

УДК 629.45.027.35:539.3

Б.М.Дівеєв, П.В.Попович, І.С.Керницький

Національний університет "Львівська політехніка"

Тернопільський науково-технічний університет ім. І. Пулюя

SGGW, Warszawa

РОЗРАХУНОК ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ОДНОВІСНОГО ПРИЧЕПА З ПІДВІСКОЮ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ

Розглянуто вібрацію та міцність конструкцій причепів при динамічному навантаженні. Для елементів нелінійної підвіски розроблено спрощену дискретно-континуальну розрахункову схему та визначені її динамічні механічні властивості. Розроблено методи параметричної оптимізації та застосовано їх до мінімізації рівнів вібрації.

Ключові слова: *причіп, підвіска, вібрація, міцність, дискретно-континуальна розрахункова схема, оптимізація*

Вступ. В транспортній техніці використовуються різноманітні конструкції підвісок з постійними або регульованими механічними властивостями. Застосування підвісок зі змінними механічними властивостями пояснюється такими факторами: зміною вантажу, що припадає на дане колесо, зміною експлуатаційних дорожніх умов. Відомі регулюючі пристрої для врахування зміни ваги в пневмопідвісках автобусів, задньої підвіски сучасних автомобілів (зміна кількості пасажирів на задньому сидінні). Проте вони досить складні за виконанням і передбачають використання електронних та електромеханічних пристроїв (контролерів, регуляторів). Тим часом актуальним є розробка простих і ефективних підвісок для причепів дорожніх колісних машин, для сільгосптехніки, які б враховували зміну їх ваги. Наприклад, для причепа легкового автомобіля вага може мінятися на 200-300%, а для таких сільгоспмашин, як штангові обприскувачі, навіть на 400% (у процесі спорощення баку).

В даній роботі розглядаються алгоритми розрахунку та оптимізації одновісного причепа з нелінійною підвіскою. Робота містить три етапи: перший – це отримання загальної розрахункової схеми, другий – визначення механічних характеристик підвіски з врахуванням зміни статичного навантаження на неї та її нелінійних пружно-демпфуючих властивостей, отримання простих аналітичних апроксимаційних виразів для динамічної жорсткості підвіски і, третій етап – оптимізація конструктивних параметрів рами причепа та підвіски на основі отриманих у перших двох пунктах моделей.

Огляд джерел. Для моделювання технологічних процесів, що відбуваються за допомогою транспортних засобів, зокрема за допомогою колісних машин, розроблено ряд розрахункових схем [1-3]. Характерний недолік традиційних моделей - це недостатній розгляд взаємозв'язку транспортних та технологічних процесів. Найбільш поширеними є незв'язані дискретні моделі [2]. Хоча вони дозволяють достатньо точно визначати вплив динаміки руху на технологічний процес, проте зворотній вплив, який в окремих випадках досить значний, часто розглядається не досить повно. У даній роботі розглянуто клас дискретно-континуальних моделей [4-10], які дозволяють більш гнучко моделювати ці процеси. Для визначення динамічних характеристик процесу пересування екіпажу по рельєфу та для визначення деформації у рамі достатньо врахувати лише одну головну форму її коливань [9,10]. У деяких випадках, наприклад, коли частота віброактивних елементів та вібропасивних лежать далеко від резонансних частот (двигуна значно вище, а вантажу та кузова значно нижче), можна побудувати схеми, що враховують деформативність рами, порядок яких не вище, ніж у класичних дискретних схемах [9,10].

На рис.1 показані варіанти підвіски з нелінійними властивостями [11-13]

