

<기술논문>

장거리 벨트 컨베이어의 기동 및 정지 시의 동적거동 해석

김원진* · 박태건* · 이신섭**

(1995년 4월 6일 접수)

Dynamic Analysis of Long Distance Belt Conveyor During Starting and Stopping

Won Jin Kim, Tae Geon Park and Shin Sup Lee

Key Words : Long Distance Belt Conveyor(장거리 벨트 컨베이어), Dynamic Behavior(동적거동), Transient Tension(과도장력), Driver(구동부), Take-Up(테이크업), Fluid Coupling(유체 커플링)

Abstract

According to the considerable increase of the length of belt conveyors, the dynamic analysis of system becomes necessary to consider the variation of tensions and transient motion of components during starting and stopping of conveyor. The mathematical model of system is derived using the lumped parameter method. The input driving force is represented with two functions of time and pulley speed to count the characteristics of motor and fluid coupling. An example system was studied with 14 km in the distance of carrying. At head, it has two drivers and one gravity take-up and at tail one driver and one power winch take-up. In the example, the transient tensions and responses, calculated using two cases of driving force, are mutually compared in starting mode. Also, the position of maximum tension and the braking force of take-up are obtained in stopping mode

1. 서 론

과거 150년 동안 벨트 컨베이어는 단거리에서 장거리 시스템으로 발전해 왔으며, 최근 들어 광물의 장거리 운송방법이 트럭이나 기차에서 벨트 컨베이어로 변함에 따라 수십 킬로미터에 달하는 장거리 시스템이 개발 설치되고 그 수요도 증가하는 추세이다. 기존의 중·단거리 시스템은 ISO, DIN에서 규정하는 표준 코드에 의하여 설계되고 있으나 이러한 방법은 정적계산에만 의존하기 때문에 벨트의 동적거동에 의해서 발생하는 중요한 현상들을 고려

하지 못하고, 특히 벨트의 인장과 압축에 의한 장력변화가 심한 장거리 시스템에서는 동적해석에 의한 설계가 필수적으로 요구된다. 특히 장거리 시스템의 경우에 있어서 기동 및 정지 시의 동적하중은 구동부 입력크기의 변화와 구동부간의 기동 시간차이로부터 발생되며, 벨트로 전파되어 장력변화를 일으키고, 과도한 장력의 변화는 인장과 압축의 탄성파로 벨트요소의 응력을 증가시키며, 벨트, 풀리, 아이들러(idler) 등의 벨트요소들을 파괴시킨다. 그러므로 벨트 컨베이어의 동적거동 시뮬레이션을 통하여 기동 및 정지시의 장력변화를 예측하는 것은 시스템 설계에 있어서 매우 중요하다. 동적 시뮬레이션 결과로부터 다구동(multi-drivers) 시 기동순서와 기동력의 분배방법, 벨트의 안전율

*삼성중공업(주) 창원연구소

**회원, 삼성중공업(주) 창원연구소

산출뿐만 아니라 구동부(driver), 브레이크(brake), 테이크업(take-up)의 용량산정, 제어방법 및 그 설치위치 결정, 벨트라인의 근사적 공전주파수를 피할 수 있는 설계 등이 가능하다. 벨트 컨베이어의 동적거동 해석에 대하여 이미 많은 연구가 수행되어 왔으나,^(3~6) 대부분의 논문에서는 단지 벨트 요소의 모델링 방법과 그 결과만 기술하고 있다. 따라서 실제 전체 시스템을 모델링하여 시뮬레이션하기 위해서는 시스템을 구성하는 그외의 주요 요소에 대한 모델링 방법 및 구동입력 결정방법 등에 대한 제안이 더 필요하다.

따라서 본 연구에서는 집중질량 모델(lumped mass model)을 도입하여 벨트 컨베이어 시스템의 주요 요소에 대한 모델링과 운동방정식을 유도하고, 구동입력 결정방법을 제안하였으며, 제안된 방법을 예제 시스템에 적용하여 동적거동을 해석하였다. 벨트의 운동으로 구동부, 테이크업, 풀리 등은 벨트 속도와 시간에 따른 이동하중(moving mass), 변화질량(varying mass)으로 벨트에 작용하게 된다. 그러나 장거리 벨트 컨베이어의 경우에 있어서는 벨트가 상당히 길고, 기동과 정지시에 발생하는 과도응답(transient response)현상을 예측하는 것이 중요하므로 고정하중, 일정질량으로 가정하여 해석하였다. 예제 시스템에 있어서 기동시의 구동입력은 두 가지 형태의 입력을 이용하였고, 정지시에는 구동부 브레이크가 없는 경우로 정상운전 상태에서 순간적으로 구동부의 동력을 제거하는 방법을 적용하였다. 예제 시스템의 시뮬레이션 결과를 통하여 기본적으로 설치시의 초기장력 분포 및 벨트의 인장변형 정도를 알 수 있었고, 기동시의 구동입력을 적절히 제어하므로 벨트 속도와 장력의 변화를 줄일 수 있는 입력형태를 결정할 수 있었고, 이 때의 테이크업의 운동도 구할 수 있었다. 그리고 정지시에는 벨트 속도변화 및 정지시간, 최대 장력 발생위치 및 크기, 테이크업 고정에 필요한 정지력(braking force) 등을 계산할 수 있었다.

