

# МОДЕЛЮВАННЯ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ

Рева В.Б., ст. гр. А-41-17

vladreva0@gmail.com

Науковий консультант Дитятєв О.В., доцент, к.т.н., кафедра ТЕСА

Вивчення впливу величин параметрів компонентів підвіски на її показники натуральним способом є досить трудомістким процесом. Кожне задання нових параметрів пов'язано з розбиранням підвіски, а це демонтаж амортизаційної стійки, її розпружинювання, встановлення параметрів, подальший монтаж. Тому необхідна розробка математичної моделі підвіски, її ідентифікація та проведення досліджень на адекватній моделі.

Для моделювання поведінки динамічних систем, використовуються ЕОМ. Існує велика кількість алгоритмічних мов, на яких може бути виконаний розв'язок завдання. Часто вирішальну роль виявляє зручність програмування, наявність перевірених математичних методів, легкість виставів результатів моделювання. Такими особливостями володіє пакет MATLAB, що містить у своєму складі інструмент візуального моделювання SIMULINK. SIMULINK поєднує в собі наочність аналогових машин і точність цифрових обчислювальних машин.

Для дослідження впливу основних параметрів кузова автомобіля на вертикальні коливання використовують спрощену модель із двома ступенями волі, у якій дві маси зв'язані пружними й дисипативними зв'язками (рис. 1). Модель описує вертикальні коливання кузова автомобіля з двома типами пружного пристрою – пружини та шини. Шина опирається на майданчик стенду, майданчик здійснює вертикальні синусоїдальні коливання  $\eta(t)$  с амплітудою 0,003 м. При побудові моделі скористаємося принципом Даламбера, згідно з яким фізичні об'єкти замінюються силами і реакціями з умовою, що система знаходиться в рівновазі.

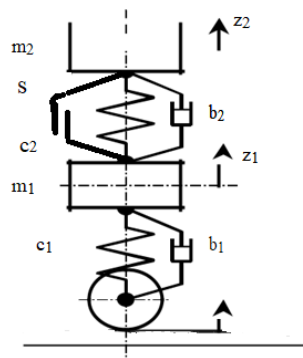


Рис. 1 – Розрахункова схема

Рівняння руху розглянутої системи при наявності збурювання з боку шляху описується наступними диференціальними рівняннями:

$$m_1 \cdot \ddot{z}_1 + b_1 \cdot \dot{z}_1 + b_2 \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + s \cdot \operatorname{sgn}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_1 \cdot z_1 + c_2 \cdot (z_1 - z_2) = b_1 \cdot \dot{\eta} + c_1 \cdot \eta; \quad (1)$$

$$m_2 \cdot \ddot{z}_2 + b_2 \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + s \cdot \operatorname{sgn}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_2 \cdot (z_2 - z_1) = 0,$$

де  $m_1$  – невіднесена маса візка;

$m_2$  – маса кузова, приведена на одному колесі;

$c_1, b_1$  – жорсткість і демпфірування в шині;

$c_2, b_2$  – жорсткість і демпфірування в пружині і в амортизаторі;

$z_i, \dot{z}_i, \ddot{z}_i$  – узагальнені координати і їх похідні за часом.

$$\ddot{z}_1 = -\frac{1}{m_1} (b_1 \cdot \dot{z}_1 + b_2 \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + s \cdot \operatorname{sgn}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_1 \cdot z_1 + c_2 \cdot (z_1 - z_2)) - b_1 \cdot \dot{\eta} - c_1 \cdot \eta; \quad (2)$$

$$\ddot{z}_2 = -\frac{1}{m_2} (b_2 \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + s \cdot \operatorname{sgn}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_2 \cdot (z_2 - z_1)).$$

У якості збурювання використовуємо синусоїдальну нерівність. Амплітуду нерівності  $A$  вибираємо рівній 0,003 м. І вид збурювання і амплітуда відповідають стандарту, прийнятому для стендів EuSAMA.

$$\eta(t) = A \cdot \sin(\omega \cdot t),$$

де  $\omega$  – частота збурювання.

Побудуємо описану вище модель у середовищі SIMULINK.

Процес побудови моделі в системі SIMULINK представляє послідовність вибору необхідних блоків з відповідних бібліотек, і з'єднання їх зв'язками.

Побудова моделі кожного рівняння починаємо із суматора, що має стільки входів, скільки членів містить права частина рівняння. Для першого рівняння це суматор *Sum1* (рис. 2). Входи суматора можуть мати як позитивне значення, так негативне. Нашому випадку маємо два рівняння, відповідно процес повторюємо для другого рівняння.

Далі встановлюємо зв'язку між входами й виходами відповідних блоків, застосовуючи, де необхідно, додаткові лінійні перетворювачі й суматори.

Для обчислення похідної переміщення нерівності використовується блок диференціювання.

Для моделювання динамічної системи використовують рівняння руху у вигляді (2) та наступні вихідні дані з таблиці 1.

