

엔진 마운트 브래킷의 동적 성능 향상을 위한 분석

Team 후덜덜

2021047292 최현석

2021030719 황태영



팀원 소개



Choi Hyunseok

**MATLAB
simulink**



Hwang Taeyoung

COMSOL

목차

Step 01

연구 개요

Step 02

EMB 모델의
고유 주파수

Step 03

도로 주행
시뮬레이션

Step 04

결론

1. 연구 개요

- 주제 설정 과정
- 참고 모델



“자동차 내부의 진동, 어디에서 오는가”

경험

어린 시절 대중교통이나 승용차에 탑승하였을 때, 차 내부에서 멀미를 겪는 경험을 해보았을 것이다.

분석

차 내부의 2가지 진동 중 탑승자에게 불쾌감을 주는 진동은 **고주파의 엔진 진동**에서 기인하는 것을 파악하였다.

설정

따라서, 해당 진동을 감쇠시키는 엔진 마운트 브라켓 모델에 대한 분석을 통해, 설계의 요점을 탐구하기로 결정하였다.

참고한 모델

현대 소나타용 전문 엔진 마운트 브래킷
ASSY-ENGINE MTG 21810-1R010

해당 모델의 구조를 참고하여 COMSOL
형상 제작 및 분석 활용



2. EMB 모델의 교유 주파수

- 브라켓 모델의 물성치 및 구조
- 브라켓 모델 분석 및 유효성 검증
- 마운트 모델의 물성치 및 구조
- 마운트 모델 분석 및 유효성 검증



EMB 모델의 고유 주파수

브래킷 모델의 물성치

SAPH440(자동차 구조용 열간 압연 강판)의 물성치를
참고하여 FEA에 활용

>> $E = 210\text{GPa}$, $\nu=0.3$, $\rho=7850\text{kg/m}^3$

4기통 엔진 차량(소나타 8세대)의 Quarter car model의
2000rpm으로 주행하는 상황을 분석

>> $\omega = 2*\pi*2*\text{RPM}/60 = 418.9\text{rad/s}$

>> $F_{\text{total}} = m*A*\omega^2 = 4036\text{N}$

>> $F_{\text{quarter}} = F_{\text{total}} / 4 = 1009\text{N} \approx 1000\text{N}$



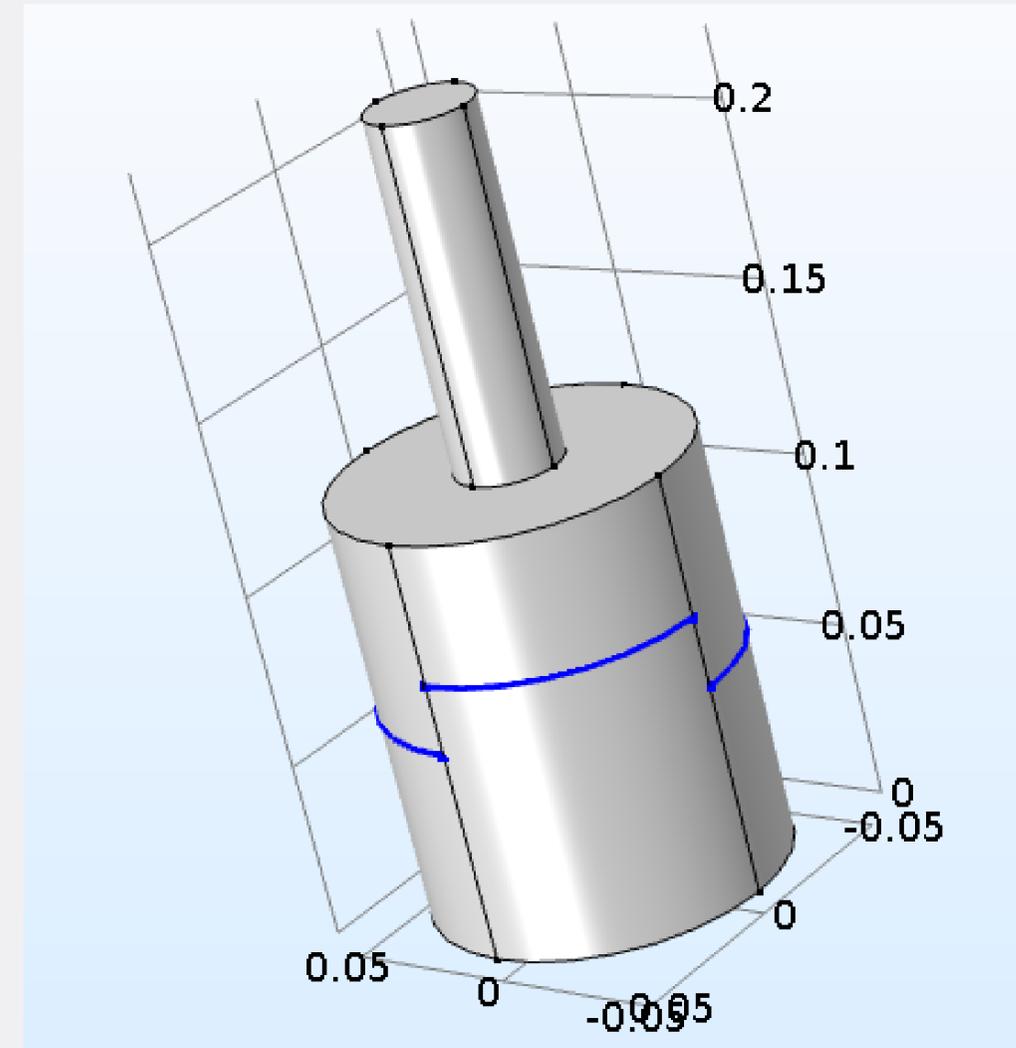
EMB 모델의 고유 주파수

브라켓 모델의 구조



엔진을 지지하는 부위에서 힘이 작용하는 것으로 분석, 해당 위치에 부여

브라켓 모델의 구조



원본에서 차체에 고정하는 연결 부위를 line constraint로 고정하여 구현

EMB 모델의 고유 주파수

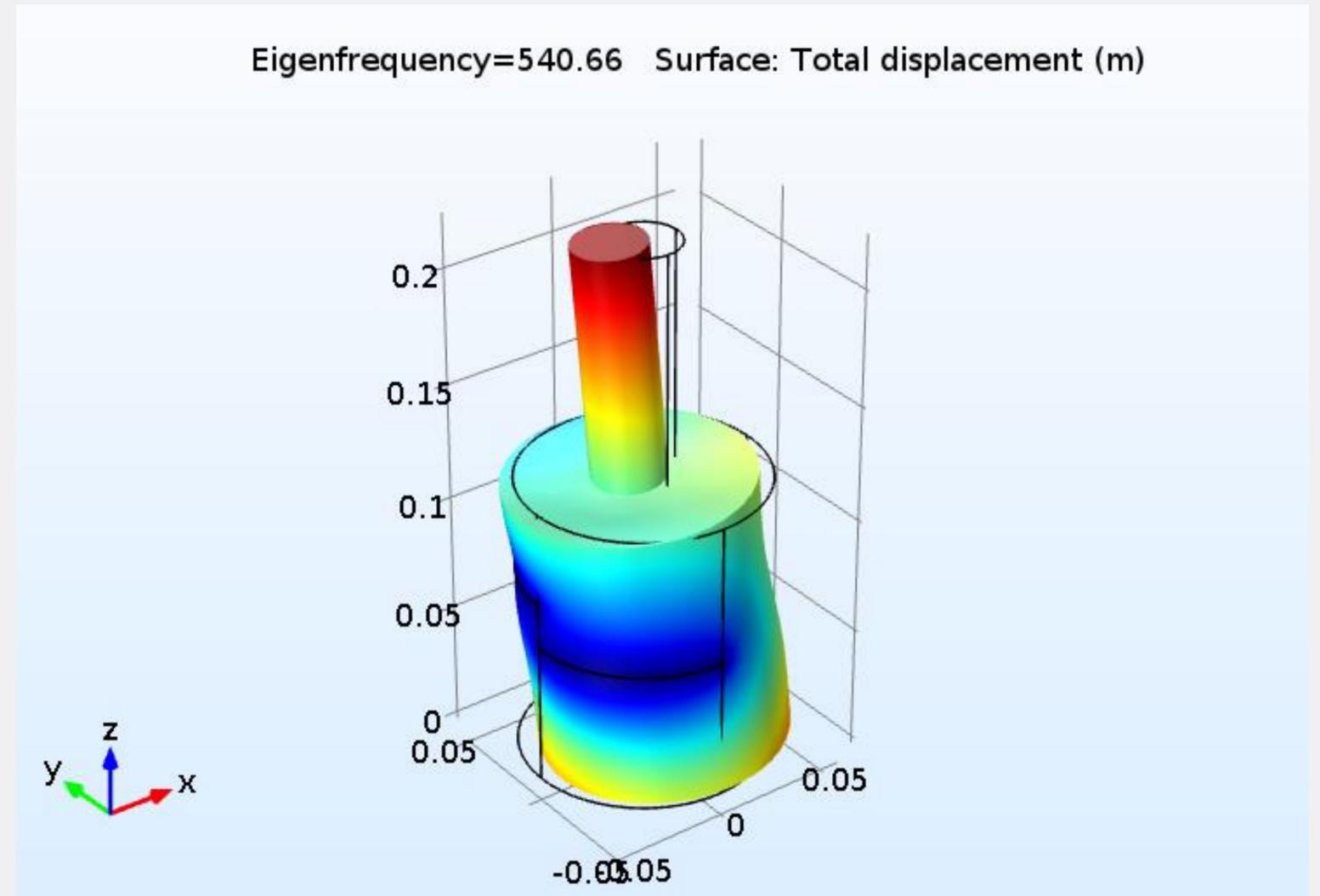
유효성 검증 : 고유 주파수 540.66

브래킷 자체에 탄성 변형이 가해지면
마운트가 제대로 작동하지 못하기 때문에
브래킷은 '마운트(고무)를 지지하는 강체'
역할을 해야 함

>> 따라서 엔진 최대 주파수(약 200Hz)의
영역에서 공진이 일어나면 안된다.

>> 불확실성을 고려, 약 2.5~3배의 마진을
두고 설계에 착수

>> 해당 분석은 500Hz ~ 600Hz의
범위에 부합



EMB 모델의 고유 주파수

마운트 모델의 물성치

자동차의 특성을 고려하여 실리카 복합 고무의 물성치를
참고하여 Spring model로 구성

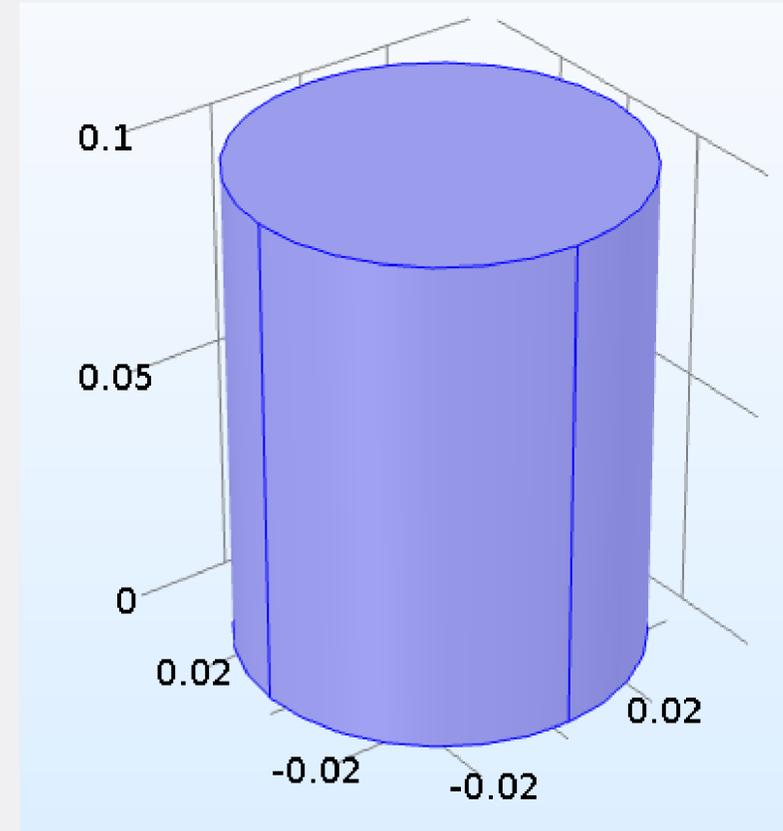
>> $K_1 = 170100$ 1차 강성계수, $K_2 = 370000$ 2차
강성계수

>> 여기서 자동차의 주행에서 작동하는 1차 강성계수
 K_1 을 모델에 사용
(++고주파 영역이므로 동적 강성 계수 *1.4를 추가로
적용)

>> $C = \zeta * 2 * \sqrt{K * m_E} = 1515.4$



마운트 모델의 구조



전체 모델을 원기둥 형태의 spring-damper으로 근사하여 제작

EMB 모델의 고유 주파수

유효성 검증 : 고유 주파수 $7.5778+1.1476i$

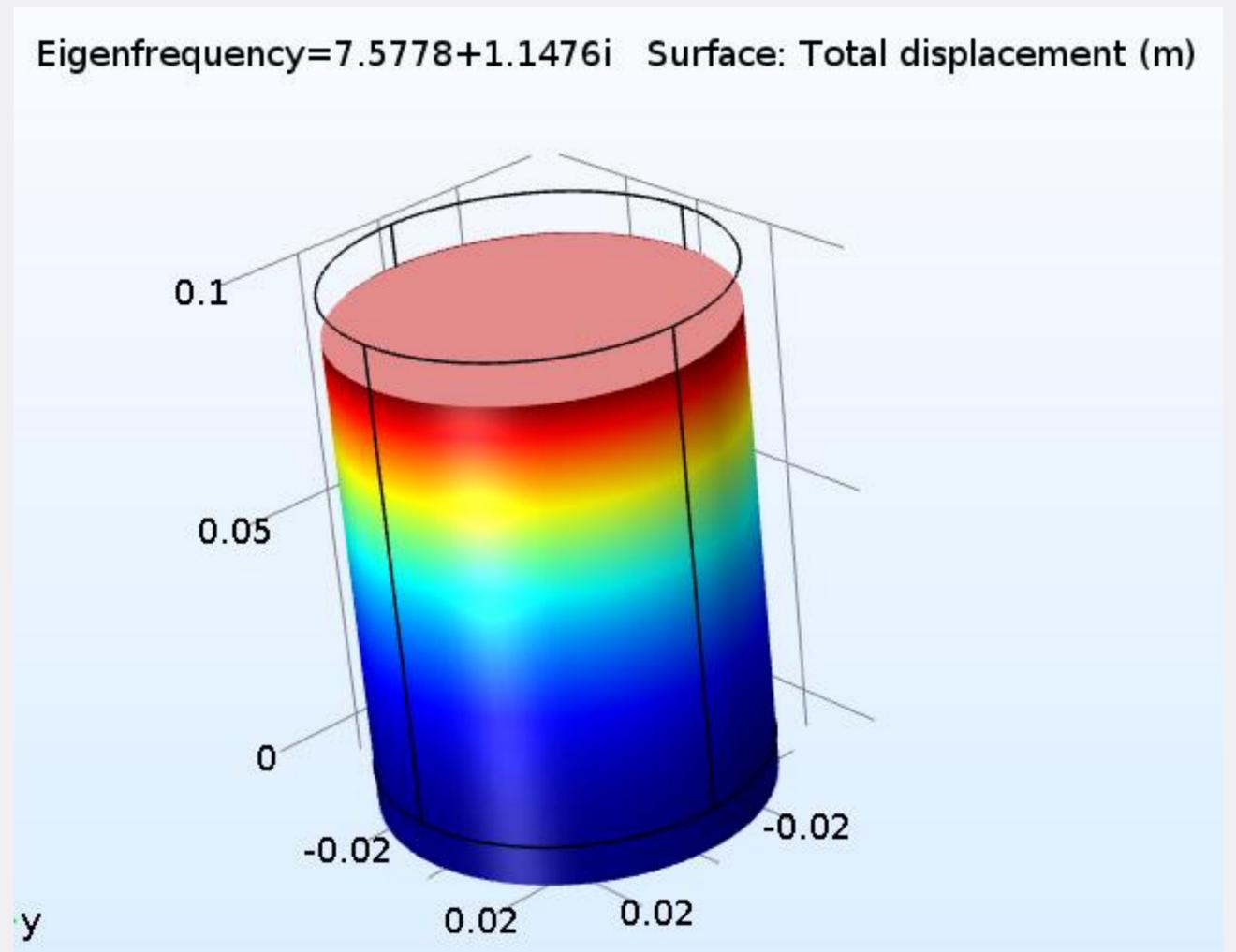
실수부는 주파수 비(r)에 관한 식에 대해 (4기통, 600rpm)

$$>> f_{\text{eng.min}}/\sqrt{2} > f_{\text{eig}}$$

$$>> 20/\sqrt{2} (=14.14) > 7.5778 \text{으로 부합하고}$$

>> 허수부는 진동의 변화 경향성을 나타내는데, 양의 수치일 경우 진동이 감소되는 것을 의미하므로 유효한 분석이다.

