

시험과 해석을 통한 굴삭기의 주행 안락성 개선 Improvement of Excavator Ride Comfort through Test and Analysis

장달식 · 조용락

D. S. Jang and Y. L. Cho

1. 서론

승용차에서 시작된 승차감에 대한 고객의 목소리 (VOC)가 산업용 장비에 확장되면서 굴삭기의 경우 조작성과 더불어 주행 안락성 혹은 감각성에 대한 관심이 고조되었다. 국내의 경우에도 과거의 작업 성능, 고장과 같은 1차 적인 사안들이 해소되면서 절대적인 평가가 아닌 상대적 비교 평가에 근거한 고객들의 요구가 장비 메이커들에게 새로운 관심의 대상이 되고 있다. 그러나 이에 대한 적절한 평가 방안이 부재한 현실에서 숙련 작업자의 주관적인 평가에 의존할 수밖에 없어 객관성이 부족하고, 안락성의 기여 인자를 분석하는 것이 난해하였다. 이러한 문제점을 개선하기 위하여 감각성의 평가 방법을 개발하고 이를 근거로 시험과 시뮬레이션을 통해 주요 파라미터를 찾아 개선의 방안을 찾고자 한다.

2. 주행감각성 평가

2.1 ISO 2631-1(evaluation of human exposure to whole-body vibration)의 적용 범위

주기적, 랜덤한 또는 과도(transient)의 진동을 측정하는 방법을 정의하고 이러한 진동의 허용정도를 결정하는 주요 인자를 제시한다. 또한 이러한 진동이 건강(health), 안락성(comfort) 또는 인지(perception), 차멀미(motion sickness)에 미치는 영향에 대한 가이드를 제공한다. ISO2631-1은 인체의 지지면(supporting surface: 서있는 사람의 발, 착석한 사람의 엉덩이, 등, 발 또는 누운 사람의 지지면)을 통해 인체로 진동을 전달하는 운동에 적용된다. 이러한 종류의 진동은 차량, 기계, 건물 또는 작동하는 기계 주위에서 발생할 수 있다.

2.2 진동 평가 방법

ISO 2631-1의 진동 평가 방법은 기본적으로 가중치가 부여된 가속도의 RMS(root mean square)값을

구하는 것이다. 그림 1에 평가 절차를 나타내었다. ISO에 명시된 측정방법에 따라 진동을 측정하여 가속도 시간 이력을 얻게 되면 측정된 위치와 고려하고자 하는 진동의 영향(health 또는 comfort 등)에 따라 명시된 주파수 가중치를 적용한다.

주파수 가중치 중 하나를 그림 2에 표시하였다.

각 주파수에 따라 측정데이터에 가중치를 부여하여 계산된 데이터의 RMS 값을 다음과 같이 구한다.

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int a_w^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

여기서, $a_w(t)$ 는 가중치가 부여된 가속도 시간 이력이고 T 는 측정구간이다.

만약 어떤 한 지점에서 3축의 가속도를 측정하였다면 전체 진동값은 다음과 같이 계산된다.

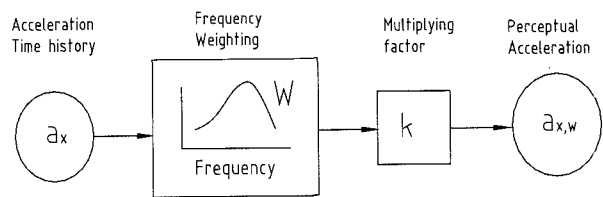


그림 1 ISO 2631-1의 진동 평가 절차

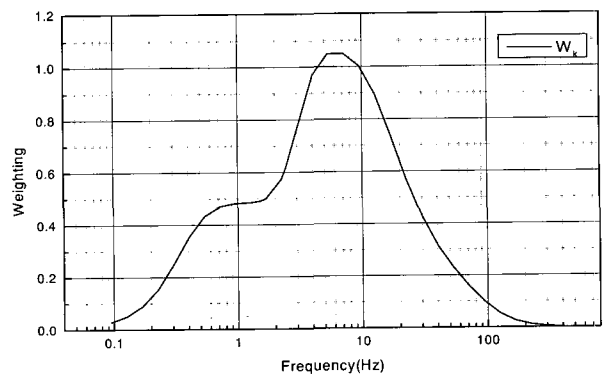


그림 2 주파수 가중치 곡선

$$a_v = (k_x^2 a_{wx}^2 + k_y^2 a_{wy}^2 + k_z^2 a_{wz}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

여기서, k_x, k_y, k_z 는 계수, a_v 는 전체 진동 값이고 a_w 를 체감 진동량이라 표현할 수 있다.

RMS 값은 평균적인 개념이므로 간헐적인 충격을 포함하는 경우에는 실제 진동의 효과를 작게 평가할 가능성이 크다. 파고율(Crest factor, $\max[a_w(t)]/a_w$)이 9보다 작은 경우에는 RMS 값 대신에 MTVV(maximum transient vibration value)를 사용하며 다음과 같이 계산된다.

$$a_w(t_0) = \frac{1}{\tau} \int_{t_0-\tau}^{t_0} [a_w(t)]^2 dt^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

$$MTVV = \max[a_w(t_0)] \quad (4)$$

여기서, τ 는 구간 적분시간으로 전체 적분 시간에 비해 충분히 작은 시간으로 설정한다.

