論文 한국공작기계학회지 제 7 권 제 2 호 1998. 4.
Journal of the Korean Society of Machine Tool Engineers

# 동적하중을 고려한 4륜 조향장치 부품의 신뢰성 해석

양 성 모*, 강 희 용*, 김 강 희**

# Reliability Analysis of 4WS Elements Subjected to Dynamic Load

Sung-Mo Yang*, Hee-Young Kang*, Kang-Hee Kim**

Abstract

With increased loads in steered wheels and wider section tires the effort required at the steering wheel makes the driver's job very tiring and difficult. Improvements such as an increase in the mechanical efficiency of the steering system or lower steering box ratios help the reduce driver fatigue. Now using of power steering is increasing. It needs to be considering parts size of steering system as using power steering. This paper presents adjust part size of steering system form estimating reliability according to reducing torque under the dynamic load. In this paper, the spider of universial joint is selected to prove relation between steering and power steering reliability.

Keywords : Power Steering(동력조향), Reliability Analysis(신뢰성 해석), Spider(스파이더), Steering System(조향시스템), Dynamic Load(동적하중)

## 1. 서 론

기계설계에 있어서 기존의 정적인 하중과 균일한 강도를 유지하는 단순함보다는 실제적인 하중을 고려한 설계 개념을 시도하고 있다. 따라서 강도계산의 불확실성을 보완하고 정확한 설계를 위하여 확률적이고 통계적인 설계 기법이 대두되고 있다[1].

Meyer[2]는 확률과 통계의 공학적 적용과 중요성에 대하여 설명하였으며, Ugural[3]는 응력과 강도관계를 설명하였다. Massoud[4]는 신뢰성과 안전계수의 상관관계에 대하여 논하였고, Mischke[5]는 안전계수와 신뢰성의 관계에서 설계계수의 확률적 분포를 고려한 신뢰성 평가방법을 제시하였다.

자동차는 타이어를 사이에 두고 노면에 힘을 전달하여 선회운동을 하며, 이 운동은 운전자가 운전석에서 조향장치를 조작하여 전륜 후륜을 움직여 제어한다. 조향장치의 조향경로를 조향휠로부터의 조향토크와 회전변위를 조향기어에 의해 큰 힘으로 변환하고, 링크기구를 사이에 두고

* 전북대학교 기계공학부
** 전북대학교 대학원

킹핀 둘레의 차륜의 회전으로 변환되는 것이다. 조향장치는 동력을 이용하지 않는 조향장치와 동력을 이용한 동력조향장치(power steering : PS)로 나눌 수 있다.

우리 나라에서도 이와같이 동력조향장치의 사용이 증가하고 있으나, 설계에서 동적하중을 고려하지 않고 안전계수를 동일값으로 선택하므로 여전히 PS를 사용하지 않을 경우의 조향장치와 같은 부품 사이즈를 이용하고 있어 과도한 안전계수로 인한 과도한 설계가 예상된다. 따라서, 본 논문에서는 서로 다른 정 · 동적 허용안전계수를 고려한 부품의 신뢰식을 이용하여, PS장착시와 장착하지 않았을 때의 부품의 신뢰성을 비교 평가하고, PS 장착시 조향장치에 사용되는 스파이더 부품의 적정 사이즈를 제안하고자 한다.

## 2. 강도분포와 허용안전계수

편진박복응력 사이클의 최대값에서 최소값까지의 변화는 Fig. 1에 나타나 있다. 정적강도에 영향을 미치는 계수(응력집중, 과부하등)의 영향을 다음과 같이 고려한다.[6,7]

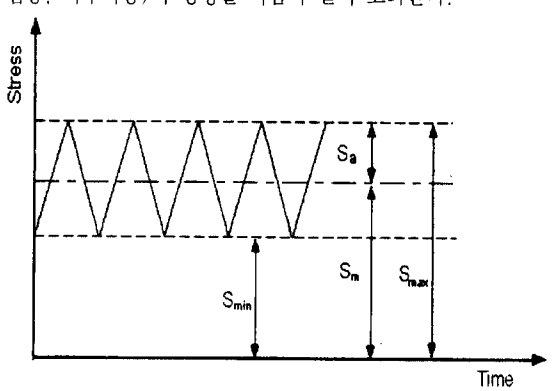


Fig.1 Stress asymmetrical cycles

$$K_{sm} = K_1 K_2 \cdots K_n \ (0 \ K_{sm} \le 1)$$
$$S_{st} = K_{sm} \times [(S_u) \text{ 또는 } (S_y)] \quad (1)$$

