

# 다물체 동역학 해석기술을 이용한 핸드레일의 슬립특성 개선

박 찬 종\*

(2004년 5월 3일 접수, 2004년 7월 19일 심사완료)

## Improvement of Handrail Slippage Characteristics Using Multi-Body Dynamic Analysis Technique

Park, Chan-Jong

**Key Words :** Escalator(에스컬레이터), Multi-Body Dynamics(다물체 동역학), Handrail Slippage(핸드레일의 미끄러짐), Hertzian Contact Force(헤르쯔 접촉력)

### Abstract

In this paper, computer simulation model of handrail band including pulley-driving system is developed to calculate handrail slippage. This handrail simulation model is validated with test result within operating range and used to predict its slippage behavior with respect to variation of 4 different design parameters considering the applicability into the real handrail system. Based upon this parameter study, optimal condition for handrail slippage improvement is proposed without time-consuming and costly experiments of the real handrail system. And then performance improvement of handrail slippage complied with safety code is achieved after applying the optimal condition into the real handrail band system.

### 기호설명

- $F_n$  : 수직방향 접촉력
- $F_f$  : 접선방향 접촉력
- $k_{nom}$  : 공칭 강성계수 ( $0.733E\sqrt{1/C_c}$ )
- $E$  : 영률
- $C_c$  : 곡률계수 ( $1/R_1 + 1/R_2$ )
- $R_1, R_2$  : 접촉물체의 반경
- $C_r$  : 반발계수
- $V_p$  : 수직방향 접촉속도
- $V_c$  : 과도속도
- $\delta$  : 수직 접촉 변형량
- $\mu_{nom}$  : 공칭 마찰계수
- $V_t$  : 접선방향 접촉속도
- $V_{handrail}$  : 핸드레일 속도
- $R_{pulley}$  : 풀리의 반경

$\omega_{pulley}$  : 풀리의 각속도

### 1. 서론

지난 100 여년간 승객을 이송하는 다양한 장치들이 개발되어 왔다. 그 중에서도 에스컬레이터(escalator)는 근대화된 도시에서 효과적으로 승객을 수송할 수 있는 발명품 중 하나이다.

1899 년 미국의 OTIS 와 Seeberger 의 합작회사에 의해서 제작되어 처음 설치된 이래 에스컬레이터는 많은 인원이 활동하는 대도시를 중심으로 승객을 효과적으로 이동시킬 수 있는 중요한 수단으로 자리잡았다.

이렇게 필요성이 높아지고 있는 것과 동시에 안전에 대한 관심도 높아지고 있다. 특히 출퇴근 시 지하철이나 대형 할인점과 같이 많은 인원이 이동하는 장소에서의 안전사고는 대형 참사로 이어질 수 있으므로, 국가적인 차원에서 성능 및 안전에 관한 규정을 법규로 정하고 있다. 국내, 외 에스컬레이터 제작사 들은 이러한 요구조건을 만족시키기 위하여 수십 가지의 안전장치 들을 개발하여 적용하고 있다.<sup>(1-3)</sup>

\* 회원, OTIS-LG 엘리베이터, 연구소 ES 연구팀  
E-mail : parkcj@otis.co.kr  
TEL : (055)269-4754 FAX : (055)285-6103

한편 다물체 동역학(multi-body dynamics) 해석기술과 컴퓨터 성능의 발달로 인하여 최근 들어서는 에스컬레이터와 같이 복잡한 기계시스템의 동 특성 및 진동 특성을 향상시키려는 노력이 있었다.<sup>(4-6)</sup>

본 논문에서는 승객이 일정한 속도로 이동하고 있는 에스컬레이터에 승차 했을 때, 몸의 균형을 유지하기 위하여 승객이 손으로 붙잡는 핸드레일의 미끄러짐(handrail slippage) 특성에 대한 안전성을 개선시키기 위하여 다물체 동역학 해석기술을 적용하였다. 구성된 동역학 해석모델은 슬립 측정장치를 사용하여 실험한 측정값과 비교함으로써 모델의 신뢰성을 확보하였다. 또한 이 해석모델을 이용하여 핸드레일 계의 구조를 변경했을 때 슬립특성의 경향 분석을 수행하였고, 슬립특성을 개선시키기 위한 설계변경 안을 제안하였다. 개선안은 실제 시스템에 적용되어 최종적으로 성능개선을 확인하였다.