>> 따라서 일반적인 spring-damper 모델을 이용한 진동 감쇠 분석으로서는 적합한 결과를 보였다.

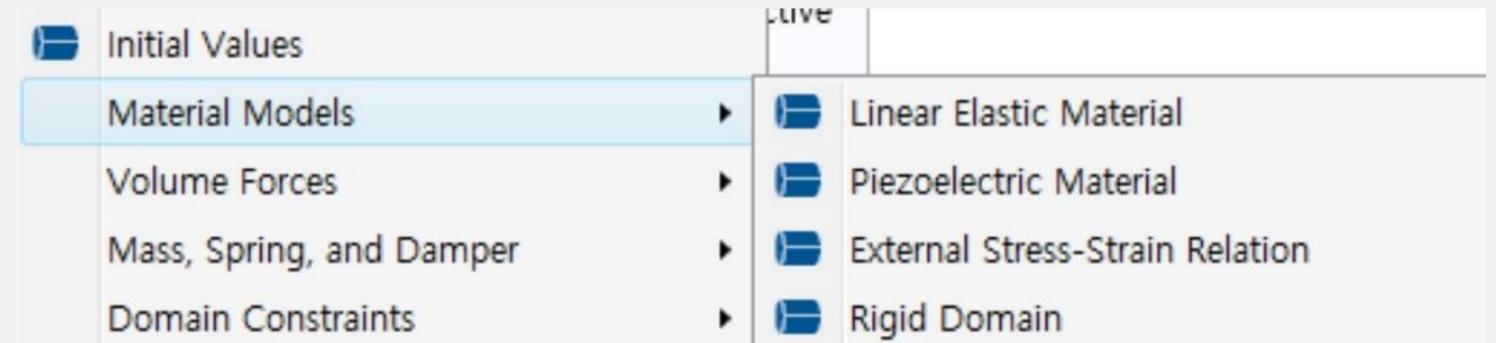


EMB 모델의 고유 주파수

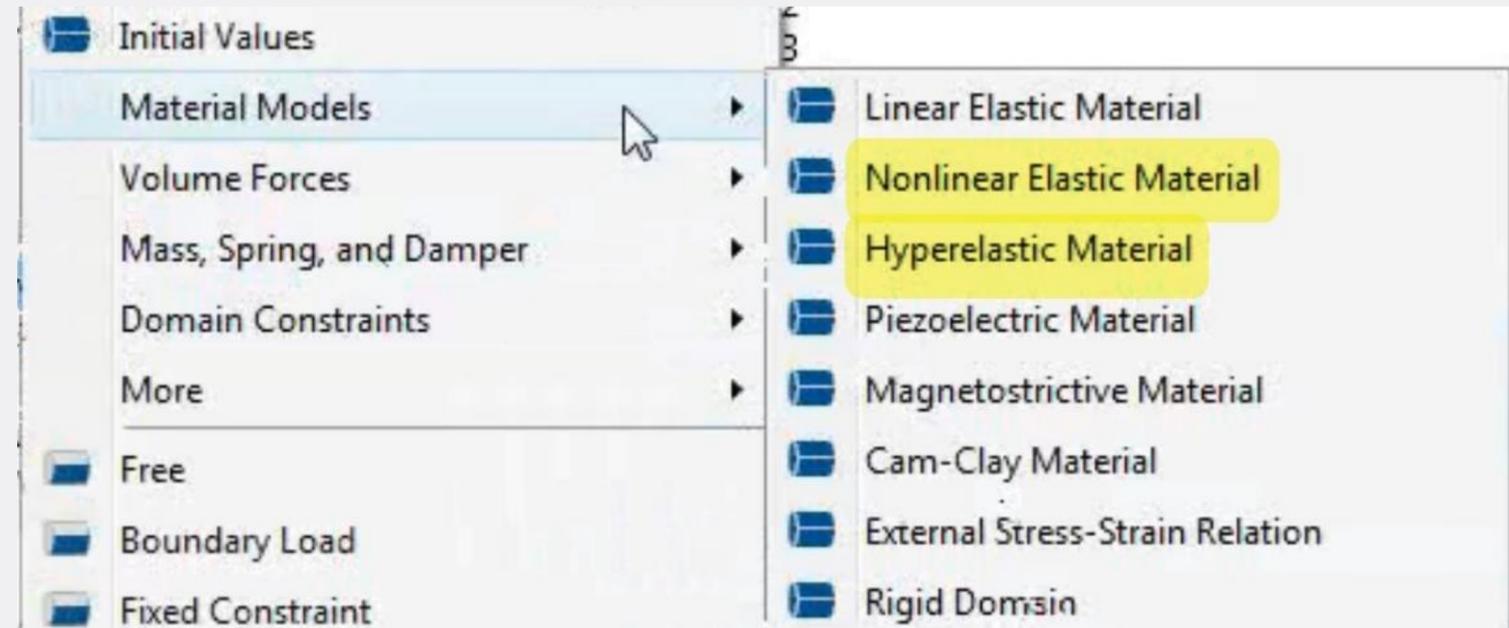
유효성 검증 : 고유 주파수 $7.5778+1.1476i$

>> 다만, 주파수가 매우 낮기에, shaking과 같은 외력에 다소 취약해지는 단점이 발생한다. (실제 사용 주파수는 10~12)

>> 이는 단순화된 해당 모델의 구조적인 취약성과 고무의 비선형성을 반영할 수 없는 단점에서 기인한다.



<COMSOL academic liscense>



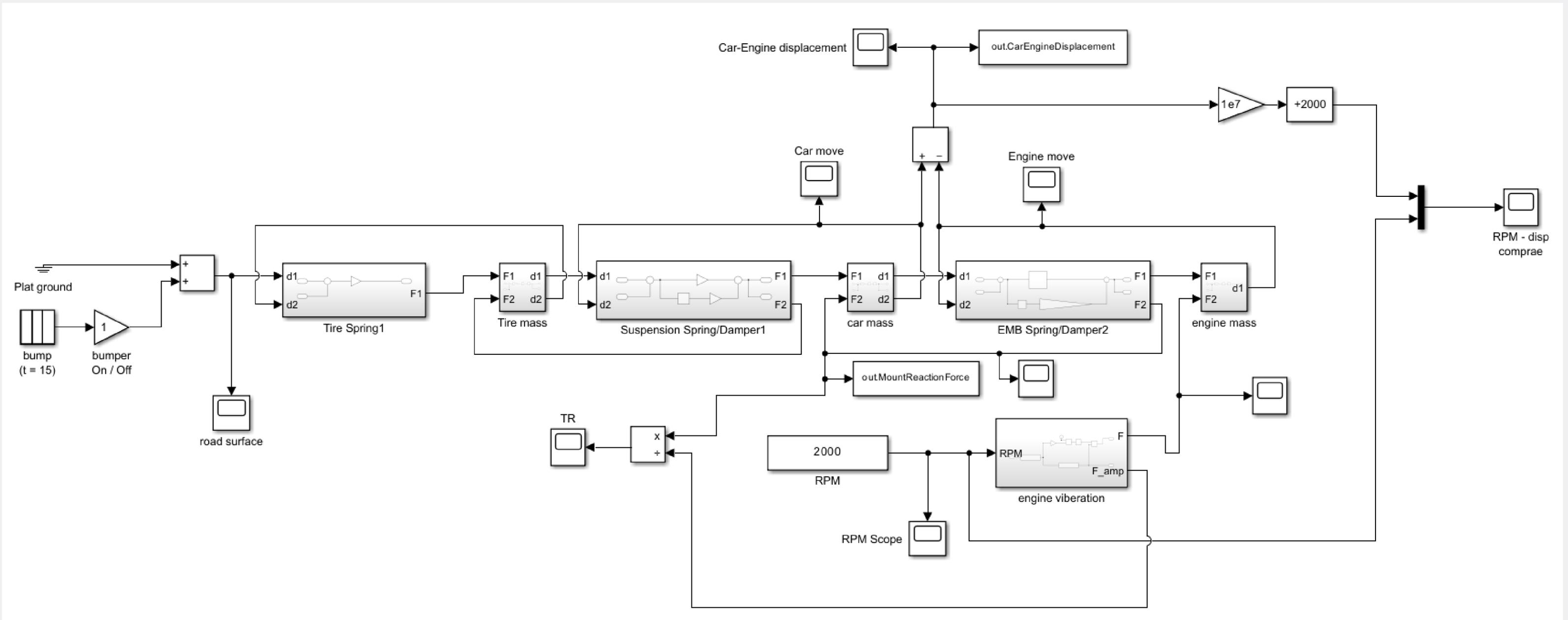
<COMSOL normal liscense>

3. 도로 주행 시뮬레이션

- 방지턱 (Speed Bump)
- 정차상태 (idle)



[MATLAB & Simulink] Quarter - car model



도로 주행 시뮬레이션

[Analysis] Rubber model

Hyperelasticity (초탄성)

$$W = \sum_{i=1}^N \frac{\mu_i}{\alpha_i} \left(\overline{\lambda_1^{\alpha_i}} + \overline{\lambda_2^{\alpha_i}} + \overline{\lambda_3^{\alpha_i}} - 3 \right) + \sum_{i=1}^N \frac{K_i}{2} (J_3 - 1)^{2i}$$

Viscoelasticity (점탄성)

$$\zeta, K \rightarrow C_{eff}$$

Dynamic Stiffness (동적 강성)

$$K_d = f \cdot K_s$$

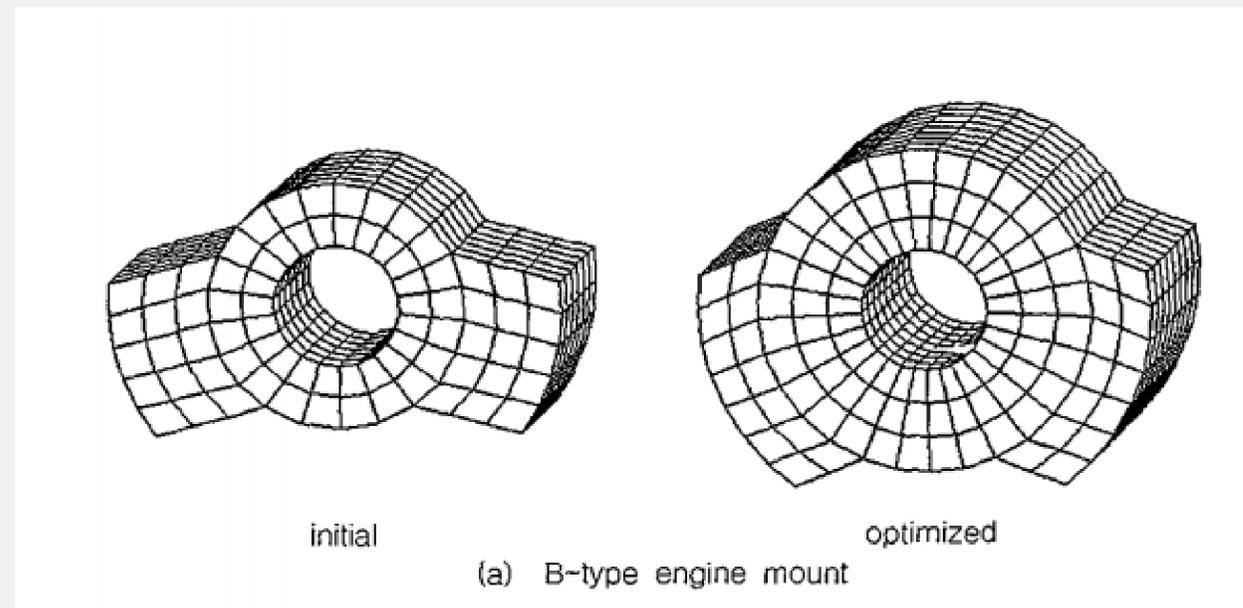
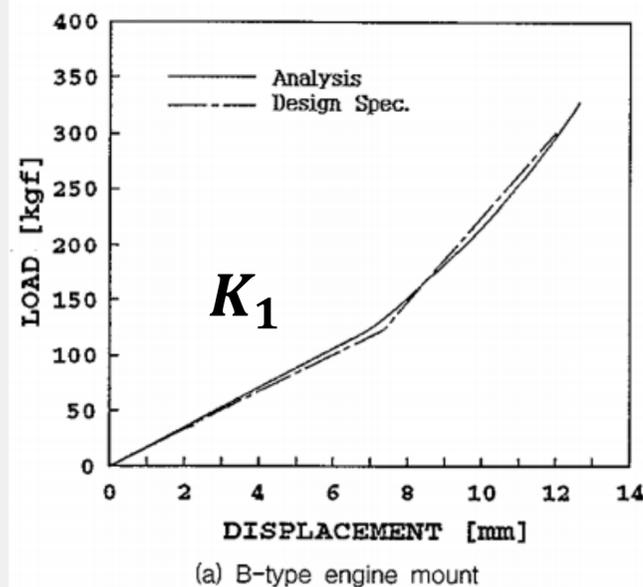
도로 주행 시뮬레이션

[Analysis] Rubber model

그러나, 엔진마운트의 경우 주파수에 의한 고무의 동적 강성이 민감하지 않다고 보고되어 있다. 이러한 경우 동적 강성은 다음과 같이 표현된다.

$$k_d = f k_s \quad (25)$$

여기서, k_d 와 k_s 는 각각 동적 강성과 정적 강성을 나타내고, f 는 계수이다. 계수는 대개 1.2~1.6으로 주어지며, 여기서는 마운트의 고무의 물성을 근거로 하여 1.4로 주어졌다.