윗식의 평균과 표준편차는

$$\mu_{S_{st}} = \mu_{K_1}\mu_{K_2}\cdots\mu_{K_n}\mu_{S_u} = \mu_{K_{sm}}\mu_{S_u}$$

$$\sigma_{S_{st}} = \left\{ \sigma^2_{K_1} \left(\frac{\partial S_{st}}{\partial K_1}\right)^2_{\mu} + \cdots + \sigma^2_{K_n} \left(\frac{\partial S_{st}}{\partial K_n}\right)^2_{\mu} + \sigma^2_{S_u} \left(\frac{\partial S_{st}}{\partial S_u}\right)^2_{\mu} \right\}^{1/2} \quad (2)$$

이다. 안전성있는 설계를 하기 위해서는 적정강도 실제안전계수(m)는 정적강도 허용안전계수([m])보다 커야 한다.

$$m = \frac{\mu_{S_{st}}}{S_m} \ge [m] \quad (3)$$

위의 두 안전계수의 상대적인 비 $a$는

$$a = \frac{m}{[m]} = \frac{\mu_{S_{st}}}{([m]S_m)} = \frac{\mu_{[S_{st}]}}{S_m} \ge 1 \quad (4)$$

이며, 정적안전강도 $\mu_{[S_{st}]}$는

$$\mu_{[S_{st}]} = \frac{\mu s_{st}}{[m]} \quad (5)$$

이다. 정적강도 수정계수에서와 마찬가지로 동적강도 수정계수도 동적 성분계수(응력집중, 칫수영향, 표면조도등)들의 곱으로써 정의한다.[8][9]

$$K_{sa} = K'_1 K'_2 \cdots\cdots K'_n$$
$$S_e = K_{sa} \times (S'_e) \ (0 < K_{sa} \le 1) \quad (6)$$

윗식의 평균과 표준편차는 다음과 같으며,

$$\mu S_e = \mu_{K'_1}\mu_{K'_2}\cdots\mu_{K'_n}\mu_{S'_e} = \mu_{K'_{sa}}\mu_{S'_e}$$

$$\sigma_{S_e} = \left\{ \sigma^2_{K_1} \left(\frac{\partial S_e}{\partial K'_1}\right)^2_{\mu} + \cdots + \sigma^2_{K_n} \left(\frac{\partial S_e}{\partial K'_n}\right)^2_{\mu} + \sigma^2_{S'_e} \left(\frac{\partial S_e}{\partial S'_e}\right)^2_{\mu} \right\}^{1/2} \quad (7)$$

동적강도 실제안전계수 (a)은 동적강도 허용안전계수([a])보다 크다.

$$a = \frac{\mu_{S_a}}{S_a} \ge [a]$$

위의 두 안전계수의 상대적인 비 $\beta$는 다음과 같다.

$$\beta = \frac{a}{[a]} = \frac{\mu_{S_a}}{S_a[a]} = \frac{\mu_{[S_a]}}{S_a} = \ge 1 \quad (9)$$

$$\mu_{[S_a]} = \frac{\mu_{S_a}}{[a]} \quad (10)$$

조합된 강도수정계수를 $K^*$라 하면 Fig.2에서 보는 바와 같이 안전강도분포 $f_{S_T}(S_T)$는 임의 $r$값에 대하여, 표준시편 시험분포 $f_{S_E}(S_E)$로부터 구할 수 있다. 정적강도 허용안전계수 $[m]$와 동적강도 허용안전계수 $[a]$의 표준

화된 일반적 형태는 없으나, 재료특성과 하중관계를 고려, 허용안전계수의 최저 경계가 존재하는 경우에 정·동적 허용안전계수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.[10]

