

수직 궤도역학에서 레일체결장치의 모델링



서사범 (주)서현기술단 부사장
공학박사·철도기술사
(suh7484@hanmail.net)

1 머리말

본고에서는 모노블록침목 궤도의 수직역학에서 레일체결장치를 솔리드(solid) 레일패드로 모델링함의 영향을 고찰한다. 3D유한요소(FE)모델은 ① 일반적으로 사용되는 스프링-댐퍼 쌍, ② 면(面)에 걸친 스프링-댐퍼 쌍들, ③ 레일에 연결된 솔리드 레일패드 및 ④ 레일과 마찰 접촉되고, 클램프를 나타내는 프리로드(preload)된 스프링으로 지지체에 고정된 솔리드 레일패드 등 각각 다른 네 가지 레일체결장치 묘사들로 나타낸다. 해머 가진(加振)에 대한 네 모델들의 응답은 시간영역에서 시뮬레이트되며, 계산된 응답은 모델들이 모노블록침목 궤도의 일곱 가지 주요특성들을 어떻게 포착하는가를 분석하기 위해 주파수영역으로 변환된다. 수치적 결과는 솔리드 레일패드와 클램프들을 가진 모델이 6%의 최대 주파수차이로 일곱 가지 특성들을 재현하는 반면에 스프링-댐퍼 쌍들을 가진 종래의 모델은 무려 27%에 이르는 것을 나타냈다. 복수의 스프링-댐퍼 레일패드 모델들에서 솔리드 레일패드 모델들로의 적합성 향상에서 확인된 두 가지 핵심양상은 푸아송(Poisson) 효과와 도상의 감쇠(damping)다. 게다가, 조사된 레일패드유형은 적어도 허용할 수 있는 예러로 주파수-무관 거동을 나타냈다. 솔리드 레일패드 모델들은 만족할 만한 적합성의 관점에서 궤도와 레일체결장치 설계에 사용할 수 있으며, 예를 들어 궤도의 열화를 연구하기 위해 궤도 파라미터를 유도하는 데에 사용할 수 있다.

2 수직 궤도역학에서 레일체결장치

모델링의 개관

열차가 궤도를 주행할 때는 달잡지 않은 진동과

소음이 발생된다. 흔히 고음인 전동소음은 선로부근에 살고 있는 사람들에게 골칫거리다. 한편, 높은 차륜/레일 접촉력과 궤도구성요소들의 진동은 궤도자체, 차량, 그리고 때때로 주변 건물과 구조물 열화의 원인이 된다.

소음을 허용수준까지 줄이기 위해 그리고 궤도의 열화를 지연시키거나 늦추기 위해 차량-궤도 시스템에 진동감쇠 구성요소들이 설치된다. 예를 들어, 탄력성 차륜은 흔히 시가전차와 지하철 선로에 사용된다. 레일패드는 레일과 침목 간의 상호작용에 기인하는 진동을 감쇠시켜 전동소음에 영향을 미치기 때문에 궤도에서 핵심적인 구성요소다. 게다가, 레일패드의 강성은 짧은 피치의 파상마모와 같은 레일손상의 성장에 영향을 미치며, 지지체(즉, 레일패드와 클램프)의 상태는 스쿼트(squat)의 성장에 영향을 미친다. 더욱이, 스티프(stiff)한 레일패드의 경우는 레일이음매에서의 충격력이 증가되며 그래서 레일단부에서 소성변형과 래치팅(ratchetting)이 생긴다. 레일열화와 레일체결장치 상태 간의 관계는 지지체의 거동을 면밀히 조사해야함의 필요성을 암시한다. 레일체결시스템의 연구는 궤도열화 프로세스를 얼마간 밝힐 수 있다.

가동상태에서의 레일패드 거동에 관한 정보를 얻기 위하여 많은 연구가 수행되고 있다. 레일패드는 주로 병렬의 선형스프링과 점성댐퍼의 한 쌍으로 나타낸다. 이 접근법을 적용함으로써 부드러운 레일패드는 하중을 침목과 도상으로 전달하는데 유리하지만 차륜-레일 접촉력은 항상 저하되지 않는 점이 발견되었다. 또한, 레일패드의 강성을 감소시킴으로써 침목에서의 소음방사는 감소되지만, 레일에서의 소음방사는 증가된다.

레일좌면이 레일과 침목 간의 하나의 연결 점

대신에 선이나 면으로 정의된 타 모델들에서는 레일패드가 다수의 스프링-댐퍼 쌍들로 구성된다. 연구들은 레일좌면의 세로 및/또는 가로크기를 고려하는 것이 궤도의 동적응답에 상당히 영향을 미친다는 점을 나타냈다. 예를 들어, 특징적인 핀(pin)-핀 공진(즉, 레일이 침목에 접한 노드(node)에 대해 진동할 때)은 레일패드의 세로크기가 고려되는 경우에 상당히 약화된 공진으로 된다. 레일패드가 면에 걸쳐 모델링될 때는 궤도역학이 영향을 받기 때문에 차량-궤도 동적응답도 역시 영향을 받는다. 특유의 차륜-레일 접촉력의 크기와 위치는 레일체결시스템의 상대적 배치에 따라 상당히 달라진다.

이들의 연구는 측정된 데이터를 수치적으로 정확하게 재현함에 있어 레일패드의 가로와 세로크기를 관련 파라미터라고 밝힌다. 레일체결장치는 레일을 고정하는 기구이기 때문에 크기뿐만 아니라 횡과 종 방향의 변위속박도 수직 궤도역학에서 밀접한 관계가 있다고 예상할 수 있다. 레일은 상하, 좌우 및 전후 방향으로 레일의 변위를 속박하는 클램프로 지지체에 고정된다. 이들의 속박은 수직, 횡 및 종 방향에서 레일과 레일패드 간 및 레일과 클램프 간의 상호작용으로 귀착된다. 스프링-댐퍼 쌍 레일패드에 대해서는 수직 상호작용만 고려되며, 이것은 수직 궤도역학의 재현에 영향을 미칠 수 있다.

델프트 공대에서는 두 유형의 3D 솔리드 레일 패드를 이용하는 유한요소(FE) 궤도모델을 제시하였다. 첫 번째 레일패드모델에서는 솔리드 레일 패드가 레일에 연결된다. 이 모델은 스프링-댐퍼 쌍들에 대한 솔리드 레일패드 단순화의 영향이 조사되도록 다수의 스프링-댐퍼 쌍들로 정의된 레일 패드를 사용하는 궤도모델들과 비교된다. 게다가

가, 레일저부에 가해진 횡과 종 방향 속박(즉, 횡과 종 방향으로 레일을 고정)의 영향이 조사되며, 가로와 세로크기의 영향이 분석된다. 두 번째 모델에서는 솔리드 레일패드와 레일과 마찰 접촉하며, 클램프가 레일을 지지체에 고정하는 것으로 정의된다. 이 방식에서는 레일을 고정하는 기구로서의 클램프의 영향이 조사된다. 연구를 완료하기 위해서는 일반적으로 궤도모델에 사용되는 레일패드 묘사도 고려된다. 해머시험에 대한 모든 네 가지 모델들의 응답은 시간영역에서 수치적으로 계산된다. 그때 수치적으로 계산된 신호들은 궤도의 주된 특징들이 현장측정들과 비교되도록 주파수영역으로 변환된다.

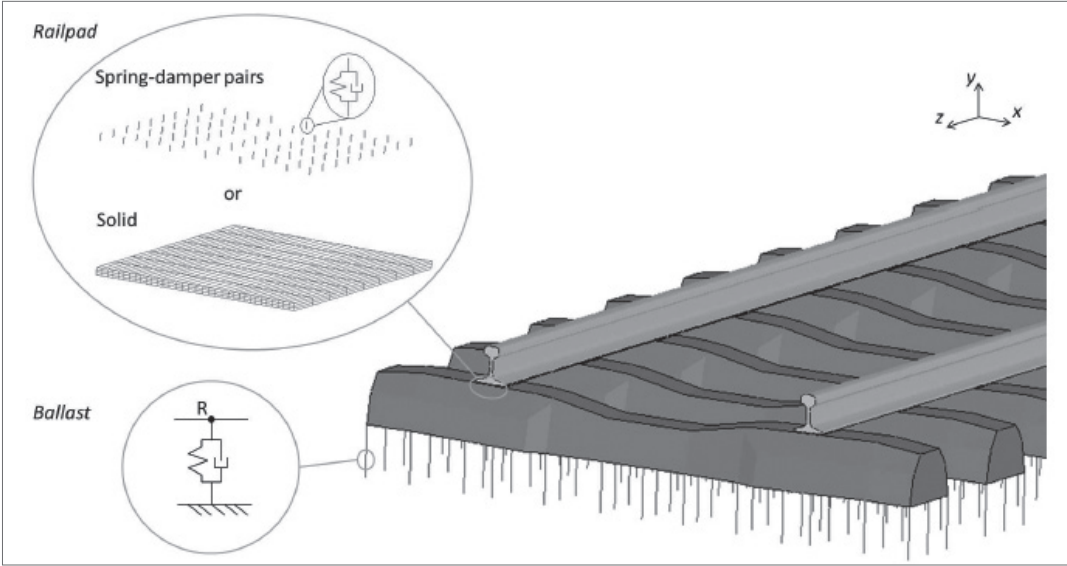
요약하면, 네 가지 레일체결장치 모델들의 주파수응답들을 조사함으로써, 그리고 그들을 일련의 측정들과 비교함으로써 수직 궤도역학의 재현에서 레일체결시스템의 여러 가지 단순화들의 결과들이 분석되고 정량화된다. 아래의 장들에서는 이에 관하여 상세히 소개한다.

