

# 차량 도어 래치의 작동력 계산을 위한 수식 유도 : 파트 2-OS/IS래버, 전체 작동력 분석

## Calculation Formula for Operating Force of Vehicle Door Latch : Part 2- OS/IS Lever and Total Force Analysis

이 예 호\* · 이 태 훈\*\* · 최 승 복† · 윤 근 하\*\*\* · 김 완 현\*\*\*  
정 병 대\*\*\* · 이 진 복\*\*\* · 김 다 빈\*\*\* · 신 진 용\*\*\*

Ye-Ho Lee\*, Tae-Hoon Lee\*\*, Seung-Bok Choi†, Gun-Ha Yoon\*\*\*, Wan-Hyun Kim\*\*\*,  
Byoung-Dae Jung\*\*\*, Jin-Bok Lee\*\*\*, Da-Bin Kim\*\*\* and Jin-Young Shin\*\*\*

(Received December 2, 2019 ; Revised January 8, 2020 ; Accepted January 8, 2020)

**Key Words :** Door Latch(도어 래치), Operating Force(작동력), Vehicle Sensibility(차량감성), Maximum Torque(최대토크), Various Levers(다양한 래버)

### ABSTRACT

A car door has an inner handle and an outer handle. The magnitude of the operating force of the two handles is commonly influenced by the catch, pawl, and release lever of the door latch, and is divided into an OS lever and an IS lever. OS lever and IS lever are connected to the cable of the handle allowing the final operating force to be obtained. Therefore, it should be divided into two cases in the release lever in the door latch. Because the formulated variables change, an analysis of how much each variable contributes to the maximum operating force needs to be undertaken. In particular, because each part has a torsion spring attached, which part contributes the most to the maximum operating force owing to a change in the spring coefficient should be analyzed. In addition, since the maximum operating force is expressed as the force on the moment, the maximum operating force according to the change of distance from the center of rotation to the contact point between parts is analyzed.

### 1. 서 론

자동차의 감성품질을 향상 시키기 위해 차량 손잡이에 대한 많은 연구(1)가 진행되었다. 차량 손잡이는 가장 먼저 소비자가 느낄 수 있는 부품으로 도어 래치(door latch)가 연결되어있으며, 도어 래치의 계폐

느낌(2,3)과 소음진동 개선을 위해 연구(4,5)가 진행 되었다. 도어 래치는 캐치(catch), 파울(pawl), 릴리스 래버(release lever), OS 래버(OS lever), IS 래버(IS lever)로 구성되어있다. 도어 래치의 작동력은 바깥 문과 안쪽 문이 다르기 때문에 캐치와 파울을 거쳐 릴리스 래버에서 OS 래버와 IS 래버로 나뉘어 진다. 따라서 도어 래치의 감성품질을 결정하는 최대 작동

† Corresponding Author; Fellow Member, Dept. of Mechanical Eng., Inha University, Professor  
E-mail : seungbok@inha.ac.kr

\* Dept. of Construction Machinery Eng., Inha University, Student

\*\* Dept. of Mechanical Eng., Inha University, Student

\*\*\* Part Design 1 Team, Pyeonghwa Automotive Co., Researcher

‡ Recommended by Editor Jun hong Park

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

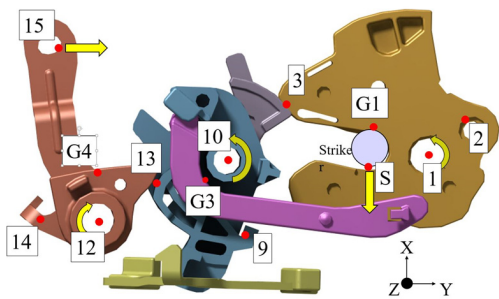
력은 OS 레버와 IS 레버에서 각각 구할 수 있다. OS 레버와 IS 레버는 회전축에 장착되어 있기 때문에 모멘트에 대한 수식화를 진행하여 손잡이에 가해지는 최대 작동력을 수식화 할 수 있다(6,7). 또한 최대 작동력에 기여하는 주요변수들을 동일한 비율로 변화하면서 각 변수들의 중요성을 분석할 수 있다(8,9).

