

워터펌프 매카니컬 씰에서의 스켈소음 해석

Analysis of Squeal Noise for a Water Pump Mechanical Seal

김보형* · 정원영* · 백홍길** · 강동진** · 장국진** · 정진태†
J Chung, B Kim, W Jung, H Baek, D Kang and G Jang

1. 서 론

워터펌프에서 발생하는 스켈소음(Squeal noise)은 사람의 가정주파수 대역과 유사한 영역에서 발생하므로 자동차의 정숙성을 감소시키는 문제를 유발한다. 워터펌프의 내부는 냉각수 누수를 막기 위해 매카니컬 씰이 장착되어 있다. 워터펌프의 매카니컬 씰은 고정되어 있는 씰 링(Seal ring)과 축에 고정되어 회전하는 메이팅 링(Mating ring)으로 나눌 수 있는데 이 씰 링과 메이팅 링 사이에는 냉각수에 의하여 윤회할 수 있는 습동부가 존재한다. 하지만 습동부의 조도와 경면화에 따라 윤회 특성이 악화되거나 저속 회전시에 유막의 형성이 균일하지 않아 마찰이 발생하게 된다. 이러한 마찰력에 의한 축의 자력진동(Self-excited vibration)으로 저속과 열간 조건에서 매카니컬 씰에 비틀림 거동이 발생하여 씰 링과 메이팅 링 사이의 스틱-슬립(Stick-slip)현상으로 인해 스켈소음이 발생이 된다. 이러한 자력진동 모델은 실험적으로 원인을 규명하기 매우 어렵기 때문에 수학적 모델 수립을 통한 수치적 해법으로 원인 규명을 수행하여야 한다.

본 논문에서는 워터펌프의 수학적 모델링을 이용하여 워터펌프의 지배방정식을 수립하고 안정성계수를 도출하여 스켈소음 판단기준을 정립하였다. 그리고 설계변수에 따른 영향도를 분석하여 각 설계변수가 워터펌프 스켈소음의 발생에 미치는 영향을 분석하였다.

2. 스켈소음 판단기준 정립 및 영향도분석

† 교신저자; 정회원, 한양대학교 기계공학과

E-mail : jchung@hanyang.ac.kr

Tel : (031)400-5287, Fax : (031)406-6964

* 한양대학교 일반대학원 기계공학과

** 현대자동차

다자유도 시스템(Fig1)을 1자유도 비틀림 진동 모델로 바꾸기 위해 Fig2처럼 표현하였으며 수식화 하면 식 (1)과 같다.

$$I_{eq}\ddot{\theta} = -c_{eq}\dot{\theta} - k_{eq}\theta - \mu N + T \quad (1)$$

여기서 μ 는 마찰계수, I_{eq} 는 상당질량관성모멘트, c_{eq} 는 상당감쇠계수, k_{eq} 는 상당스프링계수, r 은 원통의 반경, ω 는 원통의 회전속도, θ 는 원통의 비틀림, T 는 구동 토크를 나타낸다. 식 (1)로부터 다음 두 식을 얻을 수 있다.

$$\zeta = \frac{(c_{eq} - \alpha r N)}{2\omega_n I_{eq}} \quad (2)$$

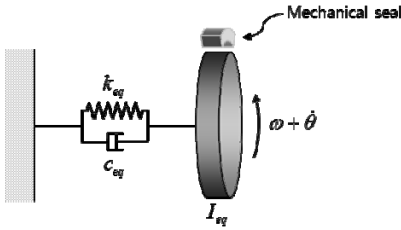
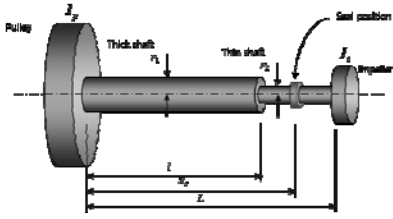
$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{eq}}{I_{eq}}} \quad (3)$$

여기서 ζ 는 안정성계수이며 이 안정성계수가 음수이면 시스템은 불안정해지고 양수이면 안정함을 나타낸다. ω_n 은 1자유도계 비틀림 진동모델의 1차 고유진동수이다.

