

Перелік посилань

1. Ткачук А.Я., Довгалюк В.Б. Аеродинаміка вентиляції: Навчальний посібник. – ІВНВП «Укрґеліотех», 2009. – 376 с.
2. Мілейковський В.О. Геометричне моделювання вільних ізотермічних струмин // Міжвідомчий науково-технічний збірник «Прикладна геометрія та інженерна графіка». Вип. 82. Відповідальний редактор В.Є.Михайленко. – К.:КНУБА, 2009 р.– 400с.
3. Мілейковський В.О. Обґрунтування профілю швидкості плоских напівобмежених струмин // Нова тема. Науково-виробничий журнал №1 2011 р. - С.34-36.
4. Мілейковський В.О. Геометричне обґрунтування профілю швидкості в струминних примезових шарах // Будівництво України. №1 2010 р. - С.17-20.
5. Мілейковський В.О. Геометричне моделювання плоских напівобмежених струмин // Міжвідомчий науково-технічний збірник «Прикладна геометрія та інженерна графіка». Вип. 86. Відповідальний редактор В.Є.Михайленко.–К.:КНУБА, 2010 р.– 472с. – С.187-191.
6. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй.-М.:Физматгиз,1960.-715с.
7. Теория турбулентных струй / Абрамович Г.Н., Гиршович Т.А., Крашенинников С.Ю. и др. Изд. 2-е, перераб и доп. / под ред. Г.Н.Абрамовича. – М.: Наука, 1984. – 716 с., ил.

УДК-62-525

О. В.УЗУНОВ, канд. техн. наук, **І. В.НОЧНІЧЕНКО**

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ У ГІДРАВЛІЧНОМУ АВТОМОБІЛЬНОМУ АМОРТИЗАТОРІ

У статті представлена математична модель робочого процесу у гідравлічному амортизаторі, яка враховує особливості роботи в режимах “відбою” та “стиснення”, а також інерційну складову навантаження. Перевірка коректності та адекватності моделі показала можливість її використання для дослідження впливу параметрів та умов на експлуатаційні характеристики амортизатора.

В статье представлена математическая модель рабочего процесса в гидравлическом амортизаторе, которая учитывает особенности работы в режимах “сжатия” и “отбоя”, а также инерционную составляющую нагрузки. Проверка корректности и адекватности модели показала возможность ее использования для исследования влияния параметров и условий на эксплуатационные характеристики амортизатора.

The paper presents a mathematical model of work processes in hydraulic shock absorber, which takes into account the direction of motion, the inertial component of the load, the difference in throttling under the “compression” and “lights” out. Checking the correctness and adequacy of the model showed the possibility of its use to study the influence of parameters and conditions of the operational characteristics of the shock absorber.

Постановка проблеми, ціль та задачі

Використання гідравлічних амортизаторів в ходовій частині автомобіля покращує його керованість, безпеку, надійність та довговічність [1,2,3]. Ефективність застосування амортизаторів залежить від відповідності реальних умов експлуатації автомобіля умовам, які були передбачені при його проектуванні або виборі. Однак зміни умов експлуатації (зміна кліматичних зон, пори року, часу доби, рельєфу дороги, швидкості руху) можуть відбуватися в широких межах, що суттєво впливає на температуру амортизатору. В той же час чутливість робочої рідини амортизатору до змін температури ускладнює або унеможлиблює збереження його планових характеристик [4]. Це спричиняє необхідність кількісної оцінки змін характеристик амортизатору під дією умов експлуатації і пошуку шляхів підвищення ефективності його використання.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Зазвичай, для визначення ефективності застосування амортизаторів, або дослідження нових конструктивних рішень, які враховують особливості умов експлуатації, використовують математичні моделі. Відомі моделі імітують зміну властивостей робочої рідини під дією температури, але не відображають зміну структури процесу функціонування амортизатору в режимі “стиснення” та “відбою”, а також не враховують інерційну складову навантаження [5]. З огляду на значну складність і різноманітність робочих процесів в амортизаторі доцільним, на першому етапі, є створення базової математичної моделі, яка б адекватно відображала структуру амортизатору, основні процеси і режими його функціонування.

Цілю роботи

є скорочення термінів дослідження та проектування гідравлічних амортизаторів.

В роботі вирішувались наступні задачі

розробка моделі гідравлічного амортизатору для імітації функціонування у режимах “стиснення” та “відбій” з врахуванням інерційної складової навантаження.

перевірка коректності впливу параметрів на роботу моделі та її адекватності реальним процесам.

Математична модель робочого процесу гідравлічного амортизатора

Спрощена схема передньої підвіски автомобіля з телескопічним гідравлічним амортизатором. Амортизатор, що працює у складі підвіски автомобіля, компенсує осьові і бокові коливання кузова. Для побудови моделі використана спрощена схема, яка дозволяє компенсувати осьові коливання

(рис. 1). Шток 1 амортизатору зафіксовано по відношенню до кузова (підресорна маса), циліндр 2 амортизатору зв'язаний з джерелом зовнішнього обурення 3 через кронштейн 4 та колесо 5 (не підресорна маса). Між кузовом та циліндром 2 встановлена пружина 6. Пружина 6 утримує кузов автомобіля та сприймає його коливання.