$$K_{static} = K_1 \text{ (근사값)}$$

$$K_{dynamic} = f \cdot K_{static} \quad (f : \text{강성계수})$$

C 유도과정

$$C_{eff} = 2 \cdot \zeta \cdot \sqrt{K_{eq} \cdot M}$$

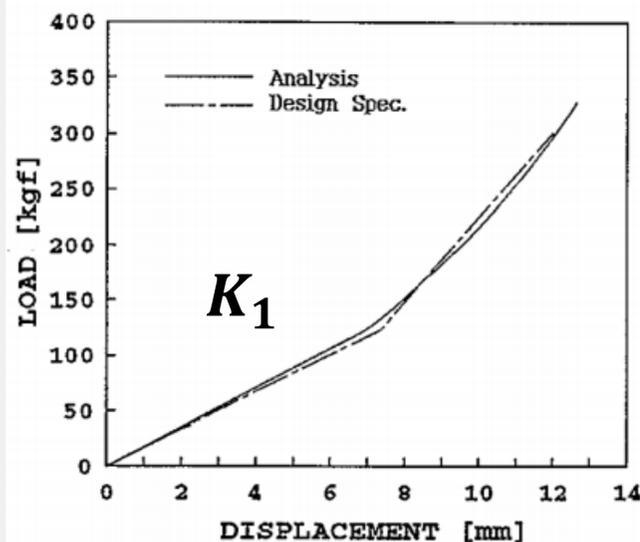
도로 주행 시뮬레이션

[Analysis] Rubber model

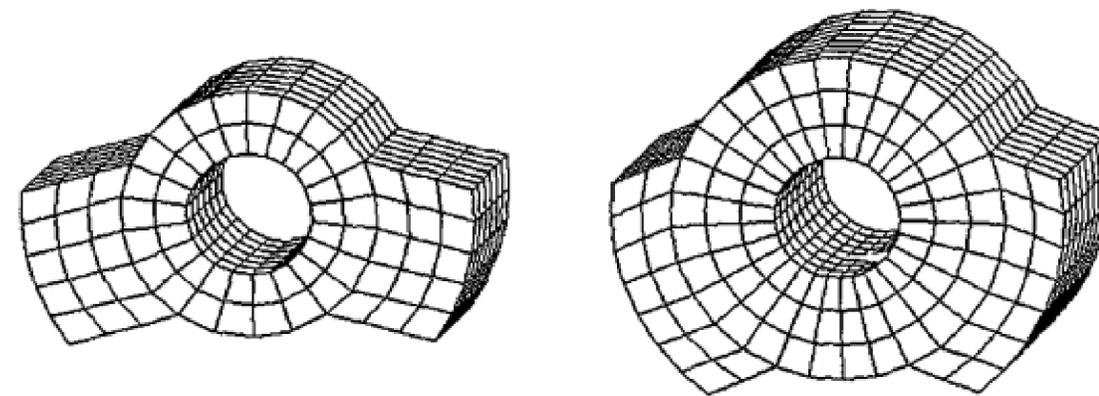
그러나, 엔진마운트의 경우 주파수에 의한 고무의 동적 강성이 민감하지 않다고 보고되어 있다. 이러한 경우 동적 강성은 다음과 같이 표현된다.

$$k_d = f k_s \quad (25)$$

여기서, k_d 와 k_s 는 각각 동적 강성과 정적 강성을 나타내고, f 는 계수이다. 계수는 대개 1.2~1.6으로 주어지며, 여기서는 마운트의 고무의 물성을 근거로 하여 1.4로 주어졌다.



(a) B-type engine mount



(a) B-type engine mount

ζ 유도과정

$$f = 1.4$$

$$f = \sqrt{1 + \eta^2}$$

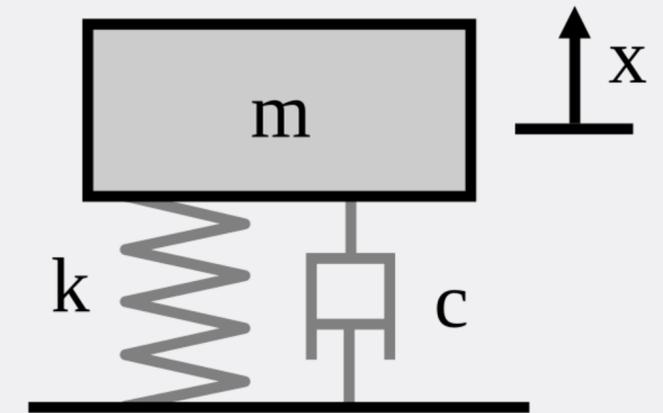
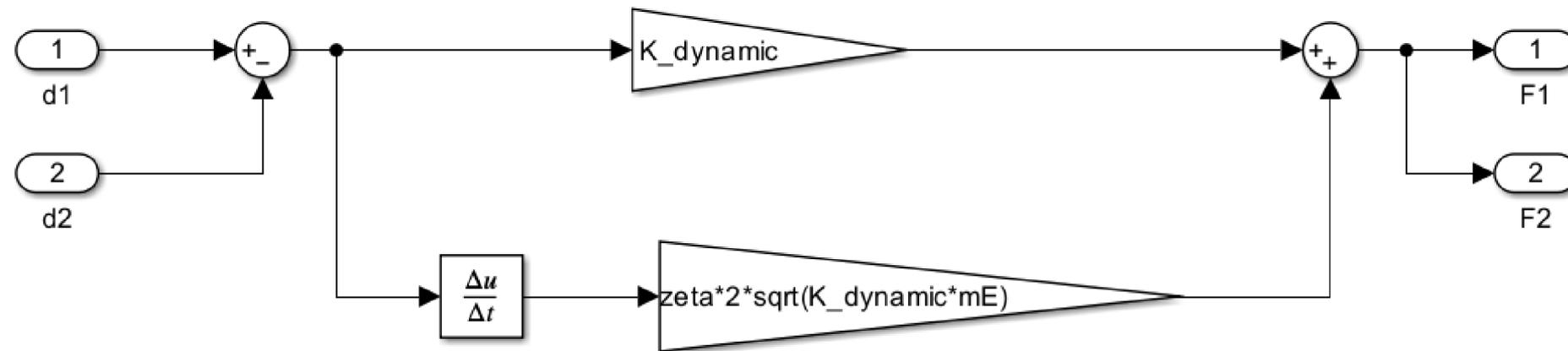
$$\eta = 0.98$$

$$\zeta \approx \frac{0.98}{2} = 0.49$$

[MATLAB & Simulink] equivalence Rubber model

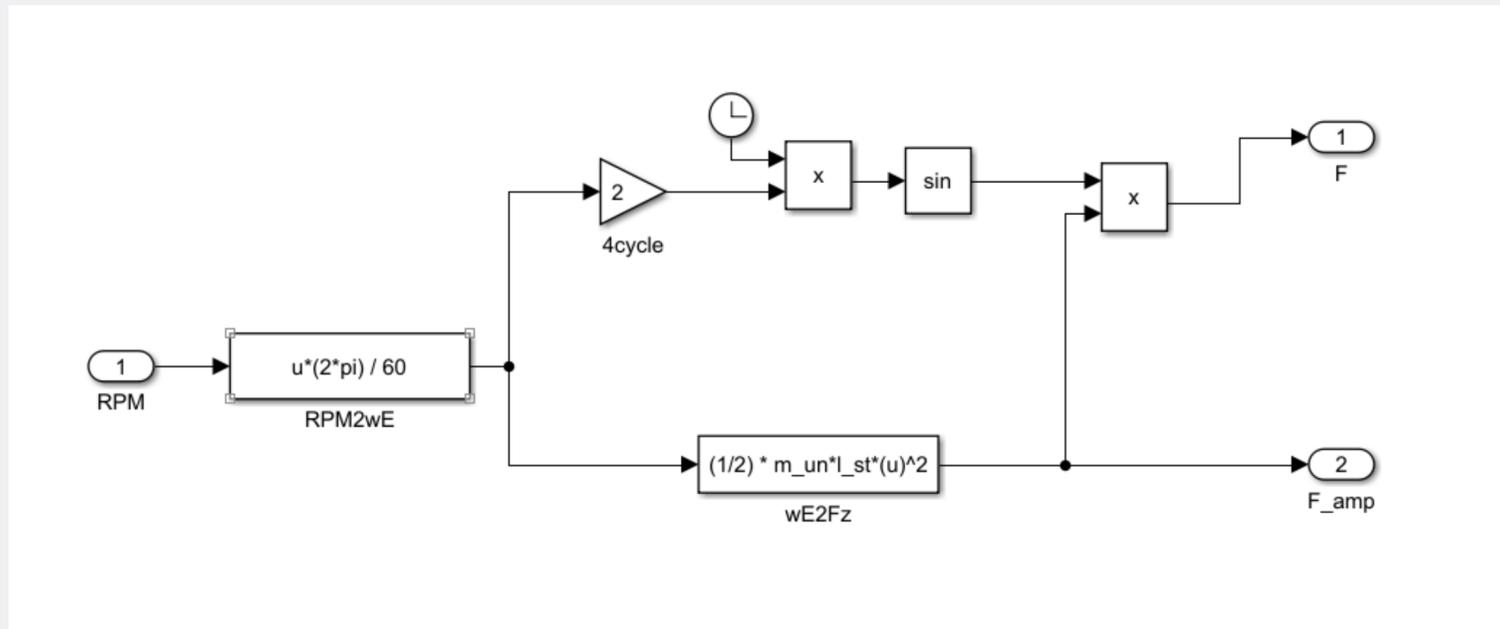
$$K_{dynamic} = f \cdot K_{static} \quad (f : \text{강성계수})$$

$$C_{eff} = 2 \cdot \zeta \cdot \sqrt{K_{eq} \cdot M}$$



도로 주행 시뮬레이션

[MATLAB & Simulink] Engine Vibration

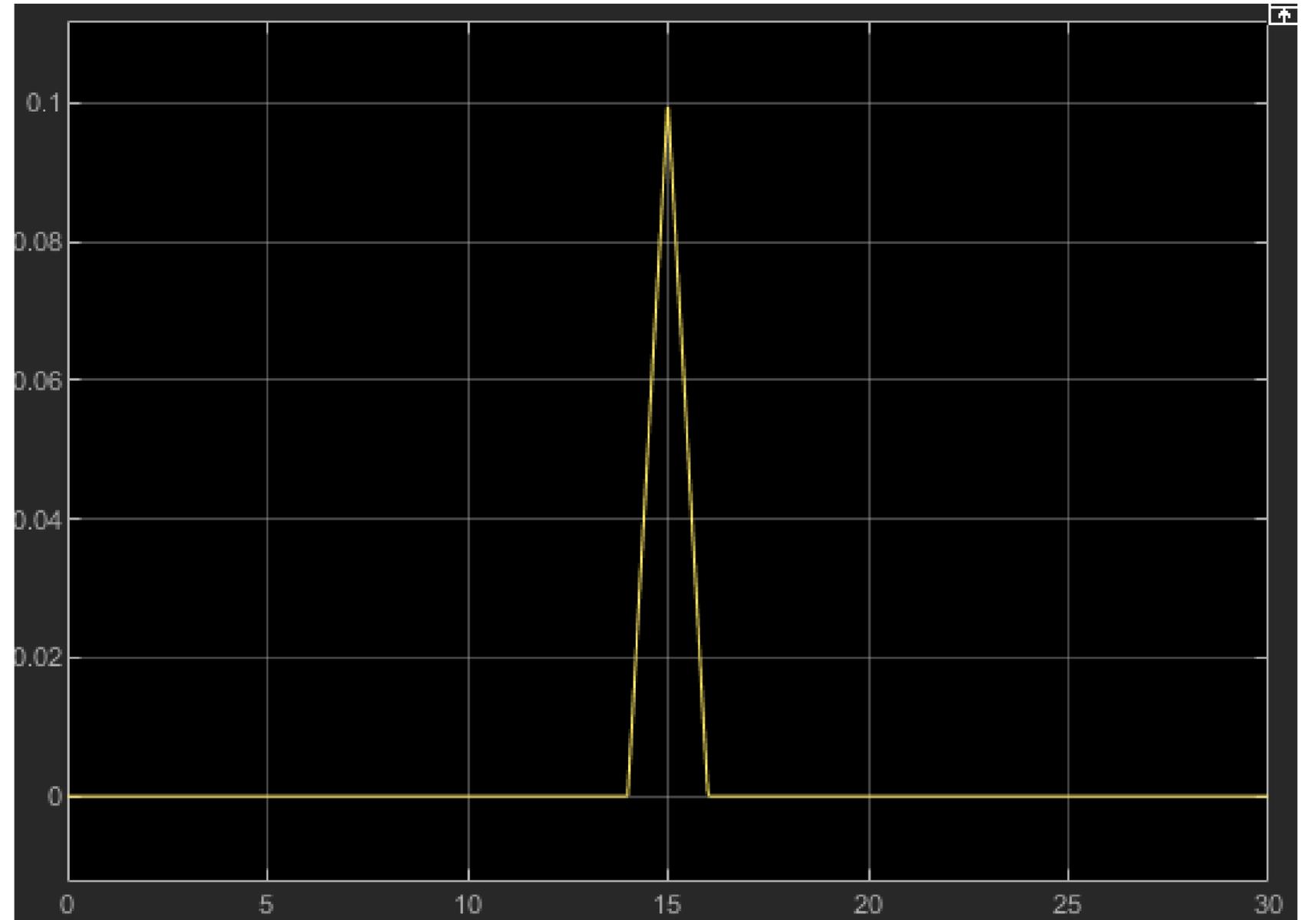
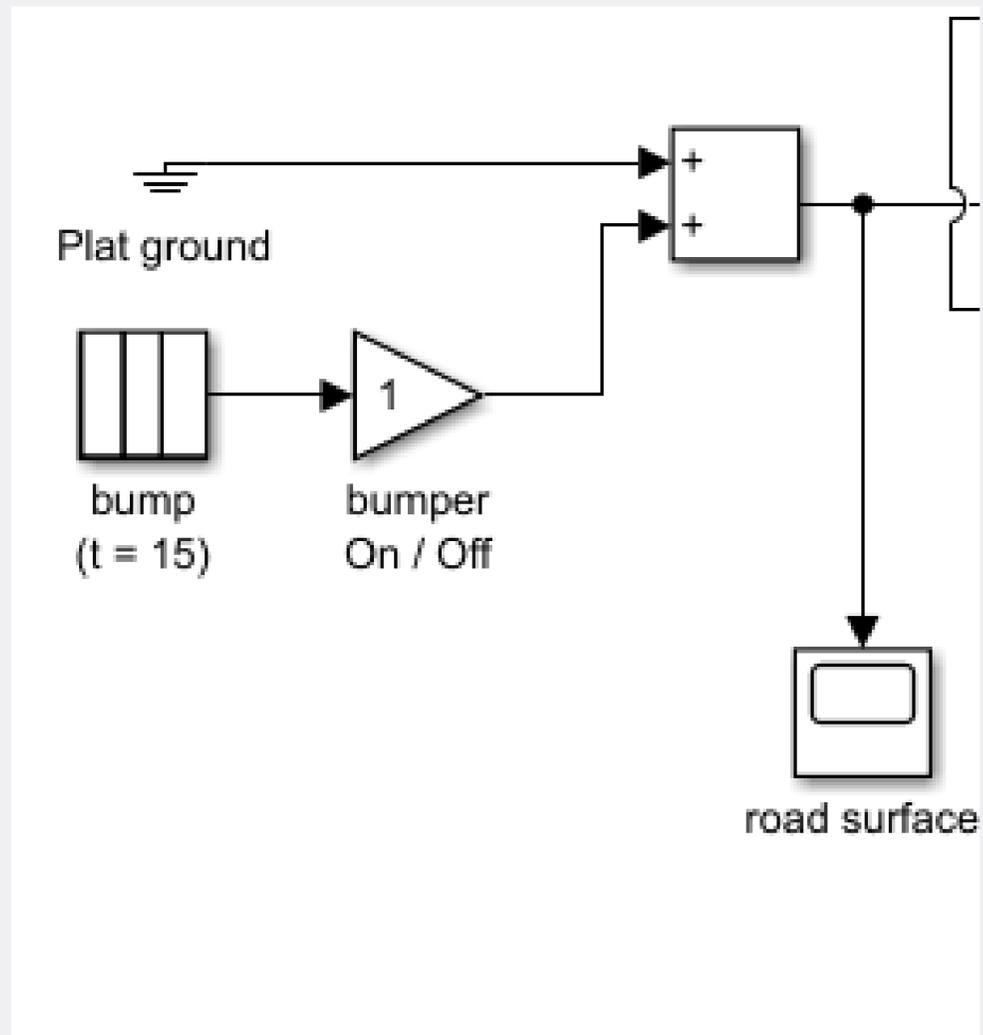


