

УДК 629.45.027.35:539.3

Б.М.Дівеєв, І.А.Вікович, І.М.Височан, І.Р.Дорош
Національний університет "Львівська політехніка"
ПП «Дора»

ЗАСТОСУВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ГАСНИКІВ КОЛИВАНЬ ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ШТАНГ ОБПРИСКУВАЧІВ

Проаналізовано методи оптимального проектування штанг штангових обприскувачів і розвиток нових методів. Представлені дискретно-континуальні моделі динаміки таких машин як штанговий обприскувач з подовгастим штанговим елементом та присіданими динамічними гасниками коливань. Отримані алгоритми зменшення вібрації штаги. Запропоновані нові вібропоглинаючі елементи.

Ключові слова: *штанга, штанговий обприскувач, дискретно-континуальні моделі, динамічні гасники коливань, оптимізація*

Вступ. Оптимальне проектування сільгоспагрегатів, у тому числі штангових обприскувачів, охоплює широке коло інженерних дисциплін – від технічних до екологічних. Наприклад, якщо для вертикальних коливань великогабаритних штанг питання вирішується за допомогою маятникової підвіски то для коливань штанги у горизонтальній площині повністю відсутні ідеї зменшення цих вібрацій. Оскільки при таких коливаннях нерівномірність обприскування може досягнути 600%, то перед країнами ЄС (парк таких машин у Європі становить 400000) повстало питання розробки нових обприскувачів з покращеними властивостями. Коливання штанги, особливо у горизонтальному напрямку значним чином впливають на рівномірність обприскування. Горизонтальна площина коливань часто виступає як найбільш небезпечна для міцності, оскільки найбільш поширена конструкція штанги – це плоска вертикальна ферма.

Аналіз останніх досліджень. В динаміці складних конструкцій багато уваги приділяється методам конденсації систем рівнянь високого порядку, що охоплюють широкий частотний спектр. Однак, у реальному випадку вібраційного збурення колісного екіпажу від рельєфу дороги вищі частоти поглинаються у шинах коліс і підвісці. Тому практично залишається тільки низькочастотна складова, яка і викликає руйнування несучої конструкції. Це характерно для великогабаритних штангових обприскувачів, які відносно повільно переміщуються на колесах. У даній роботі запропоновано алгоритм конденсації для основного робочого елемента штангового обприскувача – великогабаритної ферми на підвісці. Якість обприскування та довговічність обприскувача визначає в основному динаміка цього елемента. Кінематика штанги у вертикальній площині з достатньою для практики точністю визначається моделлю жорсткого тіла. Проте для коливань штанги у горизонтальній площині, площині меншої жорсткості динамічна модель штанги не адекватна, моделі у вертикальній площині, бо проявляється явище хльосту її кінців. Ще менше ця модель може застосовуватися до визначення динамічних напружень у штанзі.

Дослідження динаміки штангових обприскувачів в основному базуються ([1-4] на застосуванні пакетів програм розрахунку (ППР): ProEngineer, ADAMS, CATIA, NASTRAN, ANSYS, COSMOS, Mechanical Desktop та ін.. Ці пакети досить потужні, але мають ряд недоліків: а) надто дорогі для відносно малопотужних підприємств сільськогосподарського машинобудування; б) потребують адаптації до наших технічних стандартів та перекладу; в) освоєння їх досить важке і вимагає спеціального навчання персоналу; г) основні вузли машин (елементи сухого тертя, нелінійні демпфери та ін.) недоступні для розрахунку за допомогою цих пакетів, або потребують значних зусиль для розрахунку. Можна використовувати також пакети APM WinMashin або ANALIS. Останні менш потужні, проте значно дешевші та застосовуються з врахуванням їхніх недоліків: для APM – дуже довгий час розрахунку, неможливість керувати процесом розрахунку, міняти густину сітки скінчених елементів, неадекватність визначення напружень у кутових точках перерізів стержнів, завищення цих значень у порівнянні з інженерними формулами у декілька разів при крученні, відсутність зведених таблиць параметрів

конструкції та результатів у простій формі; для ANALIS — можливість проводити лише статичні розрахунки.