2. 시스템의 기본 구성

벨트 컨베이어 시스템을 구성하는 요소에는 컨베이어 벨트, 아이들러, 벨트풀리, 구동장치, 테이크업, 역전방지장치, 벨트반전장치 등 기타 여러가지 요소가 있다.⁽¹⁾ 운반물을 이동시키는 벨트의 재료는 고무, 스틸, 직물, 철망 등이 있으나 고무가 가

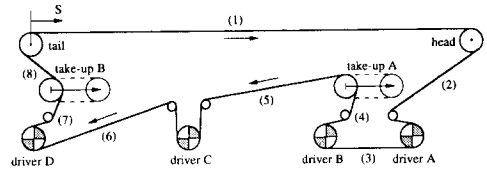


Fig. 1 Configuration of belt conveyor system

장 널리 사용되며, 대용량 장거리 고성능의 컨베이어가 요구되는 경우에는 나일론, 비닐론, 스틸코드를 이용한 고장력 고무벨트가 사용된다. 벨트를 올바르게 지지하는 아이들러는 일정간격으로 벨트와 나란히 설치되며, 아이들러의 회전마찰이 벨트의 주저항이 된다. 벨트풀리에는 벨트를 구동하는 구동풀리(driving pulley), 운반물을 내리는 측의 헤드풀리(head pulley), 운반물을 싣는 측의 테일풀리(tail pulley), 벨트의 장력을 주기 위한 테이크업 풀리(take-up pulley), 벨트의 감긴 각(wrapping angle)을 증대하기 위한 스넵풀리(snub pulley), 벨트의 진행방향을 바꾸기 위한 벤드풀리(bend pulley) 등이 있다. 일반적 시스템 구성은 Fig. 1에 나타난 바와 같고, 이 외에도 여러가지 구성을 가질 수 있으나, 일반적으로 본 시스템 구성에 포함되든지 유사한 구성을 갖는다.

Fig. 1에서 벨트구간 (1)은 운반측(carrying side)이고, 벨트구간 (5)와 (6)은 귀환측(return side)으로 이 세 구간의 길이가 벨트 전체 길이의 대부분을 차지한다.

구동부는 A~D 네 개가 있는데 A와 B는 운반측 저항, C와 D는 귀환측 저항을 각각 부담한다. 테이크업 장치는 벨트의 장력이 최소장력 이하로 떨어지는 것을 방지하는 역할을 하며 주로 구동부의 긴장측에 설치된다.

이상의 구성을 갖는 시스템을 동해석하는데 있어서 주요 모델링 요소는 다음과 같이 네 가지로 나누어 볼 수 있다

- (a) 컨베이어 벨트((1)~(8))
- (b) 헤드 및 테일 풀리
- (c) 테이크업 풀리(take-up A, B)
- (d) 구동풀리 및 구동입력(driver A, B, C, D)

3. 기본 운동방정식 유도

3.1 벨트운동

일반적으로 벨트코드(belt cord)의 경우에 있어

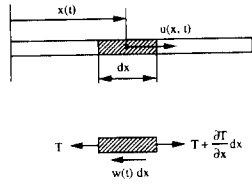


Fig. 2 Force balance of belt infinitesimal element

서 동적거동을 묘사하는 운동방정식은 연속방정식이 주로 사용되고, 힘과 변형관계를 Kelvin solid model⁽²⁾을 이용하면 Fig. 2에서의 미소요소에 대한 평형방정식은 다음과 같이 표현된다.⁽³⁾

$$m_B dx \frac{\partial^2(u+x)}{\partial t^2} = bE \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \alpha \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} \right) dx - w(t) dx \quad (1)$$

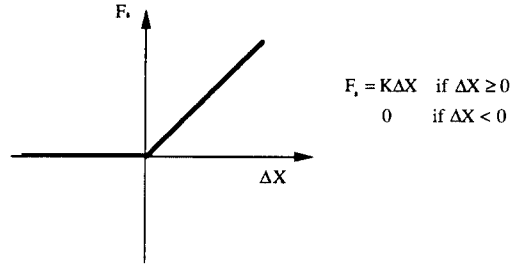
- 여기서, $u(x, t)$: 길이방향 변위
- T : 벨트장력
- $w(t)$: 외부 저항력
- m_B : 단위길이당 벨트질량
- b : 벨트폭
- E : 벨트폭에 대한 탄성계수
- α : 지연시간 상수

그런데 벨트 중간에 구동부, 테이크업 등이 있고, 벨트 저항도 전 구간에서 균일하지 않으므로 위의 식 (1)을 이용해서 해를 구하는 것은 매우 복잡하다. 따라서 벨트를 여러 개의 요소로 나누어 집중질량으로 등가시켜 모델링하는 방법을 도입한다. 여기서, $X(t) = x(t) + u(x, t)$ 를 대입하고, 집중질량모델을 도입하면 k 번째 벨트 요소의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