이 논문에서는 릴리스 레버에서 전달 된 작동력으로 OS 레버와 IS 레버에 작동력을 수식화한다. 수식화를 통해 전체 작동력의 경향성을 확인할 수 있다. 또한 도어 래치 각 부품에는 토션 스프링(torsion spring)이 장착되어있다. 각 스프링의 상수를 동일한 비율로 변화하여 최대 작동력을 비교하고, 각 부품의 회전중심으로부터 작용점까지의 거리를 변화하여 최대 작동력에 가장 기여하는 부품의 변수를 확인한다. 이를 통해 각각의 요소가 작동력에 대한 경향성을 분석하고 도어 열림의 감성 품질 향상에 도움이 될 수 있는 설계 방향을 제시한다.

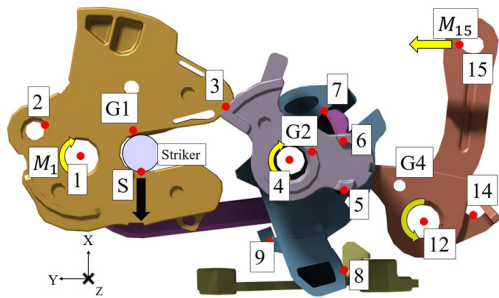
## 2. OS/IS 레버 작동력 수립

### 2.1 OS 레버

OS 레버의 경우 Fig. 1(a)의 점 12를 회전중심인



(a) Door latch shape to see the flow of operating force when the outer door handle is pulled



(b) Pawl side

Fig. 1 Free body diagram of door latch

부품으로 아래와 같이 3단계에 걸쳐 힘의 변화가 생긴다. 첫 번째 경우 Fig. 1(a)의 점 13에서 OS레버가 릴리스 레버와 비 충돌부터 충돌하는 순간까지의 구간이다. 두 번째 경우 릴리스 레버가 OS레버와 충돌부터 파울과 충돌하기까지의 구간으로 Fig. 1(b)의 점 6에서 릴리스 레버와 파울의 비 접촉부터 접촉이 되는 순간까지의 구간이다. 세 번째 단계는 릴리스 레버와 파울 접촉 이후부터 Fig. 1(a)의 점 3에서 캐치와 파울이 분리되는 열림 상태까지의 구간을 말한다. 위의 단계에 따라 OS 레버의 회전각도( $\theta_{OS}$ )반경을 아래와 같이 정의한다.

(1) Step 1, 릴리스 레버와 충돌하기 전

$$0^\circ \leq \theta_{OS} \leq 2.8519^\circ$$

(2) Step 2, 릴리스 레버와 충돌 후 릴리스 레버가 파울과 충돌하기 전

$$2.8519^\circ \leq \theta_{OS} \leq 5.1852^\circ$$

(3) Step 3, 릴리스 레버가 파울과 충돌 후 open 상태

$$5.1852^\circ \leq \theta_{OS} \leq 14^\circ$$

Fig. 1(b)의 점 14에서 OS 레버의 스프링 탄성력에 의한 모멘트( $M_{osk}$ )와 Fig. 1(b)의 점 G4에서 질량 중심에 의한 모멘트( $M_{G4}$ )식은 아래와 같이 정리할 수 있다. ( $r_{G4,12}$ )<sub>x</sub> 은 점 G4와 12사이거리의 x방향 길이이다.

$$M_{G4} = F_{G4} \cdot (r_{G4,12})_x = m_{os} \cdot g \cdot (r_{G4,12})_x \quad (1)$$

스프링 계수( $k_{os}$ )는 0.214 kgf·mm/deg이며, 도어가 완전히 닫혀있는 상태의 초기 스프링 사이 각은  $\theta_{0os}$  이다.

$$\begin{aligned} M_{osk} &= k_{os} \cdot (\theta_{0os} + \theta_{os}) [\text{kgf} \cdot \text{mm}] \\ &= k_{os} \cdot (\theta_{0os} + \theta_{os}) / 0.102 [\text{N} \cdot \text{mm}] \end{aligned} \quad (2)$$

OS 레버의 Fig. 1(a)의 점 13에 작용하는 모멘트  $M_{13}$ 은 OS 레버와 릴리스 레버의 회전중심에서 작용점까지 거리 비에 따라 크기가 변한다. 릴리스 레버에 작용하는 모멘트가  $M_{13}$ 이라면 같은 지점에서 OS 레버에 작용하는 모멘트는 다음과 같다.