3 현장해머시험 측정의 재현

3.1 3D 유한요소모델

수직 궤도역학에서 레일체결장치 묘사의 영향을 조사하기 위하여 도상층에 모노블록침목이 있는 궤도의 3D 유한요소(FE) 모델이 개발되었다 (그림 1 참조). 모노블록침목은 프리스트레스트 콘크리트보이며 다른 침목유형에 비해 더 큰 하중에 견딜 수 있기 때문에 사용이 늘어나고 있다. 모노블록침목 궤도의 수직역학에서 다소간 중요한 특성들의 근원을 고려하기 위해서는 반(半)-궤도 모델 대신에 전체궤도모델이 필요하다; 이 특성들은 궤도의 중심과 침목들을 통한 두 레일의 연결에 대한 침목들의 비대칭 휨 모드들이다. 레일단부는 고정되며 궤도는 해머시험측정의 재현에 적합한 모델길이인 24침목 구간으로 구성된다.

레일들과 침목들은 그들 각각의 공칭 기하구조에 따라 솔리드(solid) 구성요소들로 모델링된다. 레일들은 특히 표면손상 부근의 열차통과와는 달



[그림 1] 모노블록침목 궤도의 3D 유한요소모델의 개관 및 레일패드와 도상의 클로즈업

리 레일을 소성으로 변형시키지 않는 해머하중에 적합한 탄성으로 정의된다. 침목들도 하중을 조사하는데 적합하다고 간주되는 탄성으로 정의된다.

도상은 선형스프링 한 개와 점성댐퍼 한 개의 여러 쌍들로 모델링된다(그림 1]의 도상 클로즈업 참조). 스프링-댐퍼 쌍들은 침목 아래에서 균질하다고 정의된다. 침목에 연결된 상부도상노드(node)는 문자 R로 표시되고, 도상의 횡강성을 묘사하는 궤도의 횡 방향에서 고정되며(즉, $u_{Rx}=0$), 이것은 해머시험을 재현하는데 적합한 묘사이다. 하부노드는 모든 세 방향에서 고정된다. 본고의 고찰에서 관심의 주파수범위는 300 Hz에서 시작되는 반면에 보조도상과 노반층은 250 Hz보다 낮은 주파수에서 궤도의 동적응답에 대한 주요 기여 인자이기 때문에 본고의 고찰에서는 보조도상과 노반층이 고려되지 않는다.

레일좌면은 3D 레일과 3D 침목으로 면이 둘러싸이며, 명목상의 경우에 레일패드도 완전히 걸친다. 레일패드는 다수의 스프링-댐퍼 쌍들이나 솔리드(solid) 구성요소들로 나타낸다(그림 1]의 상부 클로즈업 참조). 레일패드는 레일을 지지체에 고정하는 레일체결시스템의 부품이다. 레일체결장치를 나타내는 각각 다른 네 가지 모델들은 레일패드들을 스프링-댐퍼(SD) 쌍들이나 솔리드(solid) 구성요소들로 모델링하여 묘사한다(그림 2] 참조).

(1) 선(線, line) - SD 모델

궤도모델에서는 레일과 침목을 흔히 보로 나타내며 레일패드는 주로 병렬의 선형스프링과 점성댐퍼의 한 쌍으로 나타낸다. 경사진 3D 레일은 침목에 연결된 하나의 스프링-댐퍼 쌍만으로는 불안정하기 때문에 레일패드를 하나의 스프링-댐

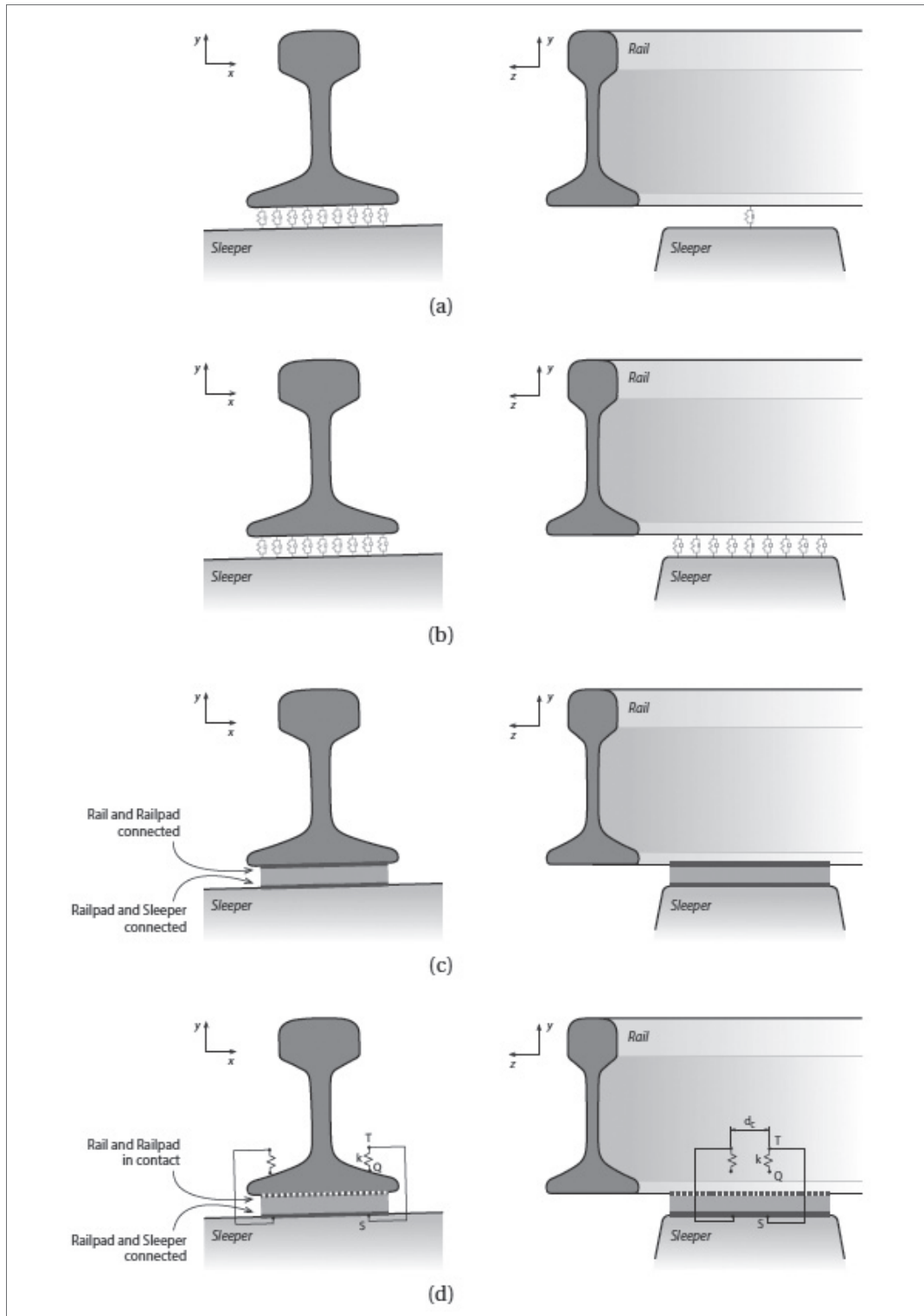
퍼 쌍으로 정의하는 것은 3D FE 모델에서 가능하지 않다. 따라서 일반적인 레일패드모델은 레일저부의 폭에 걸치고 지지체의 중앙에 위치하는 선(線)의 아홉 개의 스프링-댐퍼 쌍들로서 정의된다(그림 2(a)] 참조).

(2) 면(面, area)-SD 모델

두 번째 모델에서는 레일좌면이 다수의 단속적(斷續的) 선형스프링과 점성댐퍼 쌍들로 걸쳐진다(그림 2(b)] 참조). 레일패드는 아홉 개의 열(레일의 횡 방향, [그림 2(b)]에서 x 방향)과 아홉 개의 행(레일의 종 방향, [그림 2(b)]의 z 방향으로 분배된 81개의 스프링-댐퍼 쌍들로 구성된다. 스프링-댐퍼 쌍의 상부노드들은 레일에 연결되고 하부노드들은 침목에 연결된다. 이 모델은 선-SD 모델과 솔리드 레일패드 모델들(제(3)항과 제(4)항 참조) 간의 중간단계라고 해석될 수 있으며, 이 중간단계는 가로와 세로크기나 횡과 종 방향 속박(즉, 횡과 종 방향에서 레일을 고정)을 고려함의 효과를 식별하기 위하여 필요하다.