2.3 ISO 2631-1의 적용

측정한 주행방향 가속도에 ISO 2631-1을 적용하였으며, 평가는 출발시와 정지시의 가속도만을 고려하였다.

2.3.1 주파수 가중(frequency weighting)의 선정

앞에서 기술한 바와 같이 측정 위치가 규격과 상이하므로 주파수 가중치를 선택해야 한다.

규격에 따르면 착석한 운전자의 경우 편안함의 측면에서 다음과 같은 진동을 고려하도록 하고 있다.

- ① 의자면에서의 진동 : $W_b, k=1$
- ② 등받침에서의 진동 : $W_c, k=0.8$
- ③ 발에서의 진동 : $W_k, k=0.25$

측정한 가속도가 위의 각 부분에서의 진동과 같다고 가정하고 각 주파수 가중치를 이용하여 계산하였고 그 결과를 그림 3에 도시하였다. 그림 3에서 10Hz의 의미는 측정 데이터를 10Hz 저주파 필터링을 했다는 의미이다. 그리고 x축은 파일럿 압의 증가율을 의미하는 것으로 레버작동속도에 관계된다.

그림 3을 보면 W_k 의 경우가 파일럿 압 증가율이 커질수록 가속도가 커지는 경향이 두드러진다. 이것은 시험시 느껴졌던 진동에 의한 불편함과 일치하는 것이다.

또한 실제로 측정된 위치가 발의 위치와 가까운

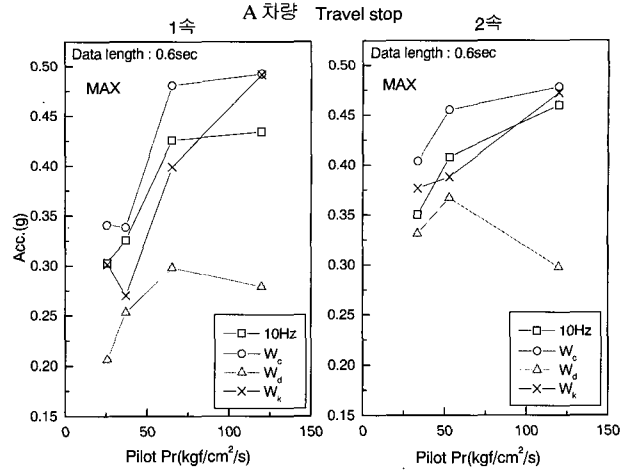


그림 3 주파수 가중치에 따른 가속도

것도 W_k 를 선택할 수 있도록 한다. 따라서 앞으로의 모든 결과는 W_k 에 의해 가중된 결과이다.

2.4 체감진동량 평가 결과

2.4.1 출발시의 체감진동량

계산된 체감진동량은 분석구간에서의 최대값과 RMS 값을 동시에 도시하였다. 최대값은 적분시간 τ 를 샘플링 시간으로 하여 MTVV를 구했을 경우와 같다.

그림 4에 A차량의 출발시 체감진동량을 도시하였다. 그림을 보면 Max. 와 RMS 체감진동량 모두 파일럿 압 증가 속도에 비례하여 증가되는 경향을 뚜렷이 나타낸다. 반면에 10Hz의 경우는 대체로 증가되는 경향을 보이거나 1속의 10Hz Max.값은 오히려 작아지는 것을 볼 수 있다.

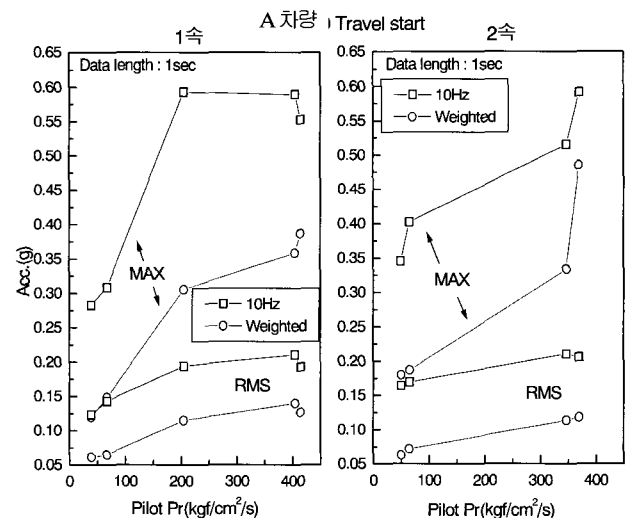


그림 4 A차량 출발시 체감 진동량

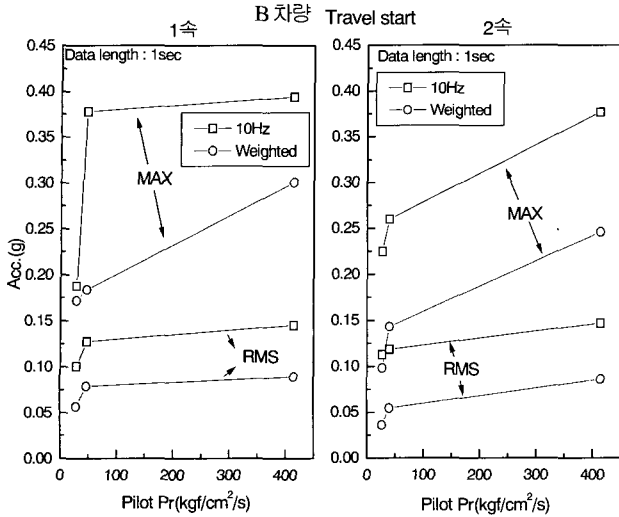


그림 5 B차량 출발시 체감 진동량

그림 5에는 B차량의 출발시 체감 진동량을 도시하였고, A차량의 경우와 유사한 결과를 보이고 있다.