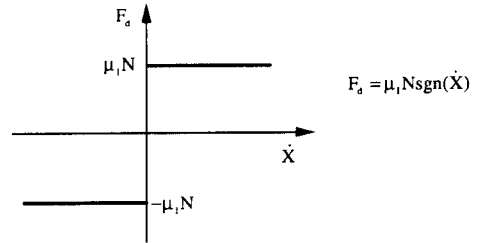
$$m_B l_E \frac{d^2 X_k}{dt^2} = K \{ (X_{k+1} - X_k) - (X_k - X_{k-1}) \} + C \{ (\dot{X}_{k+1} - \dot{X}_k) - (\dot{X}_k - \dot{X}_{k-1}) \} - w(t) l_E \quad (2)$$

- 여기서, l_E : 요소길이
- $K = E_b / l_E$: 등가 스프링계수
- $C = K\alpha$: 등가 감쇠계수

위 식에서 벨트 질량 항에는 아이들러의 등가질량(이동측 : m_{IC} 귀환측 : m_{IR})과 아울러 벨트에 운반물이 적재되는 경우에는 운반물의 질량(m_M)도 고려되어야 한다. 여기서의 점성감쇠 값은 벨트 자체의 감쇠특성을 나타낸 것으로 시험자료가 없으므로 1자유도 등가 시스템으로 근사하여 감쇠비를 가



(a) Belt spring model



(b) Coulomb friction model

Fig. 3 Model of non-linear characteristics of belt

정하여 입력한다. 위의 식 (2)는 점성감쇠를 갖는 전형적인 집중질량 모델이지만, 여기서 스프링은 Fig. 3의 (a)에서와 같이 인장력에 대한 저항만을 가지는 비선형 특성을 갖는다.

일반적으로 벨트는 초기장력을 가지므로 앞 그림의 1 상한에서 주로 거동하게 되나, 동적운동 중에 장력이 영으로 되는 경우는 벨트의 처짐(sag)으로 과다한 저항과 운반물의 이탈현상이 발생할 수 있다.

그리고 벨트의 저항 $w(t)$ 에서 주저항은 아이들러 마찰과 설치경사에 의한 자중이고, 여기서 마찰 저항력은 Fig. 3의 (b)에서와 같은 특성을 갖는 쿨롱마찰 모델(Coulomb friction model)을 이용한다.

3.2 헤드 및 테일부 운동

헤드 및 테일부는 벨트 컨베이어 시스템에서 기본적으로 설치되며, 테일부에서 운반물을 적재하여 헤드부에서 하역하게 된다. 헤드/테일 드럼의 모델 운동방정식은 회전운동을 직선운동으로 등가시켜 Fig. 4에서와 같은 모델을 이용하여 다음과 같이 유도된다.

$$(R\theta_w m_B + I/R^2) \ddot{X}_k = T_2 - T_1 - \mu_B T^* \text{sgn}(\dot{X}_k) \quad (3)$$

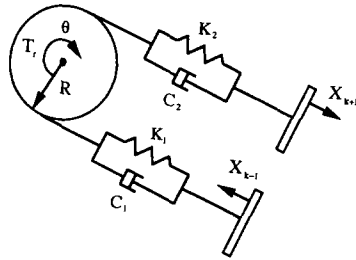


Fig. 4 Head, tail and driver model

여기서,

$$X_k = R\theta$$

$$T_1 = K_1(X_k - X_{k-1}) + C_1(\dot{X}_k - \dot{X}_{k-1})$$

$$T_2 = K_2(X_{k-1} - X_k) + C_2(\dot{X}_{k+1} - \dot{X}_k)$$

$$T^* = (T_1 + T_2) \sin \frac{\theta_w}{2}$$

R : 드럼의 반경
 I : 드럼의 질량관성모멘트
 μ_B : 베어링 마찰계수
 θ_w : 벨트 감긴각

3.3 테이크업 운동

테이크업에 대한 운동모델은 Fig. 5에서와 같으며, 본 모델에서는 벨트의 운동 및 장력전달을 연속적으로 표현하면서 양단의 장력을 균일하게 전달 시키는 것이 중요하다.

$$M_T \ddot{X}_k = F(t) - 2T \tag{4}$$

여기서,

$$T = K \left\{ X_k - \frac{(X_{k-1} - X_{k+1})}{2} \right\}$$

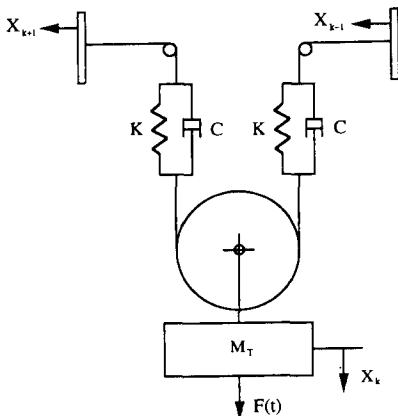


Fig. 5 take-up model

$$+ C \left\{ \dot{X}_k - \frac{(\dot{X}_{k-1} - \dot{X}_{k+1})}{2} \right\}$$

식 (4)에서 $F(t)$ 는 외력항으로서 사용되는 테이크업의 형태에 따라서 두 가지로 구분되며, 중력방식의 경우에는 원하는 장력의 두 배의 질량하중이 되고, 파워윈치방식의 경우에는 원하는 장력을 유지하기 위한 제어력이 된다.