Амортизатор має два режими роботи “стиснення” та “відбій”. Рух циліндра відносно поршня догори відповідає режиму “стиснення”, а донизу - режиму “відбій”. При наїзді на нерівність частину енергії коливань гасить колесо 5 та пружина 6. Іншу частину енергії коливань кузова демпфірує гідравлічний амортизатор.

Умови експлуатації амортизатору. Умови експлуатації визначають: вхідна дія, яка обумовлена рельєфом дороги та швидкістю руху автомобіля, величина навантаження та температура [5]. Навантаження має як позиційну, так і інерційну складові. Позиційна складова визначається параметрами пружних елементів в конструкції підвіски автомобіля та силою тяжіння, що обумовлена масою автомобіля. Маса створює також інерційну складову навантаження.

Схема амортизатору та опис його роботи. Амортизатор, побудований відповідно до схеми (рис. 2), містить циліндр, заповнений рідиною, розділений поршнем 1 на дві порожнини А і Б, які у свою чергу, сполучені каналом 2 зі встановленим в ньому клапанно – дросельним вузлом 3, що вміщує п'ять дроселів (один з них є периферійним, який утворено зазором між циліндром та поршнем) та два зворотні клапани. Пружина 4, встановлена співвісно штоку між циліндром 8 амортизатору та кузовом автомобіля 5 [4].

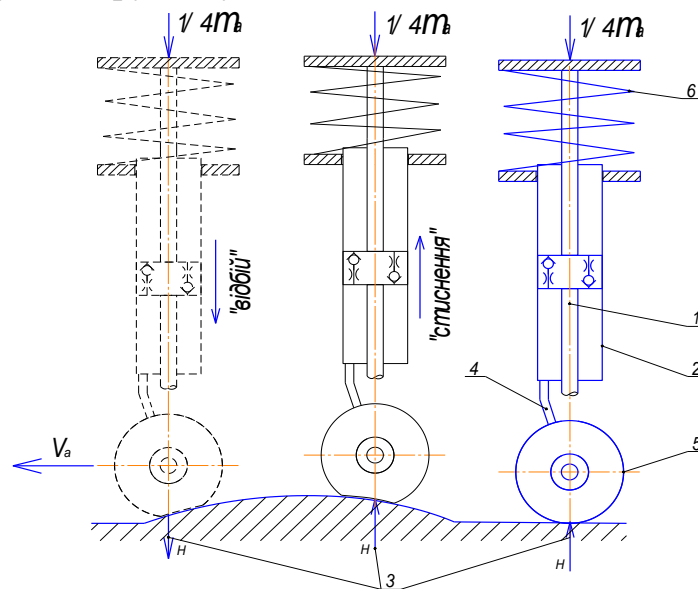


Рис. 1. Спрощена схема роботи амортизатора у складі підвіски автомобіля

Працює амортизатор наступним чином. У початковому стані поршень 1 знаходиться в середньому положенні. Зовнішнє обурення 6 (від зміни рельєфу дороги) у вигляді швидкості осевого руху колеса, передається через кронштейн 7 до циліндру 8. Рух циліндру 8 (наприклад, догори, що відповідає

режиму “стиснення”) приводить до зміни об'ємів порожнин ємностей А та Б. Це, у свою чергу, призводить до стиснення пружини 4 та витіснення рідини з порожнини Б в порожнину А через канал 2 і клапанно-дросельний вузол 3. Клапанно-дросельний вузол 3 спричиняючи опір руху рідини, призводить до зростання тиску в порожнині Б і падіння тиску в порожнині А. Перепад тиску на поршні 1 призводить до появи сили, направленої в бік протилежної до напрямку дії зовнішнього обурення 6, яка уповільнює рух циліндру 8 і поступово зменшує амплітуду його коливань.

Якщо напрямок дії зовнішнього обурення змінюється амортизатор працює аналогічним чином з врахуванням зміни напрямку сили, що компенсує обурення.