Окремою, найбільш важливою і найважчою, є задача оптимального проектування конструкцій. Практично вона розв'язується методом декомпозиції конструкції і зменшення кількості змінних параметрів та спрямованого пошуку в редукованій множині параметрів. На жаль, основні вищенаведені програмні засоби не надають можливості параметричної оптимізації. Не враховують вони і ресурсні запаси міцності вузлів машин.

Частий недолік традиційних моделей — недостатнє вивчення взаємозв'язку між транспортними і технологічними процесами. Найбільшого поширення набули незв'язані дискретні моделі. Хоча вони й дозволяють доволі точно визначати вплив динаміки руху на технологічний процес, проте зворотній вплив, який в окремих випадках доволі значний, в повній мірі дослідити неможливо. У даній роботі розглянуто клас дискретно-континуальних моделей [5–14], які дозволяють більш гнучко моделювати ці процеси. В [7] наведені рівняння динамічної рівноваги системи рама–бак з рідиною–штанга. Вони отримані з балансу моментів, викликаних інерційними та пружними силами, кутовими коливаннями відносно поздовжньої осі обприскувача, штанги та рідини в баці. Методика визначення коефіцієнтів рівнянь основана на вивченні першої форми коливань пружних рам навісного обладнання, рідини в баці та нелінійно-пружних і дисипативних характеристик з'єднань [6].

Особливості конструкцій обприскувачів. Відомо багато видів конструкцій обприскувачів. Основний принцип їх будови незмінний: подовгаста несуча конструкція – рама, приєднаний до неї бак з насосом, для вентиляторного обприскувача – вентиляторний вузол, для штангових – рамка та приєднана до неї через підвіску штанга.

Можливі різні схеми класифікації штангових обприскувачів. Основна – за функціональним параметром: шириною захвату. Якщо на підприємствах СНД випускаються наразі штанги шириною захвату до 24 м, то у світовій практиці відомі штанги довжиною до 36м. Матеріал також може бути різним. Переважно це сталь, причому на наших підприємствах досить низькоякісна.

Стержні, з яких зварюються секції рами, – це труби прямокутного або круглого перерізу. У плоскій фермі штанги для надання їй достатньої жорсткості в горизонтальній площині конструктори розміщують труби ширшим перерізом ортогонально до площини ферми.

Особливості конструкцій штанг штангових обприскувачів. Штанга штангового обприскувача зазвичай являє собою плоску для штанг розмірів менше за 18м. або просторову ферму для штанг більших розмірів. Зустрічаються штанги і з коробчастими секціями. Обприскувач має три цикли навантаження: 1) транспортне положення; 2) розгортання; 3) робоче положення. Будемо розглядати робоче положення штанги.

Математичне моделювання динаміки конструкцій обприскувачів. Для моделювання технологічних процесів, що відбуваються за допомогою транспортних засобів, зокрема за допомогою колісних машин, розроблено ряд РС [1-14]. Хоча вони й дозволяють доволі точно визначати вплив динаміки руху на технологічний процес, проте зворотній вплив, який в окремих випадках доволі значний, в повній мірі дослідити неможливо. У даній роботі розглянуто клас дискретно-континуальних моделей [5-14], які дозволяють більш гнучко моделювати ці процеси.

Відомо, що для визначення ресурсу конструкції при віброударному навантаженні потрібно розв'язати такі задачі.

1. Визначити зовнішні сили тобто зусилля, що діють на колеса, підвіску, раму агрегату при пересуванні його по пересіченій місцевості. Ця задача розв'язується двома шляхами:

а) використання віброграм натурних випробувань агрегатів у польових умовах;

б) використання даних літературних джерел про параметри рельєфу та його вплив на динаміку агрегату.