(3) 솔리드-연결(solid-connected) 모델

세 번째 모델에서는 레일패드가 전체레일좌면에 걸친 솔리드 구성요소들로 나타내어지며(그림 1] 상부 클로즈업의 솔리드 레일패드 참조), 이는 탄성으로 정의된다. 감쇠를 고려하기 위해 레일리(Rayleigh) 강성-비례 감쇠는 $C = \beta K$ 로 정의되며, 여기서 C 는 감쇠매트릭스, K 는 강성매트릭스이고 β 는 강성비례감쇠계수이다. 레일패드의 상면은 레일에 연결되고 하면은 침목에 연결된다(그림 2(c)] 참조). 이것은 연결된 표면들 간에 상대적인 이동이 없다는 것을 의미한다. 정의된 마찰접촉이 없으므로 그리고 레일이 레일패드



[그림 2] 레일체결장치 모델 (a) 선의 스프링-댐퍼 쌍들, 선-SD로 약칭, (b) 면에 걸친 스프링-댐퍼 쌍들, 면-SD로 약칭, (c) 레일에 연결된 솔리드 레일패드, 솔리드-연결로 약칭 (d) 클램핑 스프링으로 레일과 접촉된 솔리드 레일패드, 솔리드-접촉으로 약칭

를 통해 지지되도록 고정되어있기 때문에 클램프가 필요하지 않다.

이 모델을 면-SD 모델과 비교하면 다수의 스프링-댐퍼 쌍들에 대한 솔리드 레일패드를 단순화함의 영향이 조사된다. 레일-레일패드와 레일패드-침목 연결이 두 모델들에서 동일하므로 결과들의 어떠한 가능한 차이도 솔리드 레일패드에 의한 횡과 종 방향 속박에서 비롯된다.

(4) 솔리드-접촉(solid-contact) 모델

네 번째 모델에서도 레일패드가 전체 레일좌면에 걸친 솔리드 구성요소들로 모델링되며, 솔리드-연결 모델처럼 레일리 강성-비례 감쇠를 가진 탄성으로 정의된다. 그러나 이 모델은 레일과 레일패드 간의 접촉과 클램프를 고려한다(그림 2(d)) 참조. 따라서 레일저면과 레일패드 간의 상대적인 이동이 일어날 수 있다. 이 방식은 레일고정기구로서의 클램프의 효과를 조사할 수 있다.

레일과 레일패드 간의 상호작용은 페널티 기법(penalty method)을 이용하는 표면 대 표면 알고리즘을 사용하여 모델링된다. 2개의 궤도구성요소들 간에는 마찰계수 μ 를 가진 쿨롱(Coulomb)마찰이 형성된다. 레일패드의 하면은 침목에 연결된다.

클램프들을 나타내는 두 개의 스프링들은 레일의 양쪽에 대해 정의된다. 양쪽의 두 스프링들은 레일길이방향에서 d_c 의 거리를 둔다(그림 2(d)) 참조. 이 거리가 레일에 대한 클램프의 작용지점들 간의 거리에 해당된다. 현장에서는 클램프가 레일에 토우(toe)하중을 가한다.

이 모델에서는 스프링의 초기변위를 정의함으로써 이 토우하중이 고려된다. 초기변위는 식 (1)에 따라 초기 토우하중 F_{TL} 을 얻는데 필요한 변

위차이 Δl 에 상응한다.

$$F_{TL} = K_{clamp} \Delta l \quad (1)$$

여기서, K_{clamp} 는 클램프의 강성이다(그림 2(d))에서 K). 토우하중은 2개의 클램프 스프링들 간에서 균등하게 분배된다.

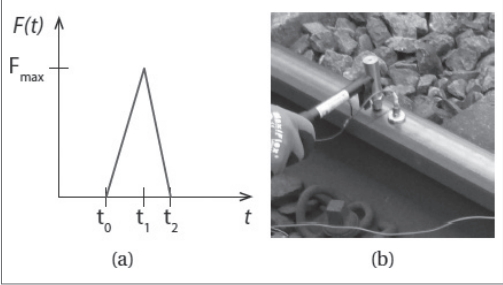
스프링의 상부노드(T)와 침목에 대한 그것의 수직투영(S)은 x, y 및 z 방향에서 연결된다(그림 2(d)) 참조. 이들의 연결은 침목에 대한 클램프의 고정을 나타낸다. 또한, 스프링의 상부와 하부노드(각각 T와 Q)는 레일의 x 방향에서 연결된다. 이 연결은 레일체결시스템의 베이스플레이트가 레일과 레일패드에 가하는 횡 속박을 나타낸다.

레일체결장치는 이들의 연결 및 레일과 레일패드 간의 마찰접촉을 정의함으로써 레일을 수직, 횡 및 종 방향에서 지지체에 연결하는 기구이다. 따라서 솔리드-접촉 모델에서는 레일패드에 대하여 레일이 ① 프리로드(preload)된 스프링의 속박 하에서 수직으로, ② 레일과 레일패드 간의 마찰에 좌우되어 종 방향으로 움직일 수 있다.

3.2 시간영역-주파수영역 접근법

해머시험측정은 내연적-외연적(Implicit-Explicit) FE 프로세스를 적용하여 수치적으로 재현된다. 우선, 궤도의 평형상태는 ANSYS(내연적 FE 접근법)를 이용하여 계산된다. 그 다음에 해머 가진(加振, excitation)에 대한 궤도의 응답은 LS-Dyna(외연적 FE 접근법)로 시간영역에서 시뮬레이션된다. 시간영역에서의 계산은 솔리드-접촉 레일체결장치 모델(그림 2(d)) 참조)에서 접촉의 비선형성을 고려할 필요가 있다. 내연적-외연적 FE 시퀀스(sequence)는 비선형 재료를 고려할 수 있으며, 그것은 레일패드의 강

성이 주파수에 좌우되므로 레일패드의 열화를 조사할 때 필요로 할 수도 있다.



[그림 3] (a) 가해진 힘, (b) 현장의 해머시험

해머시험측정은 다음과 같이 시뮬레이션 된다. 입력으로서, 해머의 충격을 나타내는 삼각형 힘이 레일의 상부에 가해진다. 삼각형 힘의 개시, 최대 힘 및 종료 시간(각각 t_0 , t_1 및 t_2)과 최대 힘 F_{max} 는 측정에서 얻어진다([그림 3(a)] 참조). 이 방식에서는 쉽게 얻을 수 있는 일련의 파라미터들을 이용하여 가진력이 정의된다. 삼각함수로 측정된 충격의 단순화는 이 연구의 결과에 영향을 주지 않도록 수치적으로 결정된다. 출력으로서의 시스템의 응답은 가진(加振) 적용지역으로부터 2 cm 떨어진 레일단면에서 측정된다. 이 거리는 [그림 3(b)]에 나타난 것처럼 현장측정에서 해머-센서의 상대적 배치에 의거하여 정의된다. 가진(加振)과 측정지역에서 1 mm의 요소크기와 1.22×10^{-7} s의 작은 시간단계를 정의함으로써 외연적 계산 동안 쿠랑(Courant) 수렴기준이 실현된다. 외연적 적분에 대하여는 중앙차분 적분체계가 사용된다.

입력 힘 $F(t)$ 와 출력 가속도 $a(t)$ 는 고속푸리에 변환을 통해 주파수영역으로 변환된다. 그 다음에 출력에서 노이즈의 영향이 최소화되도록 엑셀러런스(accelerance) 함수 $H_a(f)$ 가 식 (1)로 계산

된다.

$$H_a(f) = \frac{S_{aF}}{S_{FF}} = \frac{\sum_{n=1}^N \sum_{m=1}^{N-m-1} a[m+n]F[m]e^{-f2xfn}}{\sum_{n=1}^N \sum_{m=1}^{N-m-1} a[m+n]F[m]e^{-f2xfn}} \tag{2}$$

여기서, f 는 주파수이고, S_{aF} 는 힘과 가속도 간의 상호스펙트럼이며 S_{FF} 는 힘의 자기스펙트럼이다.

