

# 전산모델을 이용한 에스컬레이터의 동특성 해석

박찬종\*, 권이석\*\*, 박태원\*\*\*

## Dynamic Characteristics Analysis of an Escalator Using a Computer Model

Chan Jong Park\*, Yi Sug Kwon\*\*, and Tae Won Park\*\*\*

### ABSTRACT

In this paper, we propose a dynamic model of an escalator which can be used to build a design database. The model permits to estimate the forces applied to the structure by calculating three primary types of forces; the torque required to operate the escalator, the reaction forces at part interconnection points, and contact forces between parts. These forces can then be used to calculate dynamic stresses in the structure which is required to estimate the durability of the structure. Results of the computer model are compared with testing results. This simulation model is used to construct a design database. So when we design a new escalator, this design database can be used to make a new simulation model which makes it possible for us to do a Knowledge-Based-Design.

**Key Words** : Contact phenomenon (접촉현상), Numerical dynamic analysis model (전산 동역학 해석모델), Knowledge-based-design (지식기반설계), Differential-algebraic equation (미분-대수방정식), Rigid body (강체)

### 1. 서론

최근에 와서 건물의 크기가 커지고 또한 에스컬레이터의 설치장소가 실내에만 한정되지 않고 옥외에 설치됨에 따라서 에스컬레이터의 길이나 높이가 증가하고 있는 추세이다. 또한 많은 인원을 빠르게 수송하기 위해서 에스컬레이터의 주행 속도는 증가되어야 하고 폭도 넓어져야 한다<sup>(1,2)</sup>. 따라서, 종래의 에스컬레이터를 설계, 개발할 때 보다 정확한 설계 자료가 필요하나 이제까지는 주로 시험에 의존하여 이러한 자료를 얻었다. 그러

나 에스컬레이터의 규모가 커지면서 전체적인 동특성을 평가하는 것이 사실상 불가능하게 되었다. 또한 시험을 실시 하더라도 부분적으로만 수행 가능하며 많은 시간과 노력이 수반된다. 이러한 문제점을 근본적으로 해결하기 위해서는 실제 제품의 시험 없이도 설계에 필요한 자료를 예측할 수 있는 전산해석모델의 개발이 반드시 필요하다.

에스컬레이터는 스텝롤러와 레일 사이의 구름 마찰과 핸드레일과 가이드 레일간의 비선형 마찰 접촉현상(contact phenomenon)이 복잡하게 작용하고 더구나 모델의 크기가 매우 커서 그 동안 다른 응

\* 아주대학교 기계공학과 대학원

\*\* LG 산전 빌딩시스템연구소

\*\*\* 아주대학교 기계 및 산업공학부

용분야에 비해 컴퓨터를 이용한 수치 해석적인 접근이 매우 어려웠다.

본 논문에서는 설계자료 및 물성치 획득을 위한 시험데이터를 고려하여 지식기반설계를 수행하기 위한 전산 동력학 해석모델(numerical dynamic analysis model)을 개발하였다. 에스컬레이터 동력학 모델을 구성하기 위하여 고려해야 할 중요한 동특성은 다음과 같다. 1) 스텝롤러와 레일 그리고 터미널기어에서 발생하는 구름접촉현상, 2) 핸드레일과 가이드 그리고 원동차(driving pulley) 사이에서 발생하는 비끄럼접촉현상, 3) 핸드레일의 구간별 굽힘저항현상, 4) 스텝롤러의 비선형 마찰특성.

이 해석모델을 이용하여 에스컬레이터의 이송부 속도, 진동과 같은 동적거동과 레일 및 터미널기어 등 핵심부의 동적 반력, 스텝 체인의 인장력과 구동부에 걸리는 토크를 구현하였다. 또한 스텝의 가속도, 스텝롤러의 반력, 스텝체인의 인장력, 토크 등과 같은 결과들을 시험결과와 비교하였고 모델의 신뢰성을 확인하였다.

## 2. 에스컬레이터의 구조

Fig.1은 에스컬레이터의 전반적인 구조를 보여주고 있다. 에스컬레이터는 크게 탑승객이 승차하는 스텝부와 손으로 붙잡는 핸드레일부로 나뉘며 좌우 대칭구조로 되어 있다. 구동부는 모터와 감속기로 구성되어 있다. 모터에서 발생하는 동력이 감속기에 전달되고 스텝체인에 의해서 스텝을 이송하는 상부 터미널기어와 핸드레일을 이송하는 원동차에 전달되어 전체계의 구동원이 된다.