## 2. 핸드레일 계

에스컬레이터 계는 Fig. 1 과 같이 크게 승객이 승차하는 스텝부, 승차시 균형을 유지하기 위해 승객이 손으로 붙잡는 핸드레일 부 그리고 스텝부와 핸드레일 부를 동시에 구동시켜주는 구동부로 구성되어 있으며, 이들은 모두 트러스 구조물에 의해 지지 되어 그 기능을 수행하게 된다. 구동모터에서 발생하는 구동력은 상부 터미널기어와 체인으로 이루어진 체인 구동 계에 의해서 스텝부와 핸드레일 부로 전달된다.

핸드레일 부는 Fig. 2 와 같이 연속체인 핸드레일, 원동차(driving pulley)계 그리고 핸드레일 가이드로 구성되어 있다. 핸드레일은 핸드레일 가이드와의 미끄럼 마찰운동을 하면서 동시에 원동차 계와의 마찰력에 의해서 구동 된다. 따라서 핸드레일 계의 구동특성을 향상시키기 위하여 핸드레일 내부에는 여러 가닥의 고강도 철심으로 보강된 고무로 구성되어 있으며, 내부표면은 가이드와의 미끄럼 마찰현상을 최소화시키기 위하여 섬유 층으로 둘러싸여 있다.

핸드레일 원동차 계는 핸드레일의 내측면과 접하고 있는 원동차 그리고 외측면과 접하고 있는 가압체인롤러로 구성되어 있다. 스프링으로 조절되는 가압체인롤러의 수직력에 의해서 핸드레일은 원동차에 밀착되고, 원동차와 핸드레일 내측면의 마찰력에 의해서 전체 핸드레일이 구동하게 된다. 여기서 원동차 계의 마찰 특성을 향상시키기 위해서는 원동차 주변에 고무나 우레탄이 코팅되어 있다.

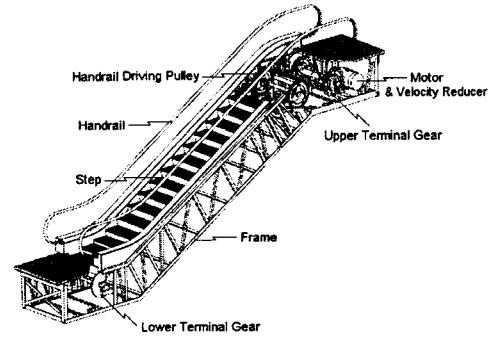


Fig. 1 Structure of escalator system

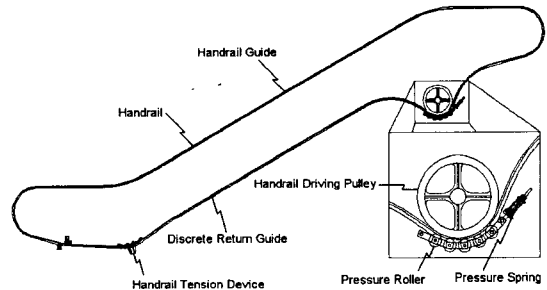


Fig. 2 Handrail band system

핸드레일 가이드는 유연한 핸드레일에 최소한의 마찰현상을 발생시키면서 특정한 궤적을 따라서 이동하도록 구성되어 있다. 승객이 승차하는 구간에서는 연속적으로 핸드레일을 지지하고 있지만, 그 외의 구간에서는 최소한의 마찰력을 발생하면서 승차구간까지 귀환하도록 불연속 귀환 지지대(discrete return guide)가 설치되어 있다. 에스컬레이터는 장시간 동작하기 때문에 만약 핸드레일에 과도한 마찰력이 발생한다면 이로 인한 발열문제로 인해서 핸드레일의 내측면이 파손되는 문제가 발생한다. 따라서, 핸드레일 가이드는 낮은 마찰 특성을 갖는 플라스틱 재질로 구성되어 있다.

일반적으로 핸드레일 부는 핸드레일과 가이드 사이의 마찰력에 의한 슬립 발생을 감안하여 구동시 스텝속도와 동일한 속도로 이동하도록 설계되어 있다. 만약 에스컬레이터가 동작하고 있는 도중에 과도한 하중이 발생하여 핸드레일에 기준 이상의 슬립이 발생한다면 핸드레일을 잡고 이동하던 승객들은 중심을 잃고 넘어지면서 심각한 사고를 유발할 수 있다.