$$\omega = \frac{RPM \cdot 2\pi}{60}, \quad F_{amp} = \frac{1}{2} \cdot m_{un} \cdot l_{st}$$

$$F = F_{amp} \cdot \sin(\omega t)$$

도로 주행 시뮬레이션

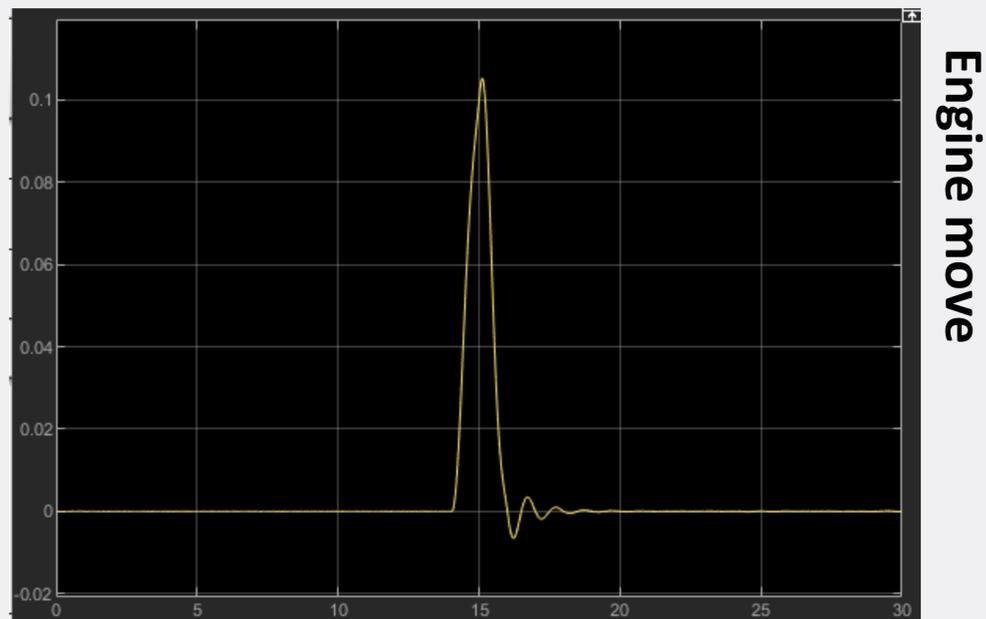
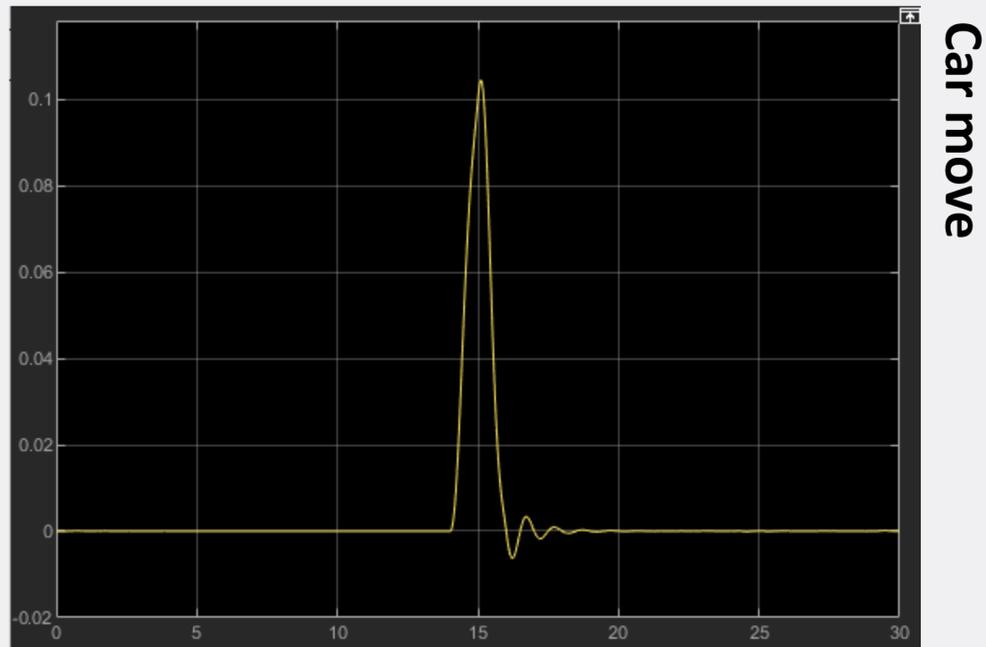
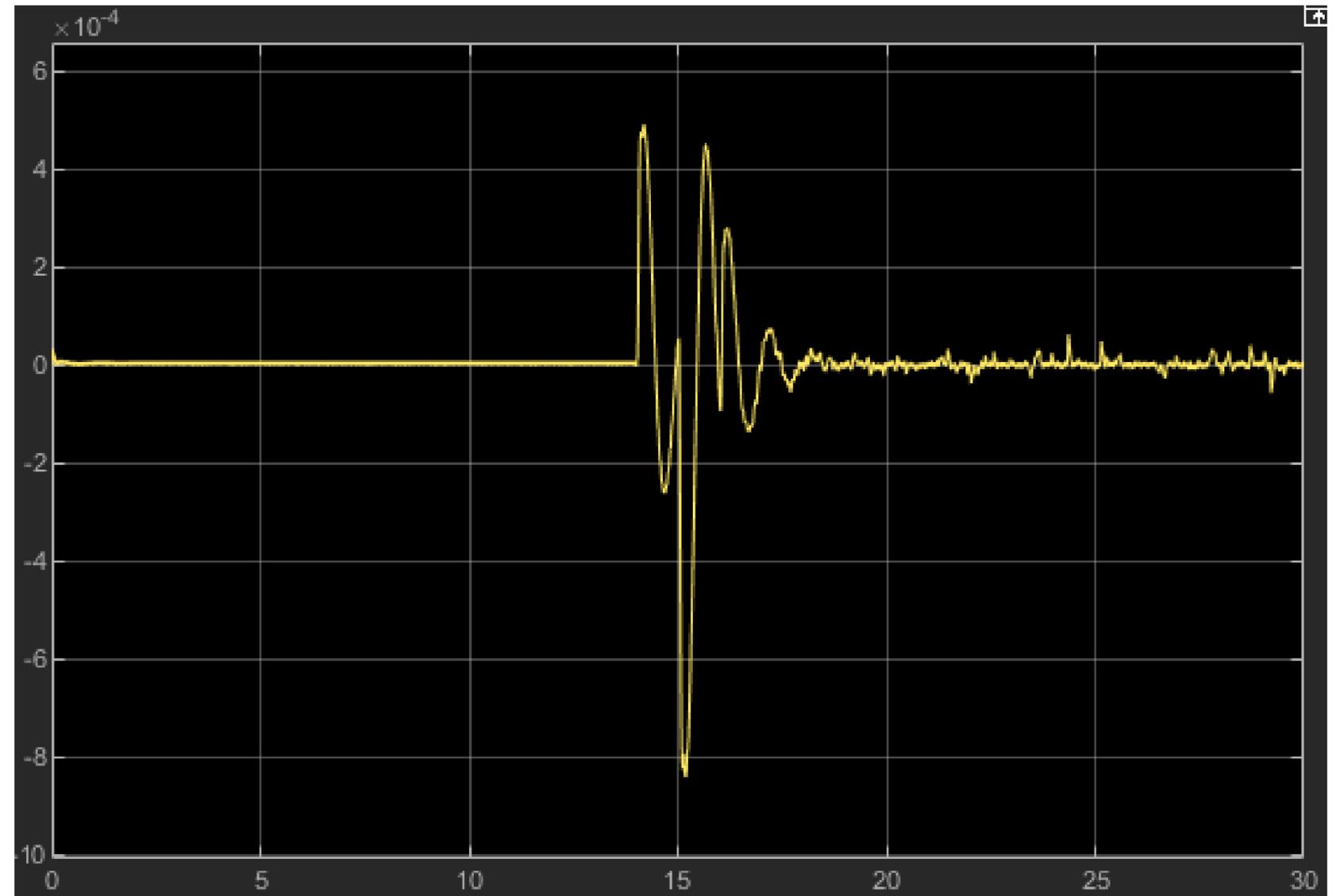
[MATLAB & Simulink] 방지턱 상황 분석



Road surface

도로 주행 시뮬레이션

[MATLAB & Simulink] 방지턱 상황 분석

*Car move – Engine move*

$$disp_{max} = 0.85 \text{ mm}$$

$$RPM = 2000$$

도로 주행 시뮬레이션

[MATLAB & Simulink] 방지턱 상황 분석

Input : $h_{bump} = 100mm$ Output : $disp = 0.85mm$

$$TR_{bump} = \frac{disp}{h_{bump}} \approx 0.0085 < 0.1 \quad \text{적합}$$

TR_bump 값은 TR(엔진 진동-차체진동)값과 같도록 임의로 정함

Car move – Engine move

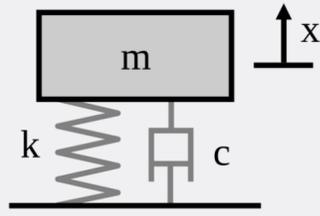


$$disp_{max} = 0.85 \text{ mm}$$

$$RPM = 2000$$

도로 주행 시뮬레이션

[MATLAB & Simulink] 정차상태분석



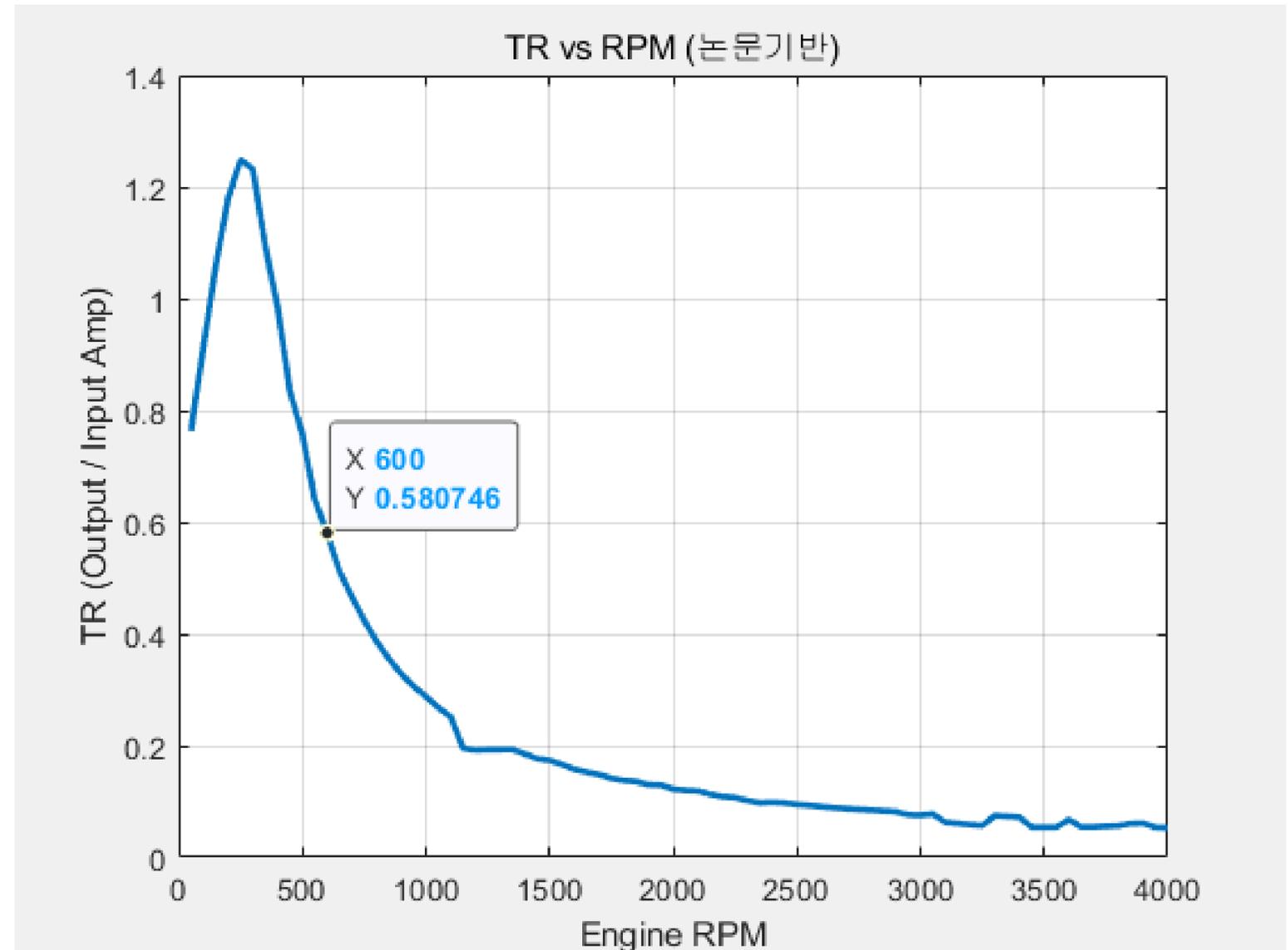
$$f_{n.COMSOL} = 7.58\text{Hz}$$

$$f_{n.analysis} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_d}{M_E}} = 7.77\text{Hz}$$