2.4.2 정지시 체감진동량

그림 6에 A차량 정지시 체감 진동량을 도시하였다. 파일럿 압 증가율이 커짐에 따라 충격이 커지는 경향이 체감 진동량은 잘 나타내나 필터링만 한 데이터의 경우 약하거나 RMS 값은 감소되는 경향도 있다. 따라서 단순히 저주파 필터링만은 정확한 평가가 어려움을 알 수 있다. RMS 체감 진동량의 경우, 증가하는 경향은 있으나 기울기가 작으며 따라서 과소평가될 가능성이 있다. 따라서 굴삭기 출발/정지시 체감 진동량은 최대값을 사용하는 것이 바람직해 보인다.

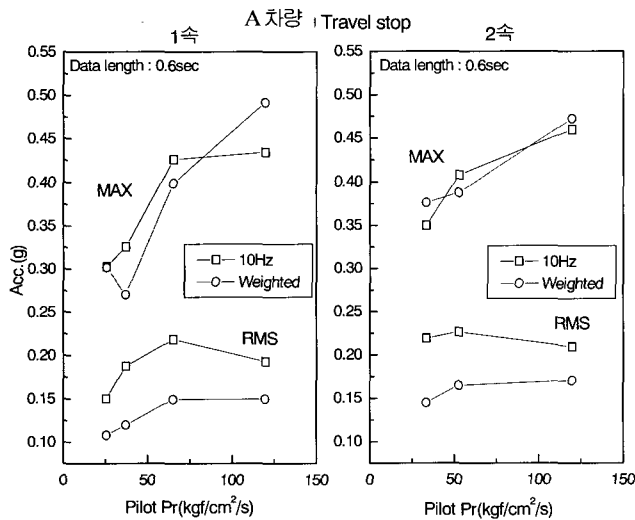


그림 6 A차량 정지시 체감 진동량

2.5 A차량 체감 진동량과 B차량 체감 진동량의 비교

A차량과 B차량 중량이 다르기 때문에 직접적인 비교는 곤란하지만 운전자의 감각이 동일하므로 상호 비교를 위해 그림 7에 출발시의 체감 진동량을 비교하였다. 1속에서 파일럿 압 증가율이 작은 부분(100이하)를 제외하고 전반적으로 A차량의 체감 진동량이 B차량에 비해 큰 것을 알 수 있다. B차량의 성능으로부터 0.3g를 최대 허용값으로 결정한다면 A차량의 경우는 개선을 요한다.

그림 8에 정지시 체감 진동량을 비교하였다. 마찬가지로 0.3g를 한계로 보면 A차량의 정지시 체감 진동량은 대부분 초과하며 B차량의 경우는 2속 급 정지시에만 초과한다.