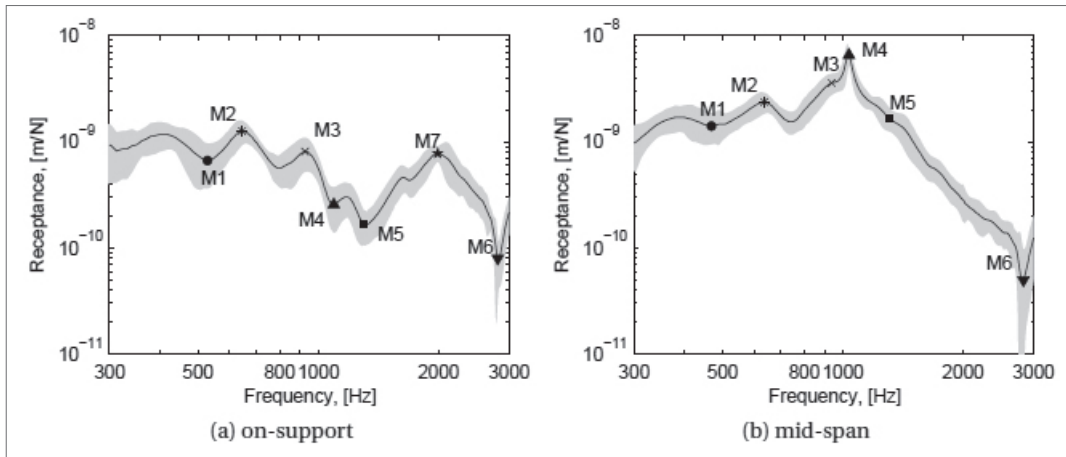
마지막으로, 리셉턴스 함수 $H_a(f)$ 는 다음과 같이 계산된다.

$$H_a(f) = \frac{Ha(f)}{(2\pi f)^2} \tag{3}$$

리셉턴스(receptance) 함수들은 궤도역학을 조사하기 위해 철도에서 사용되며, 진동주파수의 함수로서 힘에 대한 변위의 관점에서 진동에 대한 궤도의 응답을 나타낸다. 피크와 움푹함(dip)을 분석함으로써 각각 리셉턴스 함수로부터 공진과 반(反)공진(antiresonances)에서의 궤도의 고유진동수(characteristic frequency)들을 확인할 수 있다(제3.3절 참조). 또한, 시뮬레이션된 리셉턴스 함수들은 측정된 것들과 비교될 수 있으며, 그래서 수직 궤도역학에 관한 모델의 정확성을 분석할 수 있다(제4장 참조).

3.3 모노블록침목 궤도의 수직역학

모노블록침목 궤도에서의 일곱 가지 특성들은 연구의 유효주파수범위인 300과 3,000 Hz 간의 리셉턴스 함수에서 확인된다. 가벼운 해머(즉, 280 g)는 저주파에서 궤도의 동적거동을 좌우하는 궤도구성요소인 도상과 노반을 가진할 수 없기 때문에 300 Hz보다 낮은 주파수는 포함되지 않는다. 그러므로 측정된 동적응답은 운행상태의 궤도(즉, 궤도 위의 차량)의 동적응답과 다를 수도



[그림 4] 측정된 바탕선(baseline)은 일곱 가지 특성과 함께 모노블록 침목 궤도의 리셉턴스 함수, (—) 측정된 평균($\hat{H}_0(f)$)과 (■) 평균에 대한 표준편차($\hat{H}_0(f) \pm \hat{\sigma}_0(f)$)를 나타낸다. 특성들은 침목의 제2 휨 모드(●, M1), 동상(同相)의 레일공진(✱, M2), 역위상(逆位相)의 레일공진(×, M3), 핀-핀 반(反)공진(▲, M4), 침목의 제4 휨 모드(■, M5), 2차 핀-핀 반(反)공진(▼, M6) 및 2000 Hz의 공진(★, M7)이다.

있다. 게다가, 300 Hz보다 낮은 주파수에 관한 측정을 수치적으로 재현하기 위해서는 도상이 반공간(halfspace)으로서 모델링되어야 하고, 차륜으로 인한 기초의 프리로드가 고려되어야 하며, 침목-도상 상호작용의 접촉이 밝혀져야 한다. 측정된 데이터는 주파수상한과 관련하여 3,000 Hz보다 높은 주파수에 대해서는 신뢰할 수 없다.

특성들은 일련의 현장해머시험 측정들에 근거하여 기준상태의 심벌들로 나타낸다. 측정들은 육안으로 보이는 손상 없이 21 참조위치들에서 수행되었으며 궤도구조에서의 작은 차이가 고려되도록 그들을 결합하였다. 해머시험의 샘플링주파수는 20 kHz이었으며, 측정데이터에 10 kHz의 저역통과 필터가 적용되었다. 그 다음에, 측정된 신호는 상기의 주파수영역으로 변환된다. [그림 4]는 측정된 평균($\hat{H}_0(f)$), 평균에 대한 2표준편차를 나타내는 대역($\hat{H}_0(f) \pm \hat{\sigma}_0(f)$) 및 일곱 가지 주된 특성을 보여준다. 지지체 위와 스패중간의 상대적 배치는 각각 지지체(침목)의 상단과 두 침목 사이에 대해 가진하는 경우에 해당된다.

궤도의 동적거동은 궤도구성요소들의 진동과 그들의 상호작용으로 정의된다. 일곱 가지 특성과 궤도 구성요소들은 다음과 같이 관련된다.

- 침목의 제2 휨 모드(●, M1) : 침목은 제2의 휨 모드(second bending mode)에 따라서 진동한다. 이 모드는 주로 침목들의 기하구조와 재료성질들에 좌우된다.
- 동상(同相)의 레일공진(✱, M2) : 레일은 침목들에 대해 역위상(逆位相)으로 진동하며 궤도의 두 레일들은 동상(同相)으로 진동한다. 강성과 감쇠와 같은 레일과 레일패드 성질들은 주로 동상의 레일공진주파수를 한정한다.
- 역위상(逆位相)의 레일공진(×, M3) : 레일은 침목들에 대해 역위상으로 진동하며 궤도의 두 레일들은 역위상으로 진동한다. 동상(同相)의 레일공진에서처럼 레일과 레일패드 성질들 외에 침목도 중요한 영향을 미친다.
- 핀(pin)-핀 공진(▲, M4) : 레일은 침목들 위의 레일노드들에 대해 진동한다. 이 특성은 주로 침목간격으로 결정되며, 대단치 않을 정도로

레일과 레일패드 성질들로 결정된다.

- 침목의 제4 휨 모드(■, M5) : 침목들은 침목의 제4 휨 모드에 따라서 진동한다. 이 모드는 주로 침목의 기하구조와 재료성질들에 좌우된다.
- 2차 핀-핀 공진(▼, M6) : 레일은 핀-핀 공진의 반(半)파장으로 침목 위의 레일노드들에 대해 진동한다. 핀-핀 공진에서처럼 침목간격 및 레일과 레일패드의 성질들은 이 특성의 주파수를 한정한다.

지지체 위의 상대적 배치에서 측정된 리셉턴스 함수는 약 2,000 Hz에서 또 하나의 특성(★, M7)을 보여준다. 이 피크의 근원은 아직 알려지지 않았지만 레일패드의 강성에 상당히 영향을 받는다.

3.4 궤도 파라미터

본고에서 소개하는 연구에서 이용된 궤도는 콘크리트침목으로 지지된 1 : 40 경사의 UIC54 레일로 구성되었다. 공칭 침목간격은 0.6 m이었으며, 14.4 m의 궤도모델로 되었다. 레일의 영률, 밀도 및 푸아송비는 각각 210 GPa, 7,800 kg/m 및 0.3이었다. 침목에 대한 영률, 밀도 및 푸아송비는 각각 39 GPa, 2,480 kg/m 및 0.2였다.

스프링-댐퍼 모델의 레일체결장치와 도상의 강성 및 감쇠 값들은 현장측정을 이용하여 면-SD 모델([그림 2(b)])로 얻어진 최적합(best fit)에 상응한다. 레일체결장치의 강성은 1,560 MN/m이었으며 감쇠는 67.5 kNs/m이었다. 강성 값은 매우 스티프한 패드에 상당한다. 이 값은 네덜란드철도의 궤도에서 수행된 측정연구와 일치한다. 도상의 강성은 45 MN/m/반(半)침목이고 감쇠(damping)는 32 kNs/m이었다. 강성과 감쇠 값은 레일패드를 형성하는 스프링-댐퍼 쌍들의 수로 균일하게 나뉜다.

솔리드 레일패드를 이용하는 모델의 경우에 레일패드의 초기영률 E 는 면-SD 모델로 도출된 그것의 강성 K 에 근거하여 식 (4)로 계산한다.

$$E = \frac{Kl_0}{A_0} \quad (4)$$

여기서, l_0 는 레일패드의 초기두께이고 A_0 는 초기면적이다.

솔리드 레일패드의 3D FE 모델에서 레일패드는 폭 134 mm, 길이 150 mm, 두께 4.5 mm이다. 그러나 수치적결과는 측정들과 솔리드 레일패드 모델들 간의 최적합이 파라미터들의 각각 다른 세트([표 1])에서 얻어지는 것을 보여주며, 이들의 차이는 제4.1(2)항과 제4.2절에서 설명한다. FC9 레일패드는 내부에 코르크 입자를 가진 고무로 이루어져있으며 푸아송비는 0.45(제조업체 제시 값)이다. 레일리 강성의존 감쇠 β 는 피팅 과정(fitting process)에서 얻어지는 0.02이다.