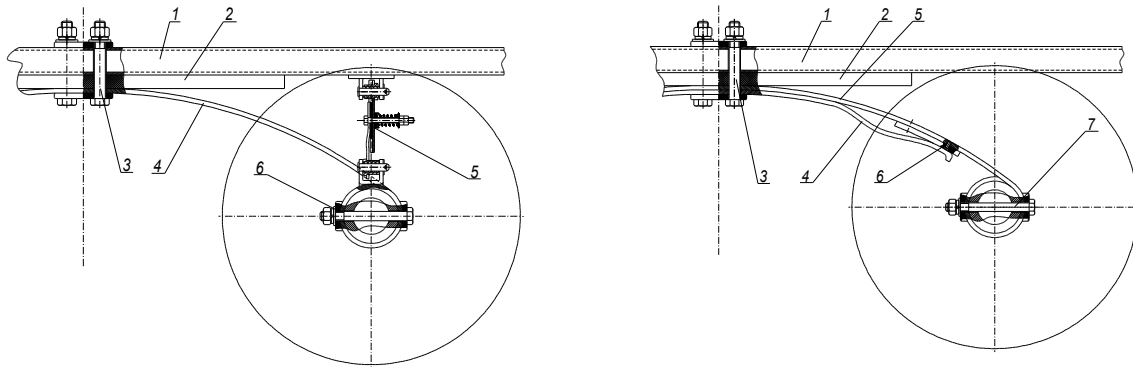


Рис. 1 Варіанти підвіски з нелінійними властивостями

Тут для збільшення демпфування додатково введені елементи сухого тертя. На рис. 2 показаний загальний вигляд причепа та розрахункова схема причепа.

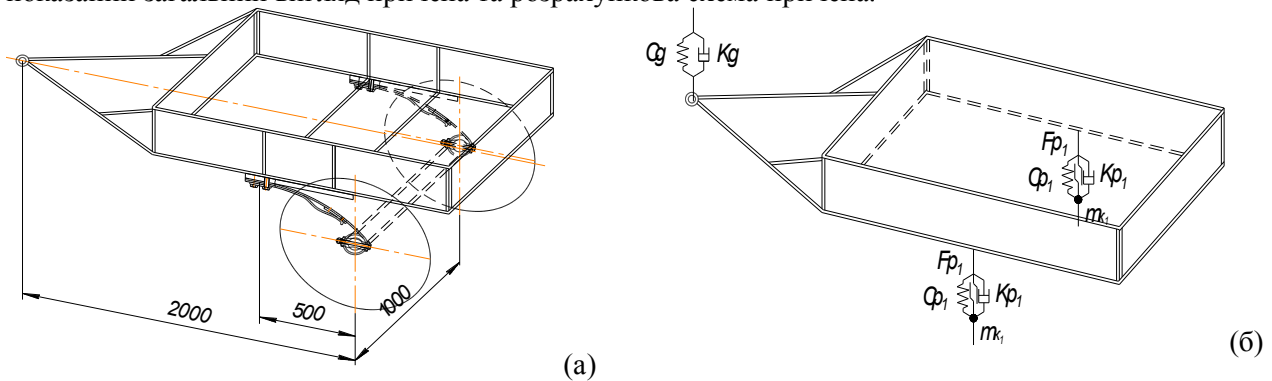


Рис. 2. (а) – загальний вигляд причепа; (б) – рахункова схема причепа

Розрахункова схема причепа. Розрахункова схема причепа ґрунтується на декомпозиції загальної схеми на ряд часткових нижчого порядку [4-10]. На рис. 2б. наведена загальна (об'ємна) розрахункова схема причепа. На рис. 3 наведена часткова (плоска) розрахункова схема двовісного причепа

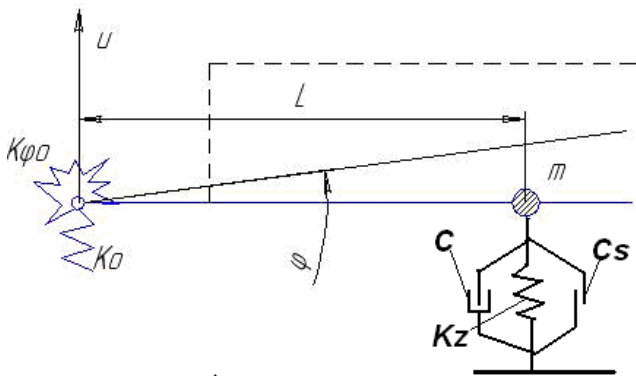


Рис. 3 – розрахункова схема двовісного причепа

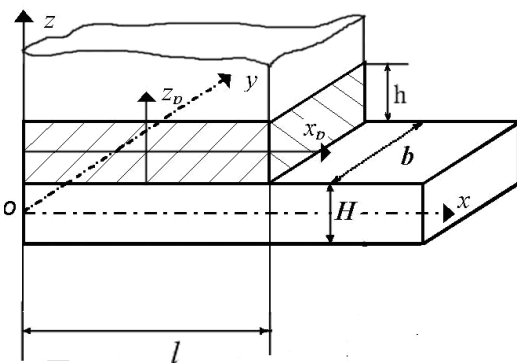


Рис. 4. Пластина з пружною опорою

Для неї отримуємо наступні рівняння динамічної рівноваги для випадку вертикальних коливань у поздовжній площині.

$$m \frac{d^2 u}{dt^2} = -k_0 u - P, \quad J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = -k_{\varphi 0} \varphi - LP \quad (1)$$

Тут u – вертикальне відхилення точки приєднання причепа до тягача, φ – кут повороту, причепа, $P(u)$ – нелінійна, конструктивно залежна сила в підвісці. Для їх визначення необхідно розглянути контактну задачу: згин ресори-пластини з пружними обмеженнями і демпфування (сухе та в'язке).