(1) 중력방식 (gravity type)

$$F(t) = M_T g \tag{5}$$

여기서, g : 중력 가속도

M_T : 하중질량

(2) 파워윈치방식 (power winch type)

$$F(t) = 2T + (T_{obj} - T) \times s \tag{6}$$

여기서, T_{obj} : 목적장력 값

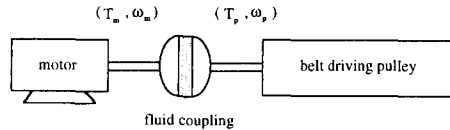
s : 제어입력계수

정지시에는 테이크업의 과도한 운동을 방지하기 위해서 정지력을 주는 경우가 있으며, 이러한 경우에는 쿨롱마찰 모델을 이용하여 표현이 가능하다.

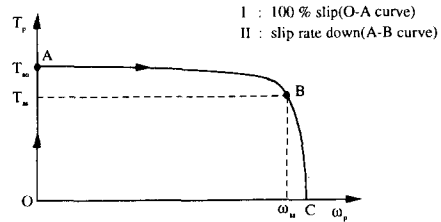
3.4 구동부 운동 및 입력 결정 방법

구동부는 벨트 시스템에 동력을 전달하는 요소로써 Fig. 6의 (a)에서와 같이 구동모터, 유체 커플링 (fluid coupling), 구동풀리 등으로 구성된다.

구동풀리 부분의 모델은 헤드 테일부의 모델에서 구동토크 (T_p)를 고려한 운동방정식을 유도하면 다음과 같다.



(a) Configuration of driver



(b) Pulley torque

Fig. 6 Characteristics of driving input force

$$(R\theta_w m_B + I/R^2) \ddot{X}_k = T_2 - T_1 + P(t) \quad (7)$$

여기서,

$$X_k = R\theta$$

$$T_1 = K_1(X_k - X_{k-1}) + C_1(\dot{X}_k - \dot{X}_{k-1})$$

$$T_2 = K_2(X_{k+1} - X_k) + C_2(\dot{X}_{k+1} - \dot{X}_k)$$

$$P(t) = \frac{T_p(t, \dot{X}_k)}{R}$$

R : 드럼의 반경

I : 드럼의 질량관성모멘트

θ_w : 벨트 감긴각

T_p : 폴리축의 입력 토크

폴리에 걸리는 장력 T_2 가 상당한 값보다 적으면 폴리어서 벨트로 동력을 제대로 전달하지 못하고 슬립(slip)현상이 발생된다. 따라서 장력 T_2 는 다음 첫 번째 조건을 만족시킬 수 있을 만큼 큰 값을 가져야 구동폴리어서 슬립없이 벨트로 구동력 $P(t)$ 를 전달할 수 있다.

- (1) 미끄러짐이 없는 조건(no slip condition)

$$P(t) \leq T_2(e^{\mu_D \theta_w} - 1) \text{ then } P(t) = \frac{T_p}{R} \quad (8)$$

여기서, μ_D : 벨트와 드럼사이의 마찰계수

- (2) 미끄러짐조건(slip condition)

$$P(t) > T_2(e^{\mu_D \theta_w} - 1) \text{ then } P(t) = T_2(e^{\mu_D \theta_w} - 1) \quad (9)$$

구동입력 특성은 구동부의 구성요소에 따라 달라지며, 각 요소의 특성치와 제어방법을 이용하여 최종의 구동입력을 결정할 수 있다. 모터가 기동하여 발생하는 모터의 특성 토크의 일부는 모터의 자체 관성을 가속하고, 나머지 토크(T_m)는 유체 커플링에 전달된다. 그러나 모터 기동 초기에는 벨트 폴리축 저항이 전달 토크에 비해서 상대적으로 크기 때문에 유체 커플링에서는 100% 슬립이 발생하고, 이 때 전달에너지는 대부분 열에너지로 변하고 모터축에서 유체 커플링에 걸리는 토크(T_m)와 벨트 폴리축에 걸리는 토크(T_p)는 거의 같다. 기동 전달 토크의 특성은 개략적으로 Fig. 6(b)에서와 같은 형태를 갖는다.