솔리드-접촉 모델에서 솔리드 레일패드는 솔리드-연결 모델에서와 같은 재료성질들(E, β, ν)로 정의된다. 한 클램프의 강성과 공칭 토우하중은 각각 800 kN/m와 10 kN이다. 성질들은 한 클램프를 나타내는 두 스프링 간에서 균등하게 분배된다. 공칭 토우하중은 두 스프링의 각각에서 12.5 mm의 초기변위를 정의함으로써 모델에 도입된 5 kN/스프링이다(식 (1) 참조). 스프링 간의 거리 d_c 는 현장관찰에 의거하여 72 mm이다. 레일과 레일패드 간의 접촉과 관련된 마찰계수는 0.75 이다.

[표 1]은 스프링-댐퍼, 솔리드-연결 및 솔리드-접촉 모델들로 측정들을 정확하게 재현하기 위해 사용된 레일패드, 도상 및 클램프(정해진 경우)의 재료성질들을 요약한 것이다.

[표 1] 시뮬레이션과 측정 간의 최적화를 위한 파라미터 세트

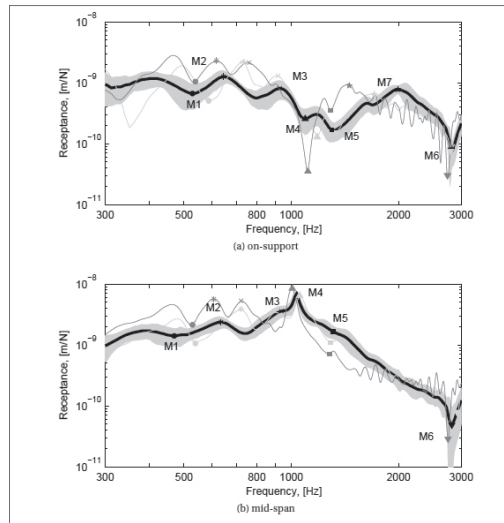
	스프링-댐퍼		솔리드-연결		솔리드-접촉	
레일패드	k	1,560 MN/m	E	151 MPa	E	151 MPa
	c	67.5 kNs/m	β	0.02	β	0.02
클램프			ν	0.45	ν	0.45
			k	800 kN/m		
			Δl	12.5 mm		
도상	k	45 MN/m	k	45 MN/m	k	45 MN/m
	c	32 kNs/m	c	64 kNs/m	c	96 kNs/m
			d_c	72 mm		
			μ	0.75		

레일이 지지체 위의 상대적 배치로 가진되는 경우에 최대 힘 F_{max} 는 3,097 N이다. 레일이 스펀 중간간의 상대적 배치로 가진되는 경우에 최대 힘 F_{max} 는 3,302 N이다. 충격시간 값은 두 상대적 배치에서 동일하며 t_0 , t_1 및 t_2 에 대하여 각각 0, 0.25 ms 및 0.4 ms에 상당한다.

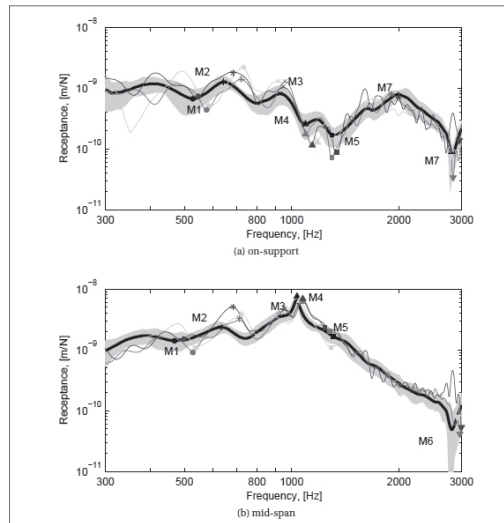
4 시뮬레이션과 측정결과의 비교

시뮬레이션들은 레일패드와 도상의 강성 및 감쇠(damping)를 변화시킴으로써 측정들에 적합하게 되었다. 값들은 레일패드나 도상을 형성하는 구성요소들에서 균일하게 분포되었다. 체결력 및 레일과 침목파라미터와 같은 타 파라미터들은 불변이라고 가정하였다. 수치적으로 재현된 리셉턴스 함수들과 측정된 리셉턴스 함수들을 [그림 5]와 [그림 6]에 나타낸다. 스프링-댐퍼 레일패드들과 솔리드 레일패드들에 대한 모델들의 비교는 제 4.1절에 나타낸다. 클램프들 및 레일과 레일패드간의 접촉의 영향은 제4.2절에서 나타낸다. 시뮬레이션된 특성들의 주파수들 f_s 는 다음 식으로 측정주파수들 f_m 과 비교된다.

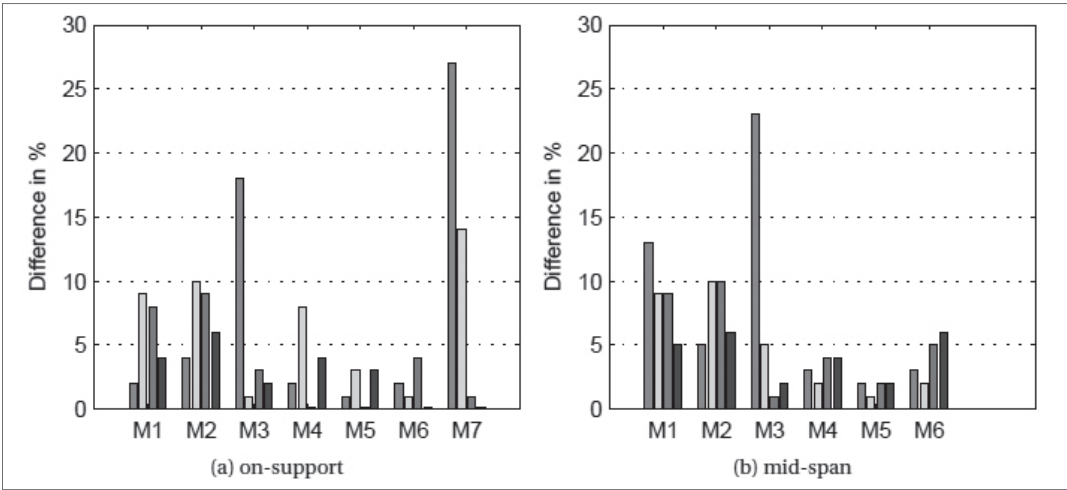
$$J_f = \left| \frac{f_s - f_m}{f_m} \right| \times 100 \quad (5)$$



[그림 5] 궤도 리셉턴스 함수에 대한 레일패드 종 방향 크기의 영향. (—) 측정된 평균 $\{\hat{H}_0(f)\}$, (■) 평균에 대한 표준편차 $\{\hat{H}_0(f) \pm \hat{\sigma}_0(f)\}$ 및 (---) 선에 대한 스프링-댐퍼 쌍과 (---) 면에 대한 스프링-댐퍼 쌍으로 시뮬레이팅 된 평균. 특성들은 침목의 제2 횡 모드(●, M1), 동상(同相)의 레일공진(✱, M2), 역위상(逆位相)의 레일공진(×, M3), 핀-핀 반(反)공진(▲, M4), 침목의 제4 횡 모드(■, M5), 2차 핀-핀 반(反)공진(▼, M6) 및 2000 Hz의 공진(★, M7)이다.



[그림 6] 궤도 리셉턴스 함수에 대한 레일패드 모델링의 영향: (—) 측정된 평균 $\{\hat{H}_0(f)\}$, (■) 평균에 대한 표준편차 $\{\hat{H}_0(f) \pm \hat{\sigma}_0(f)\}$ 및 (---) 면에 대한 스프링-댐퍼 쌍, (---) 레일에 연결된 솔리드 레일패드, (---) 레일에 접촉된 솔리드 레일패드로 시뮬레이팅 된 평균. 특성들은 침목의 제2 횡 모드(●, M1), 동상(同相)의 레일공진(✱, M2), 역위상(逆位相)의 레일공진(×, M3), 핀-핀 반(反)공진(▲, M4), 침목의 제4 횡 모드(■, M5), 2차 핀-핀 반(反)공진(▼, M6) 및 2000 Hz의 공진(★, M7)이다.



[그림 7] 모델들에 대해 수치적으로 계산한 특성주파수들과 측정된 특성주파수들 간의 차이 : 선-SD(□), 면-SD(▒)m 솔리드-접촉(■) 및 솔리드-접촉(■). 특성들은 침목의 제2 횡 모드(M1), 동상(同相)의 레일공진(M2), 역위상의 레일공진(M3), 핀-핀 반(反)공진(M4), 침목의 제4 횡 모드(M5), 2차 핀-핀 반(反)공진(M6) 및 2000 Hz 공진(M7)이다.

모델들 간의 비교를 용이하게 하기 위해 차이 J_f 를 [그림 7]에 그래픽으로 나타낸다.