2. Визначити внутрішні сили.

Ця задача розв'язується за методиками розрахунку динаміки складних конструкцій на основі дискретно-континуальних моделей, розрахункових схем (РС) [5-14].

3. Визначити напруження.

Ця задача після перших двох етапів може бути розв'язана точніше будь-яким із вищенаведених ППР. Достатні для проектування інтегральні оцінки напруженого стану, можна отримати на основі РС [5-14], а уточнення напружень у місцях концентрацій, у з'єднаннях – на

основі адаптивних РС, або, не виключено, одним з стандартних пакетів МСК (наприклад ANSYS чи APM WinMachin)

Дискретно-континуальне моделювання знайшло широке застосування в розрахунку динаміки колісних екіпажів та колісних поїздів. Це насамперед пов'язано з необхідністю визначення напружень у такого роду конструкціях при динамічних навантаженнях. Дискретні РС дозволяють лише визначати амплітудно-частотні характеристики (АЧХ). Часто вони переобтяжені деталями. Додатковий дискретний елемент навіть малої маси значно змінює АЧХ в області його власного резонансу, хоча наявність такого елемента може вносити незначні зміни як в технологічний процес, так і в реальний напружено-деформований стан конструкції. Дискретно-континуальні моделі дозволяють, при значно меншому числі параметрів описати технологічний процес і динаміку екіпажу.

Стабілізація штанги у горизонтальній площині. Найважливішою функціональною властивістю обприскувачів є швидке та рівномірне розприскування препаратів на найбільшу площу без винесення цих препаратів за межі оброблюваної ділянки. Особливо важливу роль відіграють параметри таких функціональних вузлів, як штанга з підвіскою для штангових обприскувачів. Особливого вивчення потребує динаміка поширення повітряної суміші безпосередньо біля обприскувача та у при поверхневому шарі атмосфери. Для вивчення динаміки штангового елемента у вертикальній та горизонтальній площині достатньо розроблено відповідні математичні моделі [1–14]. У штангових обприскувачах рівномірність обприскування тісно корелюється з коливаннями штанги відносно поверхні ґрунту горизонтальній площині. Для зменшення амплітуди цих коливань розглянемо штанговий обприскувач (boom sprayer) з динамічними гасниками коливань (ДГК, [15,16], (dynamic vibration absorber – DVA) (рис.1).

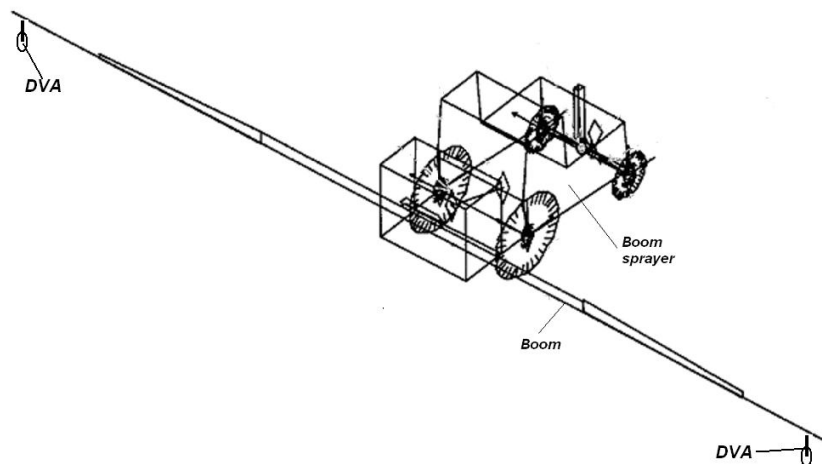


Рис. 1. Штанговий обприскувач з ДГК (DVA)

Для розрахунків розглядалася типова п'ятисекційна штанга (рис. 2., крило штанги)