OS 레버에 점 13에서 작용하는 모멘트 :

$$-\frac{r_{12,13}}{r_{10,13}} M_{13}$$

최종적으로 구해야 할 Fig. 1(a)의 점 15에서의 모멘트는 점 12에서 작용하는 총 모멘트들이 합보다 커야 한다. 점 15의 모멘트 방향( $M_{15}$ )은 시계 반대 방향이므로 총 모멘트 합은 0보다 작아야 한다.

(1) Step 1

$$0 \geq -M_{15} + M_{osk} + M_{G4} \tag{3}$$

$$M_{15} \geq M_{osk} + M_{G4}$$

$$= k_{os} \cdot (\theta_{0os} + \theta_{os}) / 0.10197 + m_{os} \cdot g \cdot (r_{G4,12})_x$$

(2) Step 2

$$0 \geq -M_{15} + M_{osk} + M_{G4} + \frac{r_{12,13}}{r_{10,13}} M_{13} \tag{4}$$

$$M_{15} \geq M_{osk} + M_{G4} + \frac{r_{12,13}}{r_{10,13}} M_{13}$$

$$= k_{os} \cdot (\theta_{0os} + \theta_{os}) / 0.10197 + m_{os} \cdot g \cdot (r_{G4,12})_x$$

$$+ \frac{r_{12,13}}{r_{10,13}} [-m_R \cdot g \cdot (r_{G3,10})_x$$

$$+ k_{release} \cdot (\theta_{0release} + \theta_R) / 0.102] [N \cdot mm]$$

(3) Step 3

$$0 \geq -M_{15} + M_{osk} + M_{G4} + \frac{r_{12,13}}{r_{10,13}} M_{13} \tag{5}$$

$$M_{15} \geq M_{osk} + M_{G4} + \frac{r_{12,13}}{r_{10,13}} M_{13}$$

$$= k_{os} \cdot (\theta_{0os} + \theta_{os}) / 0.10197 + m_{os} \cdot g \cdot (r_{G4,12})_x$$

$$+ \frac{r_{12,13}}{r_{10,13}} \left[ -\frac{r_{7,10}}{r_{4,6}} \left| k_{pawl} (\theta_{0pawl} + \theta_p) / 0.10197 \right. \right.$$

$$\left. + \mu F_3 \cdot (r_{3,4}) - m_p \cdot g \cdot (r_{G2,4})_x \right]$$

$$- m_R \cdot g \cdot (r_{G3,10})_x + k_{release} \cdot (\theta_{0release} + \theta_R) / 0.102]$$

점 15에서 작용하는 모멘트를 회전중심 점 12와 점 15 사이의 거리( $r_{12,15}$ )로 나눠주면 최종 작동력을 구할 수 있다. 점 15에 작용하는 힘( $F_{15}$ )의 방향이 케이블 선이 들어가는 부분과 일치하지 않더라도 장력은 선의 어느 부분에서라도 같다. 따라서 변화하는 모멘트 값에서 점 15와 점 12 사이의 거리를 나눠주면 작동력이 된다.

$$F_{15} = M_{15} / r_{12,15} \tag{6}$$

(1) Step 1

$$F_{15} \geq [k_{os} \cdot (\theta_{0os} + \theta_{os}) / 0.10197 + m_{os} \cdot g \cdot (r_{G4,12})_x] / r_{12,15} [N] \tag{7}$$

(2) Step 2

$$F_{15} \geq [k_{os} \cdot (\theta_{0os} + \theta_{os}) / 0.10197 + m_{os} \cdot g \cdot (r_{G4,12})_x + \frac{r_{12,13}}{r_{10,13}} [-m_R \cdot g \cdot (r_{G3,10})_x + k_{release} \cdot (\theta_{0release} + \theta_R) / 0.10197]] / r_{12,15} [N] \tag{8}$$

(3) Step 3

$$F_{15} \geq [k_{os} \cdot (\theta_{0os} + \theta_{os}) / 0.10197 + m_{os} \cdot g \cdot (r_{G4,12})_x + \frac{r_{12,13}}{r_{10,13}} \left[ -\frac{r_{7,10}}{r_{4,6}} \left| k_{pawl} (\theta_{0pawl} + \theta_p) / 0.10197 \right. \right. \tag{9}$$

$$\left. \left. + \mu F_3 \cdot (r_{3,4}) - m_p \cdot g \cdot (r_{G2,4})_x \right] - m_R \cdot g \cdot (r_{G3,10})_x + k_{release} \cdot (\theta_{0release} + \theta_R) / 0.102] / r_{12,15} [N]$$