따라서 최근 미국이나 캐나다 및 유럽에서는 이와 같이 예기치 못한 상황에 대비하여 안전한 에스컬레이터를 만들도록 법적 규제가 추가되고 있는 실정에 있다. 이와 같은 안전 규제들은 진행

방향의 반대방향으로 450N의 주행저항이 작용될 때 핸드레일의 주행속도가 스텝의 주행속도보다 작은 슬립현상이 발생되지 말아야 한다고 명시하고 있다.<sup>(1,2)</sup>

### 3. 동역학 해석 모델링

본 논문에서는 범용 동역학 해석 프로그램인 DADS(Dynamic Analysis and Design System)를 이용하여 해석하였다.<sup>(7)</sup> 핸드레일 계는 핸드레일 가이드부와 핸드레일 구동부로 각각 나누어서 동역학 해석 모델을 구성하였으며, 최종적으로는 이 두 모델을 통합하여 전체 해석모델을 구성하였다. 모델링 대상 에스컬레이터는 수직높이(rise)가 4.5m, 폭(width)이 0.8m, 경사각이 35° 그리고 주행속도가 0.5m/sec 이다. 실제 핸드레일 계는 좌, 우측 대칭 구조로 구성되어 있기 때문에 동역학 해석 모델은 한쪽만 구성하였다.

#### 3.1 핸드레일 가이드부

연속체인 핸드레일 계의 동역학 해석 모델을 구성하기 위해서는 일정한 길이를 갖는 불연속 강체로 분리하여야만 한다. 핸드레일의 길이가 짧을수록 연속 핸드레일 계를 실제와 유사하게 구현할 수 있으나 이는 또한 해석상 비 효율성을 야기한다. 그러므로, 연속체인 핸드레일을 불연속화 하기 위해서는 해석 결과의 정확성 및 해석의 효율성을 동시에 감안해야 한다.<sup>(5)</sup>

핸드레일의 내부에는 여러 개의 고강도 철심에 의해서 보강되어 있고, 그 강성이 매우 크므로 길이방향 탄성효과는 무시할 수 있다. 따라서 각각의 불연속 핸드레일 강체들은 서로 기구학적인 회전조인트에 의해서 연결되었으며, 굽힘강성을 구현하기 위해서 각각의 회전조인트에 회전스프링을 작용시켰다. 핸드레일이 서로 다른 곡률을 갖는 가이드를 따라서 미끄럼마찰을 일으키면서 이동할 경우, 핸드레일의 굽힘 강성 때문에 주행저항력이 발생하게 된다. 본 연구에서는 핸드레일의 정 방향 및 역 방향 비선형 굽힘 강성 값을 실험을 통해 측정하였고, 이 실험값을 해석 모델에 적용하였다.

핸드레일과 가이드 사이의 미끄럼마찰에 의해서 발생하는 주행저항력은 식 (1)과 식 (2)의 헤르쯔 접촉력(Hertzian contact force) 공식을 적용하여 계산하였다.<sup>(8)</sup>

하부에 위치한 핸드레일 장력장치는 설치조건에서 요구하는 핸드레일의 기준 장력을 발생시키도록 구속하였다.

$$F_n = k_{nom} \left[ 1 \pm \frac{1 - C_r^2}{1 + C_r^2} \tanh \left( 2.5 \frac{V_r}{V_c} \right) \right] \delta^{1.5} \quad (1)$$

$$F_f = \mu_{nom} \tanh \left( 2.5 \frac{V_r}{V_c} \right) F_n \quad (2)$$

#### 3.2 핸드레일 구동부

가압스프링에 의해서 발생하는 가압력은 5 개의 가압롤러에 의해서 핸드레일로 전달된다. 이로 인해서 핸드레일이 원동차에 밀착되고 원동차와 핸드레일 내부와의 마찰력에 의해서 구동하게 된다. 실제계에서는 5 개의 롤러가 핸드레일과 접촉하며 연속체인 핸드레일에 가압력을 전달하지만, 동역학 해석 모델에서는 Fig. 3 과 같이 4 개의 불연속 핸드레일 강체에 실제 롤러계에서 발생하는 가압력이 접촉력에 의해 전달되도록 구성하였다.

원동차와 핸드레일 간의 마찰특성은 실험에 의해서 측정된 마찰계수를 적용함으로써 구현하였고, 가압롤러의 베어링 마찰특성은 무시할 수 있을 정도로 작다고 가정하였다. 또한 이들간에 발생하는 구동력은 식 (1)과 식 (2)의 헤르쯔 접촉력공식을 적용하였다.