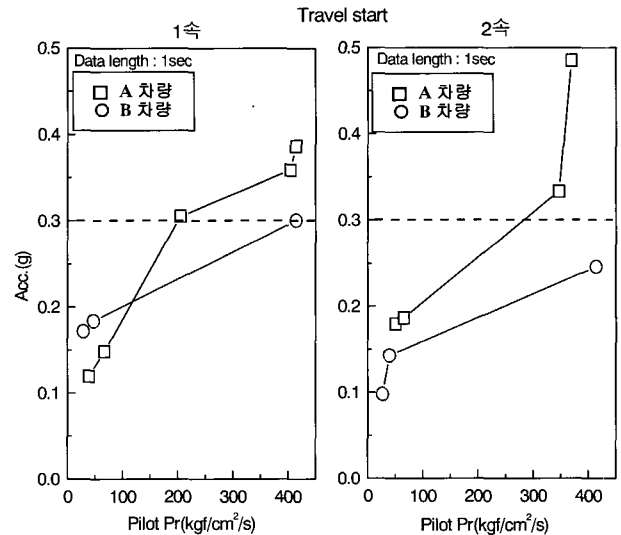


그림 7 출발시 체감 진동량

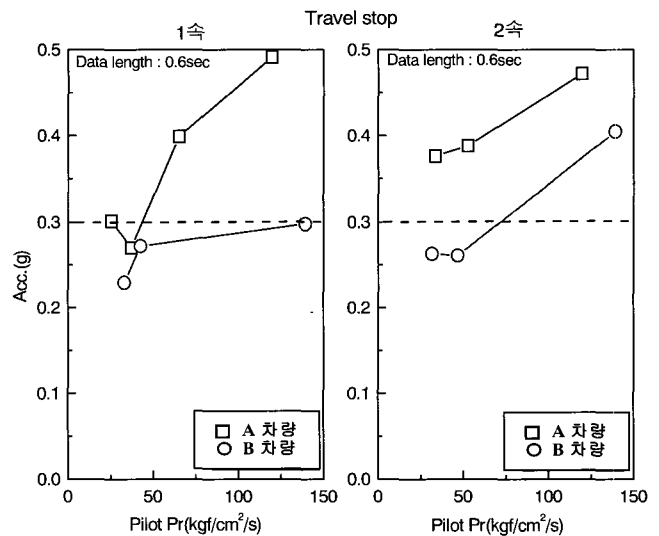


그림 8 정지시 체감 진동량

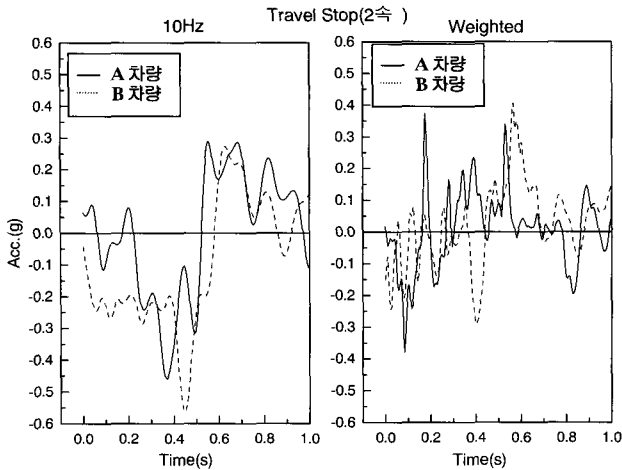


그림 9 감속시의 가속도 시간 이력

그림 9에 감속시 가속도 시간 이력을 도시하였다. 왼쪽편의 그림은 10Hz 저주파 필터링을 한 경우이며 오른쪽은 가중치가 부여된 경우이다. 그림을 보면 10Hz 저주파 필터링을 한 경우 B차량의 최대값(0.5s 부근)이 더 큰 것을 알 수 있다.

그러나 가중치가 부여된 경우를 보면 A차량의 가속도 값이 더 크게 역전된다. 이결과로부터 측정된 가속도의 크기뿐만 아니라 가속도의 변화 양상도 실제로 느끼는 불편함에 영향을 주는 중요한 요소이며 단순한 필터링으로 이와 같은 것을 고려할 수 없음을 알 수 있다.

2.6 주행 감각성 평가지수의 개발

주행 감각성 평가지수라 함은, 차량 주행시 측정된 거동의 정량화 값을 이용하여 평가자의 주관 평가 결과를 대체할 수 있도록 개발된 수치를 의미한다. 주행 감각성 평가지수 도출의 핵심은 결국 주관적인 평가결과와 차량거동 측정결과를 어떻게 관련짓느냐에 있다.

2.6.1 주관 평가치와 평가지수 인자의 관계

주행 감각성 평가지수를 DFI(Drive Feel Index)라 명명하고 체감 진동량을 인자로 하면 다음과 같이 함수 꼴로 나타낼 수 있다.

$$DFI = F(a_{v1}, a_{v2}, \dots) \quad (5)$$

여기서, a_{v1}, a_{v2} 는 체감 진동량이다.

2.6.2 심리물리학적 법칙

인체의 심리물리학적 반응의 크기(Ψ)와 자극의 크기(ϕ)의 상관관계는 다음의 Steven의 심리물리학적 법칙으로 정의된다.

$$\Psi = k \cdot \phi^n \quad (6)$$

여기서, k 와 n 은 각각 시험결과를 커브 피팅함으로써 얻어지는 상수들이다.

차량의 승차감(ride comfort)을 평가할 때 흔히 사용되는 10 스케일의 경우는 인체의 심리물리학적 반응의 크기에 이미 로그가 취해진 값이다. 식 (6)의 양변에 로그를 취하여 얻어진 식 (7)의 좌변 값인 $Log(\Psi)$ 가 주관적인 주행 감각성 평가수치와 대응되는 항이며, 이 식이 유명한 Fencher의 법칙을 나타내는 식이다.

$$DFI = Log(\Psi) = Log(k) + n \cdot Log(\phi) \quad (7)$$

자극이 여러 개인 경우에 식 (7)은 다음과 같이 확장된다.

$$DFI = a + b \cdot \phi_1 + c \cdot \phi_2 + \dots \quad (8)$$

여기서, $\phi = Log(\phi)$ 이고, a, b, c 는 주관평가 결과와 자극의 크기(측정 물리량)를 커브 피팅함으로써 결정할 수 있다.

2.6.3 주행 감각성 평가 지수의 계산

본 연구에서 감각성 인자로는 하나의 체감 진동량 뿐이다. 따라서 다음과 같이 주행 감각성 평가지수(DFI)를 정의할 수 있다.

$$DFI = a + b \cdot Log(a_v) \quad (9)$$

주관 평가를 수행하지 않았으므로 상수 a, b 를 구할 수 없지만 $a=0, b=-10$ 으로 가정해 보았다. 그리고 체감 진동량의 단위는 g 이다.

그림 10에 A차량과 B차량의 출발시 주행 감각성 평가지수(DFI)를 나타내었고, 그림 11에 정지시 주행 감각성 평가지수(DFI)를 나타내었다. 만약 5점(대략 체감 진동량 0.3g) 이상을 합격이라 한다면, 그래프를 통해 A차량과 B차량의 감각성 차이 및 당사 차량의 감각성 개선 목표 등을 이해할 수 있다.