Таблиця 1 – Вихідні дані для розрахунку

| Показник                   | Значення       | Одиниця виміру |
|----------------------------|----------------|----------------|
| Амплітуда нерівності       | $A = 0,003$    | м              |
| Маса кузова                | $m_1 = 370$    | кг             |
| Жорсткість пружини         | $c_1 = 35000$  | Н/м            |
| Демпфірування амортизатора | $b_1 = 1120$   | Н*с/м          |
| Сухе тертя в підвісці      | $s = 15$       | Н*с/м          |
| Підресорена маса           | $m_2 = 33,3$   | кг             |
| Жорсткість шини            | $c_2 = 350000$ | Н/м            |
| Демпфірування шини         | $b_2 = 50$     | Н*с/м          |

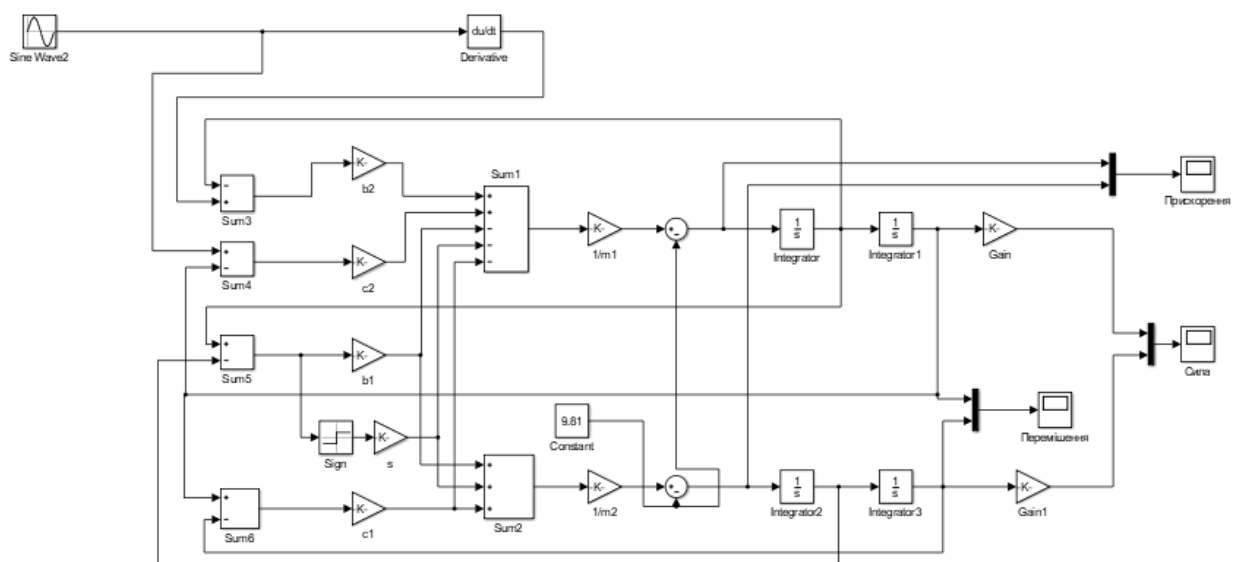


Рис. 2 - Блок-схема моделі

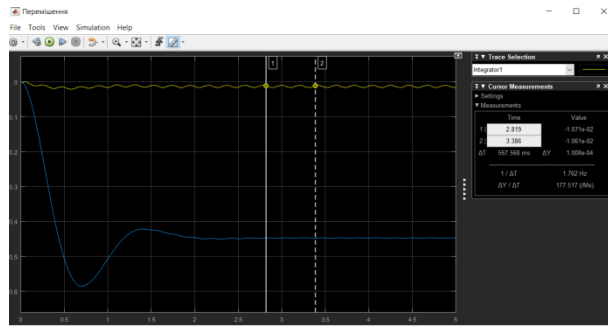


Рис. 3 - Коливання підресореної (синя лінія) і непідресорених мас (жовта лінія) при частоті  $\omega = 105 \text{ 1 / c}$ .

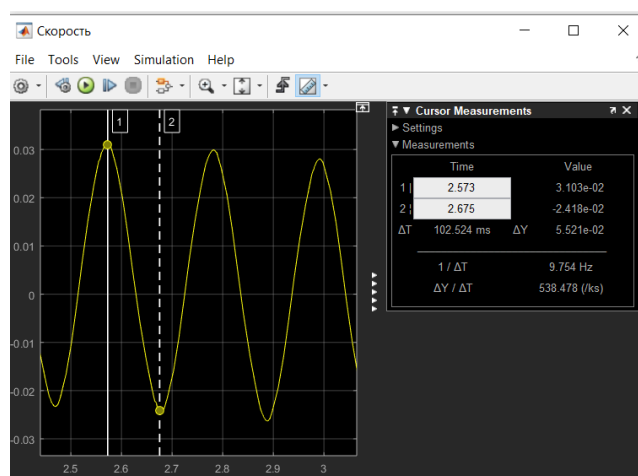


Рис. 4 – Вимірювання розмаху коливань вертикальної сили, що діє на кузов з боку непідресореної маси

Результати моделювання представимо в графічному виді (рис. 5, 6, 7).