4.1 솔리드-연결 대 스프링-댐퍼 쌍들

[그림 5]와 [그림 6]은 스프링-댐퍼 모델들과 솔리드-연결 모델의 최적합을 보여준다. 선-SD 모델은 측정에 대한 18% 이상의 J_f 주파수차이로 두 가지 특성주파수들을 재현하며 고주파에서의 수치적재현은 측정들과는 거리가 멀다([그림 5] 참조). 면-SD 모델로는 측정에 대해 10% 주파수차이의 최대로 일곱 가지 특성들 중의 여섯 가지가 재현된다. 예외는 측정값과 거의 300 Hz 다른 2,000 Hz 공진이며, 14% 더 낮다. 솔리드-연결 모델에서는 특성들이 측정값들에 가깝게 재현된다. 모든 일곱 가지 특성들은 10% 미만으로 측정과 다르다([그림 7] 참조). 게다가, 일곱 가지 특성들 중의 다섯 가지는 측정된 특성들에 대하여 5% 미만의 주파수차이를 나타낸다. 따라서 솔리드-연결 모델을 이용한 수치 궤도역학의 수치적 재현은 스프링-댐퍼 모델들의 리셉턴스 함수보다

측정들에 더 가깝다. 요약하면, 솔리드 레일패드를 레일과 침목에 연결된 것으로 정의함으로써 도입된 종과 횡 방향의 속박은 측정들의 더 좋은 묘사에 기여한다.

[그림 6]에 나타난 최적합을 얻기 위해 스프링-댐퍼 레일패드 모델들과 솔리드 레일패드 모델들에 대해 두 개의 서로 다른 파라미터 세트들을 이용했다([표 1] 참조). 파라미터 세트들 간의 두 가지 주된 차이는 도상의 감쇠(제4.1(1)항)와 레일패드의 강성(제4.1(2)항)이다.

(1) 도상의 감쇠(damping)

솔리드-연결 모델에서의 도상 감쇠는 면-SD 모델에서보다 두 배이다. 도상 감쇠의 증가는 수치적으로 계산된 레일공진들(M2와 M3)의 리셉턴스 값들을 측정된 리셉턴스 값들로 낮추도록 요구되었다. 솔리드 레일패드가 수직만이 아닌 모든 세 방향에서 레일과 침목에 연결되어있기 때문에 침목에 대한 레일의 연결은 면-SD 모델에서보다 솔리드-연결 모델에서 더 강하다. 도상의 감쇠를

증가시킴으로써 지지체의 진동들과 침목을 통한 레일들 간의 연결이 약화되어 수치적으로 계산된 리셉턴스 값들은 측정된 리셉턴스 값들에 가까워졌다. 이 결과는 확인된 도상 감쇠 값이 사용된 모델에 좌우된다는 점을 나타낸다. 두 모델들 간에 레일패드 감쇠의 차이가 있기 때문에, 도상 감쇠의 차이는 아마도 궤도의 전체 감쇠 용량(즉 레일패드와 도상)을 유지함에 관련된다.

(2) 레일패드의 강성

솔리드-연결 모델에 대해 정의된 레일패드 재료의 영률 E 는 면-SD 모델의 레일패드 강성 값이 식 (4)에서 사용되는 경우에 상응하는 영률 E_k 보다 상당히 낮다. 이 차이는 레일패드의 작용방향에 관련된다. 면-SD 모델에서는 레일패드가 수직으로만 작용하고 레일과 침목 간의 상대적인 횡과 종 방향 변위는 속박되지 않는다. 그러나 솔리드 레일패드는 레일과 침목 간의 상대적인 움직임을 제한하는 모든 세 방향에서 작용한다.

수직압축과 타 방향의 상응하는 늘어남 간의 관계는 일반적으로 푸아송비로 나타낸다. 재료의 응력-변형을 관계에 관한 푸아송비의 영향을 분석하면 레일패드의 부분적인 속박(즉, 레일패드의 상면과 하면의 노드가 각각 레일과 침목에 연결된다)이 어째서 수직 방향에서 더 스티프한 궤도로 귀착되는지를 설명할 수 있다.

선형 등방성 재료를 가정하면 다음과 같이 일반화된 후크의 법칙(Hooke's law)이 정의된다.

$$\begin{aligned} \epsilon_x &= \frac{1}{E}(\sigma_x - \nu\sigma_y - \nu\sigma_z) \\ \epsilon_y &= \frac{1}{E}(\sigma_y - \nu\sigma_x - \nu\sigma_z) \\ \epsilon_z &= \frac{1}{E}(\sigma_z - \nu\sigma_x - \nu\sigma_y) \end{aligned} \quad (6)$$

여기서, σ_x , σ_y 및 σ_z 는 각각 x, y 및 z 방향의 응력, ϵ_x , ϵ_y 및 ϵ_z 는 각각 x, y 및 z 방향의 변형률, ν 는 푸아송비이고, E 는 영률이다. 레일패드의 경우에 환경과 서비스상태가 공칭영률의 값을 바꾸기 때문에 영률은 미지의 재료성질이다. 사용 중인 영률을 도출하기 위한 측정이 수행될 수 있다.

속박되지 않은 레일패드에 단순 압축을 적용하면, 모든 세 방향으로 변형될 수 있으며 응력은 압축방향에서만 생긴다(즉, $\sigma_y \neq 0$ 및 $\sigma_x = \sigma_z = 0$). 따라서 식 (6)은 다음으로 귀착된다.

$$\frac{\sigma_y}{\epsilon_y} = E_s \quad (7)$$

따라서 영률 E_s 는 단순한 압축 하에서 속박되지 않은 레일패드에 대한 수직강성이다.

그러나 레일패드가 x와 z 방향으로 속박되고, 압축이 수직 y 방향으로 가해지는 경우에 $\epsilon_x = 0$ 과 $\epsilon_z = 0$ 이기 때문에 푸아송의 효과는 일어나지 않는다. 따라서 x와 z 방향으로 제로가 아닌 응력이 생긴다.

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \nu\sigma_y + \nu\sigma_z \\ \sigma_z &= \nu\sigma_x + \nu\sigma_y \end{aligned} \quad (8)$$

식 (6)에 식 (8)을 대입하면, 수직방향 y에서의 응력과 변형률 간의 관계는 다음과 같은 식으로 귀착된다.

$$\frac{\sigma_y}{\epsilon_y} = E_s \frac{(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \quad (9)$$

여기서, 값 E_c 는 속박된 레일패드에 대한 영률이다. 따라서 수직방향 y의 강성은 압축 하에서 속박된 레일패드에 대한 푸아송비에 좌우된다.

압축 하에서 속박된 레일패드와 속박되지 않은 레일패드에 대하여 수직방향에서 같은 강성을 얻

기 위해서는 레일패드가 속박되는 경우에 더 작은 영률을 필요로 한다. 이것은 식 (7)과 식 (9)를 결합하여 나타낸다.

$$\frac{\sigma_y}{\epsilon_y} = E_c \frac{(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} = E_s \quad (10)$$

솔리드-연결 모델에서는 레일패드가 x와 z 방향으로 완전히 속박되지 않으며 상면과 하면만이 속박되는 반면에 횡과 종 방향의 면은 속박이 없다.

이 중간의 속박은 솔리드-접촉 레일패드의 영률 E_{sc} 가 단순한 압축의 영률 E_s 와 완전히 속박된 압축의 영률 E_c 사이에 있다는 것을 의미한다. 본고에서 소개한 연구의 경우에 만약에 단순한 압축의 영률이 면-SD 모델의 강성 k 값에 의거하여 계산된다면, E_s 는 349 MPa이고, E_c 는 92 MPa이다. 이들의 두 값을 사용하면, 수치적 결과들은 측정결과들과 상당히 다르다. 시뮬레이션이 측정들에 적합하도록 영률 E 를 변화시킴으로써 예상대로 E_s 와 E_c 사이인 151 MPa의 E_{sc} 가 도출되었다. 151 MPa의 영률을 이용하여 [그림 6]에 나타난 측정들에 대한 솔리드-연결 모델 간의 최적함을 얻었다.

4.2 솔리드-접촉 대 솔리드-연결

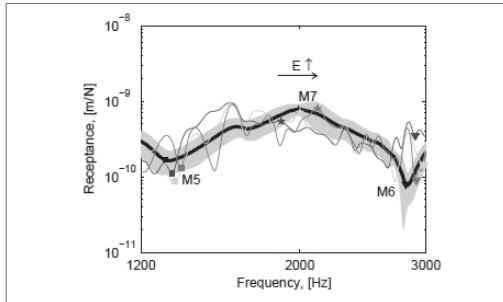
[그림 6]은 스프링-댐퍼와 솔리드-연결 모델들 외에 솔리드-접촉 모델의 최적합도 또한 나타낸다. 솔리드-접촉 모델은 측정들에 가장 가까운 특성들을 재현하였으며 주파수의 최대차이는 6%이다([그림 7]의 솔리드-접촉의 막대그래프 참조).