참고적으로 커플링의 슬립률은 다음과 같이 정의된다.⁽⁴⁾

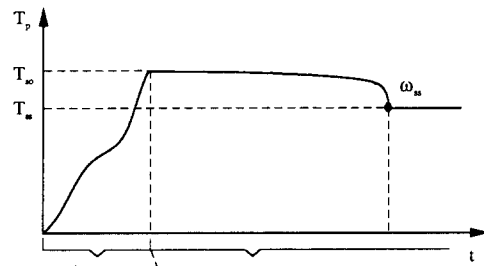
$$\text{Slip rate (\%)} = \frac{\omega_m - \omega_p}{\omega_m} \times 100 \quad (10)$$

여기서, ω_m : 모터 회전수

ω_p : 구동폴리 회전수

유체 커플링에서 100% 슬립이 일어나면서 전달 토크가 증가하는 과정은 Fig. 6(b)에서 O-A으로 표시된 부분이고, 이 때 전달토크는 모터의 특성곡선, 모터의 자체관성, 유체 커플링의 100% 슬립 특성곡선으로부터 구해진다. 일단 벨트 폴리가 회전하기 시작하면 슬립률은 100% (토크 : T_{so}) 에서 정상상태 토크(T_{ss})에 도달할 때까지 수 %까지 떨어지면서 슬립률에 따른 전달 토크 특성에 따라 토크를 전달하게 되며, 이 때의 전달 토크는 주어진 폴리의 회전수의 함수로 표현된다. 구동모터에도 여러가지 방식이 있을 뿐만 아니라 유체 커플링에도 내부 유체량의 조절로 전달 토크를 제어할 수 있는 방식(variable fill type)과 유체량이 일정한 방식(constant fill type) 등이 있다. 따라서 구동입력을 일관된 방식으로 표현하기는 어렵지만 폴리 전달 토크를 시간의 함수 구간과 폴리 회전수의 함수 구간으로 구분하여 입력하면 보다 간편해진다. Fig. 7은 전달 토크의 전체 시간추이(time history)를 나타낸 것으로서 100% 슬립구간이나 입력제어 방식의 경우는 시간의 함수($T_p(t)$), 커플링 슬립률이 떨어지면서 슬립 특성에 의해서 정상상태가 결정되는 경우는 폴리 회전수의 함수($T_p(\omega_p)$)로 각각 구동입력을 결정한다.

두 번째 구간의 방식으로 구동입력을 결정하는 경우에 있어서 중요한 것은 구동입력이 폴리의 회전수, 즉 동응답(dynamic response)의 함수이므로 벨트 시스템과 그 모델링에 따라 구동입력이 달라진다. 따라서 이러한 경우에는 구동입력의 시간추이를 계산하기 위해서 동해석 모델이 필요하고, 시



$T_p(t)$	$T_p(\omega_p)$
<ul style="list-style-type: none"> • 100 % slip • input control 	<ul style="list-style-type: none"> • slip rate down • pulley speed dependent

Fig. 7 Input force model

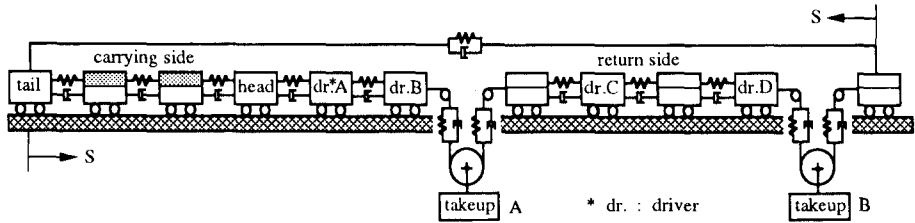


Fig. 8 Concept of total model

물레이션 과정 중에 얻어지는 그 응답에 따라 입력이 결정된다. 이상에서와 같이 입력을 두 구간으로 나누어 정의하면 대부분의 입력방식을 수용할 수 있는 장점이 있다.

4. 전체 모델 구성

앞에서 설명한 네 가지 주요 요소모델을 이용하면 임의의 구성을 갖는 벨트 컨베이어 시스템에 대해서도 적용이 가능하다. 즉, 전체 모델은 주어진 시스템 구성에 따라 요소모델을 순서대로 연결하여 만들 수 있는데 전체 모델에 대한 개념도는 Fig. 8에서와 같다.

전체 운동방정식은 전체 모델에서의 요소모델 배열순서와 벨트 각 구간의 질점수에 따라 식 (2), (3), (4), (7)을 열거하고 각 질점들의 좌표를 지정하므로 유도된다. 시스템의 기본 구성도 Fig. 1에서 알 수 있듯이 벨트의 8개 구간마다 임의의 질점수를 가지고, 또한 구간사이에 8개의 질점이 존재하기 때문에 전체 운동방정식을 풀어서 표현하는 것은 상당히 복잡하므로 다음과 같이 간단한 형태로 표현한다.

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + \{W(t)\} = \{P(t)\} \quad (11)$$

여기서, $[M]$: 질량행렬

$[C]$: 점성감쇠행렬

$[K]$: 강성행렬

$\{W(t)\}$: 저항력벡터

$\{P(t)\}$: 외력벡터

식 (11)에서 저항력벡터 $\{W(t)\}$ 는 아이들러의 마찰 저항 및 베어링 마찰 등을 포함하고, 외력벡터 $\{P(t)\}$ 는 구동입력, 테이크업의 제어력, 자중 등을 포함한다.

그리고 식 (11)의 해는 적분시간 간격이 응답변화율에 따라 조절되는 Runge-Kutta 적분법을 이용하여 구한다.