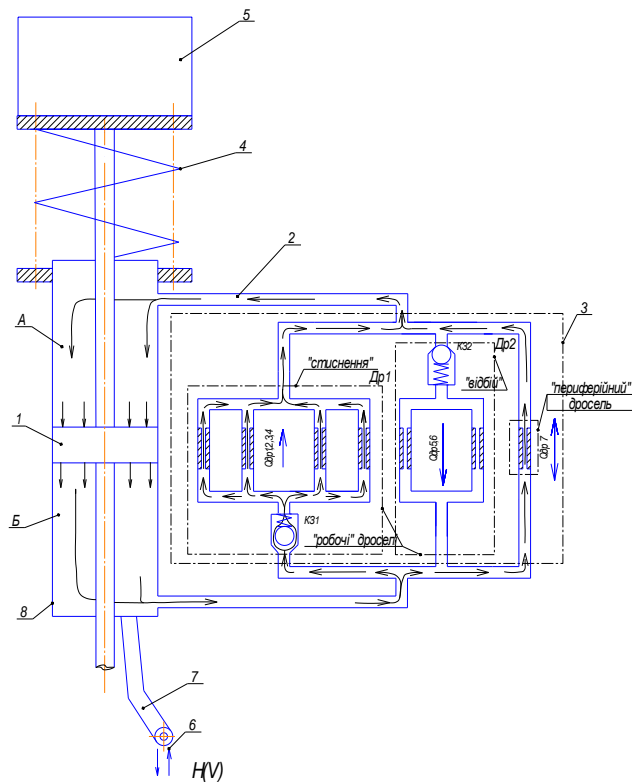


Рис. 2 – Розрахункова схема амортизатора

Побудова математичної моделі. Прийняті наступні припущення: вхідне обурення (рух кронштейну) направлене по осі амортизатору і має гармонічний характер, згин штоку та поворот амортизатору відносно його осі не враховуються, повітряна складова, бокові навантаження, сила сухого тертя,

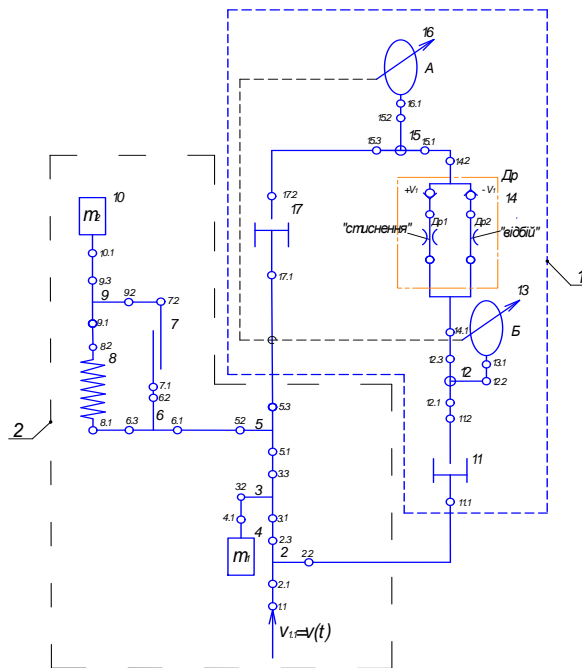


Рис. 3. Схема будови математичної моделі амортизатора у складі автомобільної підвіски. 1- гідравлічна частина, 2 - механічна частина.

тепловий обмін між амортизатором та середовищем експлуатації відсутні, температурні умови амортизатору враховують шляхом завдання властивостей робочої рідини. Параметри середовища експлуатації наступні: інерційне навантаження на один амортизатор складає 1/4 від маси автомобіля, температура 20°C, максимальна амплітуда переміщення ± 0.05 м, частота сигналу змінюється у межах 0.83 ... 1.8 Гц.

В основу математичної моделі амортизатору покладено розрахункову схему (рис. 2), а побудову моделі виконано за циклічно-модульним підходом [6]. На першому кроці проведено аналіз робочого процесу амортизатору та виявлено комплект типових елементів, який забезпечує його виконання. На другому кроці типові елементи було поєднано у відповідності до порядку виконання окремих дій у робочому процесі амортизатору. Отримана схема будови моделі пояснює роботу амортизатору у режимах “стиснення” та “відбою” з виділенням елементів, що виконують окремі дії процесу (рис. 3).

Режим “стиснення”. Потік механічної енергії вхідного сигналу у вигляді швидкості $v(t)$ розвітлюється в елементі 2 на два потоки. Перший направляє на рух маси циліндра, подолання сили в’язкого тертя, рух маси автомобілю та стискання пружини. Другий потік направляє на перетворювач виду енергії 11. В ньому механічна енергія перетворюється у гідравлічну. Далі потік гідравлічної енергії потрапляє на розвітлювач гідравлічної енергії 12. Після розвітлення перший потік гідравлічної енергії потрапляє у перетворювач 13 кінетичної енергії у потенційну. У результаті витрата рідини потоку гідравлічної енергії перетворюється у тиск. Тиск потрапляє в розвітлювач енергії 12 і відповідно на всі його виходи. Зміна тиску на вході елементу зміни кількості енергії (дросель 1) 14 призводить до появи витрати через цей елемент.