일반적으로 핸드레일의 슬립발생 정도는 원동차의 회전속도에 대한 핸드레일의 주행속도의 비율로서 아래의 식 (3)과 같이 정의하고 있다. 슬립의 절대값은 0%에서 100% 사이에 존재한다.

$$Slip[\%] = \frac{V_{handrail} - R_{pulley} \omega_{pulley}}{R_{pulley} \omega_{pulley}} \times 100 \quad (3)$$

본 논문에서는 핸드레일 구동부의 구동특성을 슬립량에 대한 구동력 곡선으로 평가하였다. 이와 같은 조건으로 핸드레일부의 전체 모델을 구성한 상태에서 총 독립 자유도 수는 267 개이다.

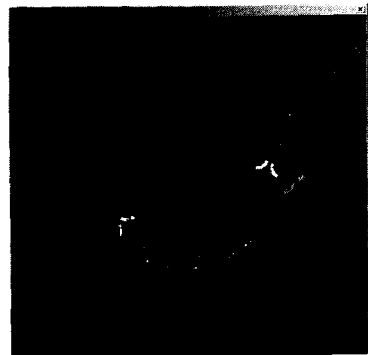


Fig. 3 Pulley driving system

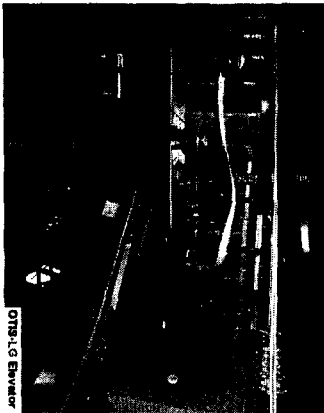


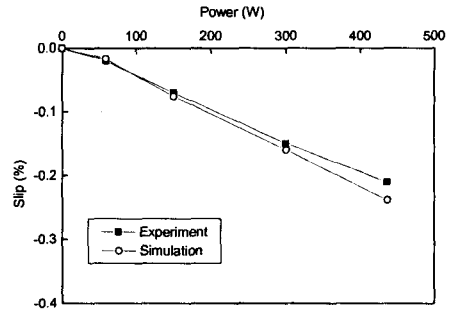
Fig. 4 Handrail slippage measurement device

#### 4. 검증실험

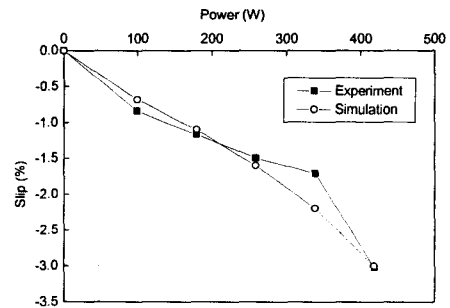
핸드레일 계의 슬립특성을 구현하기 위하여 구성된 동역학 해석 모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 Fig. 4와 같은 실험장치를 구성하였다. 실험을 통해서 실제 핸드레일의 슬립을 측정하였으며, 측정된 자료를 동일한 조건에서 해석한 결과와 비교하였다.

슬립 측정장치는 지지대(support frame), 핸드레일 손잡이(handrail holder) 그리고 450N의 추(weight)로 구성되어 있다. 지지대는 추에서 발생하는 450N의 힘을 철선을 통하여 핸드레일 손잡이에 저항력 없이 전달하기 위해서 구조물과 폴리로 구성되어 있다. 또한 하중을 안정적으로 지탱하기 위하여 하부에는 스텝과 볼트체결이 되어있다. 핸드레일 손잡이는 철선으로 전달된 저항력을 미끄러짐 없이 핸드레일에 전달시키기 위하여 핸드레일의 외측 표면과 압착되도록 구성하였다. 그리고 핸드레일의 주행속도는 에스컬레이터 하부의 수평부에서 타코메타(tachometer)를 이용하여 측정하였다.