스텝부는 스텝, 합성고무로 된 스텝롤러, 스텝체인, 상하부 터미널기어와 가이드레일로 구성되어 있으며, 하부 터미널기어에는 스텝 체인에 초기장력을 제공하기 위한 장력장치가 되어 있다. 상부 터미널기어가 회전하면 기어 이(gear tooth)에 물려있는 스텝롤러가 회전하며, 스텝체인에 연결되어 있는 롤러들이 가이드레일 상에 구름접촉을 하며 이동한다. 합성고무로 구성된 롤러는 승차하중에 의해서 변형되어 하중이 증가함에 따라서 마찰계수가 비선형적으로 증가하는 현상이 발생한다.

핸드레일부는 고무, 직물과 강선(steel wire)으로 구성된 핸드레일, 원동차, 하부 장력장치, 벨트 장력장치와 가이드로 구성되어 있다. 핸드레일의 안쪽면과 닿는 원동차의 원주면은 마찰계수가 높은

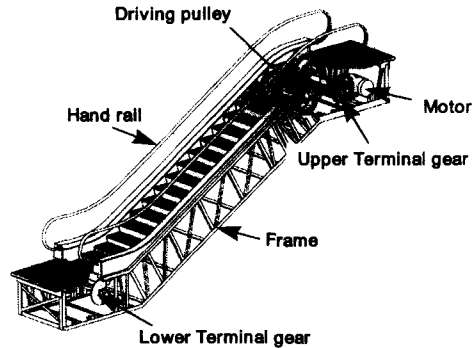


Fig. 1 Structure of an escalator

합성고무로 구성되어 있어서 마찰력에 의해 핸드레일을 이송시켜 준다. 구동시 핸드레일의 흔들림을 방지하기 위해서 하부에 하부 장력장치가 핸드레일을 눌러준다. 원동차 구동시 구동 마찰력을 크게 작용하기 위해서 벨트장력장치는 폴리 주변의 핸드레일을 눌러 준다. 주행 중 핸드레일이 불규칙한 곡률을 갖는 가이드를 따라 이송될 때 핸드레일의 휨에 의해서 굴곡저항이 발생한다.

## 3. 구속 기계계의 해석

기계계란 특정한 목적의 운동을 하기 위하여 여러 개의 물체들이 기구학적으로 구속되어 있거나 힘 요소로 연결되어 있다. 이렇게 구속된 기계계의 운동을 예측하기 위하여 일반적으로 다음과 같은 미분-대수 방정식 (DAE: Differential-Algebraic Equation)을 사용하여 기계계의 운동을 해석한다<sup>(3)</sup>.

$$\begin{bmatrix} M & \Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} g \\ \gamma \end{Bmatrix} \quad (1)$$

$$\Phi = 0 \quad (2)$$

여기서, [M] : 질량행렬  
 {Φ} : 구속식 벡터  
 [Φ<sub>q</sub>] : 구속식의 Jacobian 행렬  
 {g} : 일반좌표 벡터  
 {λ} : Lagrange multiplier 벡터  
 {g} : 힘벡터

위의 식(1)에서 {g}는 구속식의 가속도 식 우변

항으로 아래의 식과 같다.

$$\{ \ddot{y} \} = - \begin{pmatrix} \Phi_1 & \Phi_2 \\ \Phi_3 & \Phi_4 \end{pmatrix} q - 2\Phi_5 q - \Phi_6$$

(3)

여기서 일반좌표 벡터 위의 점은 시간에 대한 미분을 의미하고  $q$  나  $\dot{q}$  로 표시된 아래 첨자는 이 둘 변수에 대한 편미분을 의미한다. 이를 해석하기 위해 여러개 변수 기계를 동적 거동이 개발되어 적용되고 있다. 시에 만족해야 한다. 이를 해석하기 위해 여러개의 전산 해석 프로그램들이 개발되어 적용되고 있다. 컴퓨터의 성능이 향상됨에 따라 에스칼레이터와 같이 크고 복잡한 기계계의 동특성 해석이 가능해 졌다. 본 연구에서는 범용 기구동력학 해석 프로그램인 DADS(Dynamic Analysis and Design System)를 사용하였다.