Витрата потоку гідравлічної енергії забирається з розвітлювача 12 і потрапляє на розвітлювач 15. Один з потоків гідравлічної енергії потрапляє у перетворювач кінетичної енергії у потенційну 16. У ньому витрата перетворюється у тиск. Тиск потрапляє на входи розвітлювача 15 і відповідно на вхід перетворювача виду енергії 17. В перетворювачі 17 тиск потоку гідравлічної енергії перетворюється у силу потоку механічної енергії. Далі сила потрапляє на вхід розвітлювачів (алгебраїчні суматори) механічної енергії 5, 3, 6, 9 і 2. В них вираховується результуюча сила від сил всіх вхідних потоків механічної енергії: сили від перепаду тиску на поршні, інерційної сили від рухомих мас циліндра та маси автомобілю, сили в'язкого тертя, сили жорсткості пружини. Результуюча сила є силою спротиву амортизатору, яка частково компенсує дію сигналу обурення та силу від жорсткості пружини. Рух елементів 4 та 5 передається елементам 6, 7, 8, 9, 10. У свою чергу рух елементу 11 призводить до зміни об'ємів камер перетворювачів 13 та 16, а також відбирання витрати з розвітлювача 15 та додавання витрати у розвітлювач 12. Крім того, рух елементів 4, 3, 5, 6, 8, 9, 10, призводить до появи сил тертя, дія якої враховується в елементі 7.

Режим “відбою”. Робота амортизатору у режимі “відбою” відбувається аналогічно роботі у режимі “стиснення” з врахуванням напрямку дії обурюючого сигналу та зміні активного дроселю (дросель 2 працює, дросель 1 відключений).

На третьому кроці за допомогою схеми будови моделі (рис.3) створено математичний опис процесу роботи амортизатору. Для цього дії кожного елементу представлено парою математичних залежностей. Наприклад, рух циліндру амортизатору визначається рівняннями (1) і (4), дії розвітлювача потоку гідравлічної енергії імітують залежності (2) і (3) і так далі. Математичні описи дій всіх елементів схеми складено у систему рівнянь (1.0).

$$\left. \begin{aligned}
v_{1,1} &= v(t); (1) \\
v_{2,1} &= v_{1,1}; \\
v_{2,2} &= v_{2,3} = v_{2,1}; (2) \\
v_{11,1} &= v_{2,2}; \\
q_{11,2} &= v_{11,1} \cdot S_1; (11) \\
q_{12,2} &= q_{12,1} - q_{12,3}; (12) \\
\frac{dp_{13,1}}{dt} &= \frac{E}{V_0 - (h_{1,1} \cdot S_1)} \cdot q_{12,2}; (13) \\
p_{11,2} &= p_{13,1}; \\
F_{11,1} &= p_{11,2} \cdot S_1; (11.1) \\
F_{11,1} &= F_{2,2}; \\
v_{3,1} &= v_{2,3}; \\
v_{3,2} &= v_{3,3} = v_{3,1}; (3) \\
v_{4,1} &= v_{3,2}; \\
F_{4,1m_1} &= \frac{dv_{4,1}}{dt} \cdot m_1; (4) \\
F_{4,1g} &= m_1 \cdot g; (4.1) \\
F_{4,1} &= F_{4,1m_1} - F_{4,1g} \cdot \text{sign}(v_{4,1}); (4.2) \\
F_{3,2} &= F_{4,1}; \\
v_{5,1} &= v_{3,3}; \\
v_{5,2} &= v_{5,3} = v_{5,1}; (5) \\
v_{6,1} &= v_{5,2}; \\
v_{6,2} &= v_{6,3} = v_{6,1}; (6) \\
v_{7,1} &= v_{6,2}; \\
F_{7,1} &= b \cdot (v_{7,1} - v_{7,2}); (7) \\
F_{6,2} &= F_{7,1}; \\
v_{8,1} &= v_{6,3}; \\
h_{8,1} &= h_{7,1}; \\
F_{8,2} &= c \cdot (h_{8,1} - h_{8,2}); (8) \\
F_{9,1} &= F_{8,2}; \\
F_{6,3} &= F_{8,1};
\end{aligned} \right\} \begin{aligned}
F_{9,3} &= F_{9,1} + F_{9,2}; \\
F_{10,1} &= F_{9,3}; \\
F_{10,1g} &= m_2 \cdot g; (10) \\
F_{10,1} &= F_{10,1m_2} - F_{10,1g} \cdot \text{sign}(v_{10,1}); (10.1) \\
\frac{dv_{10,1}}{dt} &= \frac{F_{10,1m_2}}{m_2}; (10.2) \\
v_{9,2} &= v_{9,1} = v_{9,3}; (9) \\
v_{7,2} &= v_{9,2}; \\
v_{9,3} &= v_{10,1}; \\
q_{14,2\text{stus}} &= \mu \cdot f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot |p_{13,1} - p_{16,1}| \cdot \text{sign}(p_{13,1} - p_{16,1}), \\
&\text{при } p_{13,1} > p_{16,1}; (14) \\
q_{14,1\text{vid}} &= \mu \cdot f_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot |p_{13,1} - p_{16,1}| \cdot \text{sign}(p_{13,1} - p_{16,1}), \\
&\text{при } p_{13,1} < p_{16,1}; (14) \\
q_{15,1} &= q_{14,2}; \\
q_{15,2} &= q_{15,1} - q_{15,3}; (15) \\
q_{12,3} &= q_{14,1}; \\
\frac{dp_{16,1}}{dt} &= \frac{E}{V_0 + (h_{7,1} \cdot S_2)} \cdot q_{15,2}; (16) \\
v_{17,1} &= v_{5,3}; \\
q_{17,2} &= v_{17,1} \cdot S_2; (17) \\
q_{15,3} &= q_{17,2}; \\
F_{17,1} &= p_{16,1} \cdot S_2; (17.1) \\
F_{5,3} &= F_{17,1}; \\
F_{6,1} &= F_{6,2} + F_{6,3}; \\
F_{5,2} &= F_{6,1}; \\
F_{5,1} &= F_{5,2} + F_{5,3}; \\
F_{3,3} &= F_{5,1}; \\
F_{3,1} &= F_{3,2} + F_{3,3}; \\
F_{2,3} &= F_{3,1}; \\
F_{2,1} &= F_{2,2} + F_{2,3}; \\
F_{1,1} &= -F_{2,1},
\end{aligned} \quad (1.0)$$