핸드레일이 상, 하부방향으로 구동될 때 진행 방향의 반대 방향으로 주행저항을 증가시키면서 이때 발생하는 핸드레일 슬립을 측정한 결과를 동역학 모델의 해석결과와 비교하였다. 주행저항력은 핸드레일에 가해진 하중과 마찰력을 환산함으로써 계산이 가능하다. 핸드레일이 상부 방향으로 구동되면서 주행저항이 436W까지 증가할 때 핸드레일의 속도는 스텝의 주행속도에 비해서 약 0.2%의 슬립이 선형적으로 증가하며, 이 시뮬레이션 결과는 실험결과와 잘 일치하고 있다. 또한, 핸드레일이 하부 방향으로 구동하면서 410W까지 주행저항이 증가할 때 핸드레일의 슬립은 약 3%까지 선형적으로 증가하고 있고, 해석모델



(a) Up direction



(b) Down direction

Fig. 5 Comparison of power-slip curve between experiment and simulation

은 이러한 선형적인 슬립특성을 잘 구현하고 있다. 일반적으로 핸드레일 슬립은 이와 같이 선형 구간을 지나서 슬립이 증가하더라도 임계 저항력에 수렴하는 비선형 특성을 갖고 있다. 본 논문에서는 승객의 안전을 감안하여 설계되는 핸드레일 계의 특성을 고려하여 선형구간만을 고려하기로 한다. Fig. 5의 결과에서 볼 수 있듯이 주행 저항이 증가함에 따라서 핸드레일 슬립은 상부방향 구동시 보다 하부방향 구동시 더 크게 발생함을 알 수 있다. 따라서 본 논문에서는 핸드레일이 하부방향으로 구동될 때의 슬립특성 개선활동을 수행하기로 한다.

#### 5. 민감도 해석

본 장에서는 선형 슬립구간에서 실험값과 비교, 검증된 컴퓨터 해석 모델을 이용하여 핸드레일 슬립에 가장 큰 영향을 미치는 설계변수를 민감도 해석을 통해 도출하였다.

앞에서도 언급하였듯이 구동부의 구동특성과 가이드부의 마찰특성이 핸드레일 계의 슬립특성을 결정한다. 구동부의 구동특성에 영향을 미치는 설계인자로는 가압롤러의 개수, 가압체인의 설치각도, 가압롤러의 개당 가압력 그리고 핸드레일

Table 1 Design parameters and their perturbation

Design Parameter	Status 1	Status 2	Status 3
Additional Pressure Roller	Lower	No	Upper
Pressure Roller Chain Angle (°)	0	8	26
Pressure Force per Each Roller (kgf)	-	35	50
Discrete Return Guide	Yes	No	-

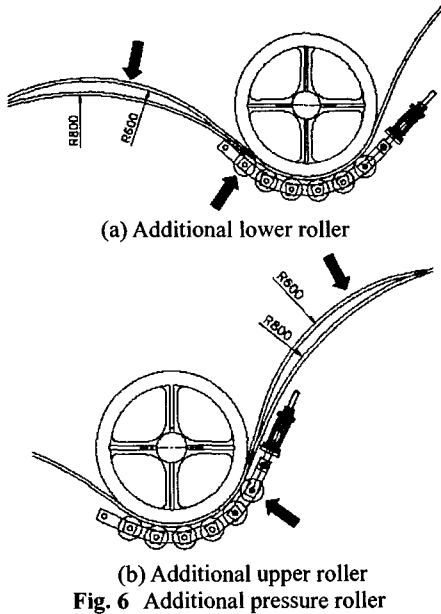


Fig. 6 Additional pressure roller

과 원동차 사이의 마찰특성이 있다. 또한 가이드부의 마찰특성에 영향을 미치는 설계인자로는 핸드레일과 가이드 사이의 마찰특성과 불연속 귀환 지지대의 설치 유, 무 그리고 하부 핸드레일 장력장치의 설치 위치가 있다. 본 연구에서는 재질의 개선활동이 필요한 핸드레일과 원동차 그리고 가이드 사이의 마찰특성을 민감도 해석 인자에서 제외 하였으며, 하부 핸드레일 장력장치의 설치 위치가 고정되어 있다고 가정하였다. 따라서 가압롤러의 개수, 가압체인의 설치각도, 가압롤러의 개당 가압력 그리고 불연속 귀환 지지대의 설치 유, 무를 민감도 해석에 적용할 설계변수로 설정하였다.

실제 계에서 변경 가능한 설치 공간을 고려하여 각 설계변수들의 변동범위를 Table 1 과 같이 설정하였다. 여기서 Status 2 는 현재의 표준 설치 조건을 의미한다.