$$f_{n.simulation} = 8.33\text{Hz}$$

Suspension → error : 14%

Frequency Response Analysis



Predicted Natural Frequency (Theoretical): 7.77 Hz

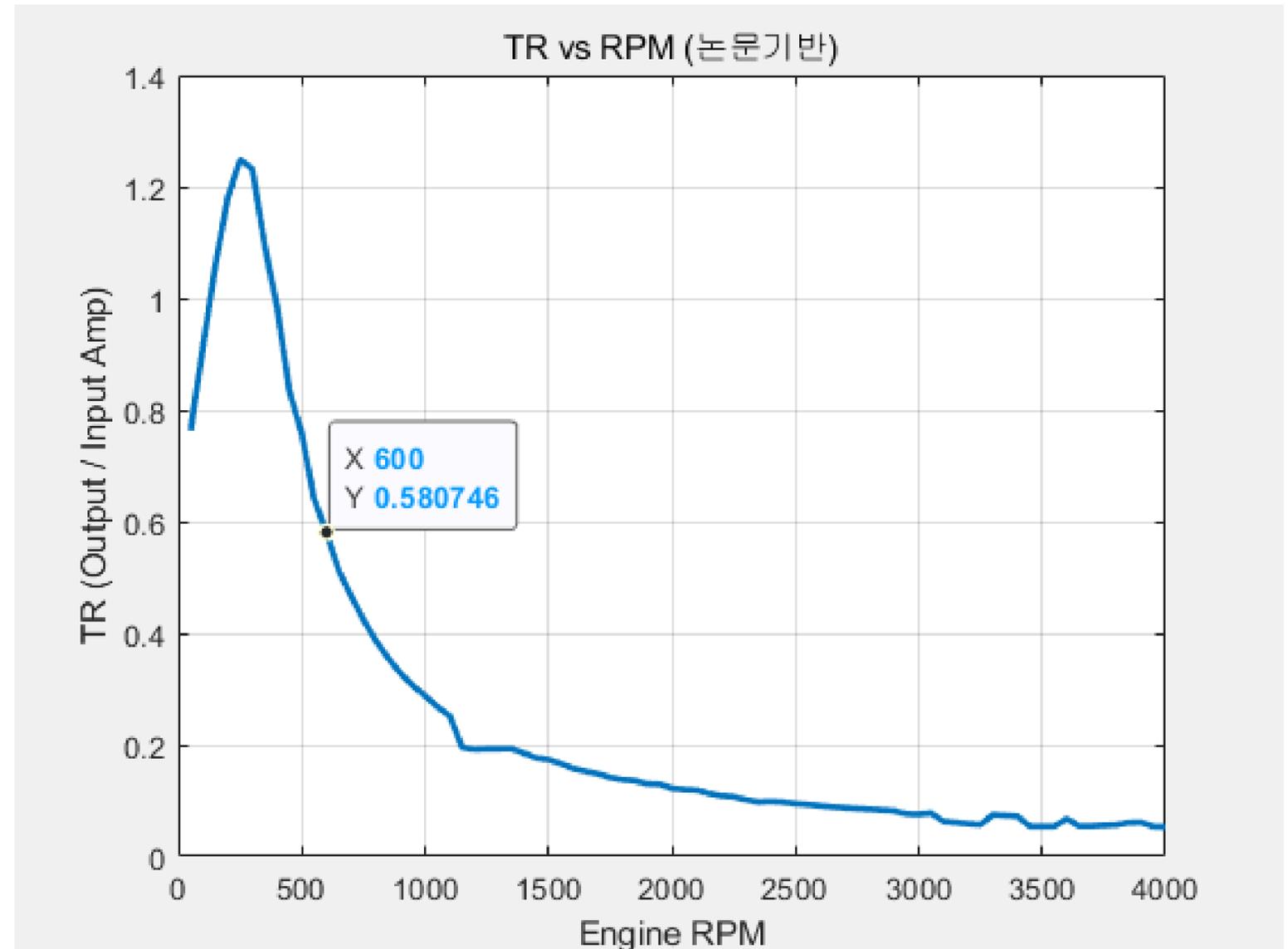
Measured Resonance Frequency (from Simulation): 8.3333 Hz

도로 주행 시뮬레이션

[MATLAB & Simulink] 정차상태 분석

$$TR = \frac{F_{mount}}{F_{engine}} \approx 0.58 \gg 0.1$$

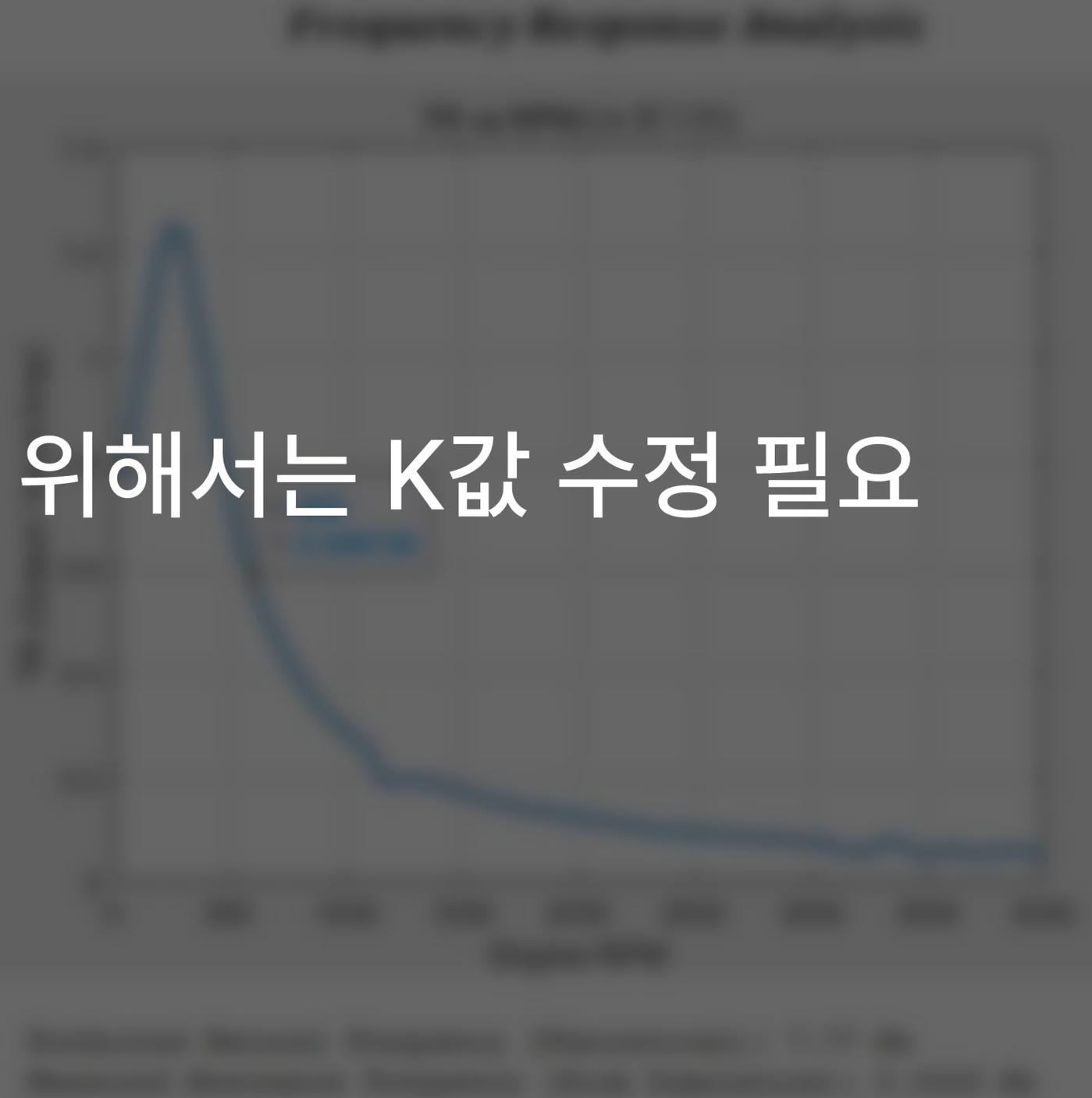
부적합

Frequency Response Analysis

Predicted Natural Frequency (Theoretical): 7.77 Hz

Measured Resonance Frequency (from Simulation): 8.3333 Hz

NVH의 기능을 살리기 위해서는 K값 수정 필요



도로 주행 시뮬레이션

[MATLAB & Simulink] Trade-off (TR - disp)

고무 물성(K) 변화별 TR 값 변화

600rpm (idle)

% 2. K_1 강성 선형 범위 정의

```
K_dynamic_min = 5000;
K_dynamic_max = 200000;
num_scenarios = 100;
```

```
for s = 1:num_scenarios
    K_dynamic = K_dynamic_list(s);
    C_eff = zeta * 2 * sqrt(K_dynamic * mE);
```

% ---- A. TR 600 RPM 계산 (진동 감쇠) ----

current_rpm_value = idle_rpm;

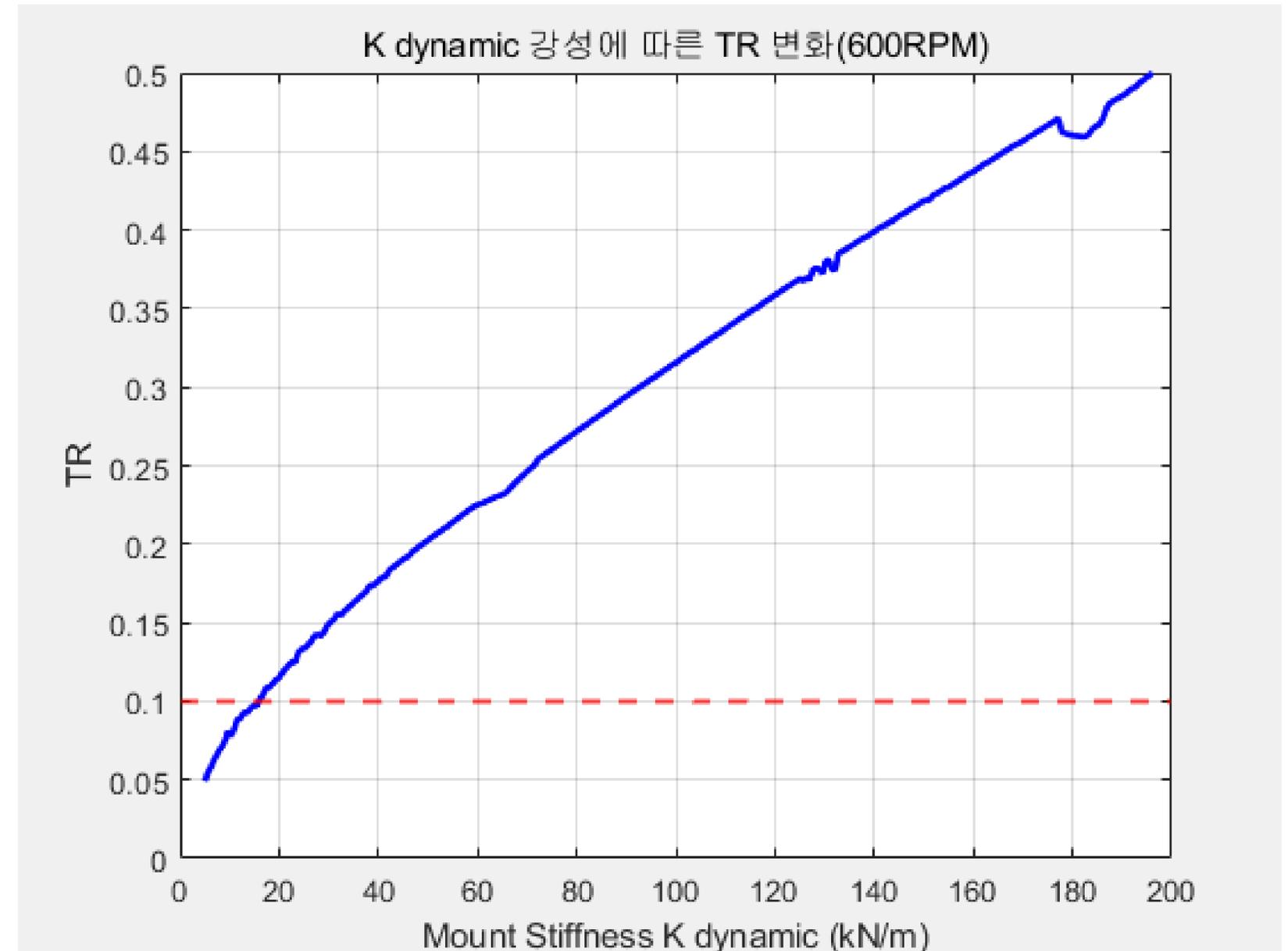
simOut = sim(model_vibe, 'StopTime', num2str(sim_time_vibe));

reactionforce_values = simOut.MountReactionForce;

stable_start_index = floor(0.8 * length(reactionforce_values));

max_amp = max(abs(reactionforce_values(stable_start_index:end)));

TR_at_600RPM(s) = max_amp / F_amp_target;



도로 주행 시뮬레이션

[MATLAB & Simulink] Trade-off (TR - disp)

고무 물성(K) 변화별 $disp$ 값 변화

2000rpm (driving)

% 2. K1 강성 선형 범위 정의

```
K_dynamic_min = 5000;
K_dynamic_max = 200000;
num_scenarios = 100;
```

```
for s = 1:num_scenarios
    K_dynamic = K_dynamic_list(s);
    C_eff = zeta * 2 * sqrt(K_dynamic * mE);
```

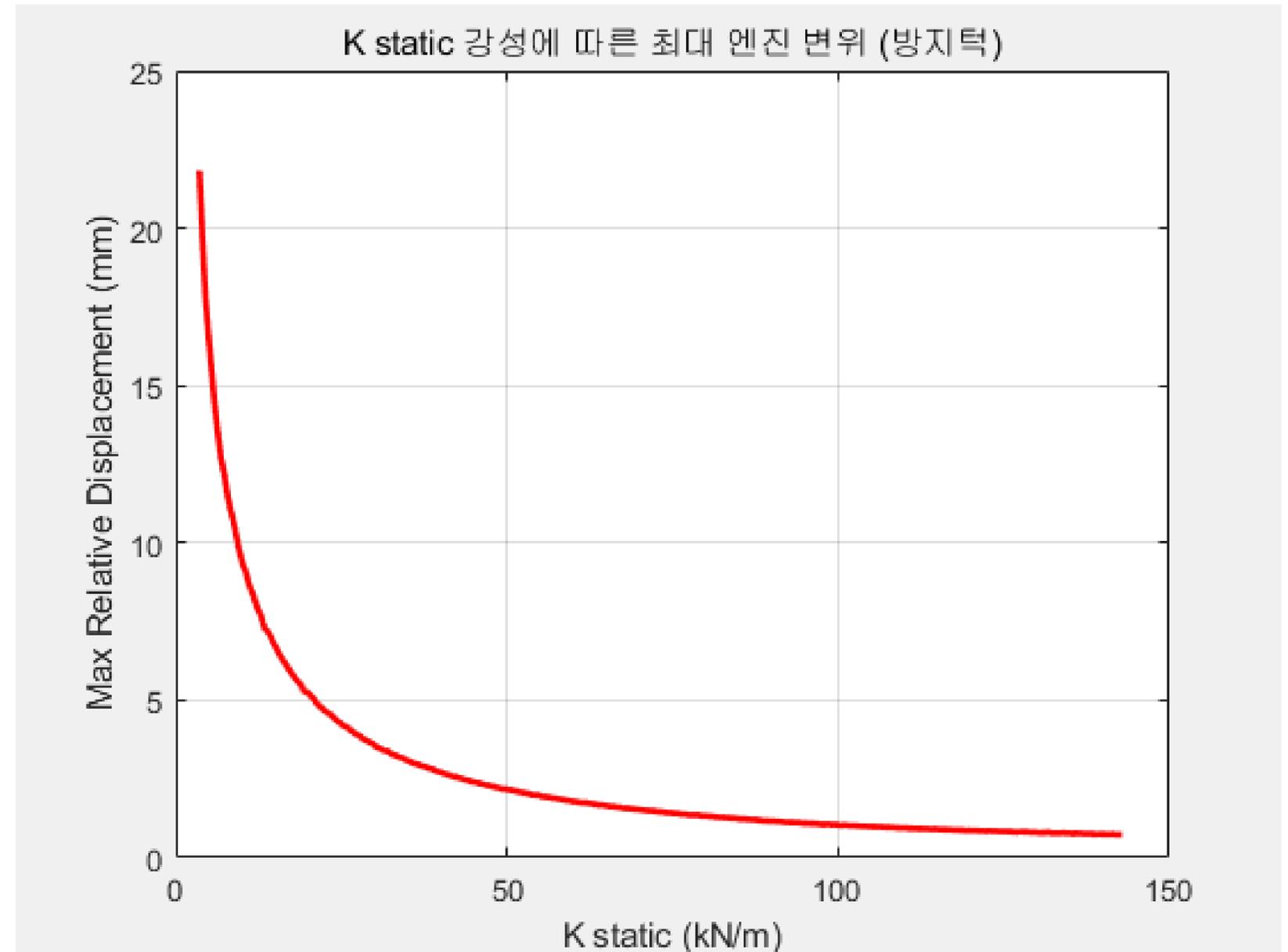
% --- B. 방지턱 충격 분석 (Max 변위 계산) ---

```
K_static = K_dynamic/f;
```

```
simBump = sim(model_bump, 'StopTime', num2str(sim_time_bump));
```

```
Y_relative = simBump.CarEngineDisplacement;
```

```
MaxDisp_results(s) = max(abs(Y_relative));
```