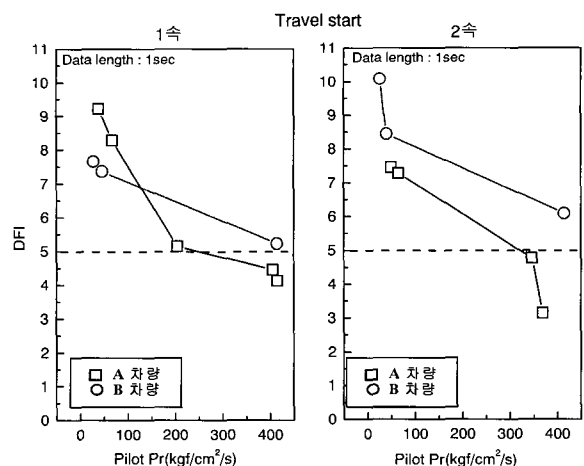


그림 10 출발시 주행 감각성 평가지수(DFI)

3. A차량 주행시스템 모델링

AMESim이란 시스템 해석 프로그램을 사용하여 모델링을 하였다. 그림 12에 AMESim 전체 모델을 나타내었다. A차량 주행시스템의 유압회로도 와 유사하게 꾸며지므로 쉽게 이해될 수 있다. 기본적으로 주행시스템은 피스톤 펌프, 메인 콘트롤 밸브의 주행 스푼부, 유압모터, 회전부하로 구성되며 이와 유사하게 전체모델을 나누어 설명하고자 한다.

3.1 피스톤 펌프 및 메인 콘트롤 밸브 주행 스푼부

그림 12에 AMESim 모델을 나타내었다. 먼저, 피스톤 펌프를 보면 피스톤 펌프는 주행스푼의 중립 위치 바이패스(center by-pass)를 통하여 흘러나가는 유량에 의해 형성되는 부 제어(negative control) 압력과 펌프의 토출압에 의해 사판각이 결정되어 토출 유량이 결정된다.

따라서 부 제어압력 대 유량의 함수와 토출압 대 유량의 함수를 펌프의 성능곡선으로부터 구하여 모델에 적용하였다. 그림에서 'time delay'는 사판각의 거동에 있어서의 시간 지연을 고려하고자 삽입하였다.

메인 콘트롤 밸브의 주행 스푼부를 보면, 외부의 조이스틱 밸브로부터 입력되는 파일럿 압에 의해 움직이게 된다. 파일럿 압의 생성하는 조이스틱 밸브 등은 생략하였으며 직접 시험값을 입력시키도록 하였다. 그리고 각 스푼의 요소에 Pump to Tank(PT) 면적선도, Pump to Cylinder(PC) 면적선도, Cylinder to Tank(CT) 면적선도를 입력하도록 되어있다.

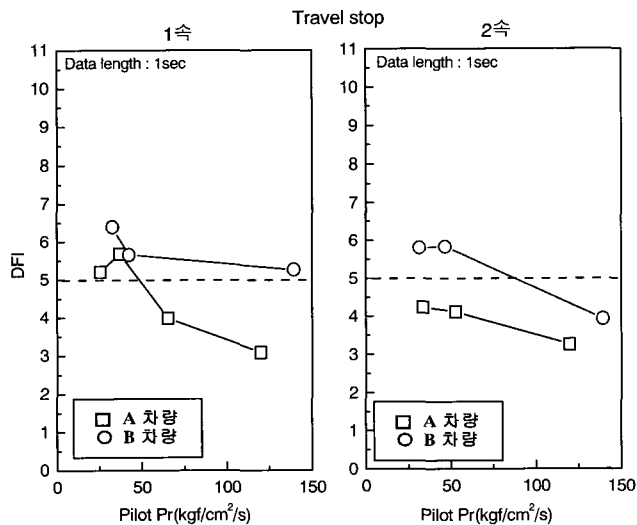


그림 11 정지시 주행 감각성 평가지수(DFI)

3.2 카운터 밸런스 밸브부

그림 13에 주행모터의 카운터 밸런스 밸브(CBV)부의 AMESim 모델을 나타내었다.

펌프로부터 들어온 유량은 체크 밸브를 열고 주행모터로 들어가고 일부는 CBV 오리피스스를 거쳐 스푼의 왼쪽 끝단으로 흘러 들어가 스푼을 오른쪽으로 이동시킨다. 오른쪽으로 이동되면 모터 출구에서 탱크로 연결되는 유로가 열려서 모터가 회전할 수 있다.