$[a] \geq 1.25$ … 대칭응력에서의 피로강도

$[m] \geq 1.50$ … 극한 강도에서의

$[m] > 2.50 \dfrac{S_y}{S_u}$ … 항복강도에서의 정적강도

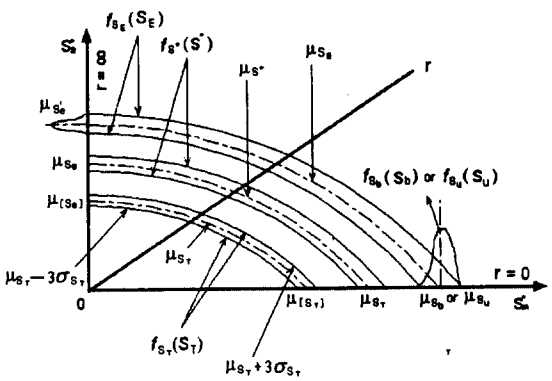


Fig.2 Determination of strength distribution

## 3. 정·동적 허용안전계수를 고려한 신뢰성

허용안전계수 $[F]$에 대한 안전강도 $S_T$는

$$S_T^2 = \left[\frac{S_{st}}{[m]}\right]^2 + \left[\frac{S_e}{[a]}\right]^2$$

이고, 정·동적 안전강도는 다음과 같이 나타낼 수 있으므로,

$$\frac{\mu_{S_{st}}}{[m]} = \mu_{[S_{st}]}, \quad \frac{\mu_{S_e}}{[a]} = \mu_{[S_e]}$$

평균과 표준편차는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\mu_{S_T} = (\mu^2_{[S_{st}]} + \mu^2_{[S_e]})^{1/2}$$

$$\sigma_{S_T} = \left\{ \sigma^2_{[S_{st}]} \left(\frac{\partial S_T}{\partial [S_{st}]}\right)^2_{\mu} + \sigma^2_{[S_e]} \left(\frac{\partial S_T}{\partial [S_e]}\right)^2_{\mu} \right\}^{1/2}$$

따라서, 신뢰성 R은 다음과 같다. [11]

$$R = \Pr(S_T > L) = \Pr(S_T - L > 0) \tag{11}$$

$$\int_{-\frac{\mu_{S_T} - \mu_L}{(\sigma^2_{S_T} + \sigma^2_L)^{1/2}}}^{\infty} \Phi(Z)\, dZ$$

## 4. 계산 및 고찰

조향컬럼과 조향기어 사이에 조타력의 방향을 바꾸어 전달하기 위해서는 유니버설 조인트가 사용되고 있다. 유니버설 조인트는 회전방향의 헐거움이 적고, 마찰손실이 작으며 양산에 적합하기 때문에 이 부분에 널리 사용되고 있다. Fig. 3은 조향시스템을 나타내고 있다. Fig. 4는