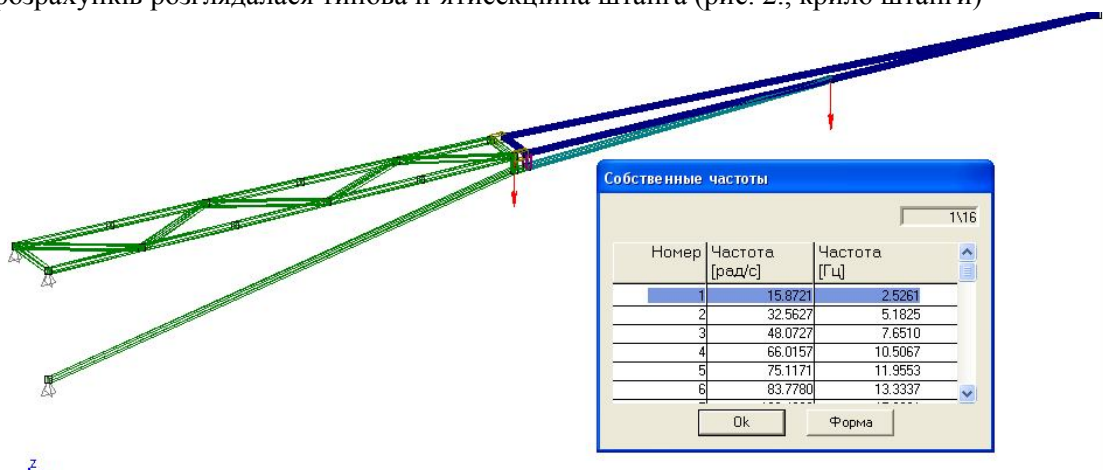


Рис. 2. Частотні характеристики крила штанги

Динамічні характеристики крила штанги отримані за допомогою пакету WinMachin.

ДГК для подовгастих елементів. Розглянемо таку просту розрахункову схему консольного стержня змінного перерізу з ДГК (рис. 2). Розглянемо двосекційну розрахункову модель.

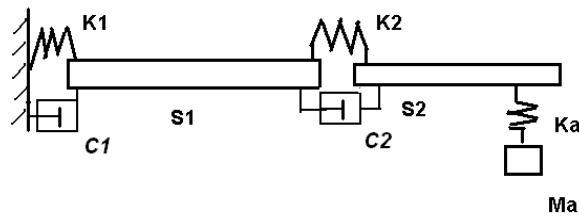


Рис. 2. Розрахункова схема коливань двосекційної штанги обприскувача з ДГК

Тут S_i – секції, K_i – пружини, C_i – демпфери.

Кінематичні гіпотези візьмемо тепер для подовгастих елементів – секцій стержня у вигляді

$$W_1 = q_1(t)Y_1(x) + U_0, W_2 = W_1 + q_2(t)Y_2(x) + U_0. \quad (1)$$

Рівняння динамічної рівноваги тепер одержуються на основі варіаційного рівняння Гамільтона-Остроградського у вигляді системи рівнянь на q_i та переміщення ДГК ([7-10]).

Для маятника з ударною масою (рис. 3) додаткові величини кінетичної та потенціальної енергії ударної маси будуть

$$K_{amx} = M_x \left(\frac{dx_x^2}{dt} + 2 \frac{dx_a}{dt} \left(-x_x \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} + \cos \varphi \frac{dx_x}{dt} \right) + 2L \frac{dx_x}{dt} \frac{d\varphi}{dt} \right) \quad (2)$$

$$\delta U_x = -M_x g \sin \varphi \delta x_x - M_x (L \sin \varphi + x_x \cos \varphi) \delta \varphi$$

Врахуємо варіацію енергії змінання пружних вставок при ударі маси

$$\delta U_v = -Mm K_v (x_x - A) \quad |x_x| > A; \quad \delta U_v = 0 \quad |x_x| < A \quad (3)$$

Рівняння динамічної рівноваги тепер одержуються з варіаційного принципу у вигляді системи рівнянь на q_i переміщення проміжної маси M_a , маси маятника та ударної маси.

$$M \ddot{q} + C \dot{q} + Kq = b \quad (4)$$

Тут $q = (q_1, q_2, q_A)^T$ – вектор невідомих., M – матриця мас, C – матриця в'язкого демпфування, K – матриця жорсткості, b – вільний член.

