

〈논 문〉 SAE NO. 96370124

자동차 동력전달용 일체 벨트구동계의 동특성 해석

Dynamic Analysis of Automotive Belt Drive Systems

오 석 일,* 송 재 수,* 김 성 원**
S. I. Oh, J. S. Song, S. Kim

ABSTRACT

Serpentine belt drive system offers the advantages of light weight, low cost, quietness, and efficiency. Since these belts are typically longer than conventional belts, a tensioner component is added to maintain acceptable belt tension levels and make no slippage between pulleys and belts. This paper addresses the modeling and analysis of the automotive belt drive systems and also addresses the prediction of slippage on rotational modes. Vibration characteristics are determined from the eigenvalue problem governing the free response. Under certain engine operating conditions, the dynamic tension fluctuations may be sufficient to cause the belt to slip on particular accessory pulleys. It is found that this slippage can be reduced by adding the tensioner component from the analysis of belt tension and belt compression.

주요기술용어 : Serpentine belt drive system(자동차 일체 벨트구동시스템), Tensioner(인장기), Rotational mode(폴리회전모드), Eigenvalue problem(고유치문제), Slippage(미끄러짐현상)

1. 서 론

자동차에는 엔진에서 발생하는 동력의 일부를 이용하여 엔진의 부속장치 및 조향 유압펌프, 물 펌프, 발전기, 에어컨 등을 구동시키기 위해서 여러 개의 V-벨트를 이용하고 있다. 그러나 최

근에는 엔진의 경량화, 공간절약, 저소음 및 엔진효율 등 경제성을 높이기 위해서 여러 개의 V-벨트 대신 하나의 평벨트 또는 세폭 V-벨트를 이용하는 일체로 된 벨트시스템(Serpentine Belt Drive System)을 이용하는 추세에 있다.

최근에는 활발히 연구가 진행되고 있는데, Gasper와 Hawker(1989)¹⁾는 벨트의 종방향 변형과 풀리의 회전진동을 자유, 강제응답에 대해 해석하였다. 하지만, 이 연구에서는 평형상태(정

* 고려대학교 기계공학과 대학원

** 정희원, 고려대학교 기계공학과

상상태인장)이나 동적인 응답에 대한 인장기의 영향을 고려하지 않았다. 종방향의 벨트의 변형에 대한 인장기의 영향은 Barker *et al.*(1991)²⁾에 의해 연구되었으며, 여기서는 구동폴리의 가속도에 의한 과도응답에 중점을 두었다. 그 후 Beikmann *et al.*(1991)³⁾은 두개의 폴리와 하나의 인장기로 이루어진 원형 모델을 수립하여 정상상태의 인장과 인장기의 위치를 정상운전조건인 함수로 계산하였다. 특히, 1985년에는 Ulsoy *et al.*⁴⁾이 벨트의 횡방향 진동과 인장기의 횡방향 진동간의 연관관계에 대해 고려하였다.

본 연구에서는 지금까지 연구가 미흡한 벨트구동계에서 손실의 중요한 성능인자인 미끄럼현상을 해석하고 미끄럼현상을 일으키는 인자를 도출하고 벨트구동계가 엔진의 운전상태에 따라서 엔진 및 엔진의 부속장치와의 공진을 피하기 위해서 벨트구동계의 고유진동수를 구하며 소음의 원인 및 벨트구동계의 불안정성의 원인이 되는 벨트의 종방향, 횡방향진동의 특성을 연구하여 우수한 벨트구동계를 설계하는데 본 연구의 목적이 있다.

2. 엔진 운전상태의 벨트 장력

2.1 벨트 장력 모델

다음 Fig.1은 벨트구동시스템을 모델링한 것을 보여주고 있다. 크랭크축의 회전에 따라서 벨트의 장력을 이용하여 엔진의 부속장치에 동력을 전달하는 시스템이다. 인장기 아암이 벨트의 느슨해짐으로서 발생하는 동력손실을 방지하고 벨트의 진동모드를 조절하여 확실한 동력이 전달되게 하고 있다. 일체로된 벨트 시스템은 폴리 및 인장기의 위치에 따라서 벨트의 길이 및 접촉호의 길이가 결정되어 강성이 각각 K_i 와 K_p 로 나타내진다.

벨트의 인장을 고려하면 다음 식 (1)과 같은 운동학적 구속조건을 갖는다.

$$R_i \theta_i = R \theta + \Omega, \quad i=2, \dots, 7 \quad (1)$$

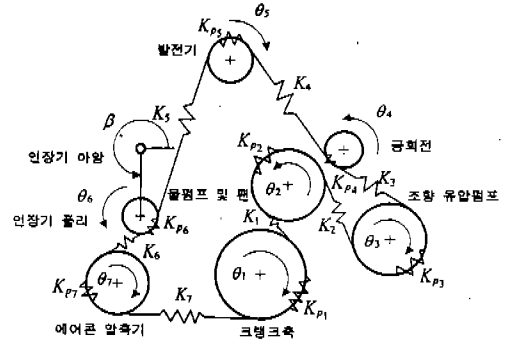


Fig.1 Modeling of a serpentine belt drive system

식 (1)에서 Ω 는 크랭크축의 회전에 따른 i 번째 폴리까지의 벨트의 늘어난 길이를 나타낸다. 또한, 폴리와 폴리 사이의 장력과 폴리와 접촉부분에서의 벨트장력의 평균값은 각각 식 (2), (3)과 같다.

