

Іскович-Лотоцький Р.Д.  
Я. В. Іванчук

Вінницький  
національний технічний  
університет

УДК 621.979

## ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗВАНТАЖЕННЯ МАТЕРІАЛІВ ПІД ДІЄЮ ПЕРІОДИЧНИХ УДАРНИХ ІМПУЛЬСІВ

*Перспективным направлением является разработка и исследование гидроимпульсного привода виброударного устройства для разгрузки кузовов-самосвалов, бортовых автомобилей и прицепов тракторов.*

*Аналитической оценкой величины энергии удара, который передается рабочим органом гидроимпульсного привода виброударного устройства кузова-самосвала, позволяет определить пути для повышения эффективности разгрузки груза.*

*Perspective direction is development and research of hydraulic impulsive drive of vibroshock unloader baskets of cars-tippers, side cars and trailers of tractors.*

*Analytical estimation size of energy blow, which is passed the working organ of hydraulic impulsive vibroshock device a basket-tipper, allows to define ways for the increase of efficiency for unloading a load.*

### Вступ

У загальному об'ємі вантажів, що перевозяться на автомобільному транспорті, навалочні вантажі (грунт, пісок, гравій, щебінь, овочі, зерно, мінеральні добрива тощо), складають приблизно 80%. При розвантаженні навалочних вантажів, в залежності від їхньої вологості, температури, гранулометричного складу, частина вантажів лишається на кузові. В залежності від типу вантажу і його складу залишки коливаються в межах від 3 т до 20 т [1]. Впровадження нових сучасних технологій у вантажно-розвантажувальних роботах на автомобільному транспорті дозволить прискорити розвантаження, знизити затрати і скоротити наднормативні простой автомобілів-самоскидів під розвантажувальними роботами [2].

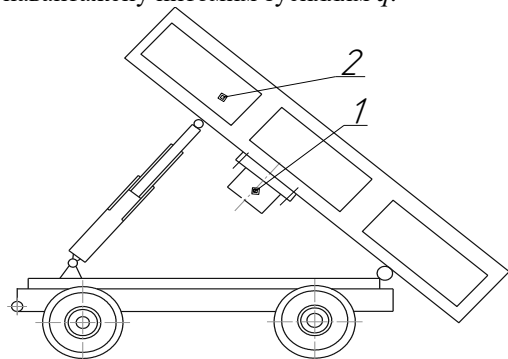
Зокрема перспективним напрямком є розробка і дослідження гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження кузовів-самоскидів, бортових автомобілів та причепів тракторів [3].

У статті запропонована система аналітичної оцінки величини енергії удару, що передається робочим органом гідроімпульсного привода віброударного пристрою кузова-самоскиду, з метою ефективного розвантаження вантажу.

### Виклад основного матеріалу

Для аналітичної оцінки величини енергії удару [4], що передається робочим органом гідроімпульсного привода віброударного пристрою 1

кузову-самоскиду 2 на якому розташований вантаж (рис. 1), розглянемо кузов, як жорстку пластину розмірами  $L \times l \times b$ , (рис. 2) рівномірно, по всій площі  $L \times l$ , навантажену питомим зусиллям  $q$ .



**Рис. 1.** Схема розташування гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів

$$q = \frac{(M_e + m_{пл})g}{L \cdot l},$$

$M_e$  - маса вантажу на кузові;

$m_{пл}$  - маса днища кузова (маса пластини);

$M$  - маса віброударного пристрою.

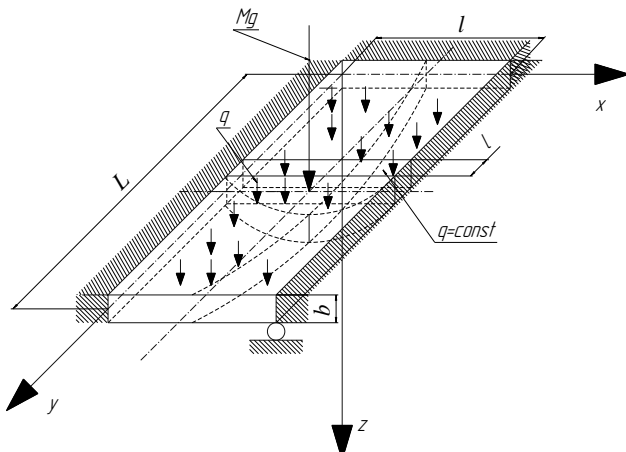


Рис. 2. Розрахункова схема кузова з вантажем для визначення статичного прогину кузова

Відомо, що напруження в пластині [5] зв'язані із згинальними моментами наступними інтегральними статистичними залежностями:

$$M_x = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_x z dz, \quad M_y = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_y z dz.$$

Для нашого випадку отримаємо диференційні рівняння:

$$M_x = -\frac{d^2 w}{dx^2} D, \quad M_y = -\mu \frac{d^2 w}{dx^2} D,$$

де

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}, \quad \text{- постійний коефіцієнт;}$$

$E$  – модуль пружності;

$\mu$  – коефіцієнт Пуассона;

$b$  – товщина пластини;

$w$  – прогин пластини.