스텝부의 스텝롤러와 기어 구동 시 스텝롤러와의 부의 핸드레일과 가이드의 미러학적으로 구현하면 식(4), 식(5)가 성립한다.

$$F_n = k_{num} \left[ 1 \pm \left( \frac{1-C_2}{1+C_2} \right) \tanh \left( 2.5 \frac{V_c}{V_c} \right) \right] \delta^{1.5}$$

$$F_f = \mu_{num} \tanh \left( 2.5 \frac{V_c}{V_c} \right) F_n$$

여기서,  $F_n$ : 접촉에 의한 수직력  
 $F_f$ : 접촉에 의한 수직력  
 $k_{num}$ : 공칭강성계수  
 $E$ : 영율  
 $C_2$ : 곡률계수  
 $R_1, R_2$ : 접촉물체의 곡률반경  
 $C_1$ : 반발계수  
 $V_p$ : 접촉에 의한 수직 변형속도  
 $V_c$ : 파도 속도  
 $\delta$ : 접촉에 의한 수직 변형량  
 $F_f$ : 마찰력  
 $\mu_{num}$ : 공칭 마찰계수  
 $V_c$ : 접촉에 의한 수평속도

#### 4. 에스칼레이터의 동력학 모델링

모델링 대상 에스칼레이터는 수직 높이가 4.5m, 폭이 1.2m 이고 구동방식은 상부 구동방식이다. 에스칼레이터 모델은 좌우 대칭구조로 2차원 기계계로 가정하였으며 모델링에 적용된 모든 부분은 강체(rigid body)로 제외하였고 구동력을 상부 감속기는 모델링에서 제외하여 스텝부와 핸드 터미널기어와 원동차에 직접 자유도 수가 매우 많은 에스칼레이터 전체를 구성하였다. Fig.2는 전체 모델링을 구성한 에스칼레이터의 동력학 해석 모델을 보여주고 있다.

##### 4.1 스텝부 모델

스텝부의 동력학 모델링과정을 설명하면 다음과 같다. 스텝부의 동력학 모델링과정을 설명하면 다음과 같다. 스텝부는 스텝 58개와 스텝롤러 116개의 강체로 되어 있으며, 스텝사이의 단성 효과를 고려하기 위하여 각각의 강체 프레임을 단성변형이 없도록 연결하였다. 여기서 프레임은 단성변형이 없도록 강체로 고려하지 않고 스텝에서 함께 고려하였다. 상부와 하부 터미널기어를 각각 회전 조인트와 병진 조인트로 구속하였고 하부 터미널기어에 스프링을 사용하여 장력장치를 모델링하였다. 구동은 스텝의 속도가 0.5m/s 가 유지되도록 상부 터미널기어를 일정한 각속도 1538rad/s 로 구속하여 회전시켰다. 이러한 조건으로 스텝부의 전체 모델을 구성한 상태에서 총 독립 자유도 수는 523 개이다.

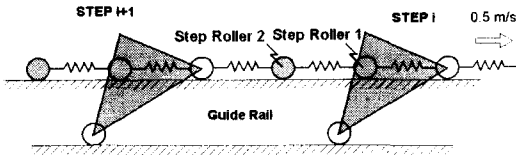


Fig. 3 Step and step-roller

각 스텝롤러와 가이드레일 그리고 상하부 터미널기어에서 발생하는 구름마찰 구현은 식(4)와 식(5)의 관계를 사용하였다. 모델에 적용되는 스텝롤러의 비선형적인 마찰특성, 구간별 감쇠계수 등과 같은 물성치들은 시험에 의하여 결정하였다.

4.2 핸드레일부 모델

탄성변형 특성을 갖고 연속체인 핸드레일은 일정길이로 나누어 각각을 강체로 간주하였다. 여기에서 각 강체의 길이는 가이드 중 최소의 곡률반경을 갖는 부분을 기준으로 하여 핸드레일 통과 시 굴곡저항 이외의 간섭저항이 발생하지 않는 최대한의 크기인 총 127 개로 나누었다. 각각의 강체는 핸드레일의 탄성효과를 구현할 수 있는 127 개의 스프링으로 연결하였다. 가이드는 변형 및 움직임이 없도록 하였고 원동차는 회전조인트로 구속하였다. 구동은 원동차에 핸드레일의 속도 0.54m/s 에 해당하는 각속도 1.77rad/s 를 직접 적용하여 회전시켰다.