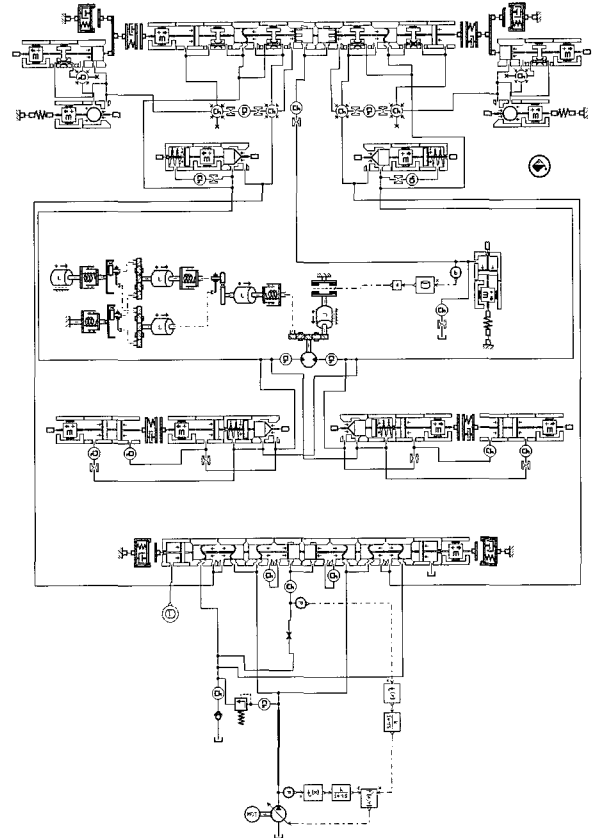


그림 12 A차량 주행시스템 AMESim 모델

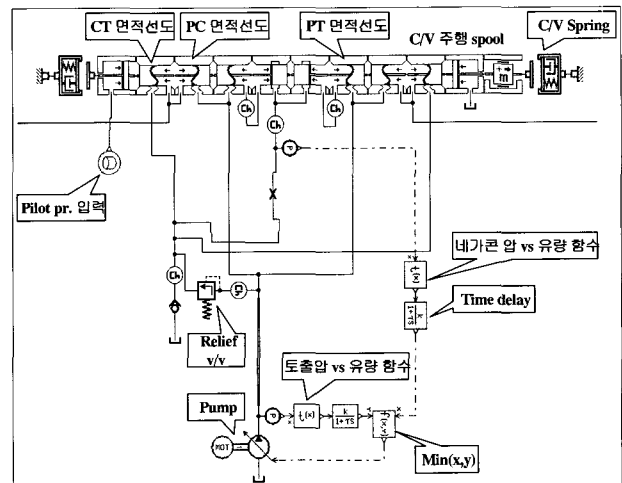


그림 13 피스톤 펌프 및 메인 콘트롤 밸브 주행 스푼부

게 된다. 또한 브레이크 해제 유로도 개방되어 브레이크가 해제 된다. 스톱 요소에는 면적선도를 입력하도록 되어 있고 스톱 간극에 의한 누유도 고려하였다. 스톱의 거동에 영향을 주는 것으로 스프링과 댐핑 체크 어셈블리(damping check ass'y)가 연결되어 있다. 댐핑 체크 어셈블리는 간극으로 스톱이 이동될 때 감쇠를 주며 스톱이 복귀할 때는 내부의 볼 체크가 열려 감쇠 없이 복귀된다.

3.3 주행모터, 감속기 부 및 브레이크 부

그림 14에 주행모터와 감속기 부 및 브레이크 부를 나타내었다. 주행모터의 입구와 출구부에 각각 릴리프 밸브가 장착되어 있다. 릴리프 밸브의 동적 거동이 중요하므로 상세 모델링을 하였다.

주행모터에는 감속기가 장착되는데 그림과 같이 유성 기어 장치(planet, ring, sun gear) 요소를 사용하였고 각각 질량을 가지며 스프링/댐퍼로 연결시켰다. 감속기에 장착되는 차량 회전부하에는 굴삭기의 관성 모멘트와 점성 마찰을 입력하게 된다.

브레이크 부는 전술한 카운터 밸런스 밸브의 브레이크 해제 유로가 열리면 브레이크 실린더에 압이 걸려 브레이크가 해제되고 브레이크 실린더에 형성되는 압력 대 마찰 토크 곡선을 입력시키게 된다.

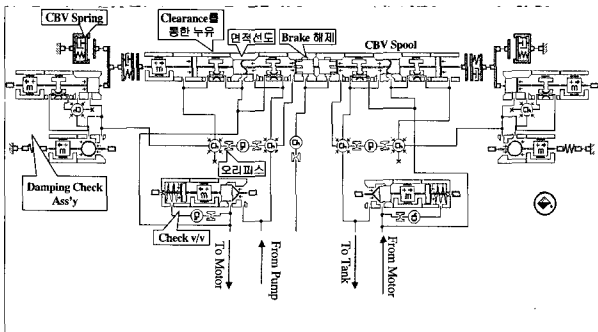


그림 14 카운터 밸런스 밸브 부

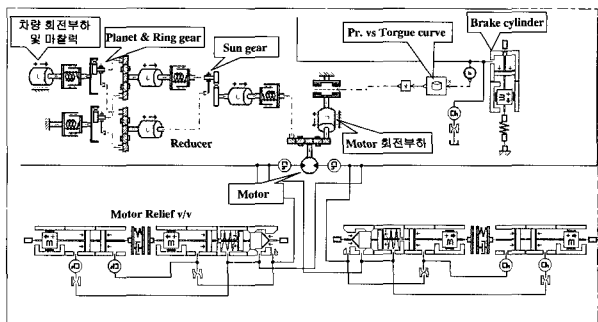


그림 15 주행 모터 회전 부, 릴리프 밸브, 감속기 부 및 브레이크 부

4. 모델의 검증

모델을 검증하기 위해 주행시험데이터와 시뮬레이션 결과를 비교하였다. 1속 1초 지연조작, 1속 급 조작 등 2가지 경우를 비교하였고 부 제어 압력, 모터 입/출구 압력, 굴삭기 주행속도, 캐빈 가속도를 비교하여 그림 16, 17에 나타내었다.