5. 예제 시스템 적용

앞 절에서 설명한 방법을 헤드측에서 두 개의 구동부와 테이크업, 테일측에서 한 개의 구동부와 테이크업을 가지는 운반거리가 약 14km인 벨트 컨베이어 시스템에 적용하였다. 즉, Fig. 1에서 나타낸 일반적 시스템 구성에서 구동부 C와 벨트구간(6)이 없고, 벨트구간 (5)가 귀환측 벨트로 되는 시스템이다. 적용된 예제에 대한 주요 시스템 변수는 Table 1과 같고, 점성감쇠비는 1자유도 등가시스템에서 0.05로 가정하였다.

운반측과 귀환측, 즉 Fig. 1에서 구간 (1)과 (5)의 벨트 길이는 각각 운반거리에 해당되는 매우 긴 길이이며, 설치 지형조건에 따라 7개 세부구간으로 나누었다. 운동 자유도 수는 헤드와 테일 드럼 2개, 구동부 3개, 테이크업 2개, 운반측과 귀환측은 경사각에 따른 세부 구간별로 14개, 나머지구간은

Table 1 System parameters of example

m_B	m_M	m_C	m_{IR}	E	b	μ_1	μ_6	μ_0
[kg/m]				[N/m]	[m]			
30	100	10	5	3.0×10^8	1.5	0.025	0.01	0.30
PART				Radius [m]	Moment of inertia [kg/m ²]			
Head drum				0.70	3,000			
Tail drum				0.40	400			
Driver A				0.70	6,200			
Driver B				0.70	3,000			
Driver D				0.70	3,000			
Take-up				A mass[kg]	B mass[kg]			
				20,000	1,000			

각각 한 개씩 하여 5개로 전체 26개의 자유도를 갖는 모델을 수립하였다.

구동입력을 주기 전에 벨트 및 운반물의 자중과 중력 테이크업의 하중에 의해 발생하는 초기장력을 구해야 한다. 즉, 초기조건을 모두 영으로 둔 상태에서 벨트 및 운반물의 자중과 중력테이크업의 하중을 입력한 후 평형상태를 이룰 때까지 시뮬레이션을 수행하여 제2의 초기조건을 구해야 한다. 여기서는 제2의 초기조건을 구하기 위해서 40초간 시뮬레이션을 수행하였고, 초기장력 분포결과는 Fig. 9에서와 같은데, 여기서 횡축은 운반측 벨트의 첫 번째 질점을 기준으로 한 것이다.

구동모터는 세 개 모두 600 kw AC이고, 유체 커플링은 유체량을 조절하므로 전달 토크를 제어할 수 있는 방식(variable fill type)으로 전달 토크 특성 곡선의 수정이 가능하다. 여기서 사용된 유체 커플링의 슬립율 저하시의 전달 토크의 특성곡선은 Fig. 10에서 나타낸 바와 같이 헤드측 구동부와 테일측 구동부에서 서로 다른 형태를 가진다.

한편 구동입력에 따른 장력 및 동응답 변화를 알



Fig. 9 Initial tension distribution

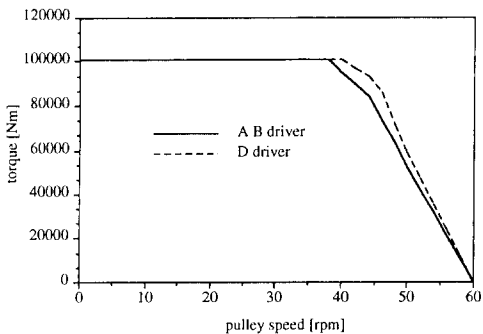
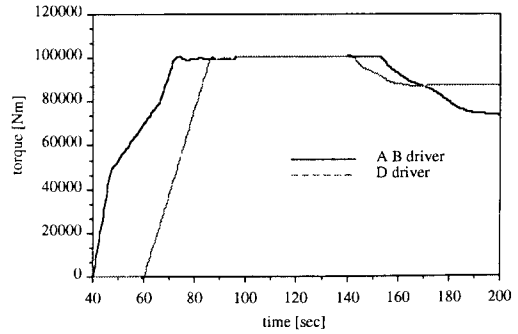
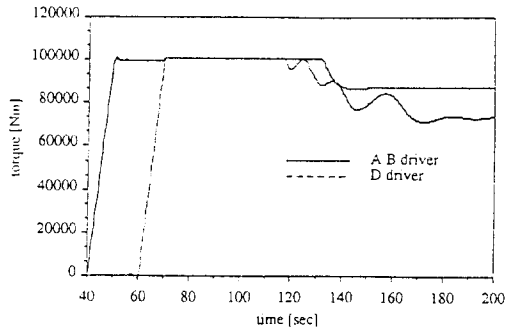