하부 장력장치와 벨트장력장치는 설계에서 요구하는 벨트의 기준 장력을 발생시키도록 구속하였다. 이러한 조건으로 핸드레일부의 전체 모델을 구성한 상태에서 총 독립 자유도 수는 381 개이다.

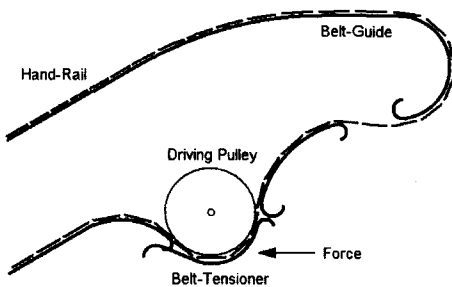


Fig. 4 Hand-rail part

각 핸드레일과 가이드 그리고 원동차 사이에

서 발생하는 미끄럼마찰은 식(4)와 식(5)의 관계를 사용하였으며 이때의 마찰계수는 시험에 의하여 결정하였다. 각 핸드레일을 일정한 간격을 두고 두개의 접촉 힘 요소를 적용하여 핸드레일의 회전이 발생하지 않고 원동차에서 정확한 마찰조건을 핸드레일에 적용하여 실제의 동적 거동과 같도록 하였다.

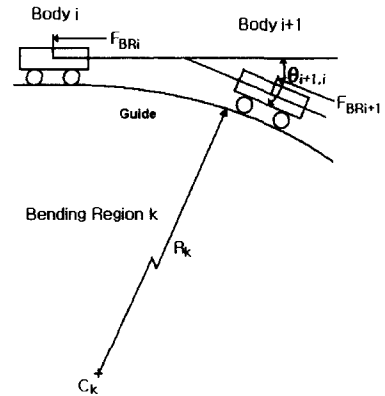


Fig. 5 Bending resistance of a hand-rail

또한 핸드레일의 굽힘에 의해서 발생하는 굴곡저항력을 고려하기 위하여 Fig.5 에서와 같이 각 핸드레일의 상대 각도에 따른 굴곡저항계수( $\alpha$ )를 시험으로 구하여 적용하였다.

$$F_{BRi+1} = \alpha \times \theta_{i+1,i} \tag{6}$$

여기서,

- $F_{BRi+1}$  : 핸드레일  $i+1$  에 발생하는 굽힘저항력
- $\alpha$  : 굴곡저항계수
- $\theta_{i+1,i}$  : 핸드레일  $i+1$  과  $i$  사이의 상대각도

5. 검증 및 평가

전산동역학 모델을 이용하여 구한 해석 결과 중 스텝부에서는 스텝의 가속도 그리고 주요 설계자료인 스텝롤러의 반력, 스텝체인의 장력과 터미널기어에서 발생하는 토크를, 핸드레일부에서는 원동차의 구동토크를 비교 평가할 수 있는 시험장치를 구성하여 검증 시험을 아래와 같이 실시하였다.

### 5.1 시험조건 및 장치의 구성

스텝과 핸드레일의 전후, 상하 방향의 가속도는 저주파용 3축 가속도계와 주파수분석기를 이용하여 측정하였다.

스텝롤러의 반력 측정장치는 Fig.6 과 같다. 에스컬레이터 구동 시 변동하중을 측정할 수 있도록 200Kgf 의 압축형 로드 셀(load cell)을 사용하였고, 로드 셀과 가이드레일 간의 마찰을 최소화하기 위한 미끄럼부와 로드 셀을 스텝체인에 결합 가능하도록 하는 두개의 지그(jig)로 구성하였다. 좌우 스텝체인에 각각 한조씩의 반력 측정장치를 결합하여 좌우측 스텝롤러의 반력을 동시에 측정할 수 있도록 하였다.