수치적으로 계산된 리셉턴스 함수는 측정된 리셉턴스 함수를 밀접하게 따랐으며 300과 1,500 Hz 간에서 대부분이 측정의 대역 $\{\hat{H}_0(f) \pm \hat{\sigma}_0(f)\}$ 이내에 있다. 적합성의 전체적인 개선이 이 주파수 범위에서 얻어질지라도, 솔리드-접

촉 모드 of 레일공진(M2)에서의 리셉턴스 값은 솔리드-연결 모델의 것에 비하여 증가되며 측정에서는 더욱 더 증가된다. 레일과 지지체 간의 연결이 보강되도록 레일의 Q 노드의 횡 변위가 침목에 연결되기([그림 2(d)] 참조) 때문에 이 피크가 더 현저해진다. 도상의 감쇠(damping)가 이 진동모드의 진폭을 감쇠시키도록 증가되기는 했지만([표 1] 참조) 솔리드-접촉 모델에서의 동상(同相) 레일공진(M2)의 리셉턴스 값은 솔리드-연결 모델에서보다 여전히 여전히 약간 더 높다.

1,500 Hz보다 높은 주파수의 경우에는 솔리드 레일패드들을 이용하는 두 모델 간의 차이가 더 낮은 주파수에서보다 더 크다([그림 6] 참조). 시뮬레이션은 측정의 뭉툭한 피크와 얇게 움푹함과는 달리 높은 피크와 깊게 움푹함을 나타낸다. 레일과 레일패드 간의 다른 마찰계수들(즉 0.3에서 1.4까지)을 조사할 때 시뮬레이션된 리셉턴스 함수들에서 변화가 거의 관찰되지 않았기 때문에 이 고주파수 현상들은 레일과 레일패드 간의 마찰계수에 관련되지 않으며, 접촉이 특징지어질 때 더욱고 나타난다.

주파수범위 1,500~2,100 Hz에서의 리셉턴스 함수는 제4.1절의 결과에 따른 레일과 침목 간의 상대적인 종 방향 이동에 강하게 관련된다. 만약에 종 방향 속박이 증가되면 2,000 Hz 공진은 더 높은 주파수로 바뀐다. 그 점과 관련하여, 세 모델들 중에서 솔리드-접촉 모델이 가장 제한적이다. 스프링-댐퍼 쌍의 레일패드에서는 레일과 침목 간의 상대적인 종 방향 변위가 속박되지 않는 반면에, 솔리드-연결 레일패드에서는 상당히 제한된다. 솔리드-접촉 모델에서는 클램프의 프리로드가 종 방향 변위를 훨씬 더 제한되게 하며 다음과 같이 설명된다.



[그림 8] 고주파수에서 솔리드-접촉 모델의 응답에서 영률의 영향. (—) 측정된 평균 $\{\hat{H}_0(f)\}$, (■) 평균에 대한 표준편차 $\{\hat{\sigma}_0(f)\}$ 및 솔리드-접촉 모델로 시뮬레이션 : 0.5E(—), E(—) 및 2E(—). 특성은 침목의 제4 횡 모드(M5), 2차 핀-핀 반(反)공진(M6) 및 2000 Hz 공진(M7)이다.

첫째, 가해진 작은 수직 충격력과 큰 토우하중으로 인해 접선력이 레일과 레일패드 간의 마찰한계보다 작으며 그래서 국지적인 미끄럼이 존재하지 않는다고 가정할 수 있다. 이 상황은 솔리드-연결의 경우와 같다. 둘째, 레일에 토우하중이 가해져 레일패드의 응력이 높아져서 레일패드를 더 스티프하게 만든다. 따라서 솔리드-접촉 레일패드는 레일과 침목 간의 상대적인 종 방향 변위에 대해 스프링-댐퍼 쌍과 솔리드-연결 레일패드보다 더 큰 저항을 제공한다.

그러므로 스프링-댐퍼 쌍 모델의 2,000 Hz 공진은 최저주파수에서 재현되고, 솔리드-연결 모델이 뒤따르며, 솔리드-접촉 모델의 것은 최고주파수에서 예상된다. 따라서 솔리드-접촉 모델의 2,002 Hz에서의 피크는 측정된 2,000 Hz 공진에 상응한다. 이 추론을 뒷받침하기 위해 다른 레일패드영률로 시뮬레이션을 수행하였다. [그림 8]에 나타난 것처럼, 2,000 Hz 공진은 보다 큰 영률과 함께 보다 높은 주파수로 바뀌는 추세를 따르며, 그것은 보다 속박된 레일과 침목 간의 상대적인 종 방향 변위를 의미한다.

5 논의

5.1 솔리드 레일패드

솔리드 레일패드들을 정의함으로써 도입된 종과 횡 방향 속박은 300~3,000 Hz의 전체주파수 범위에서 측정들의 보다 면밀한 수치적 재현에 기여한다. 저주파수에서의 적합성의 향상이 고주파수에서의 적합성을 악화시키는 것으로 되기 때문에 스프링-댐퍼 레일패드들로는 그러한 적합성이 달성될 수 없으며, 그 역도 마찬가지이다. 따라서 레일패드의 주파수-종속 강성은 저주파수와 고주파수 양쪽에서 측정들의 재현을 개선함이 필요하였다. 그러나 상기에 나타난 솔리드 레일패드들의 경우에 한 세트의 일정한 파라미터들(E, ν)은 적어도 현재의 패드유형에 대하여 그리고 10%의 공학적으로 만족스러운 오차에 대하여 충분하다.

이것은 연구되고 있는 레일패드 유형의 경우에 솔리드 레일패드 모델이 허용오차에 대해 주파수-무관을 보여주는 것을 의미한다. 주파수-무관은 두 가지 결과를 갖는다. 첫째, 어렵고 시간 소모적이며 비용이 많이 드는 주파수-종속 거동을 결정하기 위한 시험을 피할 수 있다. 둘째, 레일패드는 주파수-종속 거동을 고려하는 복잡한 비선형 재료 대신에 탄성체로서 모델링될 수 있다. 솔리드 레일패드 모델링과 주파수-무관 거동 간의 이 관계가 타 레일패드 유형들에 적용될 수 있는지의 여부는 향후 연구에서 조사되어야 한다.

따라서 궤도역학은 솔리드 레일패드들을 모델링함으로써 측정들에 가깝게 재현된다. 솔리드 레일패드들을 정의함으로써 도입된 횡과 종 방향 속박은 수치적으로 계산된 궤도역학을 변화시키는 보다 스티프한 지지체로 귀착된다. 따라서 차량/차륜-레일/궤도 시스템의 시뮬레이션이 바뀔 수도 있다. 차량/레일 접촉력과 관련된 동적 접촉력

의 변화는 보다 스티프한 지지체에 대한 진폭과 주파수에서 예상된다. 궤도열화와 관련하여 보다 스티프한 레일패드는 짧은 피치의 파상마모와 같은 레일표면손상의 성장을 촉진한다. 따라서 동일한 궤도파라미터들이 사용된 경우에, 솔리드 레일패드들이 보다 스티프한 지지체로 귀착될수록 스프링-댐퍼 쌍의 레일패드들을 이용한 모델에서보다 솔리드 레일패드들을 이용한 모델에서 손상의 보다 빠른 성장이 예측될 것이다. 게다가, 보다 스티프한 지지체에서는 레일이 침목과 하부구조에 강하게 연결되어 있으며 그래서 레일저부가 감쇠율의 감소로 귀착되는 보다 작은 진폭으로 진동하기 때문에 솔리드 레일패드들을 이용하는 모델에서는 레일소음의 증가가 예측될 것이다.

5.2 클램프 및 접촉

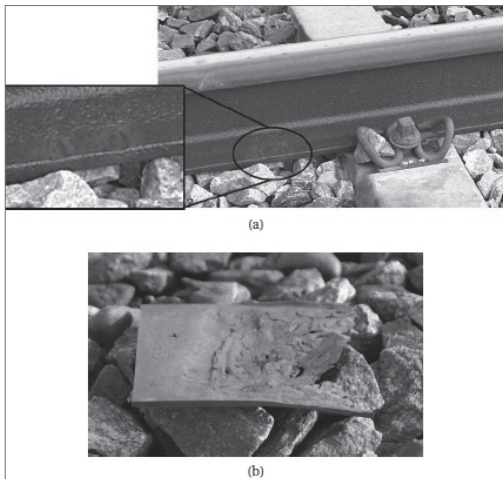
클램프들 및 레일과 레일패드 간의 접촉을 정의함으로써 클램프들이 없는 것보다 측정들과 시뮬레이션들 간의 더 좋은 적합성을 얻을 수 있다. 보다 현실적인 레일체결시스템의 결과로서 개선이 이루어지며, 그것은 상당히 더 복잡한 모델이 개발되었음을 의미한다([그림 2(d)]의 솔리드-접촉 모델 참조). 레일과 레일패드 간의 접촉 및 정의가 필요한 클램프들을 정의함으로써 시간-영역 시뮬레이션들이 요구되었으며(예를 들어, 명확한 FE 적분), 더 긴 계산시간에 이르렀다. 게다가, 측정된 리셉턴스 함수의 뭉툭한 피크와 얇게 움푹함과는 대조적인 큰 피크와 깊게 움푹함은 1,500~3,000 Hz의 주파수범위에서 수치적으로 계산된 리셉턴스 함수에서 발견된다. 레일과 레일패드 간의 접촉을 고려하는 것은 고주파수 현상들을 더욱 상세히 하는 것으로 보인다. 그럼에도 불구하고, 솔리드-접촉 모델은 레일체결장치를 상

세히 조사하기에 적합한 모델이다. 접촉을 모델링함의 불리한 문제는 추가연구에서 조사되어 해결되어야 한다.