де $v_{1,1}$ - швидкість переміщення кронштейну амортизатора; $q_{12,1}$, $q_{15,1}$ - витрати, рідини на входах розвітлювачів 12, та 15; $q_{12,2}$, $q_{12,3}$, $q_{15,2}$, $q_{15,3}$ - витрати рідини на виходах розвітлювачів 12, та 15; $p_{13,1}$, $p_{16,1}$ - тиск в порожнинах ємностей 13 (Б) та 16 (А) відповідно; E - модуль пружності рідини; V_0 - початковий об'єм порожнин Б та А (для середнього положення поршня); $h_{8,1}$ - переміщення кронштейну амортизатора; $h_{8,2}$ - переміщення кузова автомобіля; S_1 - площа поршня (зі сторони камери (А)); S_2 - площа поршня (зі сторони камери (Б)); $F_{11,1}$, $F_{17,1}$ - сили, що виникають від тиску на поршень; $F_{4,1}$ - сила, що виникає в результаті інерції маси m_1 ; $F_{10,1}$ - сила, що виникає в результаті інерції маси m_2 ; $v_{4,1}$, $v_{10,1}$ - швидкості руху кронштейну та кузова автомобілю відповідно; m_1 , m_2 - маси рухомих елементів кронштейну та кузова автомобіля відповідно; g - прискорення вільного падіння; $F_{7,1}$ - сила, що виникає за рахунок в'язкого тертя в ущільненнях (між поршнем, штоком і робочим циліндром); b - коефіцієнт в'язкого тертя; $F_{8,2}$ - сила, що виникає в результаті дії пружини; c - жорсткість пружини; $q_{14,1\text{stus}}$, $q_{14,1\text{vid}}$ - витрати робочої рідини через дроселі 1 та 2

відповідно; f_1 - площа перерізу дроселя 1; f_2 - площа перерізу дроселя 2; μ - коефіцієнт витратити; ρ - густина робочої рідини; $v_{2,2}, v_{2,3}, v_{2,1}$ - швидкості руху на контактах елементу 2; $v_{3,2}, v_{3,3}, v_{3,1}$ - швидкості руху на контактах елементу 3; $v_{5,2}, v_{5,3}, v_{5,1}$ - швидкості руху на контактах елементу 5; $v_{6,2}, v_{6,3}, v_{6,1}$ - швидкості руху на контактах елементу 6; $v_{9,2}, v_{9,3}, v_{9,1}$ - швидкості руху на контактах елементу 9; $F_{2,1}, F_{2,2}, F_{2,3}$ - сили на контактах елементу 2; $F_{3,1}, F_{3,2}, F_{3,3}$ - сили на контактах елементу 3; $F_{5,1}, F_{5,2}, F_{5,3}$ - сили на контактах елементу 5; $F_{6,1}, F_{6,2}, F_{6,3}$ - сили на контактах елементу 6; $F_{9,1}, F_{9,2}, F_{9,3}$ - сили на контактах елементу 9.

На наступному кроці математичний опис (1.0) перетворено в математичну модель. Для цього була використана програма “Simulink” (рис. 4). Математична модель складається з наступних блоків.

1. Блок завдання початкових даних та імітації зовнішніх умов.
2. Блок моделювання процесів в амортизаторі.
3. Інформаційний блок.

В першому блоці задаються закон дії та параметри обурюючого сигналу. В блоці також задаються параметри амортизатору: - діаметри штоку та поршня, площа дроселів, модуль пружності рідини, густина рідини та ін. Другий блок вміщує математичні описи дій окремих елементів, які поєднані відповідно до порядку їх виконання. Третій блок забезпечує візуалізацію робочих процесів при моделюванні.