표준 설치조건에서 가압롤러의 개수는 5 개이다. 여기에 가압체인의 피치 및 롤러의 개당 가압력

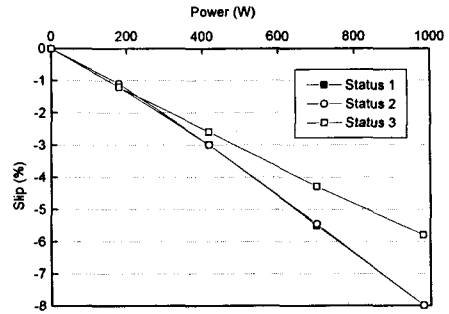


Fig. 7 Power-slip curve w.r.t. additional pressure roller

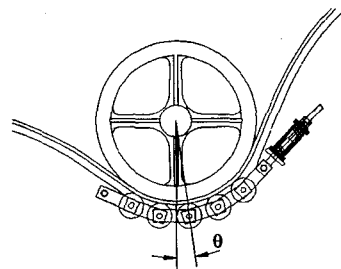


Fig. 8 Installation angle of pressure roller chain

의 변경 없이 가압롤러 1 개를 증가시켰을 경우에 슬립특성에 미치는 영향을 해석하였다. 우선 Fig. 6(a), (b)와 같이 가압체인의 하부와 상부에 각각 가압롤러 1 개씩을 증가시켰을 경우 원동차와 핸드레일 사이의 접촉 각은 18° 증가 하며, 이에 따라서 핸드레일의 곡률반경은 800mm 에서 600mm 로 감소한다.

이때 핸드레일의 슬립특성 해석결과는 Fig. 7 과 같다. 해석결과에 따르면 하향 구동시 하부에 롤러를 증가시키면 슬립특성에 영향이 없고, 상부에 증가시켜야 슬립특성이 개선됨을 예측 할 수 있다. 특히 저항력 450N 이 작용할 때 구동부에는 980W 의 저항력이 발생되며, 이때 슬립특성은 2.2% 개선된다.

Fig. 8 은 가압롤러체인의 설치각도를 보여준다. 실제계에서 변경 가능한 각도를 고려하여 표준 설치각도를 기준으로 좌, 우측으로 최대한 변경 하면서 슬립특성의 변화를 해석하였다. Fig. 9 에서 볼 수 있듯이 표준 설치 각에 비해 좌측으로 설치될 경우에는 슬립특성이 악화되고, 우측으로 설치 될 경우 슬립특성이 개선됨을 예측할 수 있다. 특히 우측으로 설치되고 980W 의 주행 저항력이 작용할 경우 표준 설치조건에 비해 1.6%의 슬립특성이 개선된다.

가압롤러는 표준 설치조건에서 개당 가압력이 35kgf 가 되도록 Fig. 10 과 같이 설치되어 있다.

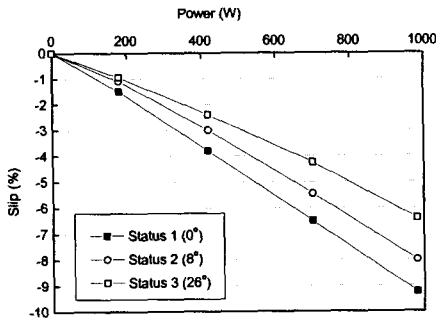


Fig. 9 Power-slip curve w.r.t. installation angle of pressure roller chain

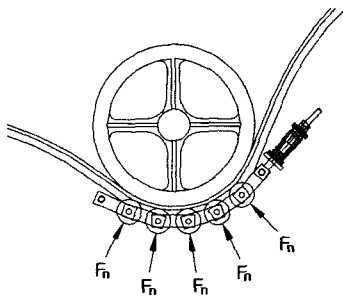


Fig. 10 Pressure force per each roller

가압롤러에 작용하는 가압력이 클수록 핸드레일과 원동차 사이의 마찰력에 의한 구동특성이 개선된다는 것은 일반적으로 잘 알려진 사실이다. 그러나 이와 동시에 가압롤러와의 접촉에 의해서 핸드레일 표면에 물리적인 손상이 가해지기 때문에 허용 가압력의 상한 값을 설정해 놓고 있다. 본 논문에서는 가압롤러의 개당 가압력을 50kgf 까지 증가시켜서 슬립특성을 해석해 보았다. Fig. 11의 해석 결과에 의하면, 롤러의 개당 가압력을 35kgf에서 50kgf로 증가시키면 전반적으로 슬립특성이 개선되며, 980W의 주행 저항력 작용시 표준조건에 비해 1.7%의 슬립이 개선된다.