Визначення жорсткості підвіски. З'єднання конструкцій визначають їх функціональні та міцнісні властивості і потребують уточненого розрахунку. Для таких вузлів як гумово-металічні

амортизатори, пластинчаті вібропоглинаючі пристрої важливим є не лише визначення їх динамічної жорсткості, але й полів напружень, що визначають їх довговічність. Для адекватного визначення цих величин необхідно застосовувати уточнені розрахункові схеми, що дозволяють дослідити фізико-механічні поля в неоднорідних структурах з апіорі невідомими контактними поверхнями та нелінійними властивостями матеріалів [14-17]. Ці задачі розглядалися як в спрощеній ([3]), так і в уточненій ([15-17]) постановці.

Розглянемо згин стержня з обмежуючою поверхнею (Рис. 2,4). Рівняння рівноваги будуть

$$EI \frac{d^4 W}{dx^4} + k(W - f(x)) = 0 \quad 0 < x < a; \quad EI \frac{d^4 W}{dx^4} = 0 \quad a < x < L; \quad (2)$$

Тут W – прогин, k – коефіцієнт постелі, f – форма криволінійного обмеження (вважаємо, що криволінійна форма обмежуючої поверхні так само впливає на жорсткість, як і кривизна ресори), a – розміри зони контакту.

Вважаємо криву f симетричною, гладкою зі зростаючою або постійною кривиною, наприклад, параболою. Ці умови забезпечують безвідривність контакту і монотонне зростання зони контакту зі зростанням навантаження. Навантаження також вважається симетричним, розглядається навантаження балки перерізуючою силою Q величина якої апіорі невідома і залежна від a .

Розв'язок (2) з врахуванням умов симетрії буде (вважаємо, що $d^n f/dx^n = 0, n \geq 3$).

$$W = C_1 ch\lambda x \cos \lambda x + C_2 sh\lambda x \sin \lambda x + f(x) \quad 0 < x < a; \quad \lambda = \sqrt[4]{EI/4k}; \quad (3)$$

$$W = W(a) + W'(a)(x - a) + W''(a) \frac{(x - a)^2}{2} + W'''(a) \frac{(x - a)^3}{6} \quad a < x < L.$$

Константи $C_{1,2}$ знаходимо з умов

$$W(a) = f(a), \quad (L - a)W'''(a) + W''(a) = (-Q(L - a) + M)/EI = 0.$$

Ці умови дають такі два рівняння

$$C_1 ch\lambda a \cos \lambda a + C_2 sh\lambda a \sin \lambda a = 0,$$

$$C_1 [(L - a)(-2\lambda^3(ch\lambda a \sin \lambda a + sh\lambda a \cos \lambda a) - 2\lambda^2 sh\lambda a \sin \lambda a)] +$$

$$C_2 [(L - a)(2\lambda^3(sh\lambda a \cos \lambda a - sh\lambda a \cos \lambda a) - 2\lambda^2 ch\lambda a \cos \lambda a)] + (L - a)W'''(a) + W''(a) = 0. \quad (4)$$

На основі (3,4) визначаємо константи $C_{1,2}$, переміщення та перерізуючу силу на краю балки як функцію довжини зони контакту.

Розглянемо згин балки навколо жорсткої обойми. В цьому випадку треба розглянути два випадки:

1) $QL < EI/R$, 2) $QL > EI/R$ У першому при припущеннях відносно f зона контакту ще не встигла утворитися, а при другій умові для незначних кривизн можна вважати, що $Q(L - a) = EI/R$. Отримуємо наступні співвідношення жорсткості:

$$1) W = L^3/3EIQ \quad 2) W = \frac{a^2}{2R} + \frac{aEI}{R^2Q} + \frac{EI^2}{3Q^2} \quad (5)$$

Розглянемо тепер цю ж задачу, але для балки Тимошенка, рівняння рівноваги для якої мають вигляд

$$EI \frac{d^3 \gamma}{dx^3} + k(W - f(x)) = 0, \quad 0 < x < a; \quad EI \frac{d^3 \gamma}{dx^3} = 0 \quad a < x < L; \quad EI \frac{d^2 \gamma}{dx^2} = GF \left(\gamma + \frac{dW}{dx} \right). \quad (6)$$