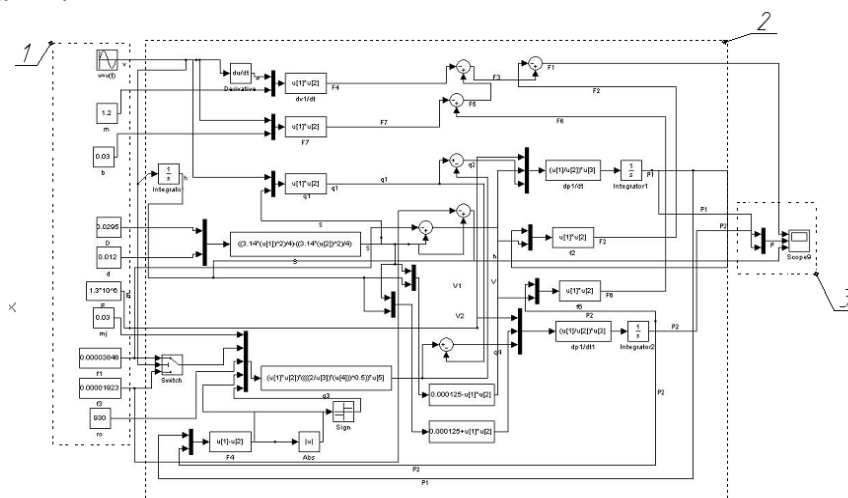


Рис. 4. Вигляд математичної моделі амортизатора у програмі „ Simulink ”

Тестування моделі

Для встановлення працездатності, перевірки коректності та адекватності розробленої математичної моделі використані наступні тести: симуляція робочого процесу в амортизаторі при заданих параметрах, перевірка чутливості процесу до змін параметрів та коректності впливу параметрів на характеристики амортизатору; порівняння результатів моделювання та фізичного експерименту.

Симуляція робочого процесу в амортизаторі при заданих параметрах, перевірка чутливості процесу до змін параметрів та коректності впливу параметрів на характеристики амортизатору. Тестування проводилися відповідно до методики [7]. При цьому шток амортизатору було зафіксовано, а циліндр амортизатору приводився в рух зі швидкістю, яка змінювалась за синусоїдальним законом. При цьому максимальна амплітуда переміщення циліндру становила величину H , частота сигналу встановлювалась в діапазоні прийнятих припущень. Параметри робочої рідини задавались для фіксованої температури. В ході симуляції роботи амортизатору контролювались швидкість руху циліндру та зусилля на ньому.

У якості початкових приймалися наступні значення параметрів та умов експлуатації: частота коливань циліндру (ω) – 0.83 Гц; максимальна амплітуда переміщення циліндру (H) - 0.1м; маса циліндру (m_1) –1.5 кг; коефіцієнт тертя (b) - 0.03; площа дроселів для режиму “відбій” (f_{vid}) – 0.00001923 м²; площа дроселів для режиму “стиснення” (f_{stus}) – 0.00003846 м²; густина робочої рідини (ρ) – 930 кг/м³; модуль пружності (E) – 10⁶ Па; діаметр поршня (D) - 0.0295 м; діаметр штоку (d) - 0.012 м; початковий об’єм порожнин А та Б (V_0) - 0.000125 м³; площа поршня (зі сторони камери А) (S_1)-0.0005509 м², площа поршня (зі сторони камери Б) (S_2)-0.0005316 м².

Отримана залежність сили від часу для двох режимів роботи амортизатору показала, що характер змін зусилля на циліндрі повторює характер змін його швидкості, в наслідок дії збурюючого сигналу, та має різні максимальні значення для кожного з режимів (рис. 5,6).

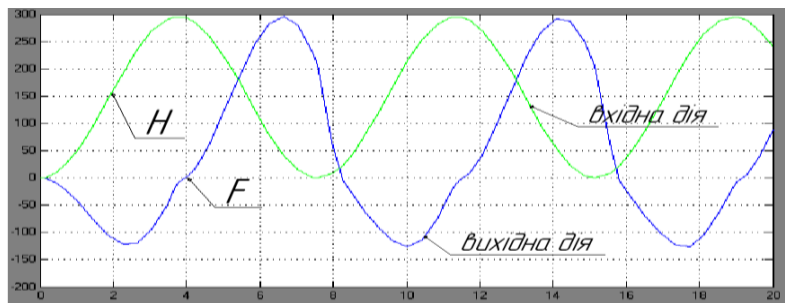


Рис.5. Вигляд вікна з результатом моделювання у програмі “Simulink”, що показує залежність сили опору амортизатора від часу при заданому обурюю чому впливі ($\omega=0.83$, $H=0.1$ м, $t=20^\circ\text{C}$).