마지막으로 불연속 귀환 지지대의 설치 유, 무에 따른 해석결과는 Fig. 12와 같다. 해석결과에 의하면 핸드레일의 슬립특성은 불연속 귀환 지지대의 설치 유, 무에 전혀 영향을 받지 않음을 알 수 있다.

지금까지 4개의 설계변수 변경에 따른 핸드레일의 슬립특성을 해석한 결과를 종합해보면 다음과 같다. 가압롤러 1개를 상부에 설치하는 것이 핸드레일의 슬립특성 개선에 가장 효과적임을 확인할 수 있었다. 그리고 가압체인을 표준 설치 위치에서 우측으로 26°만큼 설치할 경우와 롤러의 개당 가압력을 50kgf로 증가시킬 경우 비슷한 수준의 슬립특성 개선효과를 얻을 수 있었다. 그러나 위의 3가지 개선안 중 어느 하나도 단독으

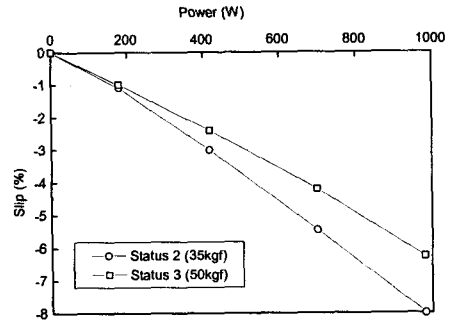


Fig. 11 Power-slip curve w.r.t. pressure force per each roller

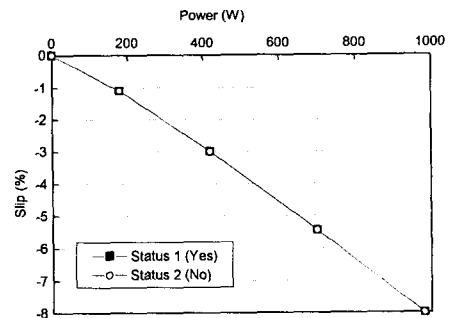


Fig. 12 Power-slip curve w.r.t. discrete return guide

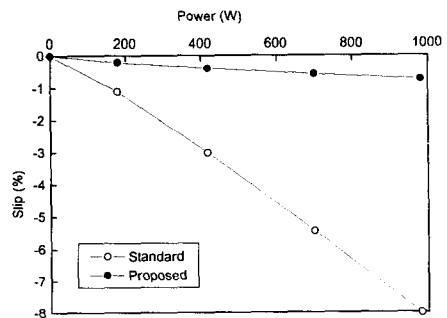


Fig. 13 Power-slip curve w.r.t. both additional upper pressure rollers and installation angle of pressure roller chain

로 EN115 규정에서 정의한 핸드레일 슬립에 대한 안전규정을 만족시킬 수 없었다. 따라서 다음과 같이 추가적으로 설계변수의 조합에 의한 효과를 해석해 보았다.

가압롤러의 개당 가압력을 50kgf로 증가시킬 경우 핸드레일 표면에 자국이 발생될 우려가 높기 때문에 최종적으로는 가압롤러들 간에 간섭이 발생하지 않도록 가능한 가압체인의 피치를 감소시켜서 롤러를 우측으로 2개 증가시킴으로써, 가압롤러의 개수 증가와 접촉각의 증가에 따른 종합적인 효과를 해석해 보았다.

Fig. 13의 해석 결과를 살펴보면 가압체인의

**Table 2** Handrail slip before and after applying two additional rollers

	Handrail Slip (%)	
	Before Modification	After Modification
Simulation	-8.0	-0.73
Experiment	-7.9	-0.24

우측에 가압롤러 2 개를 증가시킬 경우 주행저항에 따른 슬립특성을 월등히 개선시킬 수 있음을 알 수 있다. 특히 450N 이 작용할 때 개선 전에는 8%의 슬립이 발생했으나 개선안 적용 후에는 0.73%로 슬립량이 개선됨을 예측할 수 있다.