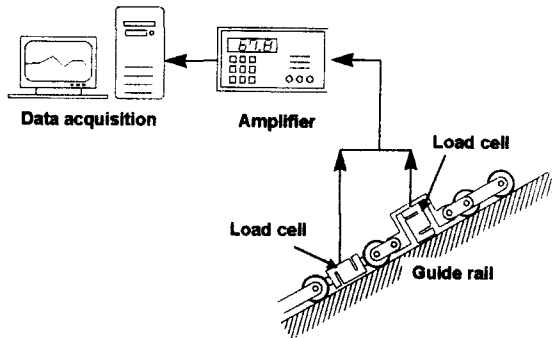


Fig. 6 Reaction force measuring device of step part

마찬가지로 스텝체인의 인장력 측정장치는 Fig.6 과 같이 에스컬레이터 구동 시 스텝체인의 변동 인장력을 측정할 수 있도록 500Kgf 인장형 로드 셀과 이것을 양쪽 스텝체인에 연결할 수 있도록 두개의 지그로 구성하였다. 스텝롤러의 반력 측정조건과 마찬가지로 좌우측 스텝 체인에 각각 한조씩의 인장력 측정장치를 연결하였다. 반력 및 인장력 시험장치에서 발생하는 신호는 증폭기를 거쳐 디지털신호로 자료를 얻을 수 있다.

토크 측정장치는 정확한 측정을 위하여 저속으로 회전하는 상부 터미널기어에 연결하지 않고 Fig.7 과 같이 모터와 감속기 사이에 적용하였다. 측정장치로는 20kgf·m 급 스트레인 게이지형 토크 센서, 신호증폭기 그리고 신호를 수신, 처리할 수 있는 오실로스코프(oscilloscope)로 구성하였다.

시험조건으로는 에스컬레이터의 하부 터미널기어에 위치한 장력장치의 스프링 압축량을 설치 조건과 같이 맞추었고 위 방향으로 0.5m/s 의 일정

속도로 운전하였다.

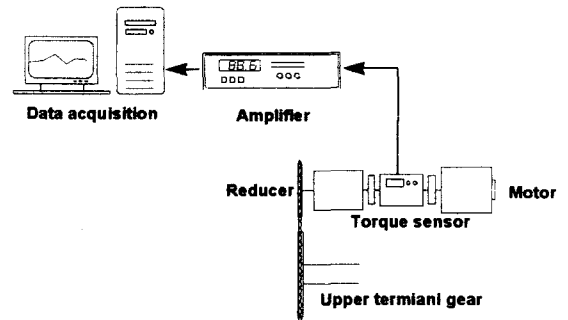


Fig. 7 Torque measuring device

### 5.2 비교 검증

스텝의 진행방향 속도에 대한 시뮬레이션 결과는 Fig.8 과 같이 0.5m/s 로 잘 수렴한다. 또한 스텝의 전후 방향에 대한 가속도 결과 비교 그래프인 Fig.9 를 살펴보면, 가속도의 진동주기 3.66Hz 를 정확하게 구현하고 진동량도 시뮬레이션 결과와 시험결과가 각각 정상상태에서 0.4m/s<sup>2</sup>, 0.45m/s<sup>2</sup> 로 약 10%의 오차를 보인다. 여기에서 발생하는 오차는 시뮬레이션에서 모터, 감속기와 각종 체인을 모델링에서 제외한 것에 의한 영향으로 예상된다.

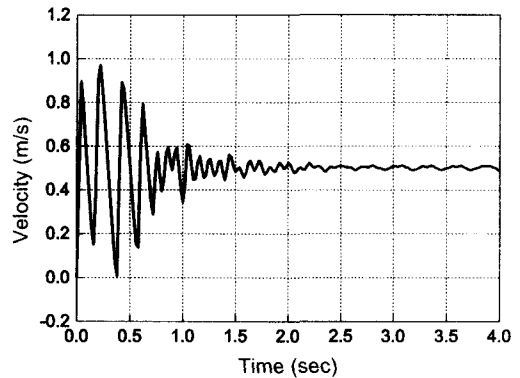


Fig. 8 Driving velocity of a step

스텝롤러의 반력, 스텝체인의 인장력 및 상부 터미널기어에서의 구동토크 시험결과, 각 시험결과의 편차는 10%이내로 수렴하여 시뮬레이션 결과에 대한 검증자료로 적합함을 확인하였다.