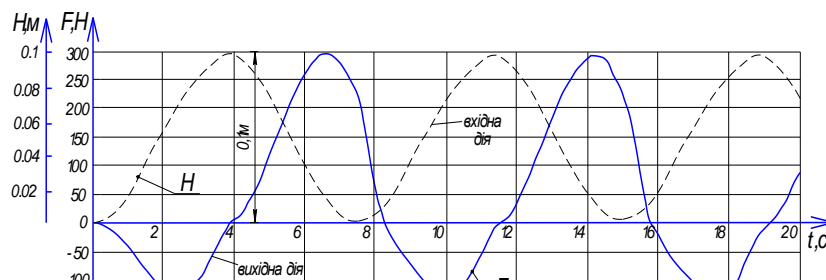


Рис.6. Опрацьовані результати імітації залежності сили від часу при заданому обурюю чому впливі ($w=0.83$, $H=0.1$ м, $t=20^{\circ}\text{C}$)

Це підтверджує працездатність моделі та коректність результату моделювання робочого процесу. В ході визначення чутливості моделі до зміни частоти вхідного сигналу частота сигналу змінювалась в діапазоні від 0.83 Гц до 1.8 Гц. Робота моделі показала, що частота коливань суттєво впливає на силу опору амортизатора (рис. 7). Встановлено, що підвищення частоти коливання циліндру амортизатору від 0.83 Гц до 1.8 Гц призводить до збільшення сили опору для режиму “відбій” в 2.1 рази, а для режиму “стиснення” - більше ніж в 2.3 рази.

Різний вплив підвищення частоти коливання для режиму “відбій” та “стиснення” пояснюється різною площею дроселів. Це свідчить про чутливість моделі до зміни частоти обурюючого сигналу, а її вплив на характер процесу не суперечить логіці роботи реального амортизатора.

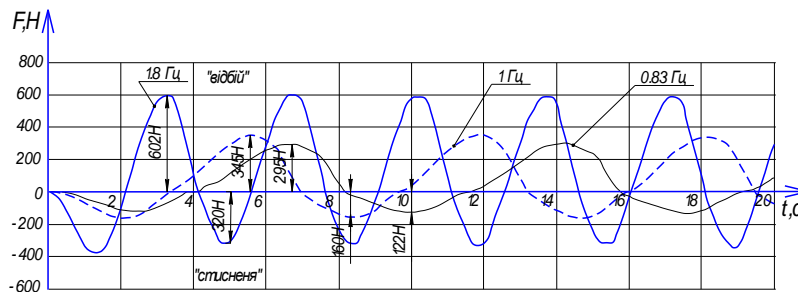


Рис. 7. Залежність сили опору від частоти коливань циліндра амортизатора ($w=0.83$ Гц, $w=1$ Гц, $w=1.8$ Гц, $H=0.1$ м, $H=0.12$ м, $H=0.14$ м, $t=20^{\circ}\text{C}$)

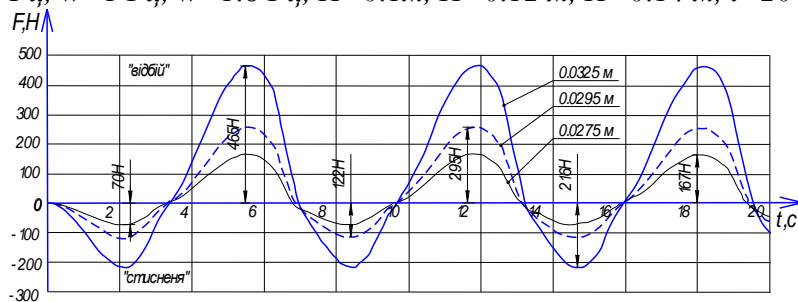


Рис. 8. Імітація залежності зміни сили опору при різних діаметрах поршня в діапазоні (0,0275...0,0325) м ($w=1$ Гц, $H=0.1$ м)

При визначенні чутливості до змін діаметру поршня модель показала значний вплив діаметру на силову характеристику амортизатора (рис. 8). Встановлено, що при збільшенні діаметру поршня від 0.0275 м до 0.0325 м для режиму “відбій” зусилля на циліндрі амортизатора збільшилось на 300 Н, а для режиму “стиснення” – на 146 Н. Це свідчить про чутливість моделі до змін параметру і коректність її роботи у режимі “стиснення” та “відбою”.

Перевірка чутливості моделі до змін температури робочої рідини показала, що при збільшенні температури робочої рідини по відношенню до

початковою на 25°C зусилля амортизатора в режимі “відбій” зменшилось на 193 Н, а в режимі “стиснення” – на 169 Н (рис. 9). Це підтвердило чутливість моделі до змін температури і коректність її впливу на характеристику амортизатору.

Проведено також перевірку роботи спроможності моделі при моделюванні процесів в амортизаторі, що працює у складі підвіски, яка підтвердила коректність її роботи.

Порівняння результатів моделювання та фізичного експерименту.