## 6. 개선안 검증실험

본 장에서는 시뮬레이션 해석에 의해서 최종적으로 제안된 개선안을 실제 핸드레일 계에 적용하여 핸드레일의 하향 운전시 슬립특성이 개선됨을 확인하였다. Table 2 에서는 개선 전과 개선 후에 동역학 해석 모델로 예측했던 슬립을 실제 계에서의 슬립 측정값과 비교하였다. 핸드레일 동역학 모델의 해석을 통해서 개선안을 적용할 경우 ANSI 규정에서 정의한 기준 하중을 초과시 핸드레일 슬립량을 8%에서 0.73%로 개선 가능함을 예측하였다. 이러한 성능개선을 최종 확인하기 위하여 실험에서는 개선안을 핸드레일 계에 적용한 후 ANSI 규정에서의 기준 주행 저항력인 450N 을 핸드레일에 작용했을 때의 핸드레일 슬립량을 측정하였다. 측정 결과에 의하면 핸드레일의 슬립량이 7.9%에서 0.24%로 개선되었다. 이것은 개선안 적용 후 실제 계의 핸드레일 슬립량이 0.24%로 무부하 조건에서의 EN115 규정의 슬립 기준인 2%이하를 만족시키는 수준으로 개선됐음을 의미하며, 이는 시뮬레이션에서 예측했던 수준의 성능 향상임을 확인할 수 있었다. 다시 말하면 핸드레일이 주행 도중 450N 의 과도한 주행저항이 작용했을 경우, 개선 전에는 스텝에 비해 7.9%의 속도 차이로 핸드레일의 슬립이 발생했으나, 개선활동 후에는 핸드레일 슬립량이 스텝속도에 비해 0.24%로 개선되어서 안전사고를 미연에 방지할 수 있었다.

## 7. 결론

본 논문에서는 다물체 동역학 해석기술을 이용해서 핸드레일의 슬립특성을 구현할 수 있는 해석 모델을 개발하였다. 해석결과는 동일한 조건

에서 측정한 실험결과와 비교함으로써 모델의 신뢰성을 검증하였다. 이렇게 검증된 해석 모델을 이용하여 가압롤러의 개수, 가압체인의 설치각도, 가압롤러의 개당 가압력 그리고 불연속 귀환 지지대의 설치 유, 무가 핸드레일의 슬립특성에 미치는 영향을 민감도해석을 통해 분석하였다.

민감도 해석 결과 가압롤러를 가압체인의 상부에 2 개 증가시킴으로써 450N 의 과도한 주행저항이 발생한다 하더라도 핸드레일 슬립이 무부하 조건에서의 EN115 규정의 슬립 기준인 2%이하를 만족시킬 수 있음을 예측할 수 있었다.

이와 같이 제안된 개선안을 실제 핸드레일 계에 적용하여 450N 의 주행저항이 작용할 경우에도 스텝의 주행속도에 비해 0.24%의 작은 핸드레일 슬립을 유지할 수 있도록 성능을 개선시켰다.

이상과 같이 개발된 핸드레일 해석모델을 이용하여 실제 계에서 직접 실험하지 않고도 핸드레일의 슬립특성을 예측하고, 성능 개선활동을 효과적으로 수행할 수 있었다.

## 참고문헌

- (1) The American Society of Mechanical Engineers, 2001, *A17.1: Safety Code for Elevator and Escalator*, NY, Sec.6.1.3.4.1.
- (2) The Canadian Standards Association, 2001, *CSA-B44-00: Safety Code for Elevators*, Ontario, Sec. 8.3.4.1.
- (3) European Committee for Standardization, 1995, *EN115: Safety Rules for Construction and Installation of Escalators and Passenger Conveyors*, Brussels, Sec.7.1.
- (4) Park, C.J., Kwon, Y.S. and Park, T.W., 1999, "Dynamic Characteristics Analysis of an Escalator Using a Computer Model," *Korean Society of Precision Engineering*, Vol. 16, No. 4, pp. 95~101.
- (5) Park, C.J., Kwon, Y.S. and Park, T.W., 1999, "Computational Modeling and Vibration Reduction of an Escalator System Using Robust Design," *Computer Modeling and Simulation in Engineering*, Vol. 4, No. 4, pp. 255~259.
- (6) Kwon, Y.S. and Park, C.J., 1998, "Dynamic Characteristics Analysis of an Escalator Using the Computational Dynamics Program," *ASME Design Engineering Technique Conference*, Atlanta, Georgia, pp. 1~6.
- (7) CADSI, 1998, *DADS 9.0 Reference Manual*, IA.
- (8) Lankarani, H.M. and Nikravesh, P.E., 1990, "A Contact Force Model with Hysteresis Damping for Impact Analysis of Multibody Systems," *Journal of Mechanical Design*, Vol. 112, No. 3, pp. 369~376.