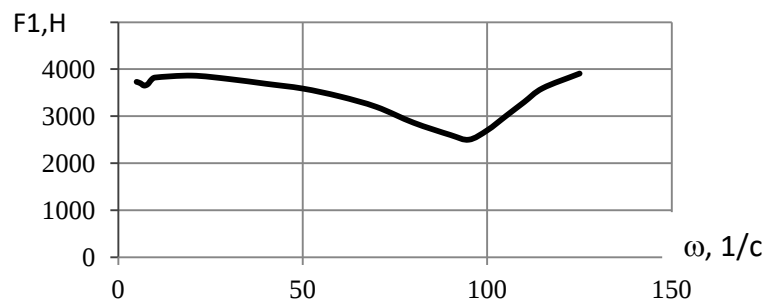


Рис. 5 – Залежність сили тиску колеса на площадку від частоти коливань

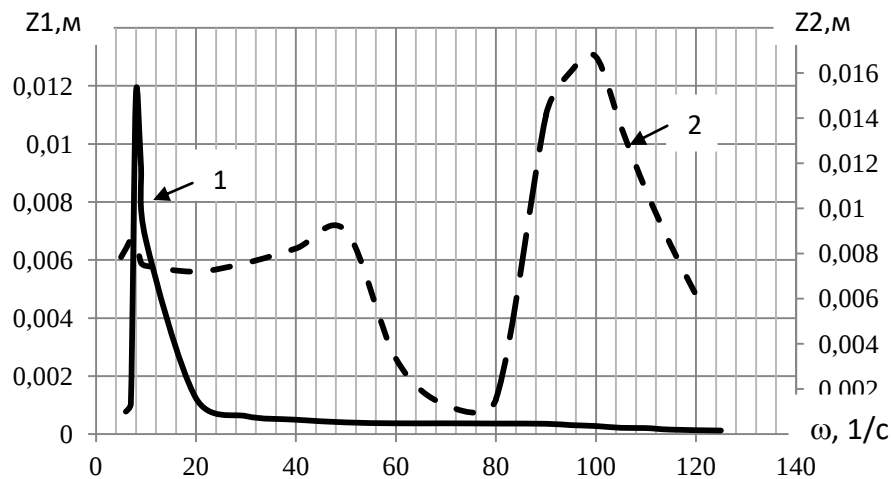


Рис. 6 – Амплітудно – частотна характеристика коливань: 1- переміщення кузова, 2 - переміщення колеса

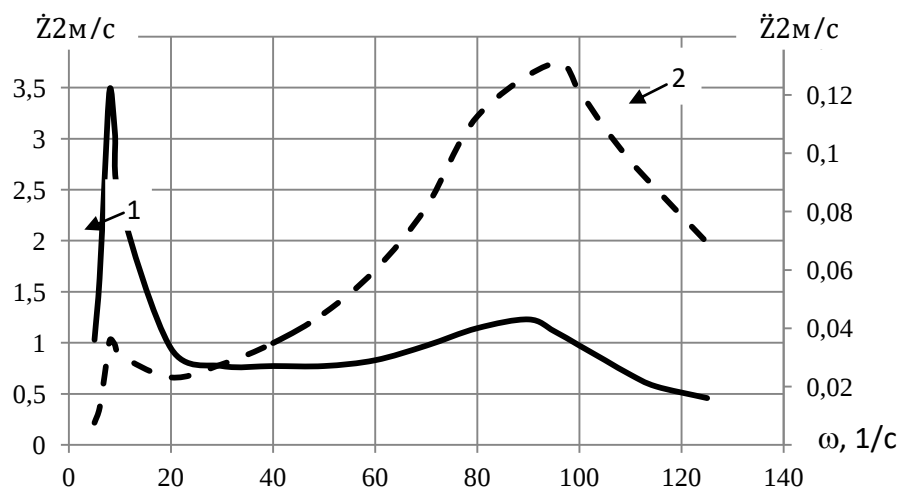


Рис. 7 - Амплітудно – частотна характеристика: 1 – швидкості кузова; 2 – прискорення кузова

### Література

1. Какие амортизаторы выбрать для своего автомобиля [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://pickon.in.ua/kakie-amortizatoryi-vyibrat-dlya-svoego-avtomobilya/>
2. Моделирование в системе SIMULINK. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [mathmod.narod.ru/models/Simul1/Simul1.htm](http://mathmod.narod.ru/models/Simul1/Simul1.htm)
3. Д. Гроп. Методы идентификации систем. / Д. Гроп, пер. с английского – Мир, Москва, 1979 г., 302 с.