$$F_i = T_i + \rho V^2 = T_0 + K_i \Delta_i \quad (2)$$

$$T_{aver\ i+1} = \frac{T_i + T_{i+1}}{2} + \rho V^2 \quad (3)$$

여기서,

F_i = i 와 $i+1$ 번째 폴리 사이의 장력

T_i = 원심력의 영향을 무시했을 때 i 와 $i+1$ 번째 폴리 사이의 장력

T_0 = 크랭크축의 회전이 없을 때의 정적인 장력

K_i = i 와 $i+1$ 번째 폴리 사이의 벨트의 강성 계수

ρV^2 = 벨트의 속력에 따른 원심력의 영향으로 발생하는 장력

정적인 상태에서 벨트 장력의 변화로 인해서 늘어난 길이(Δ_i)는 식 (4)로 정의된다.

$$\Delta_i = \Omega_{i+1} - \Omega_i - \delta_{i+1} = R \theta_i - R_{i+1} \theta_{i+1} - \delta_{i+1} \quad (4)$$

위 식 (4)에서 δ_{i+1} 는 $i+1$ 번째 폴리에서 장

력의 변화로 벨트가 늘어나서 폴리 밖으로 나온 길이를 나타낸다. 위 식 (4)에서 δ_{i+1} 의 길이는 폴리 전후 벨트장력의 평균값을 이용하면 식 (5)로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \delta_{i+1} &= \frac{T_{aver\ i+1} - T_0}{K_{P_{i+1}}} \\ &= \frac{1}{K_{P_{i+1}}} \left(\frac{T_i + T_{i+1}}{2} + \rho V^2 - T_0 \right) \end{aligned} \quad (5)$$

식 (2), (3), (4) 및 (5)를 연립하면 인장기의 작용이 없는 경우 벨트 장력변화와 폴리와의 각도변화관계식 (6)을 얻는다.

$$\begin{aligned} \left(1 + \frac{K_i}{2K_{P_{i+1}}}\right) T_i + \frac{K_i}{2K_{P_{i+1}}} T_{i+1} = \\ K_i R_i \theta_i - K_i R_{i+1} \theta_{i+1} + \left(1 + \frac{K_i}{K_{P_{i+1}}}\right) (T_0 - \rho V^2) \end{aligned} \quad (6)$$

인장기의 각도(θ_i)가 변함에 따른 인장기 전후 폴리의 길이 및 위치의 변화량을 이용하여 벨트의 장력과 폴리각도와의 관계식은 식 (7), (8)과 같다.

$$\left(1 + \frac{K_5}{2K_{P_6}}\right) T_1 + \frac{K_5}{2K_{P_6}} T_2 =$$

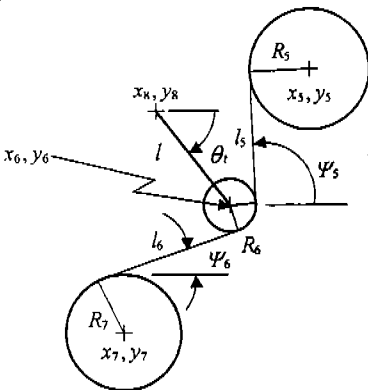


Fig.2 Geometry of the tensioner

$$K_5 R_5 \theta_5 - K_5 R_6 \theta_6 + \left(1 + \frac{K_5}{K_{P_6}}\right) (T_0 - \rho V^2) + \epsilon \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \left(1 + \frac{K_5}{2K_{P_7}}\right) T_1 + \frac{K_6}{2K_{P_7}} T_2 = \\ K_6 R_6 \theta_6 - K_6 R_7 \theta_7 + \left(1 + \frac{K_6}{K_{P_7}}\right) (T_0 - \rho V^2) + \eta \end{aligned} \quad (8)$$

여기서

$$\begin{aligned} \epsilon &= K_5 [(l_5 - l_{50}) + (R_5 + R_6)(\Psi_5 - \Psi_{50})] \\ \eta &= K_6 [(l_6 - l_{60}) + (R_6 + R_7)(\Psi_6 - \Psi_{60})] \\ x_6 &= x_8 + l \cos \theta_i, \quad y_6 = y_8 + l \sin \theta_i \\ l_5 &= [(x_5 - x_6)^2 + (y_5 - y_6)^2 - (R_5 + R_6)^2]^{1/2} \\ l_6 &= [(x_6 - x_7)^2 + (y_6 - y_7)^2 - (R_6 + R_7)^2]^{1/2} \\ \Psi_5 &= \tan^{-1} \left(\frac{y_5 - y_6}{x_5 - x_6} \right) + \frac{\pi}{2} - \tan^{-1} \left(\frac{l_5}{R_5 + R_6} \right) \\ \Psi_6 &= \tan^{-1} \left(\frac{y_6 - y_7}{x_6 - x_7} \right) - \frac{\pi}{2} + \tan^{-1} \left(\frac{l_6}{R_6 + R_7} \right) \end{aligned}$$

식 (6), (7), (8)을 이용하여 벨트전체의 기하학적인 폴리각도와 벨트장력의 관계식을 구하면 다음 식 (9)와 같은 행렬식으로 나타내진다.

$$PT = K\theta + C_0 \quad (9)$$

여기서 $T, \theta, C_0 = 7 \times 1$ 벡터
 $P, K = 7 \times 7$ 행렬

$$T = \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \\ T_7 \end{bmatrix} = \theta = \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \\ \theta_4 \\ \theta_5 \\ \theta_6 \\ \theta_7 \end{bmatrix} \quad C_0 = (T_0 - \rho V^2) \begin{bmatrix} 1 + \frac{K_1}{K_{P_2}} \\ 1 + \frac{K_2}{K_{P_3}} \\ 1 + \frac{K_3}{K_{P_4}} \\ 1 + \frac{K_4}{K_{P_5}} \\ 1 + \frac{K_5}{K_{P_6}} \\ 1 + \frac{K_6}{K_{P_7}} \\ 1 + \frac{K_7}{K_{P_1}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \epsilon \\ \eta \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} K_1 R_1 & -K_1 R_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_2 R_1 & -K_2 R_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_3 R_3 & -K_3 R_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_4 R_5 & -K_4 R_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_5 R_7 & -K_5 R_8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_6 R_9 & -K_6 R_{10} \\ -K_7 R_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_7 R_{12} \end{bmatrix}$$

$$P = \begin{bmatrix} 1 + \frac{K_1}{2K_{P1}} & \frac{K_1}{2K_{P2}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 + \frac{K_2}{2K_{P3}} & \frac{K_2}{2K_{P4}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 + \frac{K_3}{2K_{P5}} & \frac{K_3}{2K_{P6}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 + \frac{K_4}{2K_{P7}} & \frac{K_4}{2K_{P8}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 + \frac{K_5}{2K_{P9}} & \frac{K_5}{2K_{P10}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 + \frac{K_6}{2K_{P11}} & \frac{K_6}{2K_{P12}} \\ \frac{K_7}{2K_{P13}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 + \frac{K_7}{2K_{P14}} \end{bmatrix}$$

2.2 인장기와 풀리의 운동방정식

인장기 주위를 도식적으로 나타내면 Fig.3과 같이 나타낼 수 있다. 인장기의 피봇을 기준으로 회전관성모멘트의 이론을 적용하여 인장기에서의 운동방정식을 풀면 식 (10)과 같다.

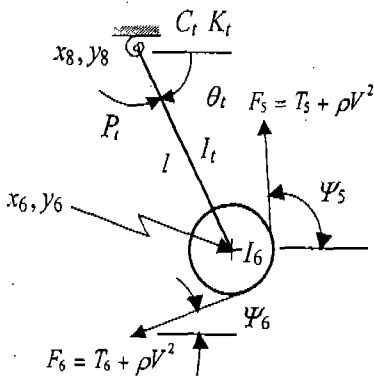


Fig.3 Schematic of the tensioner

$$(I_6 + I_t)\ddot{\theta}_t - I_6\ddot{\theta}_6 + C_t\dot{\theta}_t + K_t(\theta_t - \theta_6) = -P_t + m_{eff} L_{eff} g \cos \theta_t - R_6(T_5 - T_6) - Q_t + [-(T_5 + 2\rho V^2)\sin(\theta_t + \Psi_5) + (T_6 + 2\rho V^2)\sin(\theta_t + \Psi_6)] \quad (10)$$

θ_t, C_t, K_t 는 각각 인장기 아암의 각도, 감쇠계수, 스크링상수를 나타내고, θ_6 는 스프링의 힘이 작용하지 않을 때 인장기의 각도, P_t 는 인장기를 처음 장착할 때 벨트시스템의 정적인 장력(T_0)의 크기를 조절해주기 위해서 인장기 스프링을 압축해주는 토크의 크기를 나타내고, m_{eff}, L_{eff} 는 각각 풀리와 인장기의 질량의 합과 P 점으로부터 인장기와 풀리의 질량 중심까지의 거리를 나타낸다. Q_t 는 인장기를 제어하기 위해서 외부에서 입력해주는 제어 토크의 양을 그리고 I_6, I_t 는 각각 P 점을 중심으로 풀리와 인장기의 관성모멘트를 나타낸다.

풀리에서의 운동방정식은 식 (11)과 같고 인장기 풀리에서의 운동방정식은 인장기 아암의 각 가속도를 고려하면 다음 식(12)와 같다. Q_t 는 i 번째 풀리에 작용하는 부하토크를 나타낸다.

$$I\ddot{\theta}_i = R_i(T_{i-1} - T_i) - Q_i \quad (11)$$

$$I_6(\ddot{\theta}_6 - \ddot{\theta}_t) = R_6(T_5 - T_6) - Q_6 \quad (12)$$

식 (11)과 (12)를 연립하여 행렬식으로 나타내면 식 (13)과 같다.

$$I\ddot{\theta} = RT - Q \quad (13)$$

여기서 $\theta, T, Q = 7 \times 1$ 벡터
 $I, R = 7 \times 7$ 행렬

$$\ddot{\theta} = \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_3 \\ \ddot{\theta}_4 \\ \ddot{\theta}_5 \\ \ddot{\theta}_6 \\ \ddot{\theta}_7 \end{bmatrix} \quad Q = \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \\ Q_4 \\ Q_5 \\ Q_6 - I_6 \ddot{\theta}_t \\ Q_7 \end{bmatrix}$$

$$I = \begin{bmatrix} I_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_7 \end{bmatrix}$$

$$R = \begin{bmatrix} -R_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & R_1 \\ R_2 & -R_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & R_3 & -R_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_4 & -R_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & R_5 & -R_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & R_6 & -R_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & R_7 & -R_7 \end{bmatrix}$$

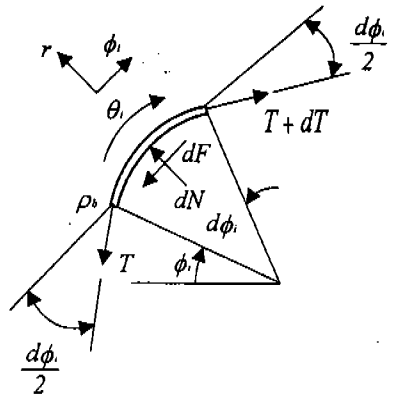
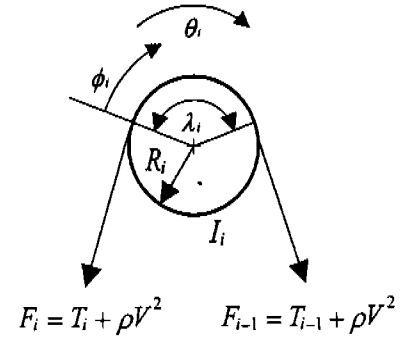


Fig.4 Belt tension of pulley surface

식 (13)에 식 (9)를 대입하면 식 (14)의 벨트시스템의 운동 방정식이 나온다.

$$I\ddot{\theta} - RP^{-1}K\theta = RP^{-1}C_0 - Q \quad (14)$$

식 (14)의 벨트시스템은 인장기의 작용으로 인한 인장기 이암의 각도의 영향을 받는 운동을 하게 된다. 인장기 운동방정식 식 (10)과 벨트 시스템 방정식인 식 (14)가 서로 비독립적인 관계에 있으므로 인장기의 각도가 변함에 따라서 벨트시스템 방정식인 식 (14)가 서로 비독립적인 관계에 있으므로 인장기의 각도가 변함에 따라서 벨트시스템에 외부에서 힘을 주는 부분인 C_0 의 값이 변화에 민감하게 작용하게 된다. P 와 K 의 값에 영향을 미치게 된다.

3. 벨트와 풀리 사이의 미끄럼 해석

벨트구동시스템에서 벨트의 가속도를 고려한 풀리와 벨트사이의 힘의 관계에 Fig.4에 도시하였다. 벨트의 운동방향의 힘의 합력과 반지름 방향의 힘의 합력의 식은 각각 식 (15), (16)과 같다.

$$(T+dT)\cos\frac{d\phi_i}{2} - T\cos\frac{d\phi_i}{2} - dF = \rho_b A R_i^2 \ddot{\theta}_i d\phi_i \quad (15)$$

$$(T+dT)\sin\frac{d\phi_i}{2} + T\sin\frac{d\phi_i}{2} - dN = \rho_b A R_i^2 \dot{\theta}_i^2 d\phi_i \quad (16)$$

식 (15)과 식 (16)에서 ϕ_i 는 i 번째 풀리가 벨트와 접촉이 끝났을 때를 기준점으로 한 풀리의 각 좌표 변위를 나타내고 A 는 벨트의 단면적을 나타낸다. 벨트와 풀리 사이에 미끄럼이 일어나지 않기 위한 구속조건으로는 벨트와 풀리 사이의 접촉력이 마찰력보다 작아야 되므로 식 (17)을 만족해야 한다.

$$dF \leq \mu dN \quad (17)$$

식 (15), (16) 및 (17)을 풀어서 적분하면 다음 식 (18)의 구속조건을 얻는다.

$$\frac{T_{i-1} + \frac{\rho_b A R_i^2 \ddot{\theta}_i}{\mu}}{T_i + \frac{\rho_b A R_i^2 \ddot{\theta}_i}{\mu}} \leq e^{\mu \alpha} \quad (18)$$

식 (18)을 바탕으로 하여 미끄럼 인자를 다음 식 (19)와 같이 정의한다.

$$S_i = \frac{T_{i-1} + \frac{\rho_b A R_i^2 \ddot{\theta}_i}{\mu}}{e^{\mu \alpha} (T_i + \frac{\rho_b A R_i^2 \ddot{\theta}_i}{\mu})} \quad (19)$$

미끄럼 인자의 값(S_i)은 1을 기준으로 1보다 작으면 벨트와 풀리사이에서 동력전달이 이루어지는 마찰각이 접촉각보다 작게되어 원활한 동력 전달이 이루어짐을 의미하고 1보다 크면 마찰각이 접촉각의 범위를 넘어서기 때문에 접촉되는 전 범위에서 미끄럼 현상이 일어남을 의미한다.

4. 풀리사이 벨트의 횡방향요동

자동차의 벨트구동시스템의 풀리사이의 벨트의 진동은 현의 진동과 유사하다. 그러나 다른 점은 현은 진동의 매개체가 종방향으로 움직이지 않지만 자동차의 벨트구동시스템은 종방향으로 움직인다는 차이점이 있다. 다음 식 (20)은 벨트의 구동속도로 움직이지 않는 절대좌표에서의 벨트의 진동 방정식을 보여주고 있다. 현의 길이 방향의 장력은 일정하다는 가정을 적용한다.

$$(c^2 - v^2) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - v \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} - \frac{\partial}{\partial t} (v \frac{\partial y}{\partial x}) - \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (20)$$

식 (20)에서 v 는 벨트의 이송속도를 나타낸다. 만약 식 (20)에서 v 가 시간에 관한 함수가 아니고 상수라면 식 (20)은 다음 식 (21)로 나타내진다⁵⁾.

$$(c^2 - v^2) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - 2v \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} - \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (21)$$

식 (21)에서 경계조건은 각 벨트의 풀리에서의 접촉부분에서는 y 의 변위는 영이 되고 이 경계조건을 이용하여 식 (21)의 방정식을 풀면 다음 식 (22)와 같다.

$$y = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \left[\sin\left(w_n t + \frac{w_n x}{c-v}\right) - \sin\left(w_n t - \frac{w_n x}{c+v}\right) \right] = \sum_{n=1}^{\infty} C_n y_n \quad (22)$$

$$y_n = 2 \sin\left(\pi n \frac{x}{l}\right) \cos\left(w_n t + \pi n \frac{x}{l} \frac{v}{c}\right) \quad (23)$$

$$w_n = \frac{n\pi(c^2 - v^2)}{cl} = \frac{n\pi c}{l} \left(1 - \frac{v^2}{c^2}\right) \quad (24)$$

식 (23)을 식 (25)와 같이 바꾸어 쓰면 n 이 1일 때의 벨트구동시스템의 횡방향의 고유진동수를 기저고유진동수(fundamental frequency of the stationary belt)라하고 다음 식 (26)과 같이 정의된다. 벨트의 길이방향 이송속도의 영향이 크기를 측정하는 인자로서 움직이는 벨트의 이송 파장길이를 다음 식 (27)과 같이 정의한다.

$$y_n = 2 \sin\left(\pi n \frac{x}{l}\right) \cos\left(2\pi n \left[\frac{c}{2l} \left(1 - \frac{v^2}{c^2}\right) t + \frac{v}{2lc} x \right] \right) \quad (25)$$

$$f_1 = \frac{w_1}{2\pi} = \frac{c}{2l} \left(1 - \frac{v^2}{c^2}\right) \quad (26)$$

$$l_w = \frac{2lc}{v} \quad (27)$$

풀리사이의 벨트의 길이와 벨트의 이송파장의 길이의 비를 이용하여 풀리사이의 횡방향 진동의 특성을 결정짓는 인자로서 벨트이송 비를 다음 식 (28)과 같이 정의한다.

$$R = \frac{l}{l_w} = \frac{v}{2c} \quad (28)$$

이 벨트이송 비(R)의 크기의 의미는 벨트구동시스템이 횡방향의 기저 진동수만큼 진동하는 동안 벨트가 길이 방향으로 이송되는 벨트의 길이를 풀리사이의 벨트의 길이로 나눈 값을 나타내고 있다. 따라서 벨트이송 비(R)의 크기가 작으면 작을수록 벨트의 이송속도에 비해서 횡방향의 진동이 점점 증가하게 되므로 벨트의 이송이 거의 무시가 되는 현의 진동과 유사하게 된다.

5. 결과 및 고찰

5.1 벨트구동시스템의 모드해석

벨트구동시스템의 운동방정식 식 (14)는 인장기의 변화에 따른 장력의 변화를 외부의 힘으로 고려한다면 7자유도의 2차 미분방정식으로 일반적인 진동문제가 되고 또한, K 행렬이 반한정(semi definite)하므로 벨트구동시스템은 강제모드(rigid body mode)를 갖게 된다. 즉 벨트구동시스템의 벨트가 인장이나 수축이 없이 구동되는 움직임을 말한다. 해석하려는 벨트구동계의 물리량은 다음 Table 1과 같다. 주어진 벨트구동시스템의 식 (14)로부터 인장기가 작용되지 않고 동적인 평형상태의 고유진동수(natural frequency) 및 고유진동모드(natural mode)를 구한다.

Fig.5에서 Fig.11은 벨트구동시스템의 풀리의 구동 모드를 강제모드(rigid body mode)를 기준으로 해서 나타냈다. 각 모드에서 풀리와 풀리사이의 기울기가 강제모드(일직선)에 비해서 양의

방향으로 멀어지면 멀어질수록 풀리가 회전방향을 기준으로 앞의 풀리의 회전각도에 비해서 뒤의 풀리가 더 많은 양을 회전하므로 두 풀리사이의 벨트는 이완하게되고 평형상태의 장력보다 작아지게 된다. 반대로 음의 방향으로 멀어질수록 벨트는 인장이 되어 평형상태보다 장력이 증가되는 형태를 보여준다. 일반적으로 벨트구동계는 동력이 전달됨에 따라서 인장측과 이완측으로 나누이게 되는데 Fig.12에서 크랭크축의 토크가 증가함에 따라서 5번째 풀리를 기준으로 벨트의 장력이 인장측과 이완측으로 나누어져 인장과 이완이 가속됨을 볼 수 있는데 벨트구동시스템의 모드를 관찰하면 벨트구동모드에서 강제모드를 제외하고 진동수가 가장 작은 모드인 두번째모드의 진동이 크랭크축의 토크의 변화에 가장 민감하게 반응하여 가장 큰 영향을 미치고 있음을 볼 수 있다. Fig.13은 크랭크축 토크의 증가에 따른 미끄럼인자의 값을 나타내는데 일곱번째 풀리에서의 미끄럼인자의 값이 심한 요동을 보이면서 미끄럼인자의 값이 1을 넘어서고 있음을 보여주고 있다. 이런 현상은 풀리와 벨트사이가 불확실한 동력의 전달과 소음의 원인이 된다. 따라서 모드해석을 통해서 나타난 결과를 이용하여 인장기의 위치를 5번째 풀리와 6번째 풀리 사이에 위치시켜서 크랭크축의 토크 증가에 따라서 벨트의 이완을 직접적으로 제어해 주게 된다.

5.2 벨트구동시스템의 해석결과

Fig.14는 크랭크축의 각가속도를 보여주고 있

Table 1 Physical properties of belt system

풀 리	위 치 (m)	반지름	$K_s(N/m) \times 10^6$	$K_p(N/m) \times 10^6$	$I_r(kg \cdot m^2)$
1. 크랭크축	0, 0	0.0858	2.282	0.6885	0.1665
2. 물펌프	0.0307, 0.1709	0.0739	0.9251	0.5274	0.0698
3. 조향 유압펌프	0.1963, 0.0236	0.0703	1.1924	0.5656	0.0340
4. 공회전	0.1595, 0.1897	0.0388	0.7991	9.4939	0.0027
5. 발전기	0.0079, 0.3297	0.0290	0.5553	2.3974	0.0407
6. 인장기	variable	0.0388	2.5177	3.9951	0.0019
7. 에어컨 압축기	-0.2000, -0.0119	0.0586	0.7850	0.9134	0.0380
8. 인장기 아암	-0.1687, 0.0896	0.1219	0	0	0.0349

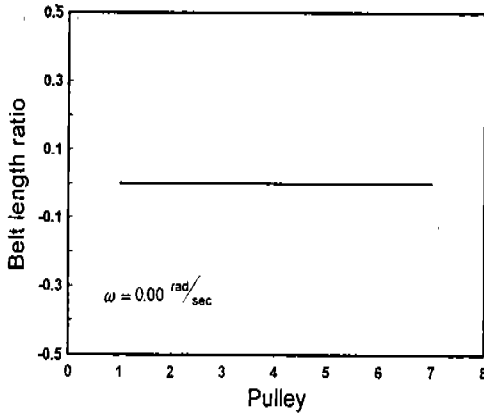


Fig.5 1st mode of belt pulley

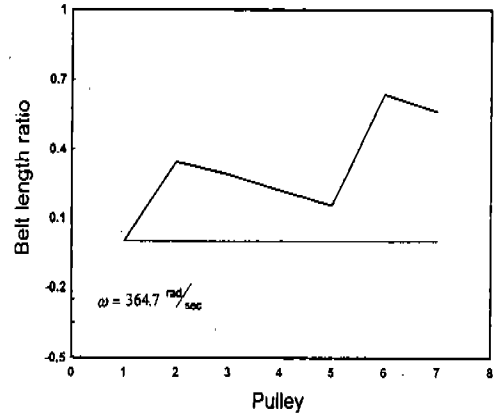


Fig.8 4th mode of belt pulley

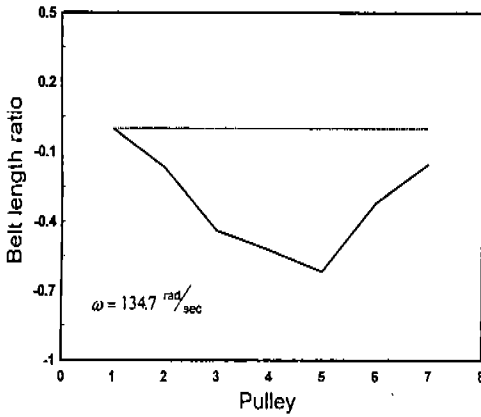


Fig.6 2nd mode of belt pulley

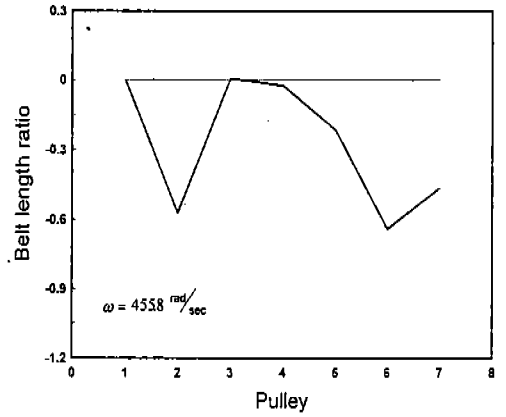


Fig.9 5th mode of belt pulley

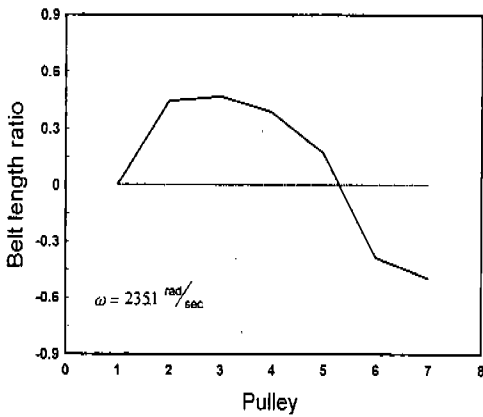


Fig.7 3rd mode of belt pulley

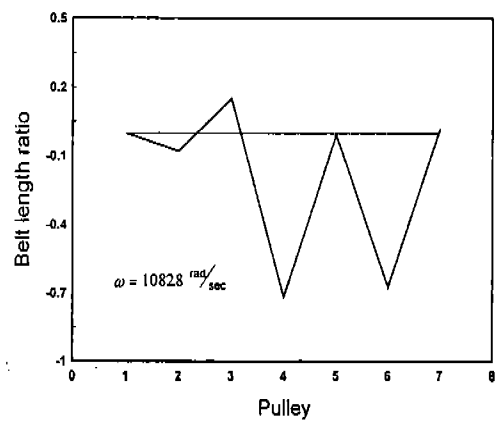


Fig.10 6th mode of belt pulley

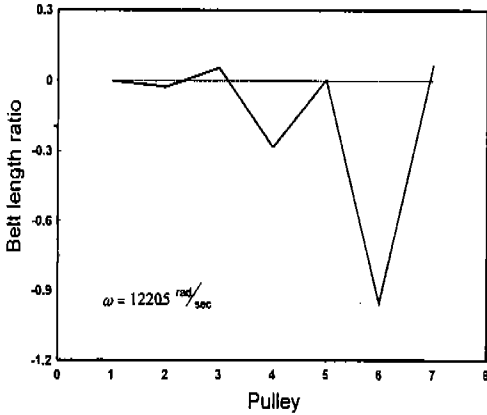


Fig.11 7th mode of belt pulley

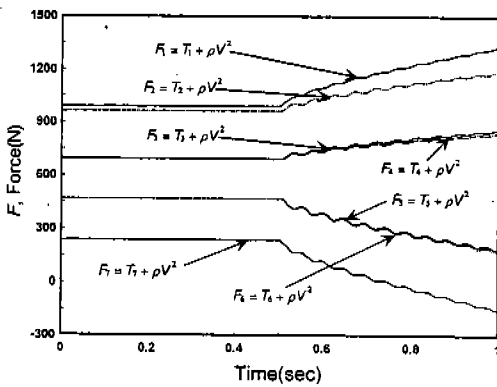


Fig.12 Calculated belt tensions without tensioner

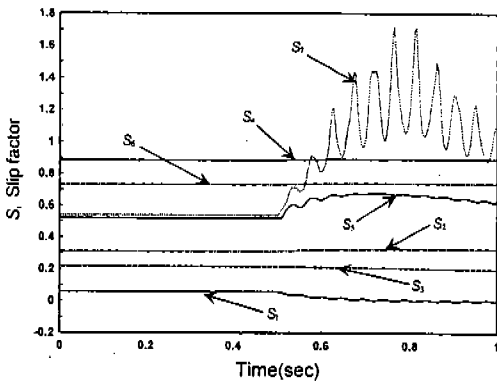


Fig.13 Slip factors without tensioner

다. 운전자가 가속페달을 밟음에 따라서 급격히 가속도가 증가하고 다시 떼면 각가속도가 급격히 감소하는 양을 보여주고 있다. 벨트의 장력은 크랭크축의 토크의 변화와 직접적으로 관계된다. 그러나 실제의 자동차 벨트구동시스템에서 크랭크축의 토크는 측정하기가 힘들기 때문에 크랭크축의 토크변화에 민감한 크랭크축의 각가속도를 이용 수치해석을 수행하여 인장기의 사용범위를 예측하였다. 