**Table 1** Variables used in dynamic equation at OS lever

| Symbol           | Specification   |
|------------------|---|
| $m_{OS}$         | Mass of OS lever  |
| $k_{OS}$         | Spring constant of OS lever                                     |
| $\theta_{OS}$    | The angle of rotation of the OS lever                           |
| $r_{G4,12}$      | Distance between points G4 and 12                               |
| $\alpha_{G3,10}$ | Angle between distance G3,10 and x axis                         |
| $(r_{G4,12})_x$  | The x-direction length of the distance between points G4 and 12 |
| $r_{12,15}$      | Length between point 12 and point 15                            |
| $r_{12,13}$      | Distance between points 12 and 13                               |
| $r_{10,13}$      | Distance between points 10 and 13                               |
| $M_{G4}$         | OS lever moment of gravity                                      |
| $M_{OSk}$        | Moment of OS lever spring                                       |
| $M_{15}$         | Moment of point 15  |
| $\theta_{0os}$   | Initial angle of OS lever spring with door fully closed         |

2.2 IS 레버

IS 레버의 경우 Fig. 2의 점 16을 회전중심으로 갖는 부품으로 안쪽 문의 손잡이에서 가해지는 작동력이 IS 레버를 통해 릴리스 레버로 전달되는 형상을 보여준다. 점 8은 IS 레버와 릴리스 레버가 만나는 지점, 점 16은 IS 레버의 회전중심, 점 17은 IS 레버의 스프링에 의한 탄성력이 작용되는 지점, 점 G5는 IS 레버의 무게중심, 점 18은 안쪽 문 손잡이로부터 작동력이 가해지는 지점이다. IS 레버의 경우 또한 아래와 같이 3단계에 걸쳐 힘의 변화가 생긴다. 첫 번째 경우 Fig. 3의 점 8에서 IS 레버가 릴리스 레버와 비충돌부터 충돌하는 순간까지의 구간이다. 두 번째 경우 릴리스 레버가 IS 레버와 충돌부터 파울과 충돌하기까지의 구간으로 Fig. 1(b)의 점6에서 릴리스 레버와 파울의 비 접촉부터 접촉이 되는 순간까지의 구간이다. 세 번째 단계는 릴리스 레버와 파울 접촉 이후부터 Fig. 1(a)의 점 3에서 캐치와 파울이 분리되는 열림 상태까지의 구간을 말한다. 위의 단계에 따라 IS 레버의 회전각도를 아래와 같이 정의한다.

(1) Step 1,  
 $0^\circ \leq \theta_{IS} \leq 7.5370^\circ$

(2) Step 2,  
 $7.5370^\circ \leq \theta_{IS} \leq 13.7037^\circ$

(3) Step 3,  
 $13.7037^\circ \leq \theta_{IS} \leq 37^\circ$

Fig. 2의 점 17에서 IS 레버의 스프링 탄성력과 점 G5에서 질량 중심에 의한 모멘트( $M_{G5}$ )식은 점G5와 16사이거리의  $x$ 방향길이( $r_{G5,16}$ ) $x$ 와 함께 아래와 같이 정리할 수 있다.

$$M_{G5} = F_{G5} \cdot (r_{G5,16})_x = m_{Is} \cdot g \cdot (r_{G5,16})_x \quad (10)$$

IS레버의 스프링 계수( $k_{Is}$ )는 0.15 kgf·mm/deg이며, 도어가 완전히 닫혀있는 상태의 스프링 사이 각은  $\theta_{0Is}$ 이다.

$$M_{Isk} = k_{Is} \cdot (\theta_{0Is} + \theta_{Is}) [\text{kgf} \cdot \text{mm}]$$

$$= k_{Is} \cdot (\theta_{0Is} + \theta_{Is}) / 0.102 [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (11)$$

Fig. 2의 점 8에서 IS 레버의 모멘트에 의한 힘은  $y$  방향 힘만 작용한다고 가정하여, 두 부품에 작용하는

모멘트는 크기는 같고 방향은 반대인 힘이 작용한다. 또한 릴리스 레버와 IS 레버의 작용하는 모멘트 크기가  $M_8$ 이라면 IS 레버에 작용하는 모멘트의 크기는 다음과 같다.