1자유도계 비틀림 진동모델을 유도하기 위하여 연속체 모델(Fig 1)의 각 샤프트를 스프링으로 단순화하여 2자유도계 모델로 만든다. 샤프트는 두꺼운 축과 얇은 축의 두개의 단으로 구성되어있다. 따라서 다른 두 개의 단에 의해 구해지는 스프링강성 또한 달리 계산되어야 한다. 그리고 두 축의 스프링강성은 서로 직렬로 연결되어 있으므로 축의 상당강성 k 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$k = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \quad (4)$$

여기서 k_1 은 두꺼운 축의 스프링강성, k_2 는 얇은 축의 스프링강성을 나타낸다. 2자유도계 모델에서의



운동방정식은 뉴턴의 제 2법칙에 의해 다음과 같이 구해진다.

$$I_p \ddot{\theta}_p + k(\theta_p - \theta_i) = 0 \quad (5)$$

$$I_i \ddot{\theta}_i + k(\theta_i - \theta_p) = 0 \quad (6)$$

여기서 I_p 는 풀리의 질량관성모멘트, I_i 는 임펠러의 질량관성모멘트를 나타낸다. 2자유도계 비틀림 진동 모델의 고유진동수를 구하기 위해서 θ 를 $\Theta e^{j\omega t}$ 로 가정한다. 식 (5)과 식 (6)으로부터 고유진동수는 다음과 같이 구해진다.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k(I_p + I_i)}{I_p I_i}} \quad (7)$$

간극이 변하는 점에서의 회전 각도는 삼각형의 비로 구할 수 있다. Θ_p 는 풀리가 있는 위치에서의 모드형상의 크기이고 Θ_i 는 임펠러가 있는 위치에서의 모드형상의 크기이다. 강체모드는 $\Theta_r=1$ 로 가정한다. 먼저 두 개의 샤프트가 만나는 지점에서의 회전 각도 Θ_A 는 스프링강성의 역의 비로 구해지고 Θ_A 로부터 매카니컬 씰의 위치에서의 회전 각도 Θ_S 는 샤프트의 길이의 비로써 다음과 같이 구해진다.

$$\Theta_S = \beta \Theta_i \quad (8)$$

여기서 β 는 다음과 같다.

$$\beta = -\frac{I_i}{I_p} + \frac{I_p + I_i}{I_p} \left(\frac{k_2}{k_1 + k_2} + \frac{k_1}{k_1 + k_2} \frac{x_s - l}{L - l} \right) \quad (9)$$

마지막으로 1자유도계 비틀림 모델의 운동방정식을 유도하기 위해 2자유도계의 비틀림 모델과 1자유도계 비틀림 모델에서의 운동에너지가 동일한 점을 이용하여 상당질량관성모멘트를 구할 수 있다.

$$I_{eq} = \frac{1}{\beta^2} \frac{I_i(I_i + I_p)}{I_p} \quad (10)$$

워터펌프의 타입에 따라 샤프트의 구조적 댐핑과 베어링의 댐핑이 다르므로 c_{eq} 는 상수로 가정하며 식 (2), 식(7), 식(10)으로부터 안정성계수는 다음과 같이 구해진다.

$$|\zeta| = \frac{\lambda}{2I_{eq} \omega_n} \quad (11)$$

여기서 λ 은 마찰계수의 회전속도에 대한 구배와 관련이 있기 때문에 항상 음수를 갖게 된다. ζ 는 음의 방향으로 증가할수록 불안정해지므로 $|\zeta|$ 가 클수록 스컬소음의 발생가능성이 증가한다.

실제 설계된 워터펌프의 물성치로 계산된 안정성계수를 ζ_0 , 특정 변수만을 바꿔가며 계산된 안정성계수를 ζ 로 정의하여 두 계수의 비로 영향도 분석을 실시하였다. 영향도 분석결과 ζ/ζ_0 의 값이 1보다 커질수록 스컬소음의 발생가능성이 현재보다 높아짐을 의미한다.

3. 결 론

스컬소음의 발생가능성을 규명하기 위해 1자유도계 비틀림진동 모델을 수립하고 스컬소음에 대한 안정성계수를 도출하였다. 안정성계수는 각 설계변수에 의해 변하며 음의 방향으로 커질수록 스컬소음이 발생할 가능성이 증가함을 의미한다. 안정성계수를 이용한 영향도 분석으로 스컬소음을 저감하는 설계에 도움이 될 것으로 사료된다.