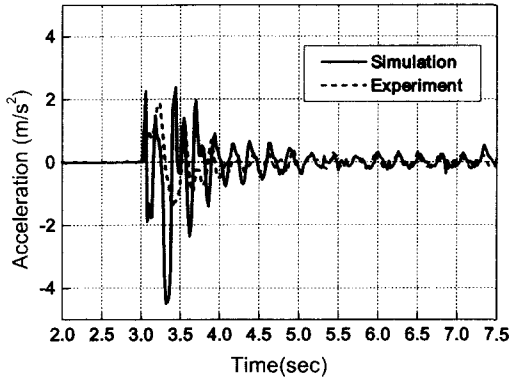


Fig. 9 Longitudinal acceleration of a step

스텝롤러의 반력에 대한 시뮬레이션 결과와 시험결과는 Fig.10 과 같으며 상부 곡선부 A에서의 반력은 각각 70.8kgf, 66.6kgf로 약 6%의 오차를 보이고 있다. 직선부 B에서의 반력은 각각 1.33kgf, 3.60kgf로 약 2.3kgf의 차이를 보이는데 이는 반력 측정장비의 무게 차이로 시뮬레이션에서는 이것을 고려하지 않았기 때문에 시험값이 크게 측정되었고 하중 변화가 많은 곡부 A를 지날 때 보다 직선부 B에서 그 차이를 명확하게 확인할 수 있다.

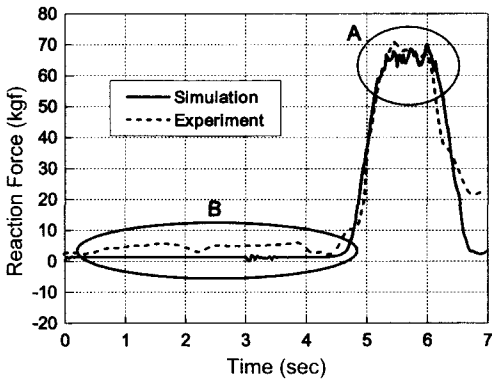


Fig. 10 Reaction force of a step-roller

스텝체인의 인장력에 대한 시뮬레이션 결과와 시험 결과는 Fig.11 과 같으며 상부에서의 최대 인장력은 각각 259.6kgf, 267.5kgf로 약 3%의 오차를 보인다. 또한 에스컬레이터의 상부방향 진행 시

인장력이 증가할 때의 기울기는 각각 9.78kgf/s, 9.65kgf/s로 약 2%의 오차를 보인다.

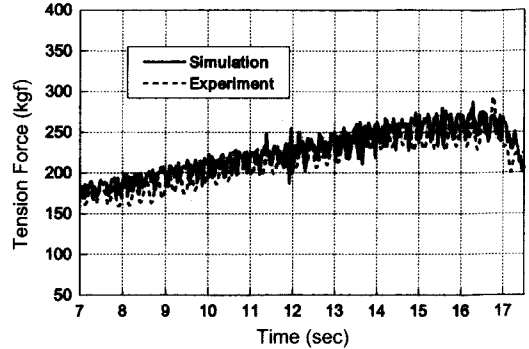


Fig. 11 Tension force of a step-chain

터미널기어에 걸리는 토크는 시험에서 구하지 않고 모터 축에 걸리는 토크로 비교, 평가하였다. 시뮬레이션 결과는 터미널기어에 걸리는 토크이므로 감속비 24:1을 고려하여 모터 축에 해당하는 토크로 변환하였다. 이에 따른 모터에 대한 시뮬레이션 결과와 시험 결과는 Fig.12 와 같으며 정상 상태에서 각각 0.64kgf·m, 0.71kgf·m로 약 9%의 오차를 보인다. 여기서의 오차는 감속기 및 체인 전동에 의한 영향으로 예상된다.

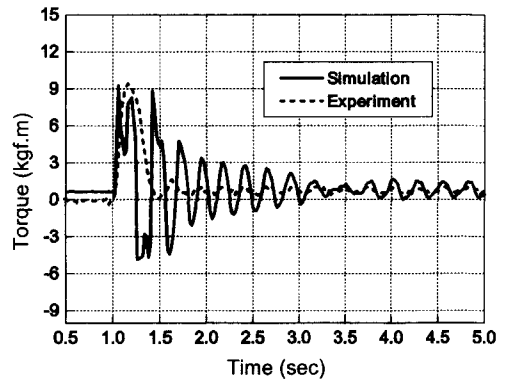


Fig. 12 Driving torque of the upper terminal gear

핸드레일의 진행방향 속도에 대한 시뮬레이션 결과는 Fig.13 과 같이 0.54m/s로 수렴함을 알 수 있다.