Після деяких перетворень отримуємо

$$\frac{d^4 W}{dx^4} - \frac{k}{GF} \frac{d^2 W}{dx^2} + \frac{k}{EI} W = k \left(\frac{f}{EI} - \frac{1}{GF} \frac{d^2 f}{dx^2} \right) \quad 0 < x < a; \quad EI \frac{d^4 W}{dx^4} = 0 \quad a < x < L; \quad (7)$$

Бачимо, що для вільної зони рівняння рівноваги балки Ейлера і балки Тимошенка ідентичні. Ідентичними будуть і крайові умови. При умові $d^n f/dx^n = 0, n \geq 3$ розв'язок буде також подібним

$$W = C_1 ch\lambda^* x \cos \lambda^* x + C_2 sh\lambda^* x \sin \lambda^* x + f(x) \quad 0 < x < a; \quad \lambda^* = \sqrt[4]{EI/4k} + \varepsilon \quad \lambda^{**} = \sqrt[4]{EI/4k} - \varepsilon; \quad (8)$$

$$W = W(a) + W'(a)(x-a) + W''(a) \frac{(x-a)^2}{2} + W'''(a) \frac{(x-a)^3}{6} \quad a < x < L.$$

Для балок, товщина яких незначно перевищує товщину еластичного прошарку ε буде достатньо малою величиною і розв'язок для балки Тимошенка буде майже ідентичним розв'язку для балки Ейлера. На рис. 5. наведені величини жорсткості балки для різного відношення коефіцієнта постелі та згинальної жорсткості балки k/EI (форма штампу вибиралася у вигляді параболи $f = x^2/2R$). Також наведено розв'язок для жорсткого обмеження.

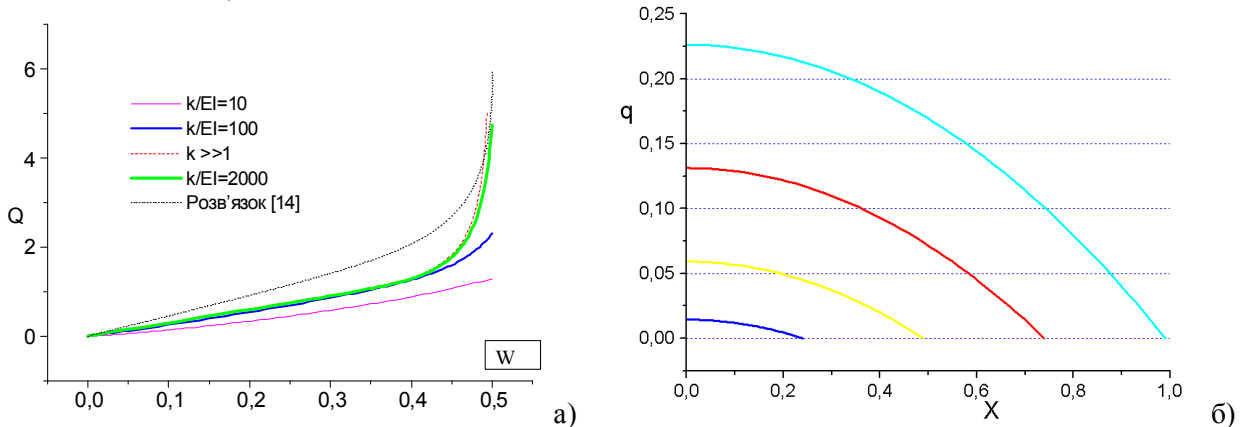


Рис. 5. а) – жорсткісні властивості балки з обмеженнями на згин (k/EI – відношення коефіцієнта постелі затиснення та згинальної жорсткості балки) ; б) тиск в пружному прошарку для різних величин контактних зон

З рис. 5. видно, що розв'язок задачі з пружним прошарком асимптотично прямує до розв'язку жорсткої задачі, але наближається до неї лише при значних значеннях $k/EI > 1000$. На рис. 2. наведено також розв'язок цієї ж задачі, отриманий в [14]. Бачимо, що він проходить значно вище, Це пояснюється тим, що в [14] постулювалося, що зона контакту (для жорсткого обмеження) виникає зразу. Насправді, це відбувається лише при $d^2W/dx^2 \geq 1/R$, тобто при скінченному значенні поперечного зусилля ((1,5)).