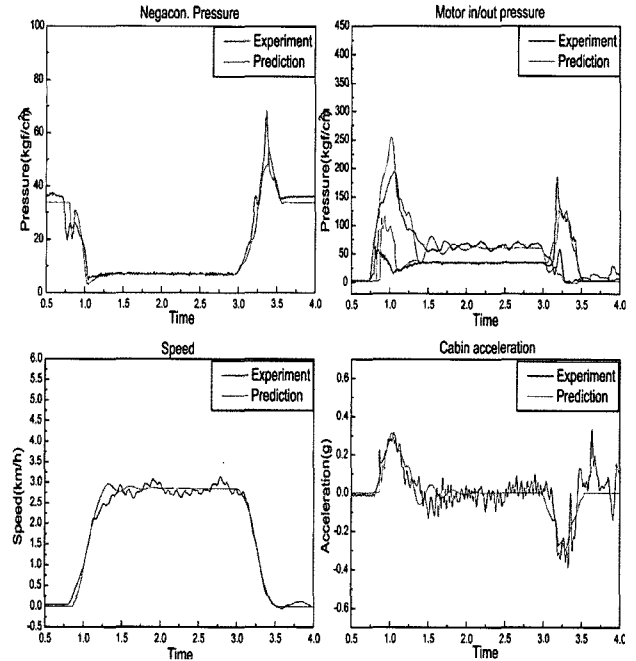


그림 16 1속, 1초 지연조작

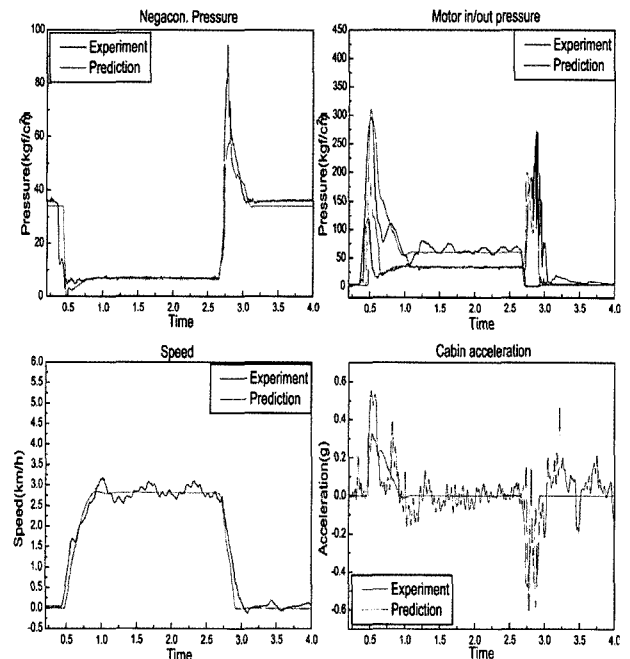


그림 17 1속, 급조작

5. 설계인자 별 기여도

5.1 설계인자의 선정

주행 감각성 개선을 위한 좀 더 효율적인 튜닝프로세스를 정립하기 위해서는 주행 감각성에 큰 영향을 미칠 수 있는 설계인자 선정이 선행되어야 한다. 주행시스템 중 주행모터의 카운터 밸런스 밸브와 컨트롤 밸브 스프링에 집중하여 10개의 설계인자를 선정하였다. 10개의 설계인자 별로 일정 범위로 변화시켜가며 시뮬레이션을 수행하여 체감 진동량을 계산함으로써 그 기여도를 파악할 수 있다.

각 면적선도의 변경된 형태를 그림 18에 나타내었는데, 면적선도는 스프링의 노치에 의해 형성되는, 오리피스 효과가 있는 개구면적을 일정 비율로 감소 또는 증가시킨 것이다.

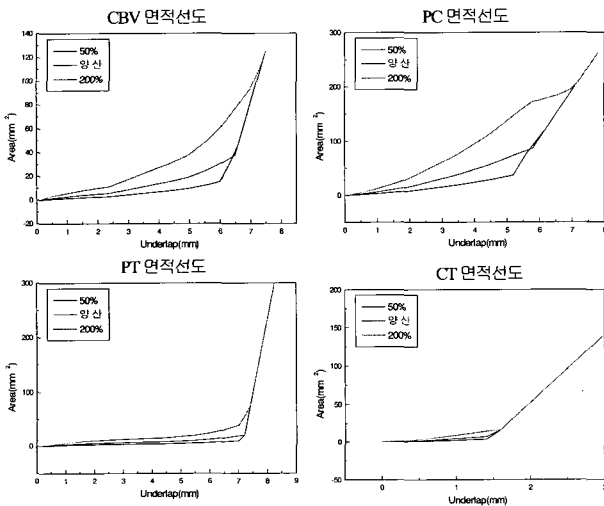


그림 18 면적선도의 변경

5.2 설계인자 별 체감 진동량 감소량

시뮬레이션 결과 중 가속도 값을 사용하여 출발 및 정지 시 체감 진동량이 현재 양산 사양에 비해 얼마나 감소되었는지를 계산하였다. 파일럿압 증가율, 컨트롤 밸브 스프링 상수 그리고 카운터 밸런스 밸브(CBV) 면적선도의 감소량은 큰 반면에 나머지는 영향이 미약하므로 정지 시 체감 진동량은 출발에 비해 설계 인자에 의한 감소량이 큰 것을 알 수 있다. 감소량의 변화는 카운터 밸런스 밸브(CBV) 오리피스, 파일럿압 증가율, 카운터 밸런스 밸브 면적선도, 컨트롤 밸브 스프링 상수 순으로 감소량이 컸다.

설계인자 감소량 비교를 통해 설계인자의 기여도 순위를 정할 수 있고 주요 설계인자를 선정할 수 있다.

