횡가속도를 얻을 수 있도록 Fig. 7과 같이 표현되는 크기 0.17rad과 주기 4sec의 정현파 값을 스티어링 휠에서의 입력 값으로 사용하였다.

이때 모의 실험에 적용된 차량의 물리량은 다음과 같으며, 차량의 속도는 100km/h를 적용하였다. ($M = 209.3 \text{ kg}$, $I_{zz} = 258 \text{ kgf}$, $a = 1.32 \text{ m}$, $b = 1.43 \text{ m}$, $K_f = 6823 \text{ kgf}$, $K_r = 7388 \text{ kgf}$) 이러한 스티어링 휠 입력에 대해 타이어 각의 변화는 앞 절에서의 식 (4)를 이용하면 Fig. 8과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

결과로부터 동일 스티어링 입력에 대해 중립 강성감을 증대시킨 기어 박스가 장착된 차량이 일반 파워 스티어링 차량에 비해 15% 큰 값을 갖고 있음을 알 수 있다.

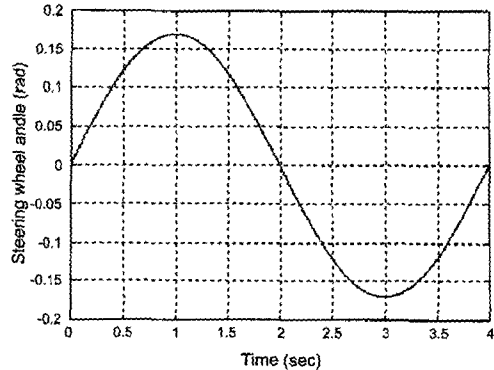


Fig. 7 Steering wheel input

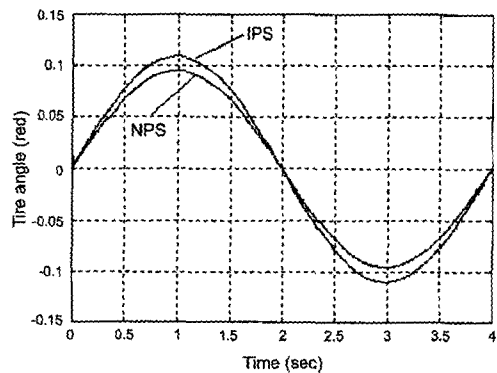


Fig. 8 Tire angle for steering wheel input (NPS:Normal Power Steering, IPS:Improved Power Steering)

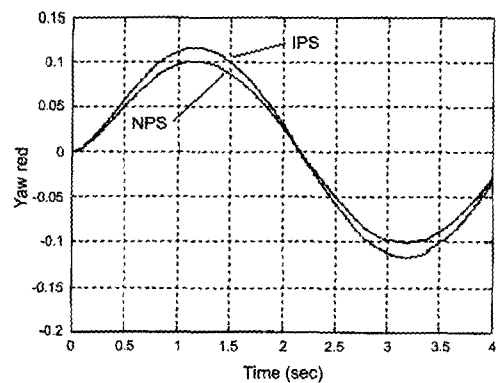


Fig. 9 Yaw rate for steering wheel input (NPS:Normal Power Steering, IPS:Improved Power Steering)

스티어링 입력에 대해 구한 타이어 각도를 이용하여 식 (14)에 대입하고 차량의 요우 레이트 (yaw rate)를 구하면 Fig. 9와 같은 결과를 얻을 수 있었다.

요우 레이트와를 구한 것과 마찬가지로 방법으로 횡가속도를 구하면 Fig. 10과 같은 결과를 얻을 수 있다. 지금까지의 결과를 정리하면, 동일 스티어링 입력에 대해 요우 레이트 및 횡가속도는 중립 강성을 키운 스티어링 기어 박스가 장착된 차량이 모두 15% 크게, 즉, 응답이 빠르게 나타남을 알 수 있다.

5. 실차 평가

앞 절에서 이론적으로 구한 결과를 바탕으로 일반 파워스티어링 기어 박스(NPS : normal power steering)와 중립부근 강성을 증대시킨 2종류의 파워스티어링 기어 박스(IPS : improved power steering) IPS(I)과 IPS(II)를 제작하고 실차에 장착하여 10점 평가법을 사용하여 전문운전자에 의한 평가를 실시함으로써 Table 1과 같은 결과를 얻을 수 있었다. 10점 평가법은 전문 운전자에 의해 실시되는 관능 평가 방법으로 운전자의 느낌을 10점 만점으로 평가하는 방법이다. 10점 중 6점 이상이면 양산은 가능하나 미흡한 수준을 나타내며, 8점 이상이면 매우 양호한 수준을 나타