Рівняння динамічної рівноваги такого роду конструкції отримано на основі адаптивних дискретно-континуальних моделей [7-10] з використанням пакету APM WinMachin для розрахунку крила штанги.

Оптимальне проектування ДГК. Розглянемо більш докладно ДГК з ударною масою. Вар'ювалися такі параметри ДГК: M_x – додаткова ударна маса; A – кліренс ударної маси; D_x – демпфування ударної маси; DG_x – демпфування в пружних вставках; L – довжина маятника; DM – демпфування у шарнірному вузлі закріплення маятника; Da – демпфування у додатковій пружині; Ka – жорсткість додаткової пружини; CiL – цільова функція. Загальна маса ДГК – 8кг. Вага вузла закріплення ДГК – 1кг.

На рис. 3 показано оптимізовану конструкцію ДГК комбінованого ударно-маятникового типу, суміщену з ударозахисним механізмом для великогабаритної штанги. Тут 1– стержень маятника, 2 – основна вібропоглинаюча маса ДГК у вигляді контейнера, 3 – колесо, 4 – вузол еластичного приєднання ДГК до основної конструкції 5 – стержень основної конструкції, 6 – пружна обойма, 7– пристрій регулювання висоти контейнера (додаткова регуляція ДГК), 8 – пружні торцеві вставки, 7 – плоска пружина, 8 – стержень основної маси, 9 – ударна маса всередині контейнера, 10 – вузол кріплення додаткової пружини, 11 – додаткова пружина, 12 – упор, 13 – плоска пружина змінної жорсткості, 14 – демпфер регульованого сухого тертя, 15 -

елемент сухого тертя з регуляцією віддалі від точки підвісу маятника, 16 – вузол шарнірного закріплення маятника.

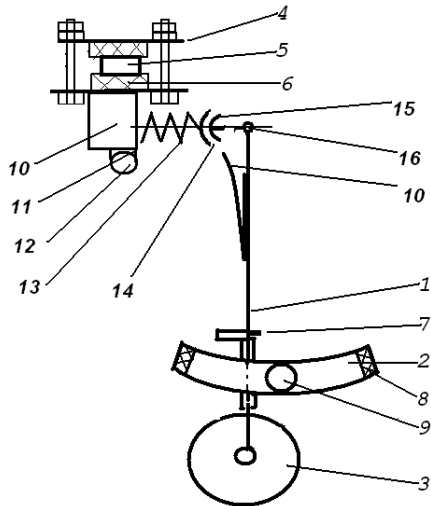


Рис. 3. Конструкцію ДГК комбінованого ударно-маяткового типу

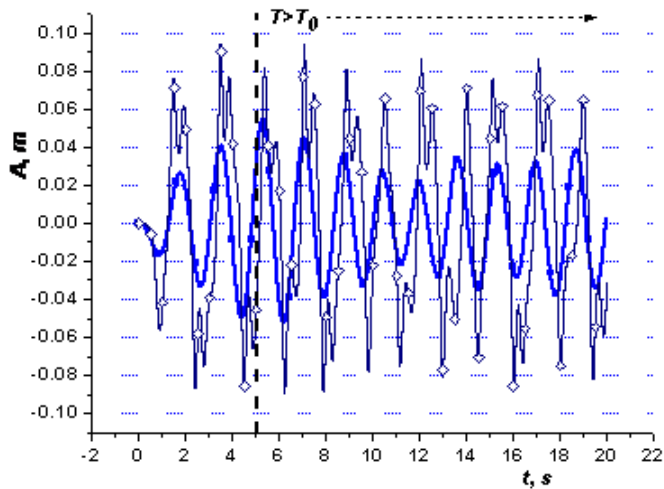


Рис. 4. Характер динамічних процесів у штанзі при різній амплітуді зовнішнього збурення