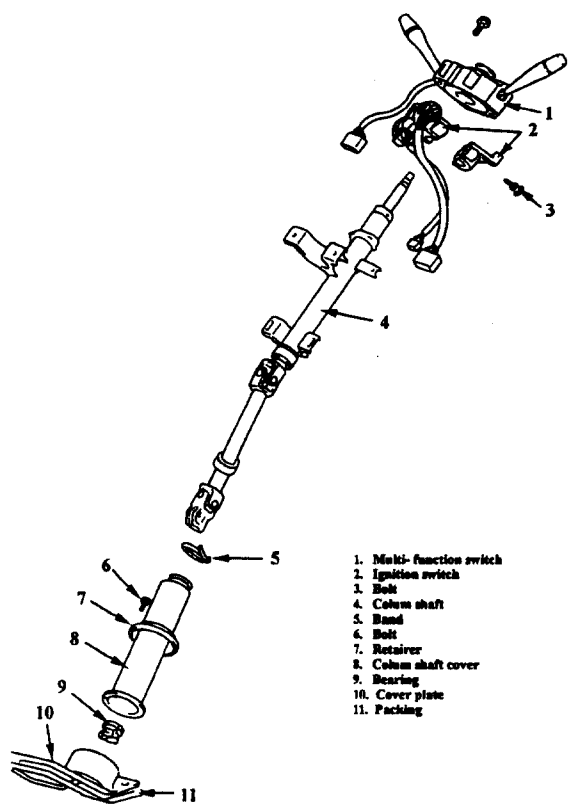


Fig. 3 Wheel system

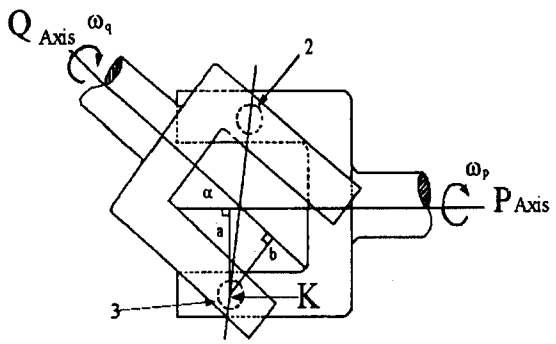


Fig. 4 Uniform acceralration universal joint

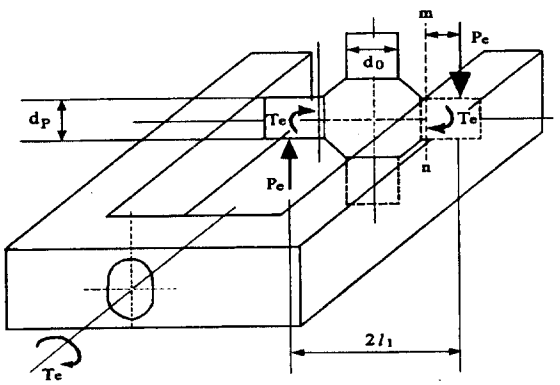


Fig. 5 Force acting on each spider of universal joint

위의 시스템에 적용된 등각속 유니버설 커플링을 나타내고 있으며, Fig. 5는 유니버슬 커플링의 핀에 작용하는 힘을 나타내고 있다.

Fig. 5로부터 전달토크에 의한 평균회전토크 및 변동회전토크의 진폭의 영향을 고려하여 후크 조인트에 작용하는 상당토크 $T_e$를 구하면 유니버설 커플링에 작용하는 힘 $P_e$는 다음과 같다.

$$P_e = \frac{T_e}{2l_1} \tag{12}$$

핀의 뿌리부분에서 가장 힘을 많이 받으므로 가장 위험단면으로 mn단면을 선택하면 굽힘모멘트 $M_e$는 다음과 같다.

$$M_e = P_e l_2 \tag{13}$$

따라서 $\sigma_b$를 허용응력이라면 핀의 직경 $d_p$는 다음과 같다.

$$d_p^3 = \frac{32M_e}{\pi\sigma_b} \tag{14}$$

일반적으로 조향장치에 작용하는 $T_e$의 값은 PS에서 $T_e$ 값의 2배이므로 중형 2.5t 트럭 만차시의 경우 조향에서의 $T_e = 55 \pm 0.55\,\mathrm{N \cdot m}$이므로 PS에서 $T_e = 27.5 \pm 0.31\,\mathrm{N \cdot m}$임을 알 수 있다. $2L_1 = 26.5mm, L_2 = 4.85$, $[m] = 2.5$, $[a] = 1.5$, $S_u = 930 \pm 24Mpa$ $K_{sm} = 0.4$, $K_{sa} = 0.9$ 일 때, 두 경우 스파이더 지름의 변화에 따른 신뢰성 변화는 Fig. 6 및 Fig.7과 같다.

