

3. Бригхем Юджин Ф. Энциклопедия финансового менеджмента / Бригхем Юджин Ф. – М.: РАГС; ОАО "Изд-во "Экономика", 1998. – 817 с.
4. Гойко А. Ф. Методи оцінки ефективності інвестицій та пріоритетні напрями їх реалізації / А. Ф. Гойко. – К.: ВІРА-Р, 1999. – 320 с.
5. Альфред М. Кинг. Тотальное управление деньгами / Пер. с англ. / Альфред М. Кинг. – СПб.: Полигон, 1999. – 448 с.
6. Ансофф И. Стратегическое управление / И. Ансофф. – М.: Экономика, 1989. – 519 с.
7. Бромович М. Анализ экономической эффективности капиталовложений / М. Бромович. – М.: ИНФРА-М, 1996. – 432 с.

В статье проанализированы научные и прикладные аспекты использования современных методов экономической оценки и анализа инновационно-инвестиционных проектов в процессе управления инновационной деятельностью предприятий и обоснованно авторской подход к решению отдельных дискуссионных вопросов в плоскости их практического приложения.

Инновации, инвестиции, проекты, предприятия, дисконтированные денежные потоки, чистая теперешняя стоимость, внутренняя норма доходности.

In paper the scientific and applied aspects of the use of modern methods of economic evaluation and analysis of innovative-investment projects are analyses in the process of management by innovative activity of enterprises and reasonably authorial going near the decision of separate debatable questions implant their practical application.

Innovations, investments, projects, enterprises, discounted cash flows, net present value, internal rate of return.

УДК 621.923

РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДЕФОРМАЦІЙНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИ ВІБРООБРОБЦІ РОБОЧИХ ОРГАНІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

***Т. С. Скобло, доктор технічних наук
А. О. Науменко, кандидат технічних наук
В. М. Власовець, доктор технічних наук
Є. Л. Бєлкін, магістр***

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

© Т. С. Скобло, А. О. Науменко, В. М. Власовець, Є. Л. Бєлкін, 2015

Розроблена математична модель деформаційних навантажень при віброобробці робочих органів сільськогосподарської техніки, що враховує перехід частини енергії в пластичну і пружно-пластичну деформації, дозволила проаналізувати вплив параметрів обробки та встановити, що частота навантаження практично не впливає на зміни в робочому шарі, натомість амплітуда і час мають істотний вплив на процеси зміцнення.

Диск копача, віброобробка робочих органів, математична модель, деформаційні навантаження.

Постановка проблеми. Однією з найбільш важливих проблем у розвитку сільськогосподарського машинобудування є підвищення ефективності використання сільськогосподарських знарядь на різних типах ґрунтів, зокрема дисків копачів [1]. На початку їх експлуатації при контакті з ґрунтом відбувається підвищений знос робочої поверхні [2]. У подальшому такий контакт сприяє формуванню зміцненого шару [3], але в період припрацювання ефективним є використання технологій зміцнення, зокрема – віброобробки [4].

Такий метод широко застосовується для локального зміцнення відповідальних деталей, однак низка питань, присвячених визначенню оптимальних режимів обробки на підставі аналізу теоретичних моделей процесу вивчені недостатньо. Існуючі моделі відносяться переважно до деформаційної обробки та не враховують особливості впливу вібрації інструменту.

Мета досліджень – розробка математичної моделі деформаційних навантажень при віброобробці робочих органів сільськогосподарської техніки

Матеріал і методика досліджень. Для зміцнення застосовували вібраційну обробку на спеціально виготовленому стенді з частотою деформації 10-35 Гц (700-2000 циклів в хвилину), амплітудою 0,25-0,75 мм з питомим тиском 1,42 МПа на протязі 20-30 с. