

스프링구동 캠에서 마찰과 스프링운동이 동적응답에 미치는 영향

안길영* · 김수현†

(2002년 2월 14일 접수, 2002년 12월 9일 심사완료)

Influence of Spring Dynamics and Friction on Dynamic Responses in a Spring-Driven Cam

Kil Young Ahn and Soo Hyun Kim

Key Words : Spring-Driven Cam(스프링구동 캠), Hybrid Friction Model(복합 마찰모델), High-Speed Camera(고속카메라), Spring Motion(스프링운동)

Abstract

The paper presents the influence of spring dynamics and friction on dynamic responses in a spring-driven cam system. The characteristics of the friction on the camshaft are analyzed using the nonlinear pendulum experiment while the parameters of the friction model are estimated using the optimization technique. The analysis reveals that the friction of the camshaft depends on stick-slip, Stribeck effect and viscous damping. Spring elements are found to have much influence on the dynamic characteristics. Hence, they are modeled as four-degree-of-freedom lumped masses with equivalent springs. The appropriateness of the derived friction model and spring model is verified by its application to a vacuum circuit breaker mechanism of the cam-follower type.

1. 서론

스프링의 힘을 구동 동력으로 하는 스프링구동 캠(spring-driven cam)은 구조가 간단하면서 큰 부하를 가진 중동절(중동절)을 수십 ms 동안에 높은 가속도로 쉼 움직이게 할 수 있으며, 캠의 형상을 통하여 중동절의 운동을 제어할 수 있는 장점이 있다.⁽¹⁾

이러한 스프링구동 캠은 고압, 고전류 하에서 정상부하 개폐 및 사고전류 발생시 차단 후, 선로를 복구할 수 있는 기능을 가진 회로차단기의 일종인 진공 회로차단기(vacuum circuit breaker: VCB)에 사용된다. 일반적으로 VCB는 3.6 ~ 72 kV 범위의 고압 송배전 계통에서 고신뢰도의 전력 공급을 위한 개폐기기이다. Fig. 1은 스프링구동 캠과 링크로 접점을 개폐하는 VCB의 구조를 나타낸다.

VCB의 주요 구성요소로서, 초기에 전기모터에 의해 인장되며 캠(cam)을 회전시켜 접점을 닫는 에너지원인 투입스프링(closing spring), 캠의 회전을 가동접점(moveable contact)의 직선운동으로 전달하는 중동절(follower), 접점이 닫힌 후에 접점을 가압하는 와이프스프링(wipe spring), 접점을 여는 에너지원인 차단스프링(opening spring), 접점의 개폐를 제어하기 위한 투입 및 차단 래치(latch) 등으로 구성된다. VCB의 기본적인 접점의 투입(closing)과 차단(opening) 동작은 Fig. 2와 같이 순차적으로 진행된다. 먼저 투입 래치(2)를 해제하면, 인장된 투입스프링(3)에 의해 캠(1)이 회전하고, 캠은 중동절(4)을 밀어 가동접점(5)을 닫는 투입동작을 수행한다. 여기서 스프링구동 캠은 접점의 투입동작에만 사용된다.

스프링구동 캠은 일반적인 모터에 의해 회전하는 캠의 경우와 달리, 캠 회전축의 모멘트 암(moment arm)에 걸린 인장 또는 압축된 스프링에 의해 회전한다. 따라서 스프링구동 캠에는 VCB의 투입동작 시에 동적응답의 예측을 어렵게 하는

* 회원, LG 산전 전력연구소

† 책임저자, 회원, 한국과학기술원 기계공학과

E-mail : kimsh@kaist.ac.kr

TEL : (042)869-3228 FAX : (042)869-5203

두가지 중요한 현상인, 캠 회전축의 마찰과 스프링의 운동이 존재한다. 이들의 영향을 차례로 설명하면 다음과 같다.

(1) 투입동작이 이루어지는 30 ms 동안에 투입스프링의 힘은 초기 6000 N에서 1000 N 까지 방출된다. 이들 스프링의 힘은 캠 회전축에서 큰 반력(reaction force)으로 작용한다. 그리고 캠 회전축에는 베어링뿐만 아니라 스프링을 인장하기 위한 부가적인 기계요소들과 많은 그리스(grease)가 도포된다. 따라서 회전축의 마찰은 단순히 쿨롱(coulomb)마찰로 간주할 수 없다.

(2) VCB 는 무거운 부하를 높은 가속도로 운동시키기 위하여 큰 힘을 가진 스프링을 사용하므로 스프링의 질량(1kg)도 상대적으로 크다. 그리고 스프링의 힘은 캠 회전축의 모멘트 암을 통하여 전달되므로, 스프링의 기본적인 운동인 종방향뿐만 아니라 상대적으로 큰 질량에 의해 횡방향으로도 운동하게 한다. 이러한 질량효과는 막대가 휘어지는 것과 같은 굽힘운동과 캠의 회전방향이 바뀌는 곳에서 심한 굽힘현상을 야기한다. 이러한 스프링의 운동은 캠의 회전운동에 중요한 영향을 미친다.

최근 회로차단기와 토글(toggle) 기구와 같이 회전축에 큰 반력을 가진 경우에 대한 회전축의 마찰 연구가 있었다. Mostofi⁽²⁾는 토글(toggle) 기구에

서 회전조인트의 쿨롱마찰에 의한 동적 및 진동 영향을 분석하였다. Sepehri⁽³⁾는 굴삭기의 선회시 회전축의 마찰을 Karnopp⁽⁴⁾의 모델로 가정하였다. 그러나 스프링구동 캠과 같은 기구에 있어서 스프링의 운동이 동적응답에 미치는 영향을 분석한 연구는 거의 없었다. 단지 자동차 엔진의 캠-밸브 기구에서 밸브 스프링의 서지현상을 예측하기 위해 스프링의 질량을 고려하는 등가 모델링방법이 연구되었다.^(5,6)

본 논문에서는 VCB 에서 가장 큰 힘을 받는 캠 회전축의 마찰모델을 규명하기 위하여 캠 회전축에 대한 진자 실험(pendulum experiment)을 수행하고, 회전축의 마찰을 스틱-슬립, Stribeck 효과와 점성감쇠를 가지는 복합 마찰모델(hybrid friction model)로 제안한다. 또한 마찰모델의 변수들은 최적화과정을 통하여 추정한다. 그리고 캠의 회전운동에 영향을 주는 스프링의 운동을 고속카메라(high-speed camera)로 분석하고 스프링의 질량효과를 반영할 수 있는 등가 모델링방법을 제안한다. 마지막으로 투입특성을 분석하기 위한 전체 VCB 의 동특성 모델에 캠 회전축의 마찰모델과 등가 스프링모델을 적용한다. 여기서 기구적인 동특성 분석에 사용되는 VCB 는 정격전압이 12 kV, 차단 전류가 40 kA 인 전기적 용량을 가지고 있다.

2. 마찰 모델링

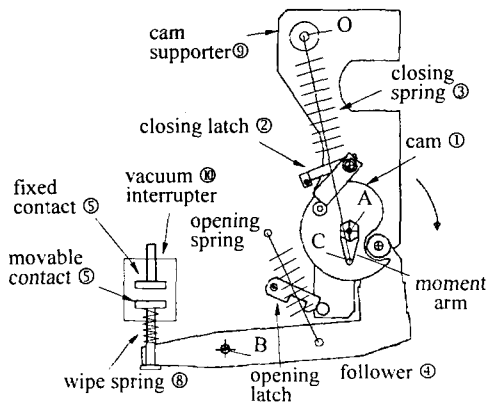


Fig. 1 Structure of vacuum circuit breaker

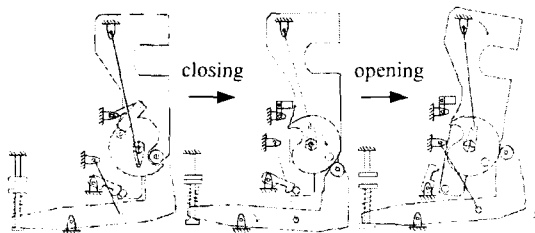
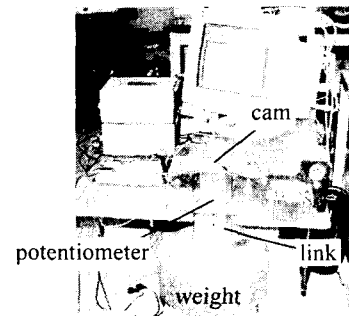
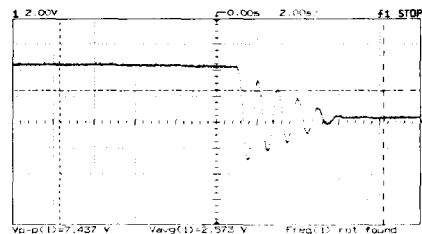


Fig. 2 Closing and opening operations of vacuum circuit breaker



(a) Set-up



(b) Rotational displacement (initial angle: 10°)

Fig. 3 Pendulum experiment

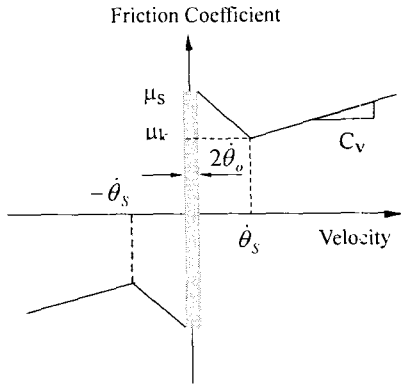


Fig. 4 Hybrid friction model of camshaft

캠 회전축의 마찰을 규명하기 위해, Fig. 3(a)와 같이 회전축 끝단에 링크(link)와 추(weight)를 연결하여 진자 실험을 수행하였다. 여기서 캠 회전축에 큰 힘을 가하기 위해 60kg의 추를 사용하였고, 회전축의 변위를 검출하기 위하여 회전축에 100kΩ 포텐셔미터(potentiometer)를 고정하였다. Fig. 3(b)는 진자를 초기각도 10°에서 자유진동 시킨 경우에 측정된 회전각을 나타낸다. 여기서 회전각이 선형적으로 감소하는 것으로부터 회전축의 마찰은 쿨롱마찰이 지배적임을 알 수 있다. 그러나 만일 진자를 높은 속도로 운동시킨다면 점성감쇠의 효과가 존재할 것이다. 진자 실험의 주어진 상황에서 속도를 높이기 위해 링크를 짧게 하고 초기각도를 15°까지 증가 시켜 실험하였다.

2.1 모델링

마찰을 포함하는 진자 운동에 대한 운동방정식은 식 (1)과 같다.

$$I\ddot{\theta} + MgL \sin \theta + T_f = 0 \quad (1)$$

여기서 $\sin \theta$ 의 비선형 항은 다소 큰 각도에서 자유진동하는 진자의 운동을 고려하기 위해 사용된다. 그리고 I , M 과 L 은 캠, 링크, 추를 모두 고려하여 계산된다.

회전축의 마찰은 Fig. 3(b)로부터 쿨롱마찰이 지배적이라는 것은 알 수 있지만, 상대속도가 매우 작은 구간에서 속도는 증가하나 마찰력이 감소하는 현상인 Stribeck⁽⁷⁾효과와 점성감쇠를 포함하는 Fig. 4와 같은 복합 마찰모델(hybrid friction model)로 가정한다. 여기서 쿨롱마찰은 스틱-슬립 현상을 가지도록 Karnopp의 모델을 사용하고, Stribeck 효과는 일정한 음의 감쇠(constant negative damping)로 가정하였다. 따라서 마찰모델에는 정적 마찰계수(μ_s), 동적 마찰계수(μ_k), 점성 감쇠비(ζ), θ_o , θ_s 의 변수들이 존재한다. 이들 많은 변수들은 다

음 절의 최적화(optimization) 과정을 통하여 추정한다.

식 (1)에서 마찰 토크 T_f 는 제안된 마찰모델을 바탕으로 수식화 하면 다음과 같다.

$$T_f = \min(|T_c|, |T_{cs}|) \text{sgn}(T_c) \text{ for } |\dot{\theta}| \leq \dot{\theta}_o \quad (2)$$

$$T_f = T_{cs} + T_s \text{ for } \dot{\theta}_o < |\dot{\theta}| < \dot{\theta}_s \quad (3)$$

$$T_f = T_{ck} + T_v \text{ for } |\dot{\theta}| \geq \dot{\theta}_s \quad (4)$$

여기서,

$$T_c = -MgL \sin \theta, T_{cs} = \mu_s r F_o \text{sgn}(\dot{\theta})$$

$$T_{ck} = \mu_k r F_o \text{sgn}(\dot{\theta}), T_v = C_v (\dot{\theta} - \dot{\theta}_s), C_v = 2\xi \sqrt{I M g L}$$

$$T_s = \left\{ \mu_s - (\mu_s - \mu_k) \dot{\theta} / \dot{\theta}_s \right\} r F_o \text{sgn}(\dot{\theta})$$

T_{cs} 는 정적 마찰토크를, T_{ck} 는 동적 마찰토크를, T_s 는 Stribeck 효과에 의한 마찰토크를, T_v 는 점성 마찰토크를, T_c 는 외부토크를 나타낸다. 그리고 r 는 회전축의 반경을, F_o 는 회전축의 반력을 나타낸다. 회전축의 반력은 아래의 식들과 같다.

$$F_o = \sqrt{(F_{om}^2 + F_{ot}^2)} \quad (5)$$

$$F_{om} = Mg \cos \theta + ML \dot{\theta}^2, F_{ot} = Mg \sin \theta + ML \ddot{\theta} \quad (6)$$

여기서 F_{om} 는 회전축과 진자의 질량중심을 통과하는 방향이며, F_{ot} 는 F_{om} 의 수직 방향이다.

2.2 변수 추정

제안된 복합 마찰모델의 변수들은 진자의 운동방정식에 의한 회전 변위와 진자실험에 의한 회전 변위사이의 오차(error) 자승이 최소화 되도록 최적화(optimization)함으로써 추정한다.⁽⁸⁾ 여기서 최적화 문제는 제안된 마찰모델에 포함된 스틱-슬립의 비선형성 때문에 비선형 프로그래밍(non-linear programming)이 된다. 또한 일반적인 최적화과정에서 필요하게 되는 목적함수의 미분 값을 계산하기 어렵기 때문에 이를 피할 수 있는 방법 중의 하나인 개선된 심플렉스(modified simplex) 방법을 선택하였다.⁽⁹⁾ 이 방법은 다중설계변수를 갖는 최적화 문제에서 자주 사용하는 방법이다. 매개변수의 추정은 두 가지 경우에 대해서 수행하였다. 하나는 본 논문에서 제안된 복합 마찰모델이며, 다른 하나는 단지 스틱-슬립만 가진 모델이다.

Fig. 5(a)와 (b)는 각각 두 가지 경우에 대하여, 추정된 모델 변수들에 의한 결과와 실험결과를 비교한 것이다. 이 결과로부터 제안된 복합 마찰모델이 단지 스틱-슬립만 포함하는 마찰모델보다 실험결과에 더 가깝다는 것을 알 수 있었다. 따라서 캠 회전축의 마찰은 점성감쇠가 포함된 마찰 모델이어야 한다. 여기서 경우 1과 2에 대하여 모델과

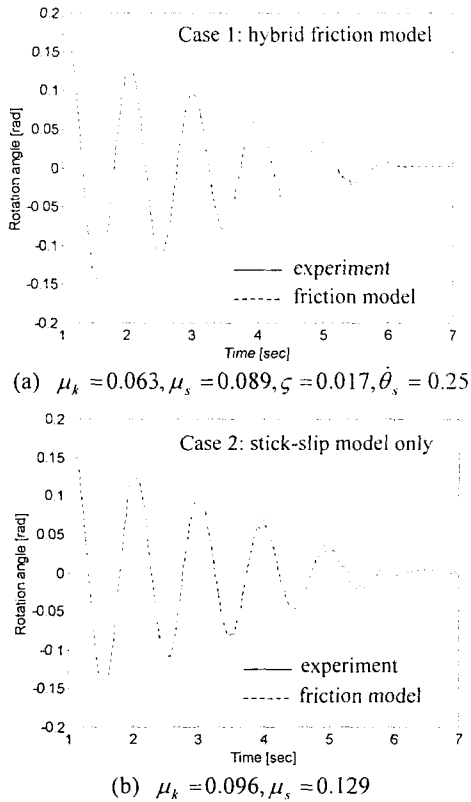


Fig. 5 Comparisons of responses of experiment and friction model ($M = 60 \text{ kg}$, $I = 2.74 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$)

실험결과와의 오차를 계산하면, 경우 1 는 최대 8%이고 경우 2 는 13%였다. 오차계산에는 Fig. 5(a)의 자유 진동 후의 첫번째 최고 변위인 0.15 rad 이 사용되었다. 이것으로부터 제안된 모델이 단지 스틱-슬립만 가지는 모델보다 더욱 타당함을 알 수 있었다.

3. 스프링 모델링

VCB 와 같이 링크들과 스프링들이 복잡하게 결합되어 수십 ms 로 움직이는 경우, 기구의 동특성을 분석하기 위한 실험장치로서 고속카메라(high-speed camera)를 자주 사용한다.⁽¹⁰⁾ 본 논문에서도 VCB 의 중동절의 변위, 캠의 회전변위 등을 측정하기 위하여 1 초당 최대 12000 장까지 촬영할 수 있는 고속카메라를 사용하였다. 또한 캠을 회전시키는 1kg 의 투입스프링의 운동현상을 분석하는데도 사용하였다.

Fig. 6 는 차단용량이 40kA 인 VCB 의 투입스프링 운동을 나타낸다. 이들 촬영된 그림에서 알 수 있듯이 캠 회전축이 회전할 때, 1kg 정도의 큰 질

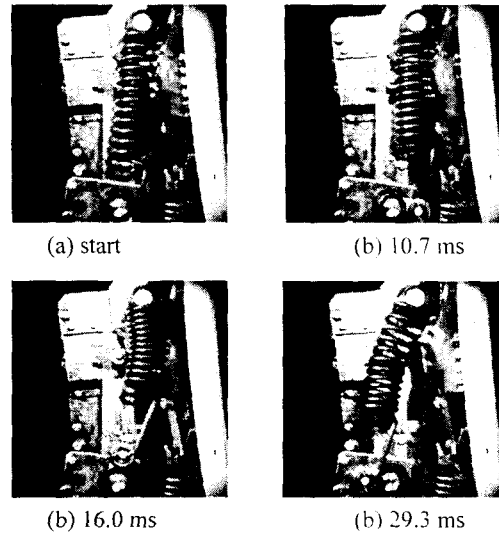


Fig. 6 Closing spring motion

량을 가진 투입스프링은 중방향뿐만 아니라 횡방향으로도 운동한다. 이러한 질량효과는 막대가 휘어지는 것과 같은 굽힘운동과 캠의 회전방향이 바뀌는 곳에서 더욱 심한 굽힘현상을 야기한다. 이것은 결국 캠의 회전변위를 작게 하고 속도를 느리게 한다. 그러나 차단스프링의 경우에는 투입스프링과 같은 질량효과에 의한 굽힘현상은 나타나지 않았다. 이것은 차단스프링이 연결된 중동절의 회전변위가 작기 때문이다. 따라서 투입특성을 잘 분석하기 위해서는, VCB 의 동특성 모델이 캠 회전축의 마찰특성뿐만 아니라 Fig. 6 과 같은 투입스프링의 질량효과를 반영해야 한다.

3.1 모델링

스프링의 질량을 고려하는 방법에는 두 가지 방법이 있다. 하나는 스프링을 분포된 질량(distributed mass)과 강성(distributed stiffness)으로 모델링하는 연속 매개변수 스프링모델(distributed parameter spring model)이고,⁽¹¹⁾ 다른 하나는 여러 개의 집중질량(lumped mass)과 강성(equivalent stiffness)으로 모델링하는 집중 매개변수 스프링모델(lumped parameter spring model)이다.^(5,6) 여기서 연속 매개변수 방법은 모델이 연속된 편미분방정식들과 같은 복잡한 지배방정식으로 이루어지므로, 해석적 해를 구하기에는 많은 제한이 따르며 또한 수치 계산적인 노력이 요구된다.⁽¹²⁾ 따라서 본 논문에서는 투입스프링의 스프링모델은 질량효과를 포함하며, 4 절의 ADAMS 를 이용한 전체 VCB 의 동특성 모델에 쉽게 적용될 수 있는 여러 개의 집중질량과 강성을 가진 등가 스프링으로 모델링한

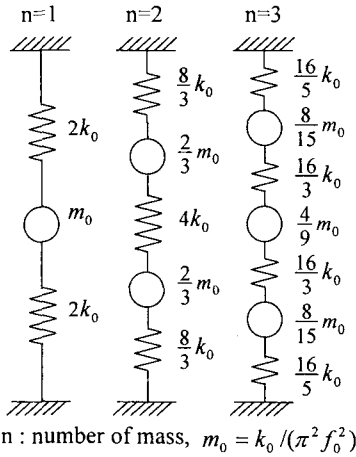


Fig. 7 Lumped parameter spring model of closing spring

다. 그 방법은 다음과 같은 가정에 의해 수행된다.

(1) 일반적인 스프링은 대칭이므로, 집중 질량과 스프링 요소들은 대칭으로 배열된다.

(2) 모델과 실제 스프링 사이의 정적 스프링 상수와 고유진동수는 같다.

스프링이 연결된 양끝의 경계조건을 고정된 것으로 가정할 경우, 스프링의 고차 고유진동수가 스프링의 기본 고유진동수(fundamental natural frequency)의 정수배가(1, 2, 3, ...)가 된다. 이러한 조건과 위의 가정을 도입하여 스프링을 모델링하면 Fig. 7 와 같이 된다. 여기서 k_0 는 실제 스프링의 강성을 나타내고, f_0 는 계산된 스프링의 기본 고유진동수를 나타낸다.⁽¹³⁾

위의 등가 모델링방법에서 몇 개의 집중질량을 가진 스프링으로 모델링하는 것이 효과적인지 하는 의문이 생긴다. 만일 한 개의 집중 질량을 사용한다면 투입스프링의 질량효과를 나타낼 수는 있지만 집중 질량 하나가 단순히 좌우로만 움직이는 극단적인 효과만 나타날 것이다. 반대로 집중 질량을 증가시키면 질량효과를 자세히 나타낼 수 있지만, 해석시간은 더욱 증가하고 모델은 복잡하게 되므로 집중 질량을 무한히 증가시킬 수 없다. 그러나 고속카메라로 분석된 결과에 의하면, 투입스프링이 적어도 종방향과 횡방향에 있어 각각 두 가지의 운동 모드(mode)를 가짐을 알 수 있다. 따라서 투입스프링은 Fig. 7 의 두 번째와 같이 두 개의 집중 질량, 세 개의 스프링을 가진 시스템으로 등가 모델링된다. 집중 질량이 두 개인 경우, 모델의 변수인 질량과 스프링의 상수는 다음과 같은 수식에 의하여 결정된다.

$$\frac{2}{k_1} + \frac{1}{k_2} = \frac{1}{k_0}, \quad k_1 = k_3 \quad (7)$$

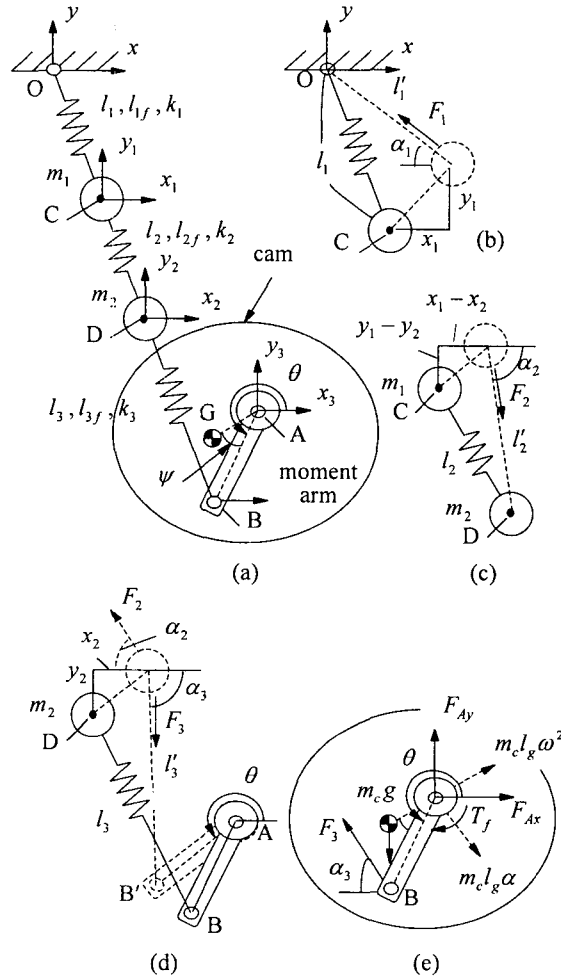


Fig. 8 Closing spring model

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} = \sqrt{\frac{4k_0}{m_0}}, \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{2k_2 + k_1}{m_1}} = \sqrt{\frac{16k_0}{m_0}} \quad (8)$$

여기서 투입스프링의 k_0 는 24230N/m 이고, m_0 는 0.3364kg 이며, f_0 는 85.83Hz 이다.

스프링의 등가 모델링의 타당성 검증은 매우 중요하므로, 먼저 Fig. 8(a)와 같은 시스템을 분석한다. 여기서 앞 절에서 추정된 캠 회전축의 마찰모멘트도 고려된다.

결국, Fig. 8(a)는 5 자유도($x_1, x_2, y_1, y_2, \theta$)를 가진 시스템이 된다. 여기서 l_1, l_2 와 l_3 는 스프링들의 종방향 변위를 나타내고, l_{1f}, l_{2f} 와 l_{3f} 는 스프링들의 자유길이(free length)를 나타낸다. 그리고 스프링의 감쇠는 영(zero)으로 가정한다.

Fig. 8(a)에서 m_1, m_2 와 캠에 대한 운동방정식은 아래와 같이 유도된다. 먼저 Fig. 8(b)와 (c)에 정의된 방향과 기호를 사용하면 m_1 에 대한 운동방정

식은 아래와 같다.

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= -F_1 \cos \alpha_1 + F_2 \cos \alpha_2, \\ m_1 \ddot{y}_1 &= F_1 \sin \alpha_1 - F_2 \sin \alpha_2 \end{aligned} \quad (9)$$

여기서,

$$\begin{aligned} F_1 &= k_1(l'_1 - l_{1f}), \quad F_2 = k_2(l'_2 - l_{2f}), \quad l'_1{}^2 = C_x^2 + C_y^2, \\ C_x &= C_{x0} + x_1, \quad C_y = C_{y0} + y_1, \\ l'_2{}^2 &= (D_x - C_x)^2 + (C_y - D_y)^2, \\ D_x &= D_{x0} + x_2, \quad D_y = D_{y0} + y_2, \\ \alpha_1 &= \tan^{-1}\left(\frac{C_y}{C_x}\right), \quad \alpha_2 = \tan^{-1}\left(\frac{C_y - D_y}{D_x - C_x}\right) \end{aligned}$$

l'_1 과 l'_2 는 k_1 , k_2 의 스프링의 변형된 종방향의 길이를, C_x 와 C_y 는 기준 좌표계(global xy -coordinate)에서 m_1 의 위치를, D_x 와 D_y 는 m_2 의 위치를 나타낸다. 그리고 위 식들에서 두 번째 아래첨자의 영(zero)은 질량들의 초기 위치를 나타낸다.

Fig. 8(d)를 고려하면, m_2 에 대한 운동방정식은 아래와 같다.

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{x}_2 &= -F_2 \cos \alpha_2 + F_3 \cos \alpha_3, \\ m_2 \ddot{y}_2 &= F_2 \sin \alpha_2 - F_3 \sin \alpha_3 \end{aligned} \quad (10)$$

여기서,

$$\begin{aligned} F_3 &= k_3(l'_3 - l_{3f}), \quad l'_3{}^2 = (B_x - D_x)^2 + (B_y - D_y)^2, \\ B_x &= A_x + l_{AB} \cos \theta, \quad B_y = A_y + l_{AB} \sin \theta, \\ \alpha_3 &= \tan^{-1}\left(\frac{D_y - B_y}{B_x - D_x}\right) \end{aligned}$$

l'_3 는 k_3 의 변형된 종방향의 길이를, l_{AB} 는 모멘트 암의 길이를, B_x 와 B_y 는 점 B 의 위치를, A_x 와 A_y 는 캠 회전축 A 의 위치를 나타낸다.

Fig. 8(e)를 고려하면, 캠에 대한 운동방정식은 아래와 같다.

$$\begin{aligned} (I_c + m_c l_g^2) \ddot{\theta} &= -m_c g l_g \cos(\theta - \psi) - 2F_3 \cos(\pi - \alpha_3) l_{AB} \sin \theta \\ &\quad + 2F_3 \sin(\pi - \alpha_3) l_{AB} \cos \theta - T_f \end{aligned} \quad (11)$$

여기서 I_c 는 캠의 질량중심에 대한 관성모멘트를, m_c 는 캠의 질량을, l_g 는 캠 회전축으로부터 질량 중심까지의 거리를, T_f 는 캠 회전축에 작용하는 마찰력을 나타낸다. 그리고 위 식의 오른쪽 두, 세 번째항의 계수 2 는 캠 회전축에 대칭으로 조립된 두 개의 투입스프링을 의미한다.

식 (11)에서 마찰력 T_f 에 대한 수식은 식 (2), (3) 및 (4)와 같다. 그러나 진자(pendulum)와 Fig. 8 의 시스템과 차이는 외력에 의한 토크 T_c 와 반력 F_n 이다. 이들은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} T_c &= -m_c g l_g \cos(\theta - \psi) - 2F_3 \cos(\pi - \alpha_3) \\ &\quad \times l_{AB} \sin \theta + 2F_3 \sin(\pi - \alpha_3) l_{AB} \cos \theta \end{aligned} \quad (12)$$

$$F_n = \sqrt{(F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2)} \quad (13)$$

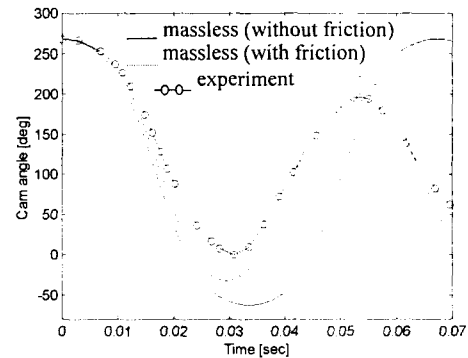
여기서,

$$\begin{aligned} F_{Ax} &= -2F_3 \cos(\pi - \alpha_3) + m_c l_g \ddot{\theta}^2 \cos(\theta - \psi - \pi) \\ &\quad + m_c l_g \ddot{\theta} \cos(\theta - \psi + \pi/2), \\ F_{Ay} &= m_c g - 2F_3 \sin(\pi - \alpha_3) + m_c l_g \ddot{\theta}^2 \sin(\theta - \psi - \pi) \\ &\quad + m_c l_g \ddot{\theta} \sin(\theta - \psi + \pi/2) \end{aligned}$$

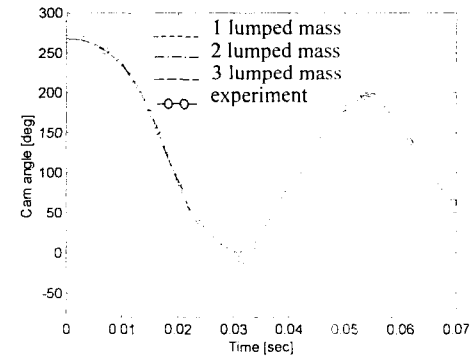
위 식에서 $\dot{\theta}$ 와 $\ddot{\theta}$ 는 캠 회전축의 속도와 가속도를 나타낸다.

3.2 해석 결과

Fig. 8(a)의 시스템은 5 개의 2 차 미분방정식이므로, Runge-Kutta 의 방법으로 적분하여 캠의 회전변위를 계산하였다. 투입스프링의 등가 모델링방법을 검증하기 위해, 투입스프링, 캠과 캠지지대만으로 조립되어진 시스템에서 캠의 회전변위를 고속 카메라로 촬영하였다. 여기서 실제 캠 회전각은 고속카메라로 촬영된 영상에서 모멘트 암의 운동을 추적함으로써 산출하였다.

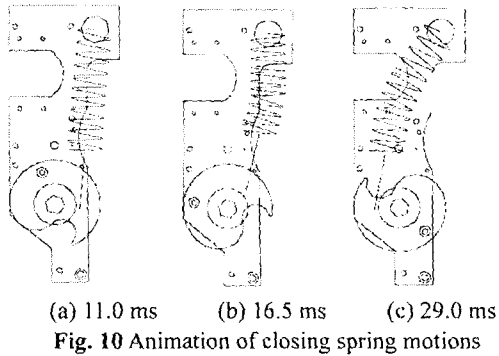


(a) Friction effect at camshaft



(b) Results as the number of lumped masses

Fig. 9 Cam angles of experiment and spring model



(a) 11.0 ms (b) 16.5 ms (c) 29.0 ms
Fig. 10 Animation of closing spring motions

먼저 Fig. 9(a)에서는 캠 회전축의 마찰정도를 보여주기 위해, 이상적인 투입스프링을 가진 경우에 대하여 마찰이 있는 경우와 없는 경우를 비교하였다. Fig. 9(b)에서는 마찰이 있는 경우, 한 개, 두 개, 세 개의 집중 질량을 가진 투입스프링에 대한 결과들을 비교하였다. 여기서 고속카메라에 의해 관측되었듯이 두 개의 집중질량으로도 투입스프링의 거동이 반영됨을 알 수 있었다. 그리고 세 개의 집중질량의 경우 결과는 두 개의 집중질량에 비해 훨씬 좋아지지 않았다. 이들 결과로부터 이상적인 투입스프링의 경우는 실제 측정된 캠 회전각과는 많은 차이가 있었고, 또한 캠 회전축의 마찰이 중요한 영향을 미치는 것을 알 수 있었다.

Fig. 10는 Fig. 9의 해석결과에 의한 애니메이션(animation)을 나타낸다. Fig. 6과 같이 비교할 때 투입스프링의 거동이 비슷함을 알 수 있다. 또한 이것으로부터 두 개의 집중 질량만으로도 투입스프링의 거동을 모델링할 수 있다는 것을 알 수 있었다.

4. 진공 회로차단기의 동적해석

이 장에서는 앞에서 추정된 캠 회전축의 마찰모델과 등가 스프링모델을 진공 회로차단기의 투입 특성을 분석하기 위한 동특성 모델에 적용하여, 제안된 모델들에 대한 유효성을 한층 더 보여준다. Fig. 1과 같은 전체 VCB를 동역학 해석 프로그램인 ADAMS를 이용하여 Fig. 11과 같은 동특성 모델을 구성하였다. 이 동특성 모델에는 캠 회전축의 마찰모델과 투입스프링의 등가모델을 반영하였다.

먼저 VCB 동특성 모델은 ADAMS를 사용하여 Fig. 1(a)와 같이 기본적인 강체로서, 지면(ground), 캠지지대(cam supporter), 캠(cam), 종동절(follower), 그리고 3쌍의 가동접점(movable contact)으로 하여 3차원으로 구성된다. 여기서 VCB의 외형틀(outer

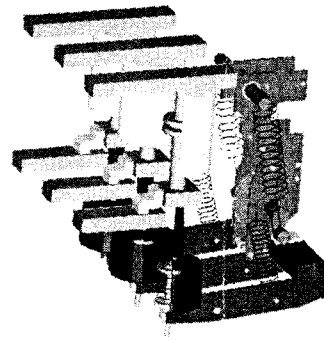


Fig. 11 VCB dynamic model using ADAMS

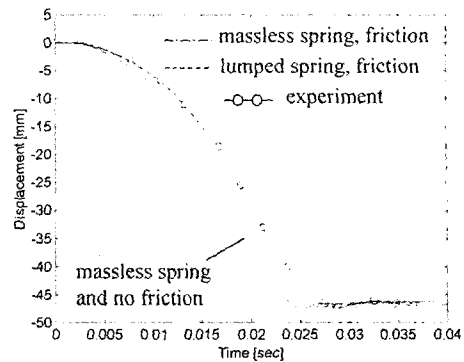


Fig. 12 Follower displacement during closing operation of VCB

case)을 지면으로 고려하였다. 이들 강체들은 서로 조인트로 연결되는데, 캠 지지대는 점 O에서 지면과 회전조인트(revolute joint)로, 캠 지지대와 캠은 점 A에서 회전조인트로, 종동절은 점 B에서 지면과 회전조인트로, 가동접점은 점 F에서 종동절과 구면조인트(spherical joint)로, 또한 가동접점은 지면과 병진조인트(translational joint)로 연결된다. 그리고 회로접점의 투입시 발생하는 가동접점(moveable contact)과 고정접점(fixed contact) 사이의 충돌, 캠과 종동절러의 접촉 등과 같은 두 강체들 사이의 힘은 헤르쯔 접촉이론(hertz theory)에 근거한 비선형 스프링과 댐퍼로 등가 모델링되었다.⁽¹⁹⁾

Fig. 12는 VCB의 투입 동작시에 종동절의 변위 특성을 나타낸다. 고속카메라에 의한 실험결과와 VCB의 모델에 의한 결과는 거의 유사함을 알 수 있었다. 이것은 VCB 모델에 실험적으로 추정된 캠 회전축의 마찰과 스프링의 운동이 반영되었기 때문이다. 또한 캠 회전축의 마찰에 대한 영향이 투입스프링의 운동에 의한 영향보다 훨씬 깊으며, VCB 모델에 캠 회전축의 마찰과 스프링의 등가모델이 반영되지 않은 경우는 실험과 많은 차이가 있었다.

5. 결론

스프링구동 캠과 링크를 가진 진공 회로차단기에서 접점의 투입특성의 예측을 어렵게 하는, 캠 회전축에서의 마찰현상과 캠의 회전운동에 영향을 주는 스프링운동을 분석하였다. 아주 짧은 순간에 큰 힘을 받는 캠 회전축의 마찰은 실험과 최적화 과정을 통하여 추정하였다. 그리고 스프링의 운동 현상은 먼저 고속카메라로 분석되고 이러한 운동을 묘사할 수 있도록 등가 모델링되었다. 마지막으로 진공 회로차단기의 투입특성을 예측하기 위한 전체 VCB의 동특성 모델에 제안된 캠 회전축의 마찰모델과 등가 스프링모델을 반영하여 타당성을 분석하였다. 이러한 분석과정에서 얻어진 결과들은 다음과 같다.

(1) 아주 짧은 순간에 큰 힘을 받는 캠 회전축의 마찰은 스틱-슬립, Stribeck 효과와 점성감쇠를 포함하는 복합 마찰모델에 의존하였다.

(2) 고속카메라로 이용하여 투입스프링의 횡방향 운동은 막대가 휘어지는 것과 같은 굽힘 운동을 발생시켜 캠의 회전변위를 적게 함을 관측하였다. 이러한 스프링의 운동을 묘사하기 위해 투입스프링은 두 개의 집중 질량과 세 개의 스프링으로 등가모델링 되었고, 질량을 고려하지 않은 모델에 비하여 실제 캠의 회전변위에 훨씬 근접했다.

(3) 캠 회전축의 마찰과 투입스프링의 등가모델을 가진 전체 동특성 모델의 특성은 실제 VCB의 투입특성과 잘 일치했다. 그리고 투입스프링의 운동보다 캠 회전축의 마찰이 투입특성에 큰 영향을 주었다.

이러한 검증된 동특성 모델은 기구의 성능을 개선하는 방향을 제시하고, 차단용량이 다른 회로차단기의 동특성 분석에 쉽게 적용할 수 있다.

참고문헌

- (1) Greenwood, A., 1994, *Vacuum Switchgear*, Short Run Press Ltd., England.
- (2) Mostofi, A., 1985, "Toggle Mechanism: Dynamics and Energy Dissipation," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 20, No. 2, pp. 83 ~ 93.
- (3) Sepehri, N., Sassani, F., Lawrence, P. D. and Ghasemipoor, A., 1996, "Simulation and Experimental Studies of Gear Backlash and Stick-Slip Friction in Hydraulic Excavator Swing Motion," *ASME J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 118, pp. 463 ~ 467.
- (4) Karnopp, D., 1985, "Computer Simulation of Stick-Slip Friction in Mechanical Dynamic Systems," *ASME J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 107, pp. 100 ~ 103.
- (5) Sakai, H. and Kosaki, H., 1976, "Analysis of Valve Motion in Overhead Valve Linkage - Roles of Valve Spring Surge in Valve Motion," *J. of the Faculty of Eng. Uni. of Tokyo(B)*, Vol. XXXIII, No. 4, pp. 441 ~ 446.
- (6) Kim, S. H., Kim, W. K. and Park, Y. S., 1992, "Optimal Cam Profile Design and Experimental Verification on an OHC Type Cam-valve System," *Transactions of the KSME, A*, Vol. 16, No. 11, pp. 2049~2058.
- (7) Brian, A., Pierre, D. and Carlos, C. D. W., 1994, "A Survey of Models, Analysis Tools and Compensation Methods for the Control of Machines with Friction," *Automatica*, Vol. 30 No. 7, pp. 1083-1138.
- (8) Borgan, W. L., 1982, *Modern Control Theory*, Prentice-Hall, New Jersey.
- (9) Rao, S. S., 1978, *Optimization Theory and Application*, Wiley Eastern Limited, New York.
- (10) Han, I. and Gilmore, B. J., 1993, "Multi-body Impact Motion with Friction - Analysis, Simulation, and Experimental Validation," *ASME J. of Mechanical Design*, Vol. 115, pp. 412 ~ 422.
- (11) Paranjpe, R. S., 1990, "Dynamic Analysis of a Valve Spring With a Coulomb-Friction Damper," *ASME J. of Mechanical Design*, Vol. 112, pp. 509 ~ 513.
- (12) Kim, S. H., 1993, "Dynamic Analysis of a Helical Spring Using an Extended Finite Difference-type Numerical Scheme," Ph. D. Thesis, KAIST, Taejon, Korea.
- (13) Shigley, J. E. and Mitchell, L. D., 1983, *Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hill, New York.
- (14) Lankarani, H. M. and Nikravesh, P. E., 1990, "A Contact Force Model with Hysteresis Damping for Impact Analysis of Multibody Systems," *ASME J. of Mechanical Design*, Vol. 112, pp. 369 ~ 376.