Знайдемо максимальний статичний прогин пластини  $\delta_{cm}$  яка по всій площі рівномірно навантажена зусиллям  $q$ , і по центру навантажена зусиллям  $Mg$ . Із рис. 2 зрозуміло, що максимальний прогин буде в точці середини пластини, де розташований віброударний пристрій. Функція згинальних моментів, розглядаючи пластину площинах  $zx$  і  $zy$ :

$$\frac{d^2 w}{dx^2} = -\frac{1}{D} \left( Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 - \mu \left( Mg \frac{L}{6} + \frac{5}{24} q_y L^2 \right) \right)$$

$$\frac{d^2 w}{dy^2} = -\frac{1}{D} \left( Mg \frac{L}{6} + \frac{5}{24} q_y L^2 - \mu \left( Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 \right) \right)$$

де  $q_x, q_y$  – зусилля яке рівномірно розподілено по осям  $x, y$  відповідно.

Якщо  $w=f(x,y)$ , де  $x$  і  $y$  незалежні змінні і функція  $f(x,y)$  має неперервні частинні похідні другого порядку, тоді диференціал другого порядку функції  $w=f(x,y)$  вичислюється по формулі:

$$d^2 w = \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} dx^2 + 2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} dx dy + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} dy^2. \quad (1)$$

$$\text{У рівнянні (1) диференціал } 2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} dx dy = 0$$

має суть значення, як прогин викликаний дією крутильних моментів в площині  $xu$  відносно осі  $z$ , в нашому випадку крутильні коливання відсутні. Розглядаючи рівняння (1) ми бачимо, що отримали основне диференційне рівняння прогину пластини. Відшукання функції  $w=f(x,y)$ , яка б задовольняла рівняння (1) і граничним умовам пластини, заключається в знаходженні виразу для згину, а потім для зусиль і моментів.

Розв'язуючи диференційне рівняння (1) отримуємо:

$$w = \delta_{cm} = \sqrt{\frac{1}{D} \left( \frac{Mgl}{4} + \frac{7q_x l^3}{48} - \mu \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} \right) \right) \frac{l^2}{8} + \frac{1}{D} \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} - \mu \left( Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 \right) \right) \frac{L^2}{8}}.$$

Знайдемо динамічний прогин пластини (днища кузова) після удару по ній гідроциліндра з інерційними масами. Запишемо закон збереження енергії для системи пластини – гідроциліндр з інерційними масами – вантаж на рис. 3:

$$\frac{Mv^2}{2} + \frac{c\delta_{cm}^2}{2} = Mg\delta_{cm} + (M_e + m_{nl})g\delta_d + \frac{c}{2}(\delta_{cm} - \delta_d)^2, \quad (2)$$

де

$\delta_{cm}$  – статичний прогин пластини,

$c=48EI_{yy}/L^3$  – коефіцієнт жорсткості пластини,

$E$  – модуль пружності матеріалу балки,

$I_y$  – момент інерції пластини відносно площини  $xu$ , яка проходить по центру пластини,

$\delta_d$  – динамічний прогин пластини,

$v$  – початкова швидкість гідроциліндра з інерційними масами до ударного контакту із пластиною.

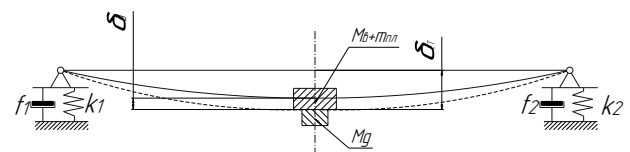


Рис. 3. Розрахункова схема кузова із вантажем і гідроімпульсним приводом віброударного пристрою для визначення динамічного прогину кузова

Розв'язуючи квадратне рівняння (2) отримуємо:

$$\delta_{\delta} = \left( \delta_{cm} - \frac{(M + M_{\epsilon} + m_{nl})}{c} g \right) + \sqrt{\left( \delta_{cm} - \frac{(M + M_{\epsilon} + m_{nl})}{c} g \right)^2 + \frac{Mv^2}{c}}.$$

Знайдемо швидкість пластини із вантажем і гідроімпульсним приводом віброударного пристрою після ударного контакту гідроциліндра з пластиною.

Для дослідження процесу удару в першу чергу потрібно вирішити питання кількісного і якісного характеру, при моделюванні деформуючих елементів:

1) які властивості реального об'єкту суттєві і повинні бути відображені в моделі;

2) як ці властивості аналітично описати.

У нашому випадку модель пружна, а для аналітичного опису властивостей скористаємось дискретною моделлю Релея.