5.3 현장관측결과의 검증

해머시험들과 대조한 레일체결장치 모델링의 평가는 레일들과 침목들 간의 상대적인 움직임이 수직 궤도역학에 영향을 미침을 보여줬다. 종과 횡 방향의 움직임은 해머시험 하에서보다 운행하중상태들 하에서 더 크며, 그것은 레일패드, 레일저부 및 클램프 마모의 원인이 될 수도 있다. 클램프들의 토우하중은 클램프들과 레일들의 마모에 기인하여 감소될 수도 있다. 그 결과, 레일패드의 강성이 감소되며, 그 이유는 레일패드의 강성 값이 토우하중에 크게 좌우되기 때문이며, 종과 횡 방향의 속박도 또한 이완되며 그것은 레일의 종과 횡 방향 추가변위를 가능하게 한다.

예를 들어, 클램프로 인해 부식됨에 따른 레일저부마모를 [그림 9(a)]의 클로즈업 사진에 나타낸다. 이 경우에 클램프는 종과 횡 방향 움직임 속박의 기능을 더 이상 수행하지 못하며 지지체의 열화를 가속시킨다. 열화는 [그림 9(b)]에 나타낸 레일패드만큼 심할 수 있으며 1방향교통 본선궤도에서 발견되었다. [그림 8(b)]의 레일패드는 그 길이를 따라 고르지 못한 마모를 보여준다. 재료의 길이방향 흐름을 보여주는 패드의 부분은 가장 손상된 부분과 손상되지 않은 부분 사이에서 관찰된다. 변화가 길이방향에서보다 덜 분명할지라도 레일패드는 또한 그 폭에 따라서도 다른 마모상태를 보여준다.



[그림 9] (a) 마모된 레일저부 (b) 중 방향 재료 흐름과 함께 마모된 레일패드

그러므로 본고에서 소개한 분석과 현장관찰에 따르면, 300과 3,000 Hz 간의 수직 궤도역학을 재현할 때는 세로와 가로크기 및 레일과 침목 간의 상호작용을 고려하여야 한다.

5.4 솔리드 레일패드를 이용한 3D FE모델들의 적용

수치적 시뮬레이션들과 측정들 간의 만족할만한 적합성은 궤도파라미터들을 도출하고 레일패드와 도상파라미터들(즉, 강성과 감쇠)의 열화를 연구할 수 있는 가능성을 제공한다. 조사는 레일을 고정하는 기구로서 레일체결장치 건전상태의 전개를 연구할 수 있도록 클램프 열화의 연구까지 확장시킬 수 있다. 레일체결장치(즉, 레일패드와 클램프들) 열화를 보다 좋게 이해하는 것은 지지체 상태와 밀접하게 관련된다고 보이는 레일손상들의 전개와 성장을 이해하는데 도움이 될 수 있다. 손상들의 일부는 짧은 피치의 파상마모와 스퀴트(squats)다. 도출된 궤도파라미터들 및 레일 열화와 지지체상태 간의 관계를 검토함으로써 이

들 손상의 발생과 성장을 피하거나 지연시킬 수 있도록 조정되거나 새로운 유지관리 수단들을 개발할 수 있다. 그 결과, 유지보수비용을 절감시킬 수 있다.

6 맺음말

본고에서는 모노블록침목 궤도의 수직역학에 대한 레일체결시스템 모델링의 영향에 관한 고찰을 소개하였다. 3D 레일들과 침목들에 대한 유한요소(FE) 모델은 이런 목적으로 델프트 공대에서 네 개의 레일체결장치 모델들로 개발되었다. 가장 단순한 레일체결장치 모델은 일반적으로 사용되는 스프링-댐퍼 접근법에 해당되며, 가장 복잡한 모델은 클램프들 및 레일과 솔리드 레일패드 간의 마찰접촉을 포함한다. 측정된 수직 궤도역학의 일곱 가지 주된 특성들은 일반적인 스프링-댐퍼 모델을 이용하여 수치적으로 27%의 주파수차이로 재현되었다. 적합성의 큰 개선은 가장 복잡한 레일체결시스템으로 얻었으며, 주파수차이는 6%였다. 모델의 단점은 접촉을 포함할 때 고주파수의 재현이 악화된 점이었다. 레일에 연결된 솔리드 레일패드들의 중간모델로 고주파수 교란이 해결되고, 10%보다 적은 적합성이 얻어졌다. 이 차이는 궤도열화를 조사하기 위한 궤도파라미터들을 도출하는 등의 엔지니어링 목적에 허용될 수 있다.

레일체결장치 모델들의 비교는 스프링-댐퍼 쌍 레일패드들과는 다른 솔리드 레일패드들에 대한 3D FE 모델들을 이용해 300~3,000 Hz의 주파수 범위에서 측정들의 상당히 더 면밀한 재현이 얻어짐을 보여주었다. 면에 걸친 다수의 스프링-

댐퍼 쌍들의 레일패드들에 비하여 솔리드 레일패드들로부터 얻은 개선의 핵심적인 면은 다음과 같다.

- (1) 솔리드 레일패드들을 정의함으로써 도입된 종과 횡 방향의 속박. 이것은 결과로서 생기는 레일체결장치의 수직강성에 푸아송비가 영향을 미치는 것을 의미한다. 그러므로 수직 궤도역학을 연구할 때는 레일과 침목 간의 종과 횡 방향의 상호작용을 고려해야 한다.
- (2) 도상의 감쇠. 궤도의 두 레일들 간의 연결과 레일-침목 연결은 약간의 진동모드가 더 우세하게 되도록 솔리드 레일패드들에 의해서 강화된다. 이들의 진동을 약화시키기 위해 도출된 도상 감쇠는 스프링-댐퍼들의 모델들에서

보다 솔리드 레일패드들의 모델들에서 상당히 컸다. 도상의 이 특징은 아마도 궤도의 전체 감쇠 능력을 유지하기 위해 필요하다.

- (3) 레일패드의 주파수-무관 강성. 조사된 레일패드유형에 대한 솔리드-레일패드 모델링은 스프링-댐퍼 쌍들의 주파수-종속 강성을 정의하는 것과 동등하며, 그래서 솔리드-레일패드 모델들은 주파수-무관을 나타낸다. 주파수-무관은 레일패드들의 주파수-종속 거동을 얻기 위한, 어렵고 시간소모적인 고비용의 시험들과 복잡한 비선형 재료모델들을 피할 수 있다는 장점이 있다. 이 동등성이 다른 유형들의 레일패드들에 유효한지의 여부는 향후의 연구에서 검토되어야 한다.

참고문헌

1. Sadeghi, J. (1997). Investigation of characteristics and modelling of railway track system.
2. Grassie, S. L. (2009). Rail corrugation: characteristics, causes, and treatments. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit,
3. Plaut, R. H., Lohse-Busch, H., Eckstein, A., Lambrecht, S., & Dillard, D. A. (2007). Analysis of tapered, adhesively bonded, insulated rail joints. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit,
4. Li, Z., Zhao, X., Esveld, C., Dollevoet, R., & Molodova, M. (2008). An investigation into the causes of squats—Correlation analysis and numerical modeling. Wear,
5. Varandas, J. N., Hölscher, P., & Silva, M. A. (2011). Dynamic behaviour of railway tracks on transitions zones. Computers & structures,
6. Fermér, M., & Nielsen, J. C. (1995). Vertical interaction between train and track with soft and stiff railpads—full-scale experiments and theory. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit,
7. Luo, Y., Liu, Y., & Yin, H. P. (2013). Numerical investigation of nonlinear properties of a rubber absorber in rail fastening systems. International Journal of Mechanical Sciences,
8. Mandal, N. K., Dhanasekar, M., & Sun, Y. Q. (2014). Impact forces at dipped rail joints. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit,
9. Ferrara, R., Leonardi, G., & Jourdan, F. (2013). A contact-area model for rail-pads connections in 2-D simulations: sensitivity analysis of train-induced vibrations. Vehicle System Dynamics,
10. Mandal, N. K. (2014). On the low cycle fatigue failure of insulated rail joints (IRJs). Engineering Failure Analysis,
11. Kaewunruen, S., & Remennikov, A. M. (2008). An alternative rail pad tester for measuring dynamic properties of rail pads under large preloads. Experimental Mechanics,
12. Sadeghi, J. (2010). Field investigation on vibration behavior of railway track systems. International Journal of Civil Engineering,
13. De Man, A. P. (2002). DYNATRACK: A survey of dynamic railway track properties and their quality. TU Delft, Delft University of Technology.
14. 서사범, [2003], 최신 철도선로(Modern Railway Track), 도서출판(주) 열과 알, (ISBN 89-5529-067-5)