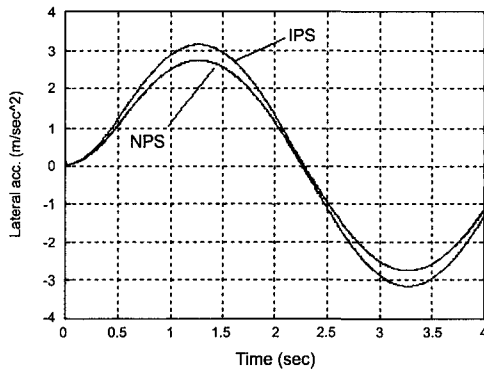


Fig. 10 Lateral acceleration for steering wheel input(NPS: Normal Power Steering, IPS: Improved Power Steering)

Table 1 Feeling test results

	NPS	IPS(I)	IPS(II)
Response	7-	7	7
Linearity	7-	7	6+

낸다. 본 연구에서는 관능평가 방법 중 자동차 전용 시험장에서 정차시 조타력, 선회시 조타력 시험 그리고 슬라럼 시험 등을 실시하여 평가하였다. 여기서, IPS(I)은 이론적으로 구한 결과와 동일 사양의 기어 박스이며, IPS(II)는 IPS(I)대비 중립 부근에서의 강성을 10% 증대시킨 제품으로 구체적으로는 Fig. 3에서 스티어링 각 θ_1 일 때 스티어링 휠 토크의 크기를 10% 크게 한 값이 된다. Table 1의 결과로부터 응답성은 이론적으로 구한 결과와 같이 일반 파워스티어링 차량 보다 중립 강성감을 향상시킨 기어 박스 IPS(I), IPS(II)가 장착된 차량이 각각 0.5점 유리하게 나타났으며, 중립 강성을 지나치게 증대시킨 IPS(II)의 경우는 마찰력에 의해 스티어링 휠 조작 시 선형성이 악화됨을 알 수 있었다. 따라서 적절한 응답성능 및 조향 특성을 얻기 위해서는 IPS(II)의 값을 초과하지 않는 범위에서 설정할 필요가 있음을 알 수 있다.

6. 결론

본 연구에서는 스티어링 기어 박스의 밸브바디 상단에 간단한 별도의 장치를 설치하여 기어 박스의 중립부근에서의 비틀림 강성을 변화시켜 차량의 응답 특성을 개선하고자 하였다. 변화시킨 차량의 응답을 해석하고 또한 실제 제품을 만들어 실차에 장착하여 계측 및 관능 시험을 실시함으로써, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 스티어링 기어 박스의 중립부근의 강성을 증대시킨 비선형 스프링 특성을 갖는 스티어링 기어 박스를 포함하는 차량의 운동성능을 예측할 수 있는 모델을 유도하였으며 모델을 이용하여 해석한 결과가 운전자에 의한 관능 평가와 유사한 결과를 보였다.

2) 해석적 방법에 의해 예측하고 제작한 스티어링 기어 박스는 기존의 파워스티어링 기어박스에 비해 고속 주행 시 미소 조타에 대해 중립 부근에서의 응답성능이 개선됨을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

- 1) K. D. Norman, "Objective Evaluation of On-Center Handling Performance," SAE 840069, 1984.
- 2) D. G. Farrer, "An Objective Measurement Technique for the Quantification of On Center Handling Quality," SAE 930827, 1993.
- 3) 카야바공업(株), 自動車の操舵系と操安性, 山海堂, 1996.
- 4) 장봉춘, 이성철, "파워 스티어링 시스템의 수학적 모델에 관한 연구," 한국자동차공학회 논문집, 제5권 제4호, pp.39-47, 1997.
- 5) 윤석찬, 왕영용, 한창수, "Ball Screw형 전동식 동력 조향장치의 제어에 관한 연구," 한국자동차공학회논문집, 제8권 제1호, pp.124-134, 2000.
- 6) B. John, "Analysis of Stiffness and Feel for a Power Assisted Rack and Pinion Steering Gear," SAE 880706, 1988.
- 7) S. A. Lukowski, R. A. Fiedler, P. W. Claar, "An Investigation of a Road-Vehicle Directional Behavior Under Steady-State Conditions," SAE 911872, 1991.
- 8) F. Huang, J. R. Chen, L. W. Tsai, "The Use of Random Steer Test Data for Vehicle Parameter Estimation," SAE 930830, 1993.
- 9) A. Higuchi, H. Sakai, "Objective Evaluation Method of On-Center Handling Characteristics," FISITA 2001-01-0481, 2001.