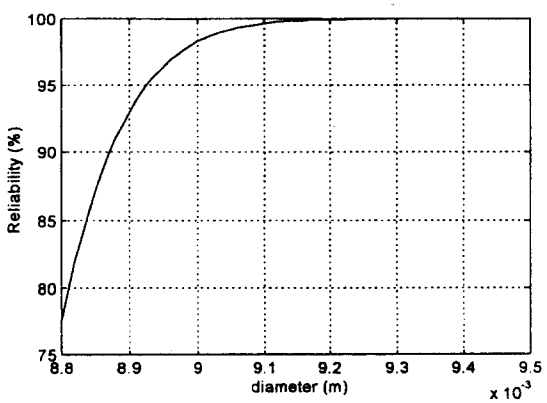


Fig.6 Reliability of universal joint spider in steering

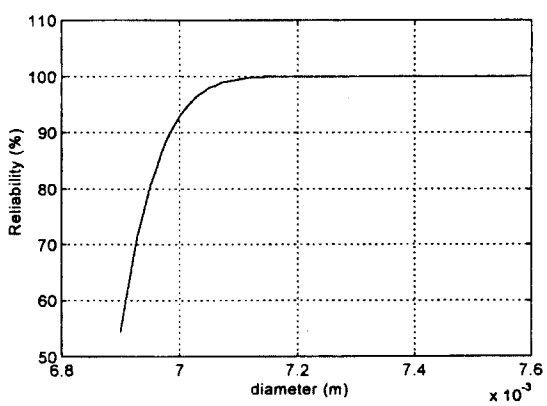


Fig. 7 Reliability of universal joint spider in power steering

위의 결과로부터, 일반적인 조향장치의 경우 스파이더의 직경이 9.3mm인 경우 97.7%의 신뢰성을 가졌으나, 동력조향장치의 경우에는 7.0mm에서 97.4%의 신뢰성을

나타내었다.

따라서 PS 장착시 사용되는 조향장치의 부품은 과안전계수에 의한 부품설계가 이루어져 있다고 고찰되므로 Fig. 7에 의하면 적정 스파이더 지름이 7.0~7.2mm가 되면 신뢰 설계시 적정하다고 사려된다.

## 5. 결 론

본 논문에서는 서로 다른 정·동적 허용안전계수를 고려하여 조향장치부품에 대한 신뢰성을 평가하였으며 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 서로 다른 정·동적 허용안전계수를 고려한 식을 이용하여 부품에 대한 신뢰성 평가기법을 제시하였다.
2. 사용되는 스파이더의 직경이 PS장착시 과안전계수를 가지고 있음을 알 수 있으며, 스파이더의 지름은 7.0~7.2mm 값이 적당함을 알 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 1996년도 전북대학교 자동차 신기술 연구소의 연구비(과제번호 : 9603) 지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

1. 양성모, 강희용, 김하수, "확률 신뢰성에 의한 스파이럴 베벨기어 구동장치의 합리적 수명해석", 한국공작기계학회지 제6권 2호, pp. 42-48, 1997.
2. Mayer, P.L., "Introductory Probability and Statistical Applications", 2nd Ed., Addison-Wesley, Reading, 1970.
3. Ugural, A. C., and Fenster, S. K., 3rd Ed, Advance Strength and Applied Elasticity, 1995.
4. May, Dao-Thien, and Massound, M., "On the Relation Between the Factor of Safety and Reliability", ASME Journal of Engineering for Industry, pp.852-857, Aug. 1974.
5. Mischke, C., "A Method of Relating Factor of Safety and Reliability," ASME Journal of Engineering for Industry, pp.537-542, Aug. 1970.
6. Chang, C. H., "A General Method for Estimating Reliability of Machine Elements Subjected to Fluctuating Load." ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design. pp. 150~159, APR. 1983.
7. Horger, O. G., Ed., Metals Engineering Design, ASME Handbook, 2nd Ed., McGraw-Hill, NY, 1965.
8. Briggs, C. W., Ed., Steel Castings Handbook, 4th Ed., Steel Foulnder's Society of America, Rocky River, OH, 1970.
9. Shiegly, J. E., and Mischke, C. R., Ed., Standard Handbook of Machine Design, McGraw-Hill, NY, 1986.
10. Serensen, S. V., et al., "Load Carry-ing Capacity and Stress Analysis of Machine Elements", 3rd Ed., Mashino stroenie, Moscow, Publ. House, 1975.
11. 양성모, 강희용, 김강희, "응력 및 강도확률 분포를 이용한 동적기계요소의 신뢰성 평가", 한국정밀공학회 '97춘계 학술대회 초록집, pp. 475~480, 1997.