Нехай  $x, y$  – координата довільного перерізу, недеформованої пластини, яка бере відлік від вільного кінця,  $t$  – час, який відлічується від моменту першого контакту гідроциліндра з інерційними масами з пластиною,  $u(x, y, t)$  – переміщення перерізу з координатою  $x, y$  в момент часу  $t$ . Згідно способу Релея функція  $u(x, y, t)$  приймається у виді:

$$u(x, y, t) = A(t)f(x, y, t), \quad (3)$$

де  $f(x, y, t)$  – задана неперервна функція координат  $x, y$ , яка задовольняє граничним умовам,  $A(t)$  – функція часу, що підлягає визначенню.

Задамо функцію (3) таким чином:

$$\frac{\partial u(x, y, t)}{\partial t} = \dot{A}(t)f(x, y, t).$$

Будемо припускати, що в кінці першого етапу удару швидкість пластини в місці удару гідроциліндра з інерційними масами  $u_1$ .

Згідно способу Релея для нашої дискретної моделі, яка описується функціонально залежністю (3):

$$u^2 = u_1^2 \frac{(\Omega x^2 + \Theta y^2)}{\delta_{cm}^2}.$$

де

$$\Omega = \frac{1}{2D} \left( \frac{Mgl}{4} + \frac{7q_x l^3}{48} - \mu \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} \right) \right),$$

$$\Theta = \frac{1}{2D} \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} - \mu \left( Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 \right) \right).$$

Кінетична енергія елемента пластини  $ds$ , який знаходиться на відстані  $r = \sqrt{x^2 + y^2}$ , від початку координат пластини, буде:

$$E_{nl} = \frac{qu^2 ds}{2}.$$

Кінетичну енергію всієї пластини знаходимо вичислюючи поверхневий інтеграл із рівняння (3.114):

$$E_{nl} = \iint_s \frac{qu^2}{2} ds = \frac{u_1^2 q}{2\delta_{cm}^2} \left( \Omega \frac{l^3 L}{3} + \Theta \frac{L^3 l}{3} \right).$$

По теоремі Карно [6, 7] знаходимо швидкість центру пластини під час удару:

$$u_1 = \frac{3Mv\delta_{cm}^2}{q(\Omega l^3 L + \Theta L^3 l)}.$$

визначаємо перевантаження якому піддається вантаж:

$$a = \frac{u_1^2}{2\delta_{\delta}}.$$

Умова розвантаження вантажу (відривання вантажу від днища кузова):

$$a \geq 9.8 \frac{M}{c^2}. \quad (4)$$

При виконанні умови (4) відбувається ефективне розвантаження вантажу.

## Висновок

Запропонована система аналітичної оцінки величини енергії удару, що передається робочим органом гідроімпульсного віброударного пристрою кузову-самоскиду дозволяє вийти на ступінь ефективності розвантаження вантажів кузовів транспортних засобів.

## Список літератури

1. Іскович–Лотоцький Р. Д. Віброударна головка бурильної установки з гідроімпульсним приводом / Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук // Прогресивні технології і системи машинобудування: Міжнародний збірник наукових праць. – Донецьк: ДонНТУ, 2005. Вип. 30. – с. 92–96.

2. Іскович–Лотоцький Р. Д. Дослідження динаміки процесу віброударної головки бурильної установки з гідроімпульсним приводом / Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук // Науковий журнал «Вібрації в техніці та технологіях» – Полтава, 2006, – №1 (43) – С. 49–51.

3. Іскович–Лотоцький Р. Д. Застосування вібраційного гідроімпульсного приводу в сільськогосподарському виробництві / Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Вінниця, 2006. – № 1. – С. 175 – 178.

4. Іскович–Лотоцький Р. Д. Дослідження динаміки процесу роботи універсального гідравлічного віброударного приводу для

розвантаження транспортних засобів / Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»)– Луцьк, 2007. – № 20. – С. 184 – 187.

5. Іскович–Лотоцький Р. Д. Установа для утилізації відходів / Р. Д. Іскович–Лотоцький, В. І. Повстенюк, О. М. Данилюк, Я. В. Іванчук // Міжнародний промисловий журнал «Мир техніки і технологій»–Харьков, 2007. – №12(73). – С.36–37.

6. Іскович–Лотоцький Р. Д. Розробка та дослідження гідроімпульсного привода вібророзвантажувача автомобіля–самоскида / Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук // Промислова гідравліка і пневматика (Вінницький державний аграрний університет, Асоціація спеціалістів промислової гідравліки і пневматики). – 2008. – №1(19). – С. 96 – 99.

7. Іскович–Лотоцький Р. Д. Застосування вібраційного гідроімпульсного привода в будівельних і дорожніх машинах / Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук // Збірник наукових праць Харківської державної академії залізничного транспорту. – Харків, 2008. – № 88. – С. 48 – 54.