На рис. 4. показано характер динамічних процесів у штанзі при різній амплітуді зовнішнього збурення. Можна помітити, що при зростанні амплітуди збурення зростають нелінійні ефекти.

Розглянемо більш докладно ДГК з ударною масою. Послідовність зміни 8-ми параметрів ДГК та цільової функції в процесі генетичної оптимізації наведено в табл.1.

Табл.1

N = 2					
Mx	.179E+01	A	.228E+02	Dx	.143E+00
DGx	.153E+00	CiL	.182E+00		
L	.290E+02	DM	.331E+00	Da	.563E-01
Ka	.825E+03				
N = 366					
Mx	.127E+01	A	.222E+02	Dx	.108E+00
DGx	.321E-01	CiL	.116E+00		
L	.215E+02	DM	.377E+00	Da	.126E-01
Ka	.280E+03				
N = 2452					
Mx	.138E+01	A	.226E+02	Dx	.283E+00
DGx	.193E+00	CiL	.112E+00		
L	.208E+02	DM	.423E+00	Da	.155E-01
Ka	.263E+03				

Тут: Mx – додаткова ударна маса; A – кліренс ударної маси; Dx – демпфування ударної маси; DGx – демпфування в пружних вставках; L – довжина маятника; DM – демпфування у шарнірному вузлі закріплення маятника; Da – демпфування у додатковій пружині; Ka – жорсткість додаткової пружини; CiL – цільова функція. Загальна маса ДГК – 8кг. Вага вузла закріплення ДГК – 1кг.

На рис. 5 графічно показано процес оптимізації ДГК за деякими параметрами ДГК для штанги з головною власною частотою коливань у горизонтальній площині ($f_0 \approx 1\text{Гц}$).