$$\text{IS 레버에 작용하는 모멘트의 크기} : -\frac{r_{8,16}}{r_{8,10}} M_8$$

(1) Step 1

$$M_{18} - M_{Isk} - M_{G5} \geq 0$$

$$M_{18} \geq M_{Isk} + M_{G5}$$

$$= k_{Is} \cdot (\theta_{0Is} + \theta_{Is}) / 0.102$$

$$+ m_{Is} \cdot g \cdot (r_{G5,16})_x \quad (12)$$

(2) Step 2

$$M_{18} - M_{Isk} - M_{G5} - M_8 \geq 0$$

$$M_{18} \geq M_{Isk} + M_{G5} + M_8$$

$$= k_{Is} \cdot (\theta_{0Is} + \theta_{Is}) / 0.10197$$

$$+ m_{Is} \cdot g \cdot (r_{G5,16})_x + \frac{r_{8,16}}{r_{8,10}} [-m_R \cdot g \cdot (r_{G3,10})_x$$

$$+ k_{r_{release}} \cdot (\theta_{0release} + \theta_R) / 0.102] [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (13)$$

(3) Step 3

$$M_{18} - M_{Isk} - M_{G5} - M_8 \geq 0$$

$$M_{18} \geq M_{Isk} + M_{G5} + M_8$$

$$= k_{Is} \cdot (\theta_{0Is} + \theta_{Is}) / 0.102 + m_{Is} \cdot g \cdot (r_{G5,16})_x$$

$$+ \frac{r_{8,16}}{r_{8,10}} \left[ -\frac{r_{7,10}}{r_{4,6}} \left| \frac{k_{pawl} (\theta_{0pawl} + \theta_p)}{0.102} \right. \right.$$

$$\left. + \mu F_3 \cdot (r_{3,4}) - m_p \cdot g \cdot (r_{G2,4})_x \right]$$

$$- m_R \cdot g \cdot (r_{G3,10})_x$$

$$+ k_{r_{release}} \cdot (\theta_{0release} + \theta_R) / 0.102] \quad (14)$$

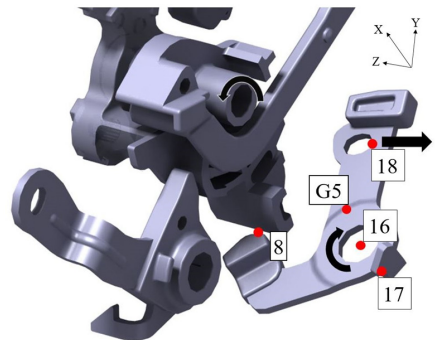


Fig. 2 Freebody diagram of IS lever

IS 레버 또한 점 18에서 작동하는 작동력( $F_{18}$ )은 케이블로 연결되어 있다. 점 18에 작용하는 힘의 방향이 케이블 선이 들어가는 부분과 일치하지 않더라도 장력은 선의 어느 부분에서라도 같다. 따라서 변화하는 모멘트 값에서 점 18과 점 16 사이의 거리( $r_{16,18}$ )를 나눠주면 작동력이 된다.

$$F_{18} = M_{18} / r_{16,18} \tag{15}$$

(1) Step 1

$$F_{18} = [k_{Is} \cdot (\theta_{0IS} + \theta_{Is}) / 0.102 + m_{Is} \cdot g \cdot (r_{G5,16})_x] / r_{16,18} [N] \tag{16}$$

(2) Step 2

$$F_{18} = [k_{Is} \cdot (\theta_{0IS} + \theta_{Is}) / 0.10197 + m_{Is} \cdot g \cdot (r_{G5,16})_x + \frac{r_{8,16}}{r_{8,10}} [-m_R \cdot g \cdot (r_{G3,10})_x + k_{release} \cdot (\theta_{0release} + \theta_R) / 0.10197]] / r_{16,18} [N] \tag{17}$$