도로 주행 시뮬레이션

[MATLAB & Simulink] Trade-off (TR - disp)

*Trade - off**log*

 situation 14/300: $K_{dynamic} = 13478.2609$ N/m
 TR in 600RPM = 0.09 | Max Disp = 9.71 mm

 situation 15/300: $K_{dynamic} = 14130.4348$ N/m
 TR in 600RPM = 0.10 | Max Disp = 9.32 mm

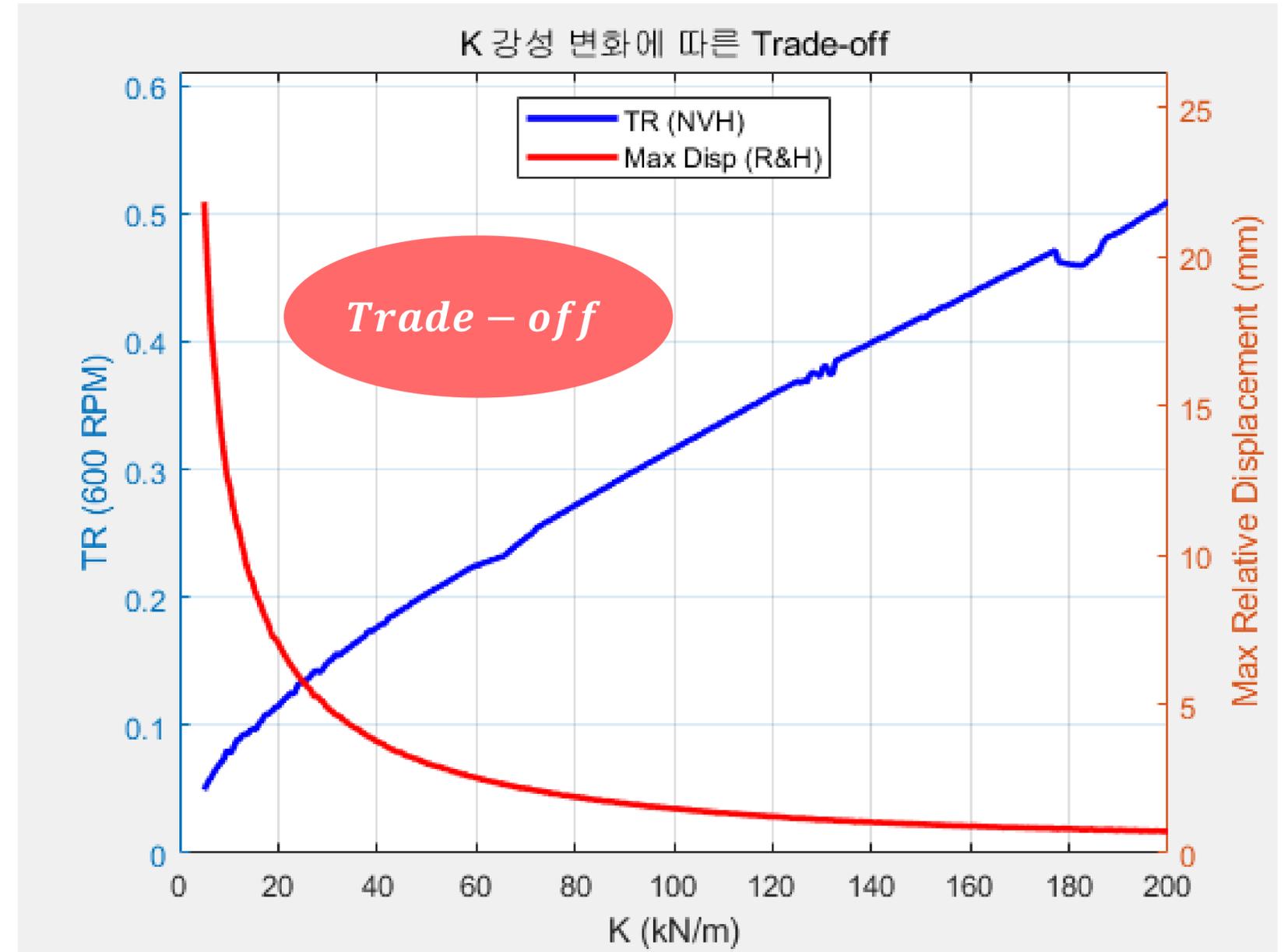
 situation 16/300: $K_{dynamic} = 14782.6087$ N/m
 TR in 600RPM = 0.10 | Max Disp = 9.08 mm

 situation 17/300: $K_{dynamic} = 15434.7826$ N/m
 TR in 600RPM = 0.10 | Max Disp = 8.67 mm

 situation 18/300: $K_{dynamic} = 16086.9565$ N/m
 TR in 600RPM = 0.10 | Max Disp = 8.45 mm

 situation 19/300: $K_{dynamic} = 16739.1304$ N/m
 TR in 600RPM = 0.10 | Max Disp = 8.15 mm

 situation 20/300: $K_{dynamic} = 17391.3043$ N/m
 TR in 600RPM = 0.11 | Max Disp = 7.87 mm



$$K \leq 16800 \text{ N/m} \rightarrow TR \leq 0.1$$

$K_d = 16800 \text{ N/m}$ 로 재설계 후 해석



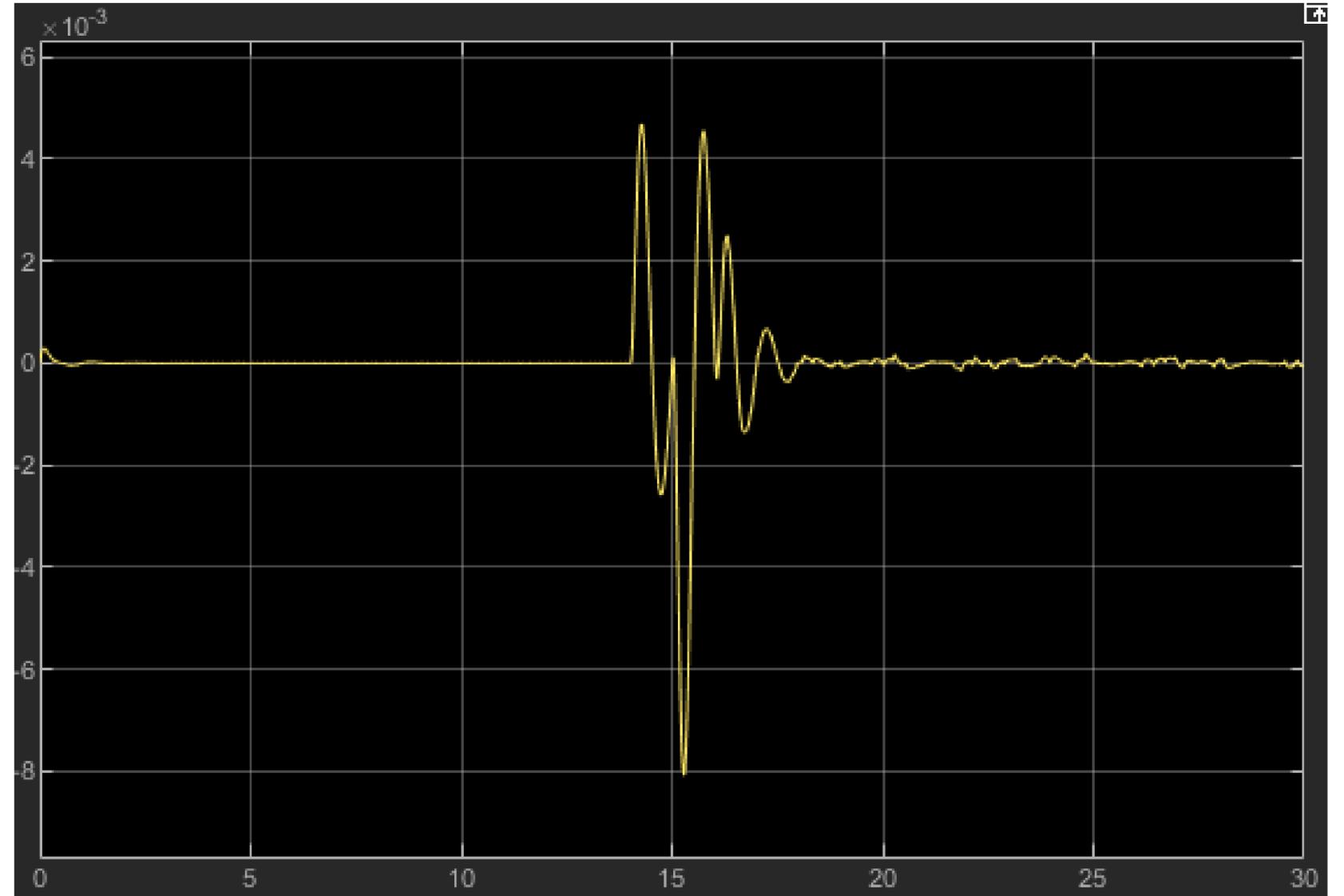
도로 주행 시뮬레이션

[MATLAB & Simulink] Redesign (방지턱)

Input : $h_{bump} = 100\text{mm}$

Output : $disp = 8.08\text{mm}$

$$TR_{bump} = \frac{disp}{h_{bump}} \approx 0.08 \leq 0.1 \quad \text{적합}$$

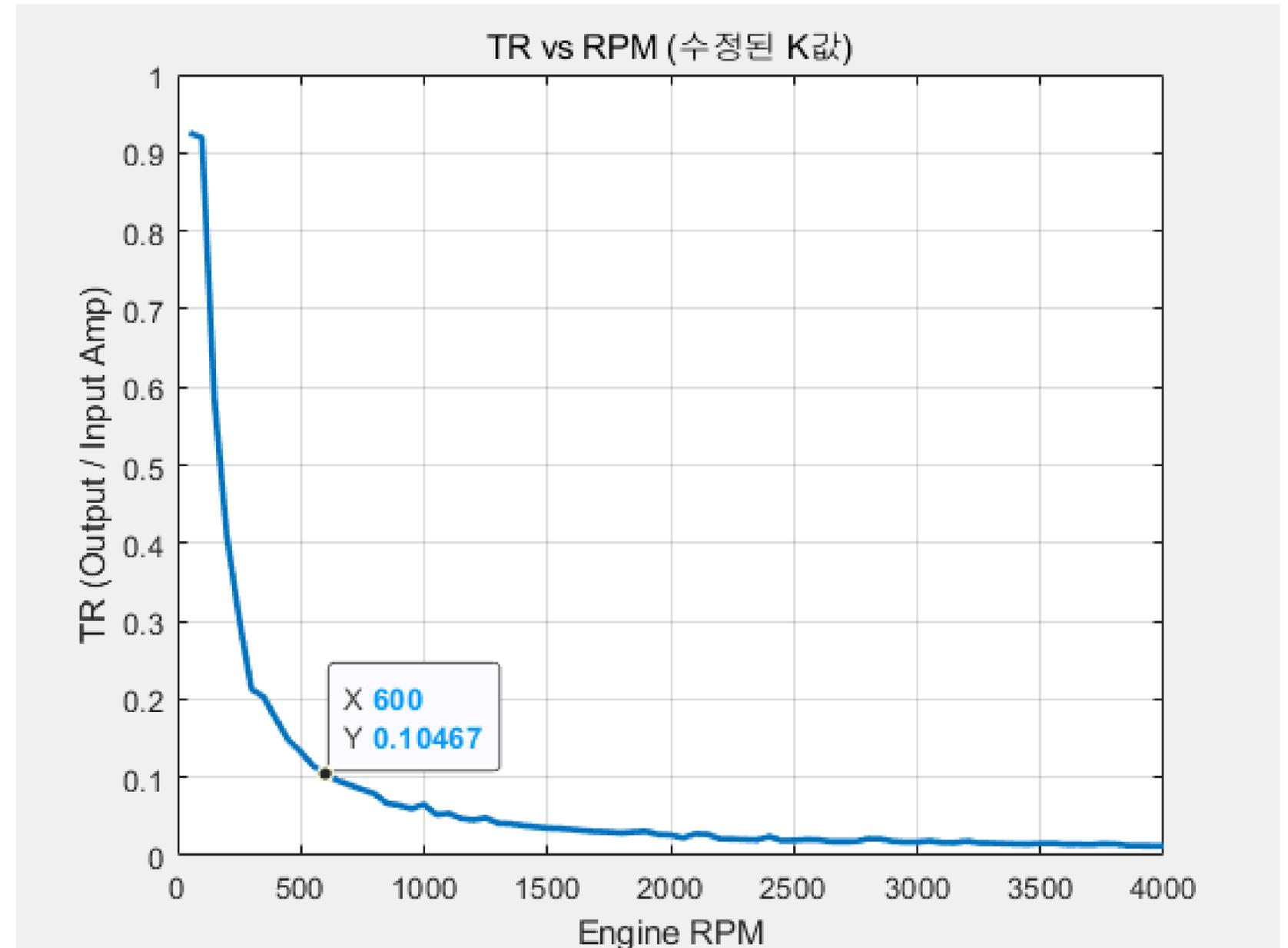


SpeedBump Engine-Car displacement (from Simulation): 8.08 mm

도로 주행 시뮬레이션

[MATLAB & Simulink] Redesign (정차)

$$TR = \frac{F_{mount}}{F_{engine}} = 0.1 \leq 0.1 \quad \text{적합}$$



도로 주행 시뮬레이션

[MATLAB & Simulink] Redesign (정차)