가속도가 영인 아이들링 상태를 기준으로 각가속도의 크기가 최대일 때 인장기 아암의 각도변화($\Delta\theta$)를 최대 8° 로 제한을 하고 각가속도의 양과 비례적으로 인장기 아암에 가해주는 토크의 양(Q)을 각도로 환산하여 입력값으로 이용하였다. Fig.15는 인장기 아암의 각도 입력값과 인장기 아암에서의 응답각도 변위를 나타내고 있다. 인장기의 고유진동수를 64rad/sec 로 하고 감쇠비(damping ratio)를 0.3으로 하여 계산한 결과를 나타내고 있다. 인장기의 응답각도의 변화가 인장기의 입력각도의 변화에 감쇠응답의 형태를 보이고 있다. Fig.16은 각 풀리사이에서의 벨트장력을 보여주고 있다. 장력의 변화가 인장기 응답각도의 요동에 크게 영향을 받고 있음을 볼 수 있고 인장기의 작용이 없는 경우(Fig.12)와 비교해서 벨트의 장력이 회복되고 있음을 알 수 있다. Fig.17은 미끄럼인자의 값의 변화를 나타내주고 있다. 전체적으로 미끄럼인자의 값이 인장기의 작용으로 1보다 작은 영역에

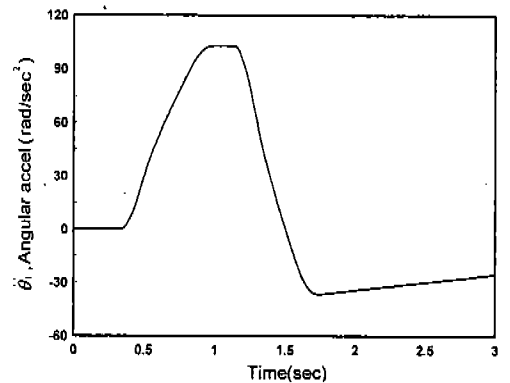


Fig.14 Crankshaft acceleration

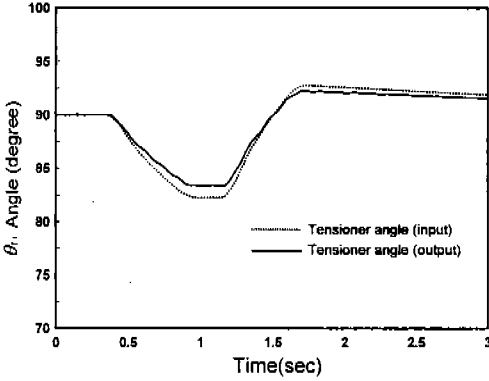


Fig.15 Tensioner position angle

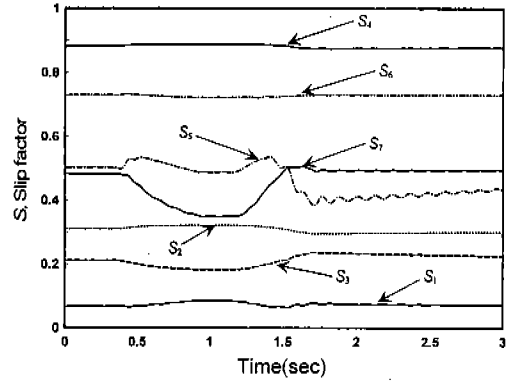


Fig.17 Calculated slip factors

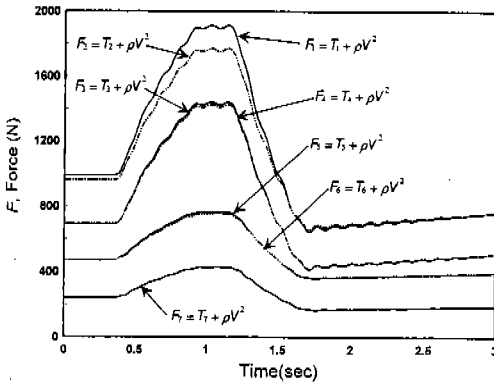


Fig.16 Calculated belt tensions

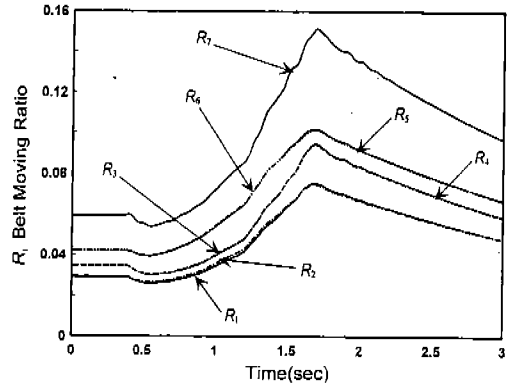


Fig.18 Belt moving ratios time history

서 존재함으로 인장기의 작용이 없는 경우(Fig. 13)와 비교해서 마찰각을 접촉각의 범위내로 제한함으로써 미끄럼 현상을 억제하고 있다.