(3) Step 3

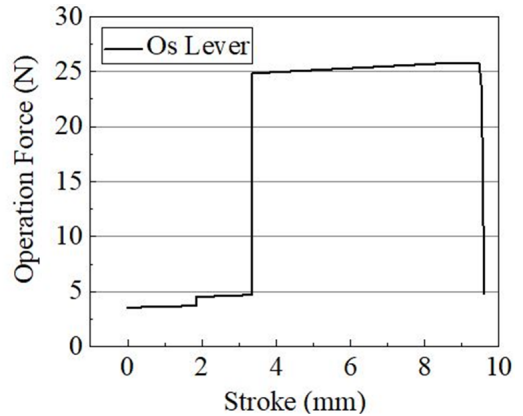
$$F_{18} = [k_{Is} \cdot (\theta_{0IS} + \theta_{Is}) / 0.102 + m_{Is} \cdot g \cdot (r_{G5,16})_x + \frac{r_{8,16}}{r_{8,10}} \left[ -\frac{r_{7,10}}{r_{4,6}} \left| k_{pawl} (\theta_{0pawl} + \theta_p) / 0.10197 + \mu F_3 \cdot (r_{3,4}) - m_p \cdot g \cdot (r_{G2,4})_x \right| - m_R \cdot g \cdot (r_{G3,10})_x + k_{release} \cdot (\theta_{0release} + \theta_R) / 0.102 \right]] / r_{16,18} [N] \tag{18}$$

**Table 2** Variables used in dynamic equation at IS lever

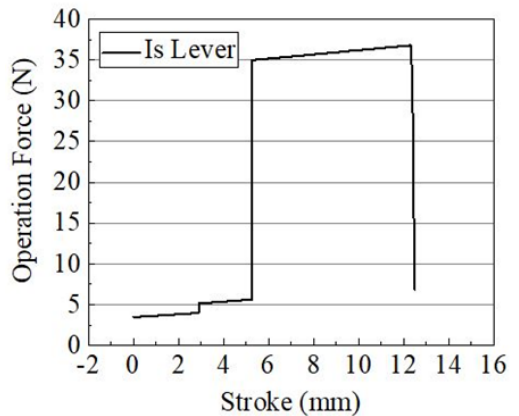
| Symbol           | Specification  |
|------------------|--|
| $m_{IS}$         | Mass of IS lever   |
| $k_{IS}$         | Spring constant of IS lever  |
| $\theta_{IS}$    | Rotation angle of IS lever   |
| $r_{G5,16}$      | Distance between point G5 and point 16                               |
| $\alpha_{G3,10}$ | Angle between distance G3,10 and z axis                              |
| $(r_{G5,16})_z$  | The z-direction length of the distance between point G5 and point 16 |
| $r_{16,18}$      | Length between point 16 and point 18                                 |
| $r_{8,16}$       | Distance between points 8 and 16                                     |
| $r_{8,10}$       | Distance between points 8 and 10                                     |
| $M_{G5}$         | IS lever moment of gravity   |
| $M_{ISk}$        | Moment of IS lever spring  |
| $M_{18}$         | Moment of point 18   |
| $\theta_{0IS}$   | Initial angle of IS lever spring with door fully closed              |

### 3. 수식화를 통한 전체 작동력 분석 및 설계변경

Fig. 3은 OS 레버의 작동력으로 OS 레버부터 열림(open)시점까지 문을 열 수 있는 최소 힘(작동력)을 나타낸 그래프이다. 또한 Fig. 4는 IS 레버의 작동력 그래프이다. 두 그래프의 형태는 두 번의 급상승하는 구간을 확인할 수 있다. 처음 상승 구간은 OS/IS 레버가 릴리스 레버와 충돌하는 구간이며 두 번째 상승 구간은 릴리스 레버가 파울과 충돌하여 작동력이 크게 증가한 형태를 확인할 수 있다. IS/OS 레버 두 경우는 구조상 릴리스 레버부터 전달되는 작동력이 같다. 하지만 IS 레버는 OS 레버에 비해 큰 회전반경을 갖고 있다. 따라서 두 레버의 최대 작동력의 차이는 회전반경에 의한 탄성력이 작동력에 기여하여 대략