Fig. 10 Pulley input torques when the slip rate of coupling downs

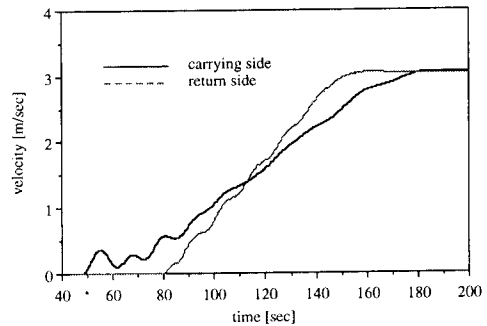


(a) Input torques of case I

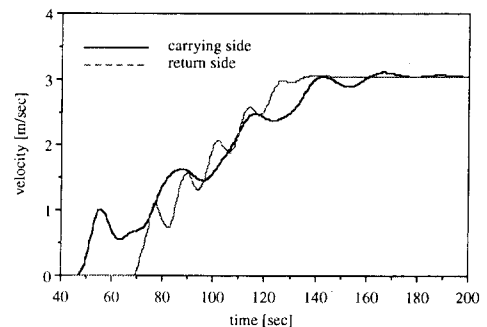


(b) Input torques of case II

Fig. 11 Time histories of two input torques.



(a) Belt velocities of case I



(b) Belt velocities of case II

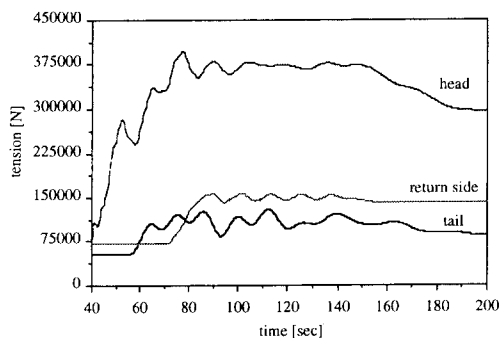
Fig. 12 Transient belt velocities during starting

아 보기 위해서 Fig. 11에서와 같이 서로 다른 형태를 갖는 두 가지 입력을 이용하였다.

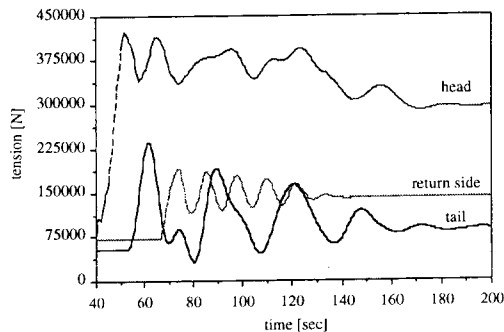
입력을 임의로 제어할 수 있는 구간이 지나면 입력이 유체 커플링의 슬립특성, 즉 Fig. 10의 입력특성에 의해서 결정되며, 슬립특성에 의해 결정되는 입력의 시간추이는 시뮬레이션 결과로부터 구해진다.

Fig. 12는 가동시 운반측과 귀환측의 벨트속도 결과인데, 가속시간이 약 120초인 case I은 완만한 가속을 보이는 반면 가속시간이 약 100초로 상대적으로 짧은 case II는 가속구간에서 속도변동이 심한 것을 볼 수 있다.

Fig. 13은 최대 장력이 발생하는 헤드부, 최소의 초기장력 값을 갖는 테일부 그리고 귀환측 중간지점에서의 기동장력 결과를 나타낸 것으로 case I은 헤드부에서 최대 장력이 390 kN이고 장력의 변동이 크지 않지만 case II의 경우는 최대 장력이 430 kN으로 상대적으로 10% 정도 크며 장력의 변동도 심하여 테일부에서는 최소장력이 35 kN로 상당히 떨어지는 것을 알 수 있다.



(a) Tensions of case I

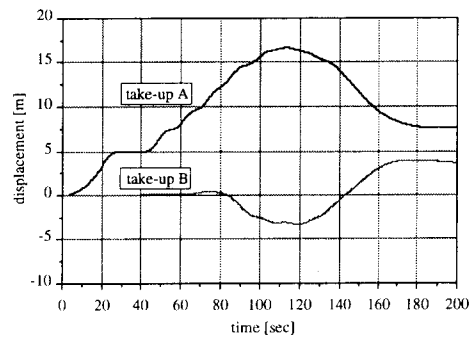


(b) Tensions of case II

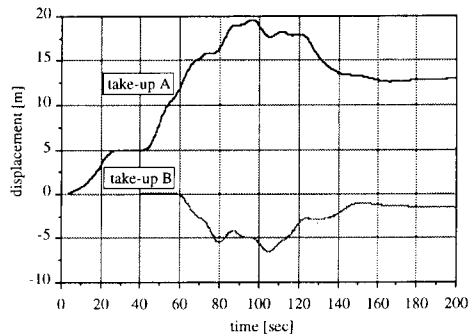
Fig. 13 Transient belt tensions during starting

Fig. 14는 헤드부 테이크업 A와 테일부 테이크업 B의 변위를 나타낸 것이다. 즉 초기에 테이크업 장착 및 각 요소의 자중에 의해 전체 벨트의 늘어남 길이는 10m정도 되고, 테이크업 운동은 운반측과 귀환측 벨트의 상대속도에 따라 달라진다

벨트가 정지 시에는 모든 구동부에서의 구동입력은 영이고, 구동플리와 벨트는 자체 관성에 의해서 운동하게 되며, 이 때 테이크업은 과도한 운동을 방지하기 위해서 브레이크로 고정한다. Fig. 15는