Розрахунок та оптимізація. На відміну від традиційного розгляду підвіски у частотній області тут розглядається реальний динамічний процес з врахуванням всіх нелінійностей, що безперечно мають місце в реальних конструкціях. Для аналізу таких процесів використано удосконалені числові методи – метод Гіра розв'язку задачі Коші, та малопараметричні розрахункові схеми, отримані на основі методів фізичної конденсації [4-10].

Для аналізу динамічних процесів було складено комплекс програм TRAIL та досліджено поведінку причепа при пересуванні по різному рельєфу. Як модель рельєфу вибиралася деякий стаціонарний випадковий процес з заданою спектральною густиною. При застосуванні програми генератора випадкових чисел задавалася реалізація випадкового процесу з заданими спектральними характеристиками. На рис. 6а наведені приклади реалізації динамічного випадкового процесу для причепа. Рельєф вибирався з початковою ділянкою плавного зростання нахилу (на протязі 1 сек.) та наступного вібраційного процесу, параметри якого вибиралися подібними до відомих з літературних джерел [4-10]. Оптимізація проводилася по двох параметрах – жорсткості та демпфуванню (у безрозмірній формі рис.6б). За цільову функцію вибирався коефіцієнт віброзахисту (відношення максимального відхилення центру мас причепа до максимального відхилення точки контакту колесо-дорога). Тут спостерігається значна зона оптимальних значень цих параметрів, що дозволяє робити конструктивні висновки щодо проектування підвіски причепа. Найявність такої зони пояснюється тим, що занадто жорстка підвіска хоч ефективна на початковому етапі (рис.6а), надалі стає менш якісною, а занадто жорстка, навпаки.

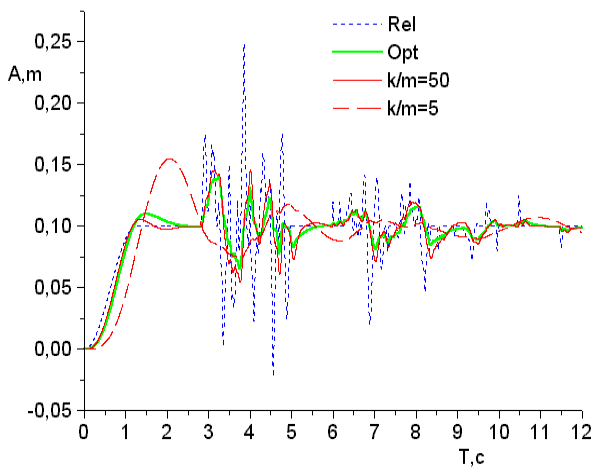


Рис. 6а. Приклади реалізацій збурення причепа віброзахисту (Rel–рельєф, Opt–оптимальний...)

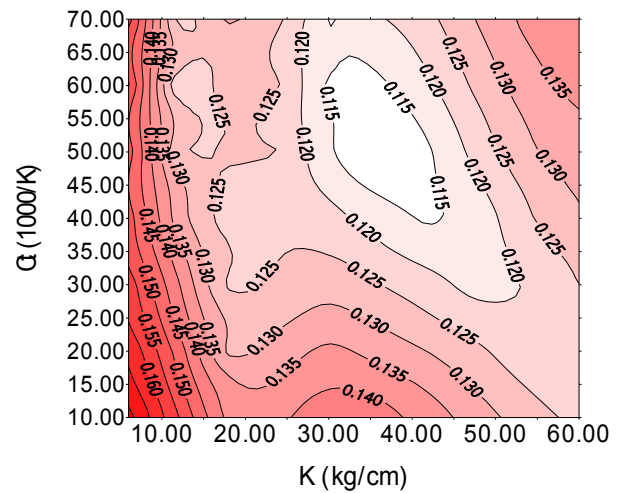


Рис. 6б. Карта залежності якості від жорсткості та демпфування

Висновки. На прикладі розрахунку колісного причепа проілюстровано застосування як методики визначення динамічних характеристик колісної машини, так і визначення жорсткісних властивостей ресорних пластинчастих елементів у пружній обоймі – елементів віброзахисної підвіски. Цю ж методику розрахунку та оптимізації причепа можна застосувати і до двовісних причепів довільної конструкції, в тому числі і для великовагових причепів. Але у випадку великовагових причепів необхідно врахувати додатково деформативність рами причепа на основі, наприклад, конденсованих моделей наведених у [4-10].