**Fig. 3** Operation force of OS lever



**Fig. 4** Operation force of IS lever

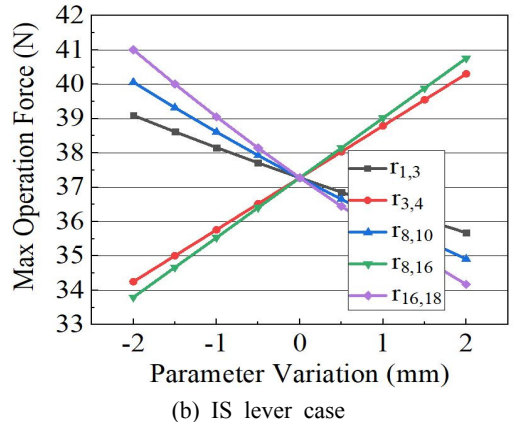
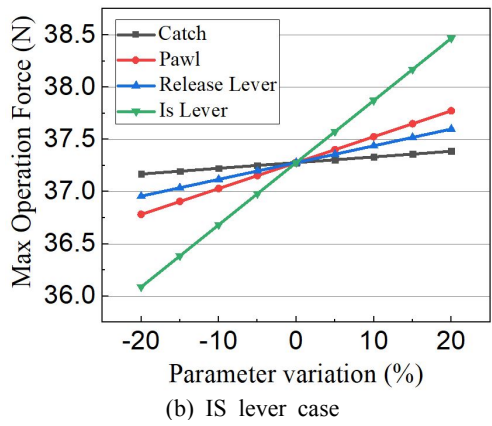
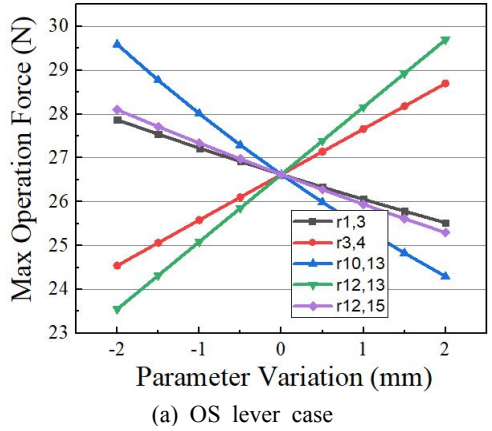
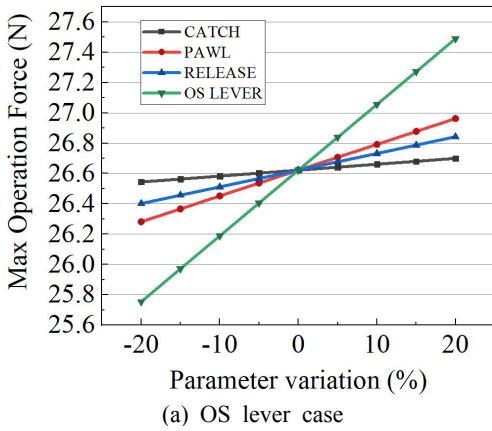


Fig. 5 Operating force analysis according to change of spring constant

Fig. 6 Max operation force according to distance change between operating points

10 N의 차이가 발생하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 3과 4 그래프의 최대 작동력에서 볼 수 있듯이 부품에 따라 작동력의 크기는 변화한다. 따라서 작동력의 수식화를 이용하여 부품 별 변수의 크기 변화에 따른 작동력의 변화 또한 확인할 수 있고, 이를 비교하여 차량 감성 품질 향상을 위해 작동력을 변화시키는 주요 변수를 선정할 수 있다.

도어 래치의 모든 부품에는 토션 스프링이 설치되어 있다. Fig. 5(a)는 OS 래치 경우의 스프링상수의 일정한 비율 변화로 최대 작동력을 비교한 그래프이다. Fig. 5(b)는 IS 래치 경우의 스프링상수의 일정한 비율 변화로 최대 작동력을 비교한 그래프이다. 모든 부품의 스프링 상수를 동일한 비율로 변화하여 최대 작동력의 경향을 확인하였다. 각 부품에 설치된 스프링의 경우 각각의 스프링 상수를 최대 20% 상승시켰을 경우 최대 작동력이 OS 래치와 IS 래치에서 각

각 3.26%, 3.20% 상승으로 가장 큰 변화가 나타난 것을 확인할 수 있다.

또한 각 부품의 중심과 부품이 접촉하는 지점 사이의 거리는 각 부품의 모멘트에 영향을 미친다. 스프링상수 비교와 마찬가지로 Fig. 6은 바깥손잡이와 안쪽손잡이의 경우를 나눠 각 부품의 중심으로부터 접촉지점까지 사이 거리의 동일한 비율 변화를 주어 분석하였다. Fig. 6(a)에서 바깥 손잡이의 경우 OS 래치의 중심으로부터 릴리스 래치와 접촉하는 지점까지인 점12와 13사이 거리를 최대 20% 상승시켰을 경우 최대 작동력이 10.05% 상승하여 가장 큰 변화를 확인할 수 있다. Fig. 6(b)에서 안쪽 손잡이의 경우 IS 래치의 중심으로부터 손잡이에 연결되는 케이블까지의 거리인 점16과 18사이 거리를 20% 상승시켰을 경우 최대 작동력이 10.00% 상승하여 가장 큰 변화를 확인할 수 있다.