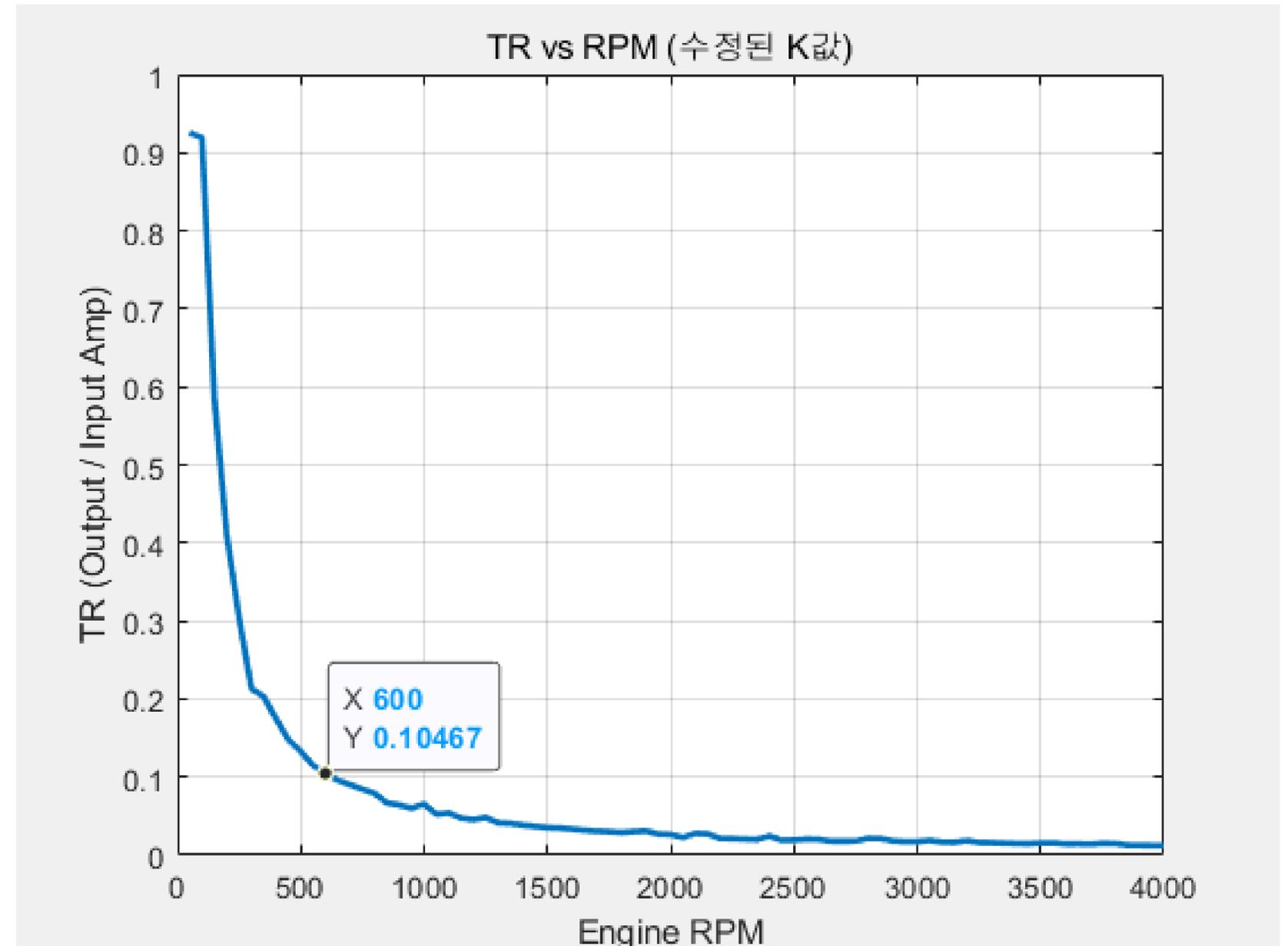
BUT,

$$K_d = 16800 \text{ N/m} \ll (\text{실제값})$$

실제값 = 수십만 N/m

WHY?

다음페이지



도로 주행 시뮬레이션

[Error check] ζ 유도과정에서 문제 발생

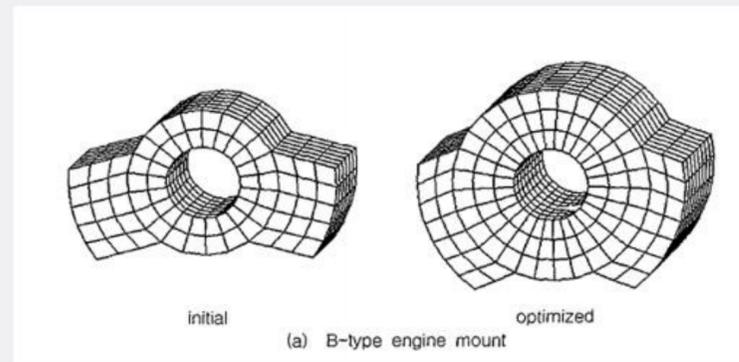
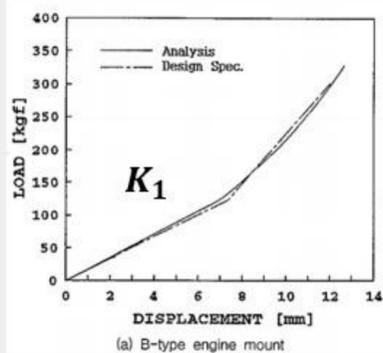
도로 주행 시뮬레이션

[Analysis] Rubber model

그러나, 엔진마운트의 경우 주파수에 의한 고무의 동적 강성이 민감하지 않다고 보고되어 있다. 이러한 경우 동적 강성은 다음과 같이 표현된다.

$$k_d = f k_s \quad (25)$$

여기서, k_d 와 k_s 는 각각 동적 강성과 정적 강성을 나타내고, f 는 계수이다. 계수는 대개 1.2~1.6으로 주어지며, 여기서는 마운트의 고무의 물성을 근거로 하여 1.4로 주어졌다.



김현영. (1998). 자동차 엔진마운트용 고무에 대한 변형 특성 해석과 형상 최적 설계

ζ 유도과정

$$f = 1.4$$

$$f = \sqrt{1 + \eta^2}$$

$$\eta = 0.98$$

$$\zeta \approx \frac{0.98}{2} = 0.49$$

최대한 논문 기반 물성치를 사용하기 위해
감쇠비를 유도하여서 값을 정함

하지만 해당 유도 과정의 근사는
 $\zeta \ll 1$ 일 때만 적용됨

하지만

1. 해당 식에서 감쇠비는 0.49
2. 댐핑이 많이 되는 고무라도 감쇠비 0.3

이므로 해당 근사는 올바르지 않다고 판단

도로 주행 시뮬레이션

[Error check] ζ 유도과정에서 문제 발생

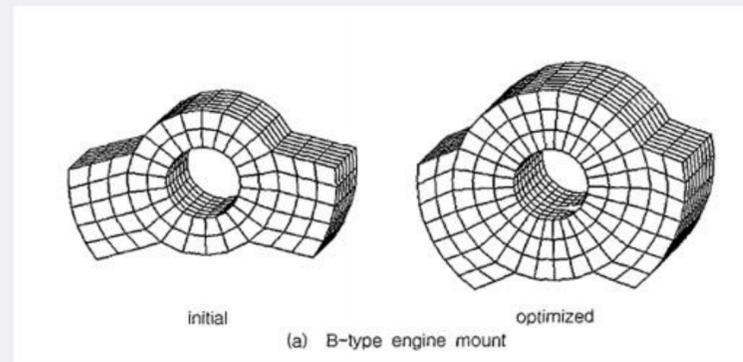
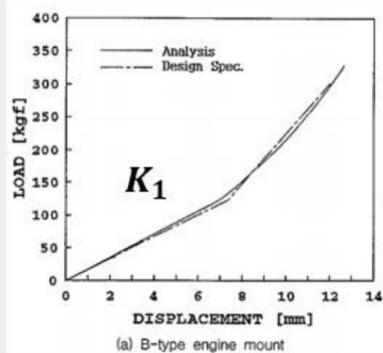
도로 주행 시뮬레이션

[Analysis] Rubber model

그러나, 엔진마운트의 경우 주파수에 의한 고무의 동적 강성이 민감하지 않다고 보고되어 있다. 이러한 경우 동적 강성은 다음과 같이 표현된다.

$$k_d = f k_s \quad (25)$$

여기서, k_d 와 k_s 는 각각 동적 강성과 정적 강성을 나타내고, f 는 계수이다. 계수는 대개 1.2~1.6으로 주어지며, 여기서는 마운트의 고무의 물성을 근거로 하여 1.4로 주어졌다.



김현영. (1998). 자동차 엔진마운트용 고무에 대한 변형 특성 해석과 형상 최적 설계

ζ 유도과정

$$f = 1.4$$

$$f = \sqrt{1 + \eta^2}$$

$$\eta = 0.98$$

$$\zeta \approx \frac{0.98}{2} = 0.49$$

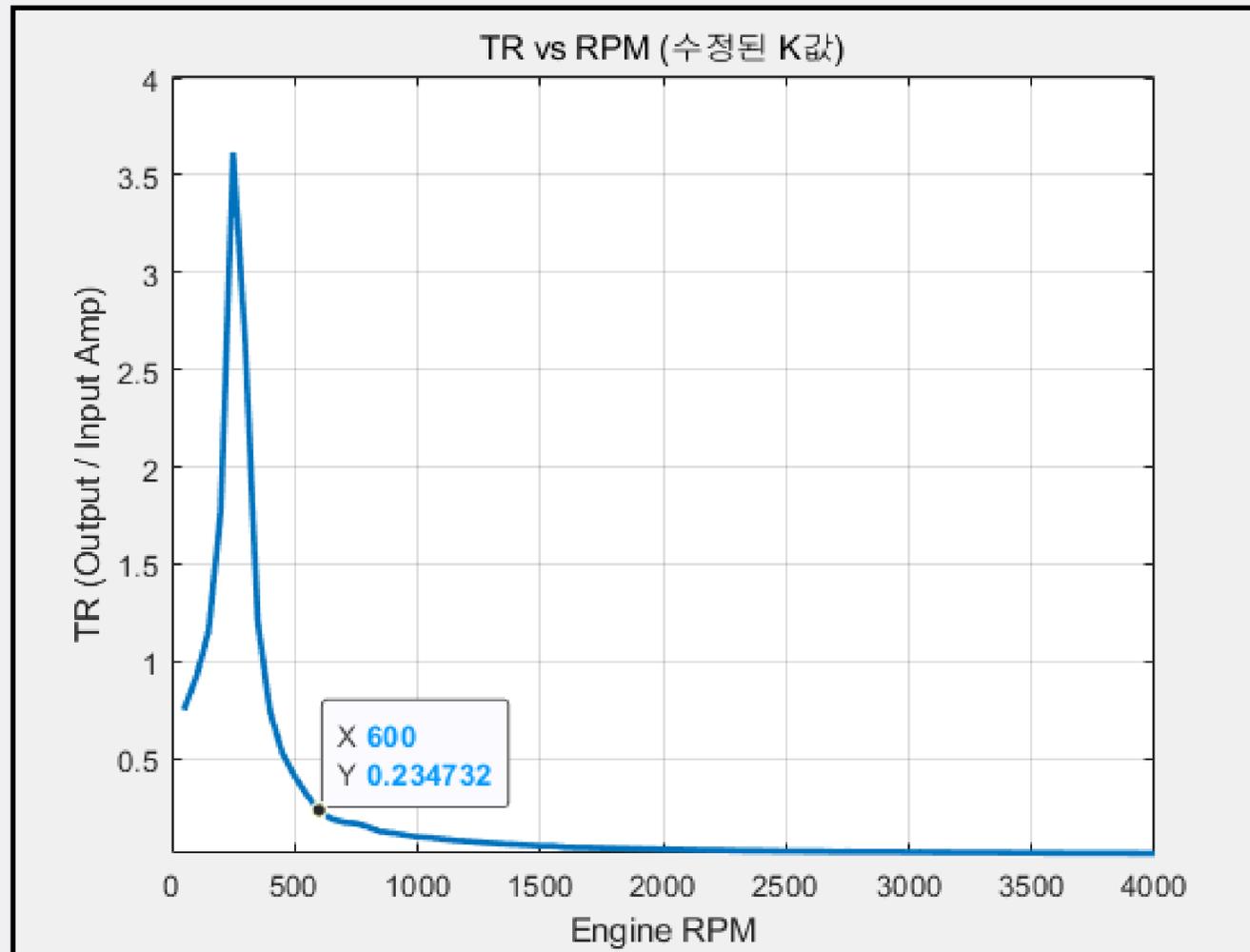
일반적으로 엔진 마운트에 사용되는 고무의 감쇠비는 $\zeta = 0.1 \sim 0.3$

$\zeta = 0.1$ 로 가정

해당 값과 논문 물성치 ($K_{\text{static}} = 170100 \text{N/m}$)로 다시 진행해보면

도로 주행 시뮬레이션

[Error check] 논문 조건과 다른 환경 (엔진 무게)



TR = 0.234로 0.1보다 큼을 알 수 있음.

TR을 더 줄이려면 감쇠비를 줄여야 하는데,
그렇게 되면 일반적인 엔진 마운트의 고무의
물성과 벗어나게 됨.

여기서, 논문에서 사용된 마운트가 지지하는
엔진이 보다 무거울 것이라는 예상을 하게 됨

고로 대형 차량의 엔진이라고 가정
 $m_E = 300\text{kg}$

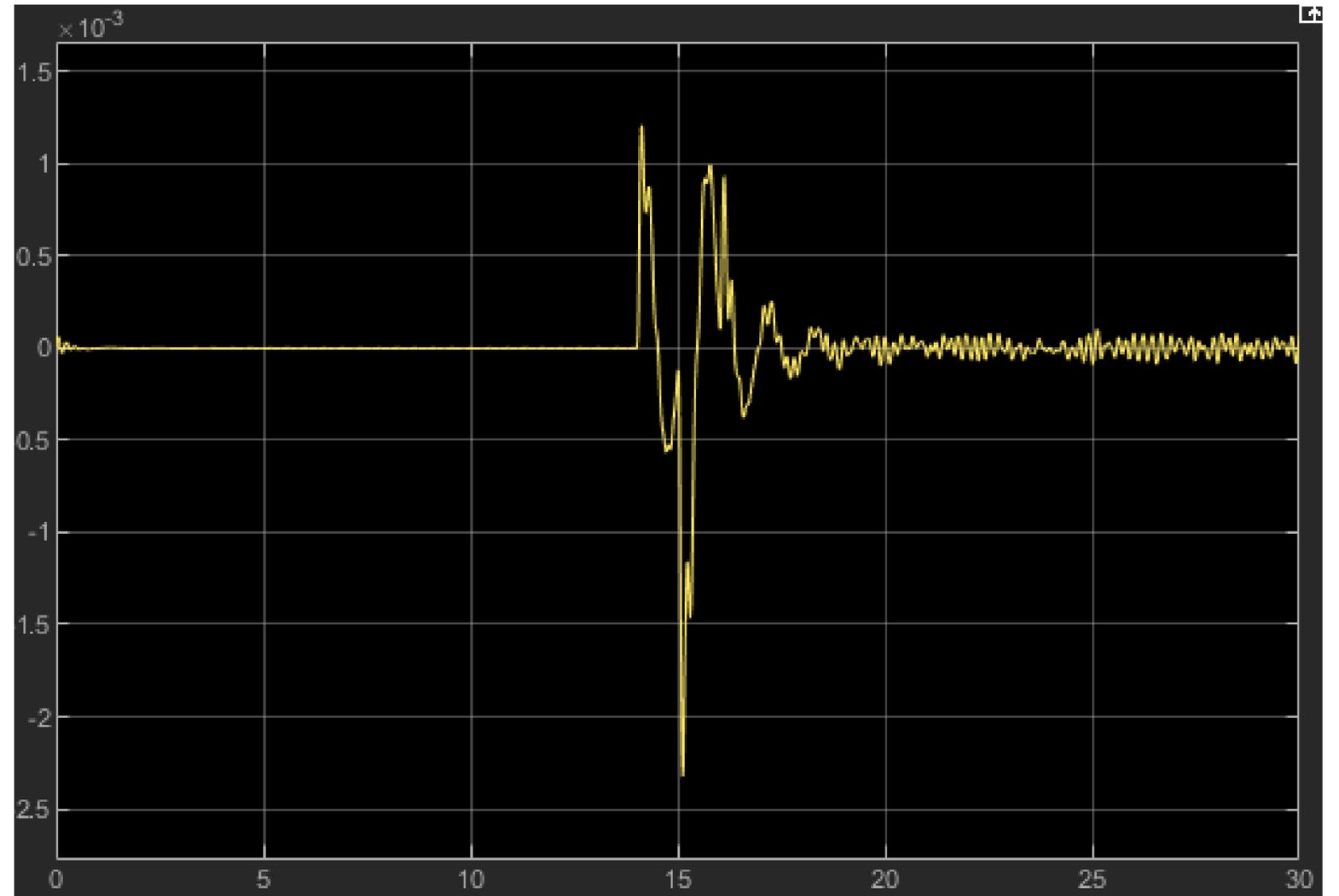
도로 주행 시뮬레이션

[MATLAB & Simulink] Redesign_final (방지턱)