Перевірка адекватності розробленої математичної моделі виконана шляхом порівняння результатів моделювання з результатами фізичного експерименту. Експеримент проводився за методикою, відповідно до якої шток амортизатора фіксувався, а циліндр приводився до руху з заданою швидкістю

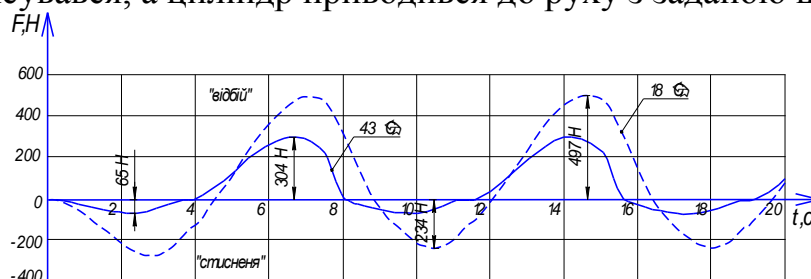


Рис. 9. Залежність сили опору при збільшенні температури рідини ($\Delta t=25^{\circ}\text{C}$, $w=0.83$ Гц, $H=0.1$ м)

В моделі амортизатору було задано значення параметрів, що відповідають параметрам амортизатору, який досліджувався експериментально [4]. Зовнішня дія і умови роботи наступні: частота вхідного сигналу $0.83 \dots 1.8$ Гц, амплітуда ± 0.05 м, температура робочої рідини 20°C .

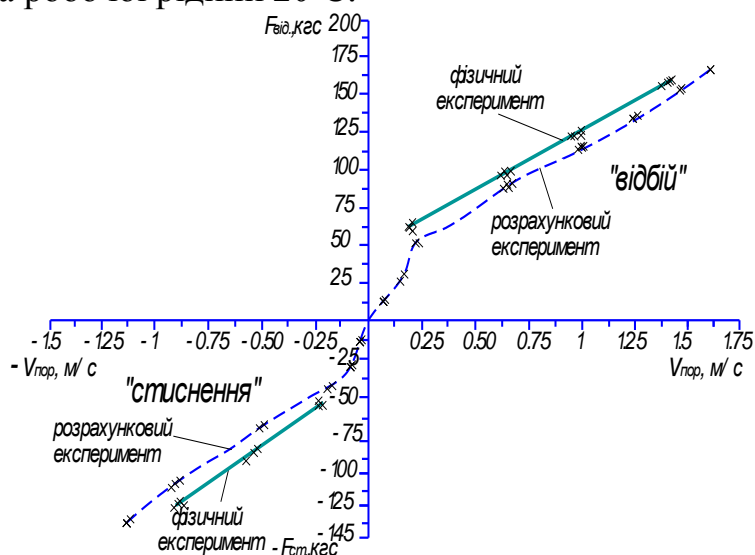


Рис.10. Порівняння результатів моделювання з фізичним експериментом

Порівняння результатів моделювання та фізичного експерименту показало задовільне співпадіння значень зусилля при заданій швидкості руху циліндра, при цьому відносна похибка для інтервалів швидкостей (-0.85...-0.25) м/с та (0.25...1.4) м/склала не більше 5 % с (рис. 10). Таким чином, запропонована математична модель дозволяє імітувати робочі процеси в амортизаторі з прийнятною точністю.

Висновки

Розроблена математична модель робочого процесу гідравлічного автомобільного амортизатору, яка враховує змінність його структури при роботі у режимі “стиснення” і “відбою” та інерційну складову навантаження, є працездатною, чутливою до змін параметрів амортизатора та умов експлуатації.

Порівняння результатів моделювання з експериментальними даними показало їх практичне співпадіння, при цьому похибка не перевищує 5%.

Результати тестування дозволяють рекомендувати розроблену математичну модель для дослідження характеристик гідравлічного амортизатора в змінних умовах експлуатації.

Перелік посилань

1. Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1985. – 199 с.
2. Й. Райпель. Шасси Автомобиля Амортизаторы, шины и колеса. – Москва: «Машиностроение» . – 1986. – 12 с.
3. Автомобили: Основы конструкции: учебник для студ. высш. учеб. Заведений, Автор: Вахламов В.К. – 4-е изд., стер.- М.: Издательский центр «Академия», 2008. С. – 318-325.
4. Вплив температурних змін характеристик дроселів на роботу гідравлічного амортизатора [Узунов О.В., Ночніченко І.В., Галецький О.С.].- Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут» Серія машинобудування. - №57 2009.-Стр.157-163.
5. Эксплуатационные изменения динамических характеристик гидравлических демпфирующих устройств. [А.В. Узунов, В.Л. Чадова, А.А. Балагугин]. – Промислова гідравліка і пневматика Всеукраїнський науково-технічний вісник. - № 4 (10)'2005. – Стр.83-88.
6. Циклично-модульный подход в задаче моделирования объектов с гидравлическими компонентами. [А.В. Узунов]. - Промислова гідравліка і пневматика. Всеукраїнський науково-технічний вісник.№1(23) 2009, стр.61-66.
7. ОСТ 37.001.084-84 Амортизаторы гидравлические телескопические автомобильные. Методы стендовых испытаний. <http://snoska.info/>