#### 4. 결 론

이 논문에서는 차량 도어의 감성품질 향상을 위해 도어 래치의 작동력을 분석하였다. 도어 래치의 기구 부를 단계적으로 수식화하고 해석을 통해 바깥 손잡이와 안쪽 손잡이에서의 최대 작동력을 각각 정의하였으며, 주요 설계 변수를 설정하고 작동력에 대한 주요 설계 변수의 영향도를 분석하였다.

결과적으로 손잡이의 작동력을 부드럽게 하기 위해서는 각 부품들의 스프링 상수의 감소, 캐치와 릴리스 래버의 회전중심으로부터 충돌지점 사이 거리 증가, IS/OS 래버의 회전중심으로부터 릴리스 래버와 충돌 지점 사이 거리 감소, IS/OS 래버의 회전중심으로부터 케이블이 닿는 지점까지 거리 증가시켜야 한다. 반면 작동력을 강하게 하기 위해서는 이들을 반대로 설정해야 한다. 또한 스프링상수의 경우 IS/OS 래버, 파울, 릴리스 래버, 캐치순으로 작동력에 대한 영향도가 큰 것으로 정의되며 설계 시 이와 같은 경향을 반영해야 할 것이다.

향후 심화된 연구를 위해, 원하는 손잡이의 느낌을 선정한 후 해당되는 작동력을 설정하여 주요 변수들의 변화를 통해 제작을 하여 이론 값과 실험 값을 비교해 검증할 예정이다.

#### 후 기

이 논문은 (주)평화정공의 지원을 받아 작성된 논문입니다 (과제번호: 59646-01).

#### References

- (1) Nam, J. W., Lee, S. H., Seo, S. W. and Jung, C. H., 2014, Research Door Latch Mechanism for Improving Door Open Feeling, Proceedings of the KSAE Annual Autumn Conference, pp. 1095~1096.
- (2) Kim, B. S., 2011, A Study on the Advancement of Door Opening & Closing Effort, Proceedings of the KSAE Annual Autumn Conference, pp. 2291~2300.
- (3) Son, J. H., Hur, S. B., Oh, J. C., Byun S. G. and

Cho, H. D., 2013, Optimization & Design Factors of Door Latch for Improved Feeling of Door Open & Close, Proceedings of the KSAE Annual Conference, pp. 15~18.

(4) Zhang, Z. and Young, S., 2005, Low Frequency Transient CAE Analysis for Vehicle Door Closure Sound Quality, Proceedings of the SAE Noise and Vibration Conference, pp. 1~10.

(5) Hur, S. B., Oh, J. C., Ahn, S. J., Byeon, S. G. and Cho, H. D., 2014, Study of Claw Shock Noise Improvement to Automotive Door Latch, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 24, No. 4, pp. 269~270.

(6) Jung, Y. H., 1996, Assembly-centric Modeling Methodology for Large Assembly Design, Proceedings of the KSAE Annual Autumn Conference, pp. 200~208.

(7) Lee, H. W. and Park, N. G., 2005, A Study on Dynamic Characteristics of Gear-system, Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 22, No. 11, pp. 111~117.

(8) Lee, T. H., Yoon, G. H. and Choi, S. B., 2016, A Study on Deploying Time of Active Hood Lift System of Passenger Vehicles with Principal Design Parameters, Transactions of the Korean society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 1, pp. 63~68.

(9) Lee, C. T. and Lee, J. K., 2003, A Study on the Influence of Design Parameters on the Automotive Shock Absorber Performance, Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 20, No. 6, pp. 167~177.



**Seung-Bok Choi** received the B.S. degree in Mechanical Engineering from Inha University in 1979, MS degree and Ph.D. degrees from Michigan State University in 1986 and 1990, respectively. He is currently Dean of the Graduate School and fellow professor in Inha University. He is a fellow of NAEK (National Academy Engineering of Korea), KAST (The Korean Academy of Science and Technology). His research interests are robust controller design and control of various systems using smart actuators.