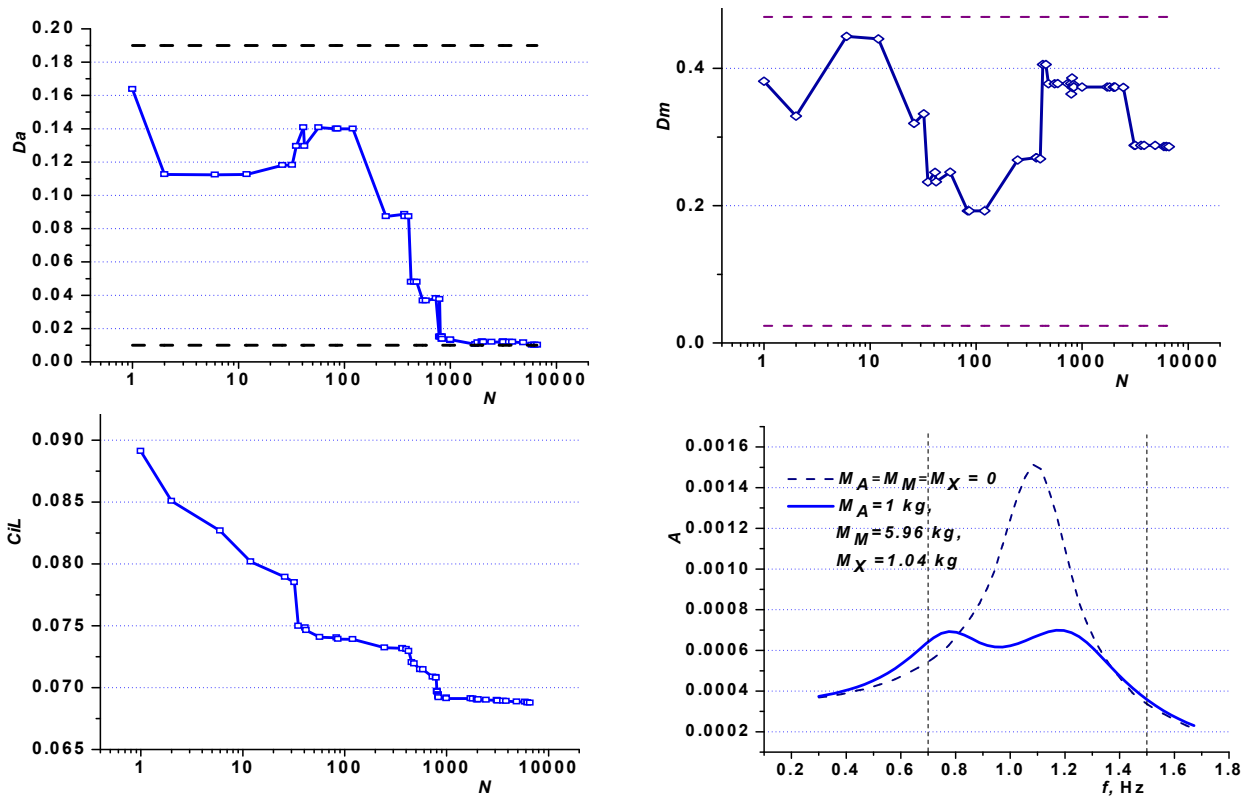


Рис. 5. Зміна параметрів ДГК в процесі оптимізації

Ця частота відповідає попередньо встановленій проведеним експериментальним дослідженням резонансній частоті штанги. Показано також АЧХ коливань кінця штанги до і після приєднання оптимізованого ДГК. Пунктирними лініями позначені межі, в яких проводилася оптимізація. Тут значками відмічені точки зменшення цільової функції. За цільову функцію тут вибиралося максимальну амплітуду коливань у деякому діапазоні частот

$$CiL = \text{Max}(A(f)), 0.7 \text{ Гц} < f < 1.45 \text{ Гц} \quad (5)$$

Для кожної частоти розглядався відгук конструкції (переміщення кінця штанги) на деякому проміжку часу $T > T_0$. З рис. 4. можна зробити висновки: застосування додаткової пружини дозволяє значно зменшити габарити ДГК ($L=0.208\text{м}$). В той час коли демпфування у додатковій пружині D_d несуттєве, демпфування у шарнірі D_m повинно бути значним.

Висновки. Для вирішення інженерної задачі оптимального проектування агрегатів з великогабаритними подовгастими функціональними елементами, зрештою, як і для будь-якої вібронавантаженої техніки, не існує стандартних програмних засобів. Універсальні, переважно імпорتنі програми, мало пристосовані до специфіки проектування цих конструкцій та описання умов експлуатації машин, вже не говорячи про їх вартість та важкість освоєння. В даній роботі представлено ефективний комплекс програм моделювання динамічних процесів, що визначають ресурсні та функціональні властивості штангових обприскувачів. За допомогою таких програм проаналізовано міцність і функціональність штанг обприскувачів. Малопараметричні математичні моделі дозволяють в інтерактивному режимі оптимізувати ці конструкції ще на стадії проектування, а не після виготовлення, що потребує більше затрат. Додатково введені ДГК забезпечують зменшення інтенсивності коливань і тим самим підвищують функціональні та ресурсні властивості.