원동차에 걸리는 구동토크는 터미널기어에서와 같이 모터 축에 걸리는 토크로 비교, 평가하였다. 시뮬레이션 결과는 감속비 24.1:1 을 고려하여 모터 축에 해당하는 토크로 변환하였다. 이에 따른 모터에 대한 시뮬레이션 결과와 시험결과를 Fig.14 와 같으며 정상상태에서 각각 0.71kgf·m, 0.66kgf·m 로 약 8%의 오차를 보인다.

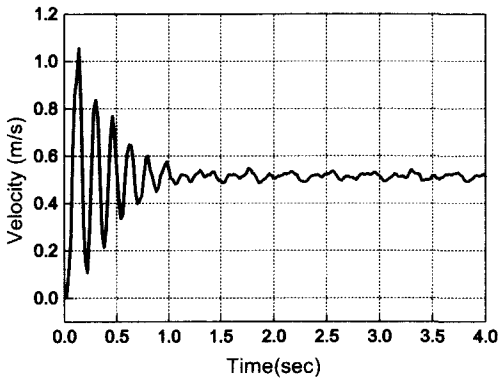


Fig. 13 Driving velocity of the hand-rail

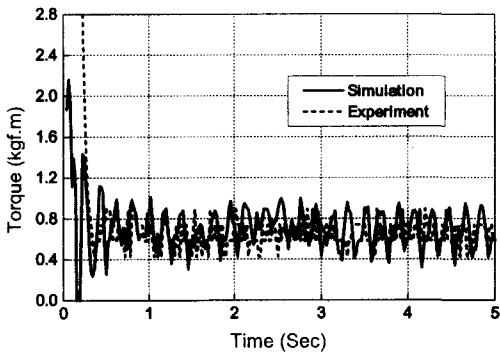


Fig. 14 Driving torque of the driving pulley

## 6. 결론

범용 동력학 해석프로그램을 이용하여 에스컬레이터 개발, 설계 시 중요한 동하중 자료를 구현 가능한 에스컬레이터의 전산동력학모델을 개발하였다. 또한 에스컬레이터의 이송부 속도 및 진동과 레일 및 터미널기어 등 핵심부품에 발생하는

동적 반력을 예측하는데 필요한 중요한 현상들을 다음과 같이 규명하였고 이것을 수치해석에 적용할 수 있는 방법을 제시하였다.

- 1) 스텝롤러와 가이드레일 그리고 터미널기어와의 구름접촉
- 2) 핸드레일과 가이드 그리고 원동차와의 미끄럼 접촉
- 3) 핸드레일의 굽힘 주행저항
- 4) 스텝롤러의 비선형 마찰특성

스텝의 가속도, 스텝롤러의 반력, 스텝 체인의 인장력과 구동토크 등과 같은 결과를 시험을 통하여 시뮬레이션 결과와 비교하였고 10%이내의 오차를 갖는 만족할 만한 결과를 구현하여 모델의 신뢰성을 확인하였다.

향후, 개발된 모델을 이용하여 초고양정 에스컬레이터나 100m 이상의 길이를 갖는 moving walk 개발 시 시행오차에 의한 개발, 설계방법을 탈피하여 시작품 제작 전에 설계검증을 함으로써 개발 기간을 단축할 수 있다.

## 참고문헌

1. Saito, C., et. al., "Escalator with Horizontal Midsections for Superior Utilization of Space," Hitachi Review, Tokyo, Hitachi Ltd., Vol. 42, No. 5, pp. 199-204, 1993.
2. Ho, J., "Elevator/escalator Trends in Southeast Asia," Hitachi Review, Tokyo, Hitachi Ltd., Vol. 42, No. 5, pp. 179-184, 1993.
3. Haug, E.J., Computer-Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems, Vol. 1 : Basic Method, Allyn and Bacon, pp. 199-237, 1989.
4. DADS 8.5 Reference Manual, CADSI, 1997.
5. Lankarani, H.M. and Nikraves, P.E., "A Contact Force Model with Hysteresis Damping for Impact Analysis of Multibody Systems," Journal of Mechanical Design, Vol. 112, pp. 369-376, 1990.
6. McConnell, K.G., Vibration Testing : Theory and Practice, John Wiley & Sons, Inc., 1995.