1. Дмитриченко С.С., Гусев А.С., Илинч И.М. Расчет усталостной долговечности деталей с использованием различных методов информации о нагруженности. Вестник машиностроения, 1971, № 3, с. 12-17
2. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель. Под ред. А.А. Хачатурова. М., "Машиностроение", 1976, 530 с.
3. Пархилковский И.Г. Автомобильные листовые ресоры: Теория, расчет и испытания. 2-е.изд М.:Машиностроение 1978, 227с.
4. П. Гащук, І. Вікович, Б. Дівесев Застосування дискретно-континуальних схем для визначення вібронапружень в механічних конструкціях. Труды Одесского политехнического университета, вып. 2(8). 1999, с. 34-41.
5. Дівесев Б.М., Вікович І.А., Бутитер І.Б., Іващук Д. Оптимізація конструкцій підвіски штанги обприскувача в частотній області. Вісн. Тернопільського держ. Техн. Ун-ту.– 2002. – Т.7. – №2.- с.65-70.
6. Дівесев Б., Вікович І., Сухорольський М., Дубневич О. Розрахунок та оптимізація причепа з підвіскою змінної жорсткості. // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. I–і Міжн. наук.-техн. конф. (DSR AM - I), 4 – 7 жовтня 2004 р., – Тернопіль: Терн. держ. техн. ун-т, 2004. – С. 458 – 463
7. Bohdan Diveyev, Olexander Dubnevych, Volodymyr Kostjuk, Ihor Vikovych. Dynamic properties of vehicle suspension with compact nonlinear elements. Proceedins of the XVI International Ukrainian-Polish Conference "CAD in Machinery Design. Implementation and Educatioal Problems. 13-14 Oktober 2008, Lviv, pp.77-79.
8. Bohdan Diveyev, Igor Vikovych. Application of complex methods for optimum designing mobile vehicles . Materialy XXIII Symp."Drgania w ukladach fizycznch. Poznan-Bedlewo. 2008. – S.64-67.
9. Дівесев Б.М., Голенко К.Є., Смольський А. Г., Костюк В.В. Деякі питання динаміки колісної машини з компактними еластичними демпфуючими елементами. // Всеукр. наук.-техн. журнал "Вібрації в техніці та технологіях". – Вінниця: ВДАУ, 2009. - № 3 (55). – С. 11 – 17.
10. Дівесев Б.М., Велика О.Т., Голенко К.Є., Костюк В.В., Смольський А.Г. Оптимічне проектування колісних машин на основі конденсованих динамічних моделей. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції "Комп'ютерні науки та інформаційні технології 2009" 15-17 жовтня 2009, Україна, Львів, с.495-498.

11. Деклараційний патент на корисну модель 11784. Україна 7B60G13/18, F16F3/00. Підвіска одновісного колісного причепа// Дмитриченко М.Ф., Дівесєв Б.М., Вікович І.А., Дубневич О.М. Заявлено 13.06.2005 р. Опубл. 16.01.2006, Бюл. № 1 . –С. 4.
12. Деклараційний патент на корисну модель 12545. Україна 7B60G13/18, F16F3/00. Підвіска одновісного колісного причепа// Дмитриченко М.Ф., Дівесєв Б.М., Вікович І.А., Сухорольський М.А., Савків В.Б. Заявлено 01.08. 2005 р. Опубл. 15.02.2006, Бюл. № 2 . –С. 4.
13. Деклараційний патент на корисну модель №36664. Україна F16F15/00. Підвіска колісного одновісного причепа. Дмитриченко М.Ф., Вікович І.А., Дівесєв Б.М., Дубневич О.М. Опубл. 10.11.2009, Бюл. № 21 .
14. Колесник В.М., Сухорольський М.А. О взаимосвязи перемещения и внешнего усилия для одного класса контактных задач теории пластин. Дифференциальные уравнения и их приложения. Вест. Львов. политехн.ин-та. №202, 1986. - С.54-56.
15. Няшин Ю.И., Осипенко М.А., Рудаков Р.Н. К теории изгиба листовой рессоры. Механика твердого тела, №6, 2002. - С.134-143.
16. Дівесєв Б., Микитюк О., Тимошенко Н. Визначення характеристик пружних гумових амортизаторів.--Вісн. Львівського ун., серія механіко-математична, вип. 57, 2000. - С.68-71.
17. Дівесєв Б.М., Николишин М.М. Уточнені розрахункові схеми для напружено-деформованого стану конструктивних з'єднань шаруватих елементів. //Мат.методи та фіз.-мех.поля. – 1998. –41, №4.- С.130-134.