5.3 벨트의 횡방향 요동의 성질

Fig.18에서 전체적인 벨트구동시스템의 벨트 이송비(belt moving ratio)가 0.16보다 작게 나타나고 있음을 알 수 있다. 이는 벨트구동시스템의 벨트의 횡방향 진동에 벨트의 길이방향의 이송의 영향이 16%이하로 많은 영향을 받지 않으면서 벨트가 움직이지 않는 현의 진동과 유사한 진동의 형태를 갖으면서 벨트가 구동됨을 알 수 있다. Fig.19와 Fig.20은 벨트구동시스템의 장력이 가장 작은 부분의 첫번째 벨트 횡방향모드를 벨트이송비가 0.16인 경우에 있어서 벨트구

동속도가 영일 때와 비교하여 나타내고 있다. 벨트이송비와 직접적으로 관계가 있는 각도 β 의 크기가 영에 가까울수록 벨트이송비가 작아지고 움직이지 않는 현의 진동과 유사한 진동을 하게 됨을 볼 수 있다. 결론적으로 이 벨트구동시스템의 횡방향의 진동은 진동의 매개체가 종방향으로 움직이지 않는 현의 진동과 유사한 진동을 하게 됨을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구에 있어서는 인장기의 작용을 고려한 일체로된 벨트구동시스템의 고유진동수를 이용한 구동특성을 해석하고 횡방향진동의 특성을 해석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

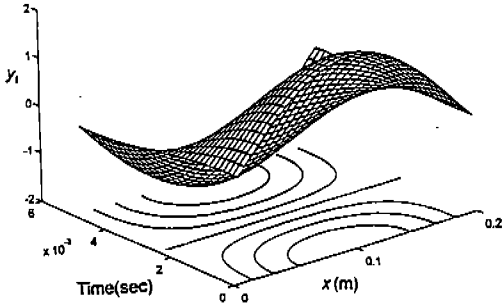


Fig.19 1st transverse mode without belt moving

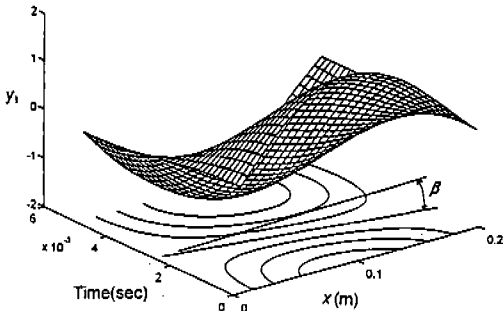


Fig.20 1st transverse mode($R=0.16$)

- 1) 벨트구동시스템의 모드해석을 통해서 벨트의 구동특성을 예측할 수 있었고 벨트의 이완축과 인장축을 찾아냄으로서 인장기 설치위치를 설계하는데 효과적으로 이용될 수 있다.
- 2) 벨트의 장력의 요동은 종방향 진동모드의 특성보다는 인장기의 응답각도에 크게 영향을 받는다.
- 3) 벨트의 장력과 직접적으로 관련이 되는 크랭크축의 토크를 측정하는 것이 어렵기 때문에 크랭크축의 각기속도를 센서로 측정된 값을 이용하여 벨트장력의 변화의 영향을 간접적으로 고려함으로 인장기의 작용시기 및 범위를 결정하여 보다 경제적이고 효율적인 일체화된 벨트구동시스템의 설계에 적용될 수 있음을 제시했다.
- 4) 인장기의 작용으로 인하여 벨트의 이완장

력을 회복시켜서 벨트와 풀리사이의 마찰각을 접촉각 범위 내로 줄여서 풀리와 벨트의 미끄럼현상을 제거할 수 있었고 미끄럼 인자의 값을 이용하여 벨트와 풀리사이의 미끄럼 양을 정량적으로 정의할 수 있다.

- 5) 벨트의 횡방향 요동특성을 벨트진동의 개체가 종방향으로 움직이지 않는 현의 진동과 비교하여 유사성의 크기를 정량적으로 나타내어 횡방향요동의 동특성을 해석할 수 있다.

후 기

이 논문은 1994년도 한국학술진흥재단의 공모 과제 연구비와 고려대학교 교내연구비에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

1. R. G. S. Gasper and L. E. Hawker, "Resonance Frequency Prediction of Automotive Surpentine Belt Drive Systems by Computer Modeling", *Preceeding of 12th ASME Conference on Vibration and Noise*, Montreal, Canada, DE-Vol. 18-2, pp. 13~16, 1989.
2. C. R. Barker, L. R. Oliver and W. F. Breig, "Dynamic Analysis of Belt Drive Tension Forces During Rapid Engine Acceleration", *SAE Conference*, Detroit, Michigam, pp. 239~254, 1991.
3. R. S. Beikmann, N. C. Perkins and A. G. Ulsoy, "Equilibrium Analysis of Automotive Surpentine Belt Drive Systems Under Steady Operation Condition", *The 22th Midwestern Mechanics Conference*, University of Missouri-Rolls, 1991.
4. A. G. Ulsoy, J. E. Whitesell and M. D. Hooven, "Design of Belt-Tensioner Systems for Dynamic Stability", *ASME Jour-*

- nal of Vibration, Acoustic, Stress and Reliability in Design*, Vol. 107, pp. 282~290, 1985.
5. J. E. Rhodes, Jr., "Parametric Self-Excitation of a Belt into Transverse Vibration", *ASME, Paper No. 70-APM-III*, 1970.
 6. Andrew D. Dimarogonas, "Computer Aided Machine Design", Prentice Hall International Ltd, pp. 455~469, 1989.
 7. Joseph Edward Shigley and Charles R. Mischke, "Mechanical Engineering Design", McGraw-Hill Book Company, pp. 665~678, 1989.