5.3 주요 설계인자의 복합적 기여도

각 설계인자의 독립적 기여도 분석을 통해 기여도가 큰 주요 설계인자 4개를 결정하였다. 표 1에 나타난 주요 설계인자를 동시에 변경하였을 경우, 상호작용을 통해 감각성에 영향을 줄 것이므로 복합적인 기여도를 예측해 볼 필요가 있다. 표 2를 보면 4개의 설계인자를 동시에 고려하였을 때, 각 설계인자의 독립적인 기여도와는 감소량이나 그 경향에서 차이가 있음을 알 수 있다.

개선정도를 알아보기 전에 A차량과 B차량의 감각성을 정리하면, A차량은 최대 허용 진동량 0.3g를 기준으로 출발 시 0.1g 초과하며 정지 시에는 0.17g 초과한다. 반면에 B차량은 출발 시는 초과하지 않으며 정지 시는 0.1g 초과한다. 전체적으로 보면 정지 시 목표치를 만족시키는 경우는 많으나 출발 시 감각성에 의해 제한된다.

예를 들면 현재 상태에서 카운터 밸런스 밸브(CBV) 면적선도를 50%로 하면 B차량 수준의 정지 감각성을 얻을 수 있다. 현재 제어할 수 있는 설계인자가 아닌 파일럿 압력 증가율을 제외하고 감소량이 가장 큰 경우는 카운터 밸런스 밸브(CBV) 오리피스를 0.6, 카운터 밸런스 밸브(CBV) 면적선도를 50%, 컨트롤 밸브 스프링 상수를 150%로 한 것으로 출발 시는 0.03g 감소되며 정지 시는 0.182g 감소된다. 이 경우 정지 시는 목표치를 만족하나 출발시의 개선량은 미흡하므로 파일럿 압력 증가율의 제어도 필요함

표 1 설계인자 별 기여도 순위

순위	출 발		정 지	
	설계인자	감소량(g)	설계인자	감소량(g)
1	파일럿압 증가율	0.119	카운터 밸런스 밸브 오리피스	0.229
2	카운터 밸런스 밸브 면적선도	0.025	파일럿압 증가율	0.084
3	컨트롤밸브 스프링 상수	0.025	카운터 밸런스 밸브 면적선도	0.081
4			컨트롤밸브 스프링 상수	0.069

표 2 설계인자의 복합적 기여도

파일럿 압 증가율	카운터 밸런스 밸브 오리피스	카운터 밸런스 밸브 면적선도	컨트롤 밸브 스프링 상수	감소량(g)		비 고
				출발	정지	
급조작	φ0.8	100%	150%	0.0248	0.0678	
급조작	φ0.8	50%	100%	0.025	0.0807	정지시 B차량 수준
급조작	φ0.8	50%	150%	0.0698	0.0259	
급조작	φ0.6	100%	100%	0.0058	0.2294	
급조작	φ0.6	100%	150%	0.0207	0.2117	
급조작	φ0.6	50%	100%	0.0123	0.1277	
급조작	φ0.6	50%	150%	0.03	0.182	정지시 목표치 만족
1초 지연	φ0.8	100%	100%	0.1191	0.0842	
1초 지연	φ0.8	100%	150%	0.0647	0.1991	정지시 목표치 만족
1초 지연	φ0.8	50%	100%	0.1217	0.045	
1초 지연	φ0.8	50%	150%	0.0573	0.05	
1초 지연	φ0.6	100%	100%	0.1019	0.1622	출발/정지시 목표치 만족
1초 지연	φ0.6	100%	150%	0.0749	0.2881	정지시 목표치 만족
1초 지연	φ0.6	50%	100%	0.1056	0.1359	
1초 지연	φ0.6	50%	150%	0.0975	0.1314	

을 확인할 수 있다. 출발, 정지 모두 목표치를 만족하게 되는 최적의 경우는 파일럿 압력 증가율 1초 지연, 카운터 밸런스 밸브(CBV) 오리피스를 φ0.6으로 설정한 경우이다.

9. 결 론

- 1) ISO 2631-1에 따라 굴삭기의 주행안락성 평가방법을 개발하였다.
- 2) 두 차량의 출발·정지 성능 평가로부터 목표를 설정하였다.
- 3) A차량의 시뮬레이션을 통해 주요 설계인자를 선정하고 개별 기여도와 인자들간의 교호작용을 분석하였다.

참 고 문 헌

- 1) 장한기의 3명, “지게차 출발감각 평가지수 개발”, 대한기계학회, Vol. 26, No. 1, pp. 74~82, 2002.
- 2) ISO 2631-1, “Mechanical vibration-Laboratory method for evaluating vehicle seat vibration-”, First edition 1992.
- 3) 기초 유압 공학, Murrenhoff 저, 박형호 역, 기전 연구사, 1999.
- 4) AMESim Manual.

[저자 소개]

장달식(책임저자)

E-Mail : kairojiang@hanmail.net

Tel : 032-760-1981

서울대학교 기계설계학과 학사, 석사 졸업, 독일 아흐헨(Aachen)대 박사(Dr.-Ing.)졸업, 대우 종합기계(주) 중앙연구소 수석 연구원, 유공압시스템학회 이사, ISO 전문위원(유공압 부품 및 시스템), 공학박사, 시인



[저자 소개]

조용락

E-Mail : ylbases47@dhild.co.kr

Tel : 032-760-1476

한양대학교 기계공학과 학사, 석사 졸업, 대우 종합기계(주) 중앙연구소 주임 연구원