Input : $h_{bump} = 100\text{mm}$

Output : $disp = 2.32\text{mm}$

$$TR_{bump} = \frac{disp}{h_{bump}} \approx 0.023 \leq 0.1 \quad \text{적합}$$



SpeedBump Engine-Car displacement (from Simulation): 2.32 mm

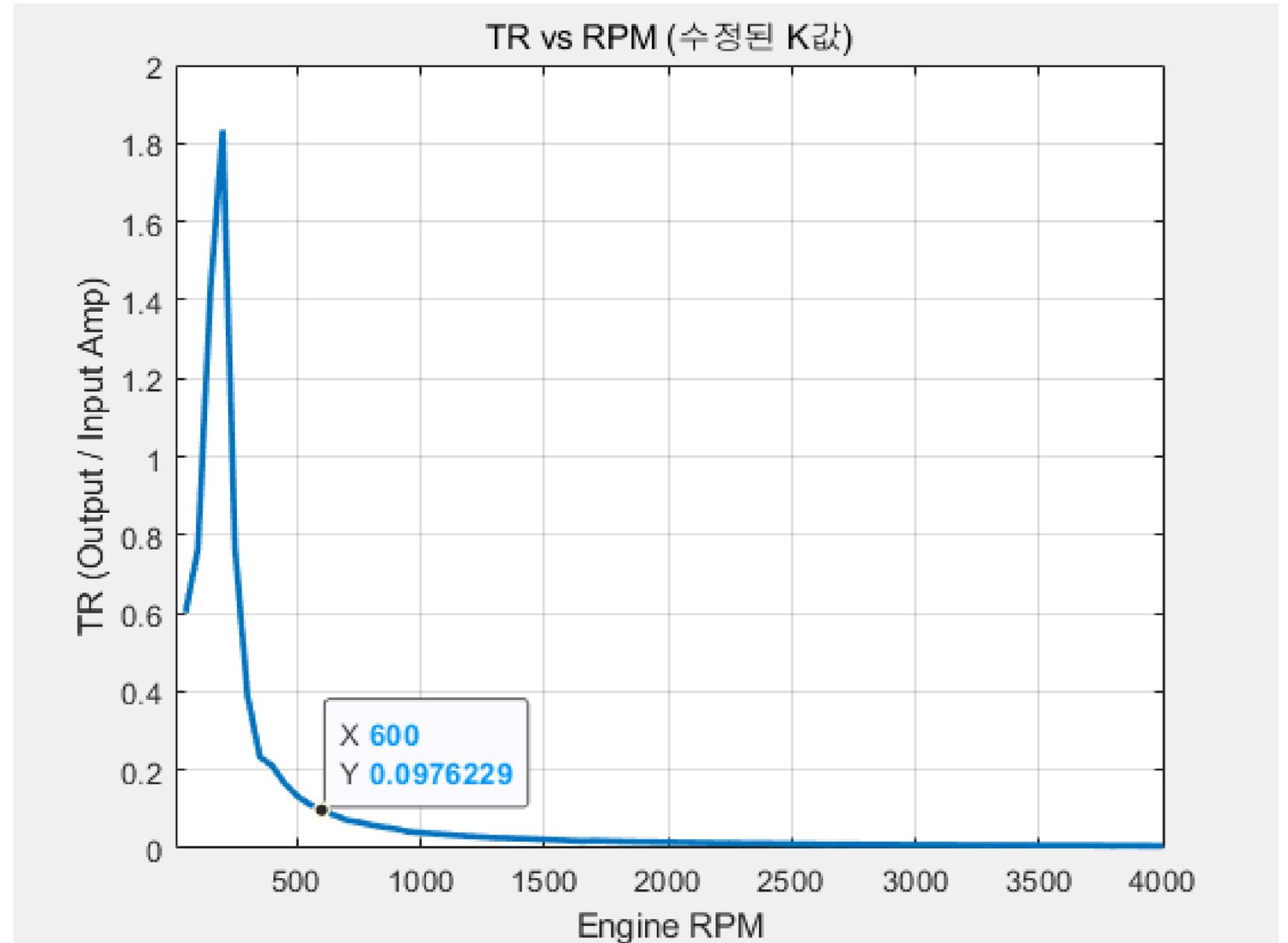
도로 주행 시뮬레이션

[MATLAB & Simulink] Redesign_final (정차)

$$TR = \frac{F_{mount}}{F_{engine}} = 0.097 \leq 0.1 \quad \text{적합}$$

ζ 값과 무게를 적절하게 변경 하므로써,
논문의 조건을 유추 할 수 있었고,

훨씬 더 현실과 가까운 값을 얻을 수 있음



Predicted Natural Frequency (Theoretical): 4.4841 Hz

Measured Resonance Frequency (from Simulation): 6.6667 Hz

고유 주파수 error → Suspension

도로 주행 시뮬레이션

[MATLAB & Simulink] Redesign_final (trade-off)

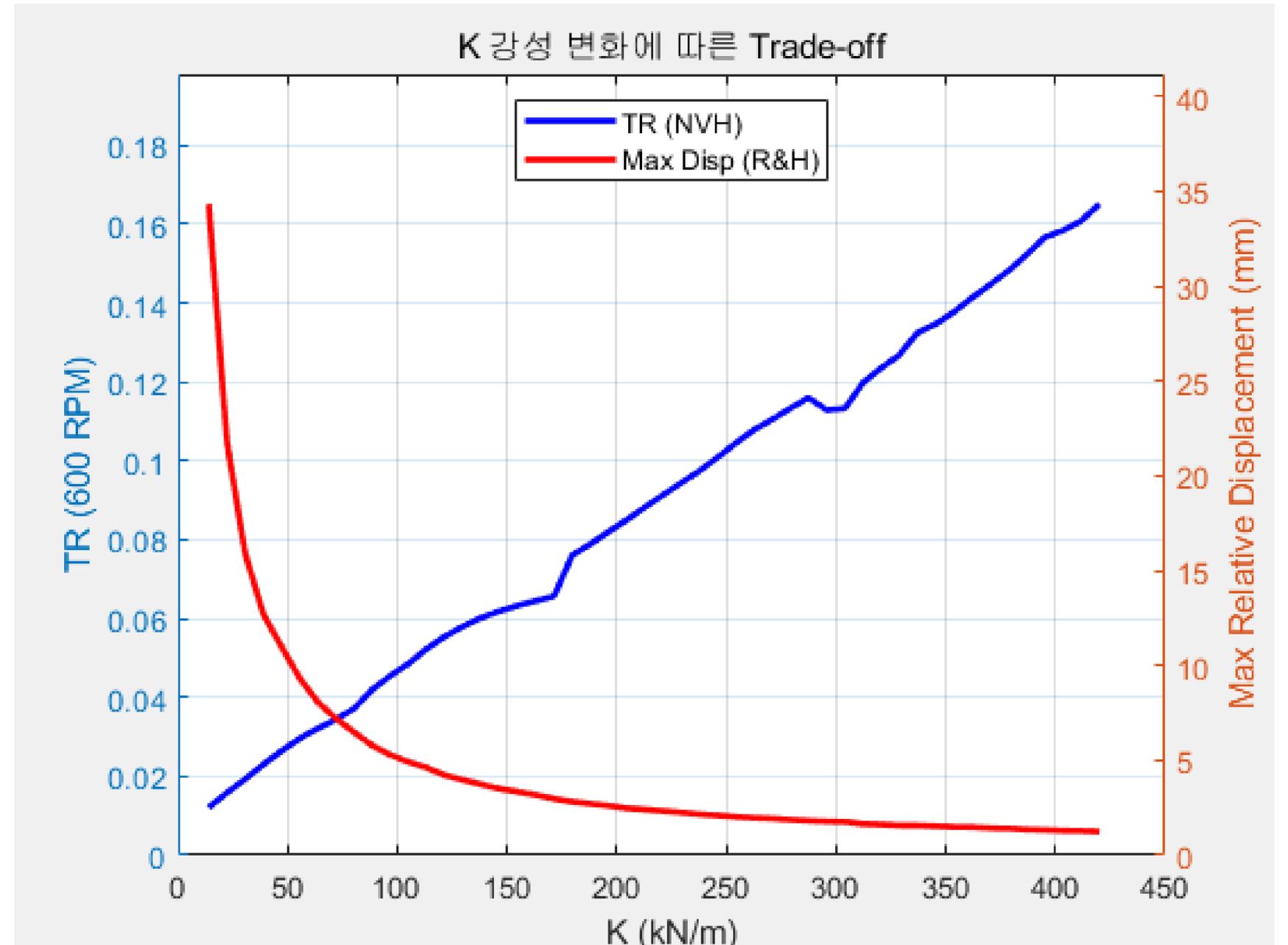
```

-----
situation 27/50: K_static = 163877.551 N/m
TR in 600RPM = 0.09 | Max Disp = 2.25 mm
-----
situation 28/50: K_static = 169795.9184 N/m
TR in 600RPM = 0.10 | Max Disp = 2.16 mm
-----
situation 29/50: K_static = 175714.2857 N/m
TR in 600RPM = 0.10 | Max Disp = 2.10 mm
-----
situation 30/50: K_static = 181632.6531 N/m
TR in 600RPM = 0.10 | Max Disp = 2.02 mm
-----
situation 31/50: K_static = 187551.0204 N/m
TR in 600RPM = 0.11 | Max Disp = 1.96 mm
-----
situation 32/50: K_static = 193469.3878 N/m
TR in 600RPM = 0.11 | Max Disp = 1.93 mm
-----

```

ζ 값과 무게를 적절하게 변경 하므로써,
논문의 조건을 유추 할 수 있었고,

훨씬 더 현실과 가까운 값을 얻을 수 있음



4. 결론 및 제언



결론 및 제언

- 주파수 분석을 통한 브래킷과, 마운트의 설계는 각각의 설계 원칙($f_{\text{bracket}} > 2 * f_{\text{eng.max}}$, $r > \sqrt{2}$)에 부합하는 수치로 나타났다. 다만 해당 모델이 단순화된 것임을 고려할 때, 이론적인 수치만으로 실제 설계에 들어가기에는 한계점이 있을 것으로 예상된다.
- 특히, 마운트가 프로그램 상 한계로 인하여 외력에 취약한 특징을 나타낸 점에 대해서는 물성치 입력 과정에서 비선형적인 부분을 고려해야 할 필요가 있으며, 이에 부합하는 정교한 형상을 구현할 필요가 있다.
- 고무로만 이루어져 있는 마운트의 동적 정적 성능이 Trade-off 관계임을 확인할 수 있다.
- 동적-정적 성능을 모두 향상시키기 위해서는 고무로만 되어 있는 마운트의 한계를 벗어나, 능동형 마운트가 필요함을 알 수 있다.

결론 및 제언

실제 값과의 오차 원인 및 한계점

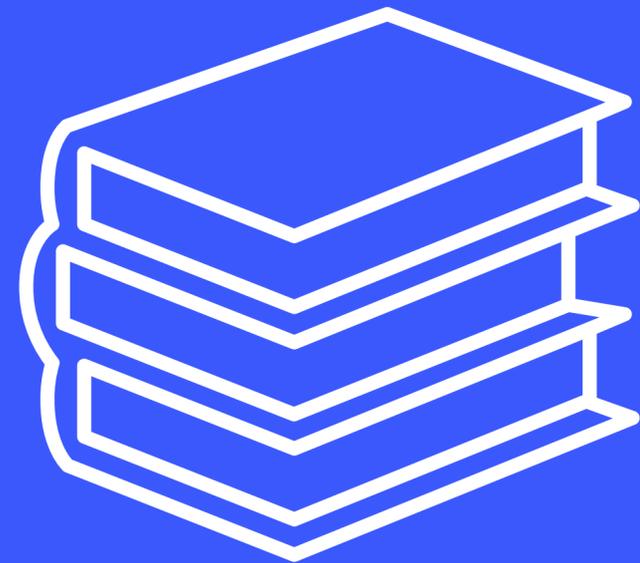
- 차량 종류에 따라 사용되는 고무의 물성치가 차이나서, 정확한 물성치 찾기 어려움
- 실제 차량 엔진 마운트 시스템은 최소 3개 이상의 마운트가 엔진의 무게 중심을 기준으로 3차원 공간에서 6자유도 운동을 복합적으로 제어. 실제 시스템의 복잡한 mode coupling을 무시하므로 실제 차량에서 발생하는 공진 분산 효과나 위치/각도 최적화 효과를 반영하지 못하였다.
- 감쇠 모델링에서 ζ 는 상수가 아니라, 온도, 변형률, 주파수에 따라 복잡하게 변함을 반영하지 못하였다.
- 저장 계수(G')와 손실 계수(G'')의 복소수 형태로 비선형적인 점탄성을 방여하지 못하였다.

결론 및 제언

결과가 실제와 다를 때,
멀리서 한 번만 다시 봐보자.

참고 문헌

- Piersol, A. G., & Paez, T. L. (2010). *Harris' shock and vibration handbook (6th ed.)*. McGraw-Hill Education.
- Wang, X. (2010). *Vehicle noise and vibration refinement*. Woodhead Publishing.
- Rath, J. J., et al. (2021). *Performance analysis of active suspension system for quarter car model using PID and LQR controller*. *Materials Today: Proceedings* (quarter car model 값 참고)
- 김현영. (1998). 자동차 엔진마운트용 고무에 대한 변형 특성 해석과 형상 최적 설계. (고무 물성치 참고)
- 윤민재. (2020). 주행성능 향상 고강성 엔진마운트 개발. KSAE
- The Engineering ToolBox - Young's Modulus for Rubbers https://www.engineeringtoolbox.com/young-modulus-d_417.html
- MatWeb - Natural Rubber Properties <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=21464359489c44549880500755513204>
- 엔진 진동 저감 설계 블로그 글 <https://jstar0525.tistory.com/32>
- 주파수 응답 해석의 이해 : 김남호 교수 베스트 기술강좌 <https://www.youtube.com/watch?v=MAxwF87TEGM>



감사합니다.