1. De Jong, A., Van de Zande, J.-C., Stallinga, H., 2000. The effects of vertical and horizontal boom movements on the uniformity of spray distribution. Agricultural Engineering Conference, Paper no. 00-PM-015.
2. Enfalt, P., Engqvist, A., Alness, K., 1997. Assessment of the dynamic spray distribution on a flat surface using image analysis. Aspects Appl. Biol. 48, 17–25.
3. Herbst, A., Wolf, P., 2000. Spray deposit distribution from agricultural boom sprayers in dynamic conditions. Proceedings of the 25th International Conference on Noise and Vibration Engineering, Belgium, pp. 1599–1605.
4. D. Ooms, R. Ruter, F. Lebeau, M.-F. Destain Impact of the horizontal movements of a sprayer boom on the longitudinal spray distribution in field conditions Crop Protection 22 (2003) 813–820
5. Дівеев Б.М., Вікович І.А., Бутитер І.А., Ройко Ю.Я., Керування вібраційними процесами динамічних гасників коливань в сільгоспагрегатах з обертовими елементами // Вісн. Національного університету "Львівська політехніка" Сер. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів. – № 40, 2006. – С. 99–105.
6. Дмитриченко М.Ф., Вікович І.А., Дівеев Б.М. Зменшення коливань штанги обприскувача за допомогою динамічних гасників коливань // Зб. наук. пр. Асоціації "Автобус" Проектування, виробництво та експлуатація автомобільних засобів і поїздів. – Львів, 2006. – Вип. № 9. – С. 47–52. (Українсько-словацький проект).
7. Igor Vikovych, Bohdan Diveyev, Igor Butyter. Prospects of Modern Methods for Optimum Designing Mobile Vehicles. Матеріали XIV українсько-польської конференції «САПР у проектуванні машин. Питання впровадження та навчання» CADM'2006. – С. 130–132.
8. Дівеев Б.М., Дорош І.А. Проблеми віброзахисту та динамічної стабілізації у штангових обприскувачах. // Всеукр. наук.-техн. журнал "Вібрації в техніці та технологіях". – Вінниця: ВДАУ, 2006. - № 1 (43). – С. 27–29.
9. Z.A. Stotsko, B.M. Diveyev, V.I. Sokil, V.G. Topilnytskyu. Устройства устранения вибраций технологических машин. Часопис Кошицького технічного університету „Manufacturing engineering”, cисло 2, gosnik V, 2006. s. 52-53.
10. Дівеев Б.М. Оптимізація процесів віброзахисту на основі напівавтоматичного гасника коливань. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. „Львівська політехніка”, 2005. – № 39. – С. 71–76.
11. Дівеев Б.М., Грицай В.Я., Коваль Т.Б. Взаємодія подовгастого елемента конструкції з динамічними гасниками коливань маятникового типу з ударною масою. Вісн. Національного університету "Львівська політехніка" // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів. № 43. 2009. – С. 66-75.
12. Дівеев Б.М., Вікович І.А., Грицай В.Я., Коваль Т.Б. Взаємодія подовгастого елемента конструкції з динамічними гасниками коливань різних типів. // Всеукр. наук.-техн. журнал "Вібрації в техніці та технологіях". – Вінниця: ВДАУ, 2009. - № 2 (55). – С. 20 – 25.
13. Дівеев Б.М., Глобчак М.В., Грицай В.Я., Коваль Т.Б. Динамічний гасник коливань маятникового типу з ударною масою. Матеріали Дев'ятої щорічної міжнародної Промислової конференції 9 - 13 лютого 2009 г., п. Славське, «Ефективність реалізації наукового, ресурсного і промислового потенціала в сучасних умовах». С. 106-109
14. Bohdan Diveyev, Igor Dorosh, Volodymyr Hrycaj, Taras Koval. Different type absorbers design for elongated elements vibration decreasing. CAD in Machinery Design Implementation and Educational Problems. Lviv, Ukraine 2010. – С. 34-35.
15. Вибрации в технике. Т.6. Защита от вибрации и ударов. –М.: Машиностроение. 1981. – 456с.
16. Den Hartog, J. P. (1956), Mechanical Vibrations (4th edition) Mc Graw-Hill, New York.