(a) Take-up motions of CASE I



(b) Take-up motions of CASE II

Fig. 14 The results of take-up displacements

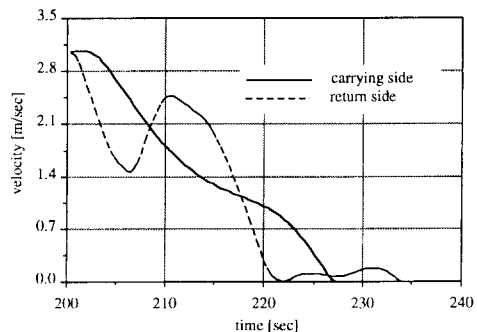


Fig. 15 Transient belt velocities during stopping

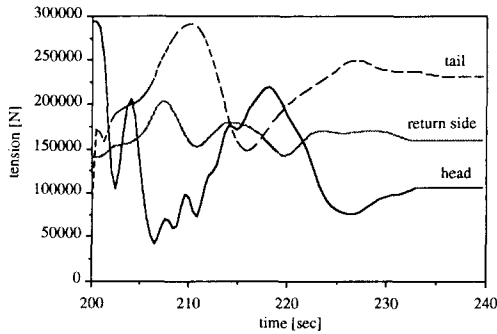


Fig. 16 Transient belt tensions during stopping

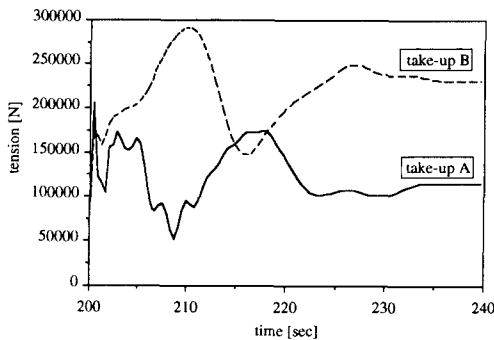


Fig. 17 Take-up tension during stopping

정지시의 벨트속도 결과로 운반측 벨트의 정지시간은 약 27초 정도이며, 귀환측 벨트속도는 운반측에 비하여 빨리 떨어지지만 변동이 심하다.

Fig. 16은 정지 시의 주요부분에서의 장력변화를 나타낸 것으로 정지시의 최대 장력은 테일부 주변에서 발생되며, 약 290 kN 정도 된다.

Fig. 17은 정지 시의 테이크업에 걸리는 장력변화 결과인데 이 결과로부터 정지 시의 각 테이크업에 필요한 정지력을 구할 수 있다.

6. 결 론

장거리 벨트 컨베이어 시스템의 기동 및 정지시의 동적거동을 해석하기 위해서 집중질량 모델을 도입하고, 세부 요소 모델링방법과 구동입력 방법을 제안하여 예제 시스템에 적용하였다. 기존의 설

계방법들은 정적계산이나 단순 동력계산에만 의존하므로 설계변수가 동적거동에 영향을 많이 받는 장거리 시스템에 적용할 경우에 적합한 시스템 설계 및 구동방법을 결정하기가 어렵다. 그러나 예제 시스템 적용에서 알 수 있듯이 제안된 방법을 도입하면 기본설계 단계에서 필요한 동적거동 정보를 얻을 수 있으므로 기동방법 뿐만 아니라 벨트, 구동부, 테이크업, 브레이크 등 주요 요소의 동적설계가 가능하고, 동적효과를 고려한 전체 시스템의 구성이 가능하다. 또한 본 연구에서 제안된 방법은 각 요소의 모델링 방법을 모듈화함으로써 일반적인 시스템에 확장 적용할 수 있는 편리한 방법이다. 앞으로 실험적 접근방법을 통하여 모델을 검증하고 개선하는 연구가 더 필요하다.

참고문헌

- (1) 일본광업회 컨베이어연구위원회 편, 최대현 역, 1980, 신 벨트 컨베이어의 계획과 관리, 성안당.
- (2) Wilhelem Flugge, 1975, *Viscoelasticity*, Springer-Verlag.
- (3) Zur, T. W., 1986, "Viscoelastic Properties of Conveyor Belts Modelling of Vibration Phenomena in Belt Conveyors During Starting and Stopping," *Bulk Solids Handling*, Vol. 6, No. 3, pp. 553~560.
- (4) Karolowski, B., 1986, "An Investigation of Various Conveyor Belt Drive System Using a Mathematical Model," *Bulk Solids Handling*, Vol. 6, No. 3, pp. 349~354.
- (5) Nordell, L. K. and Ciozda, Z.P., 1984, "Transient Belt Stress During Starting and Stopping : Elastic Response Simulated by Finite Element Methods," *Bulk Solids Handling*, Vol. 4, No. 1, pp. 99~104.
- (6) Schulz, G., 1993, "Further Results in the Analysis of Dynamic Characteristics of Belt Conveyors," *Bulk Solids Handling*, Vol. 13, No. 4, pp. 705~710.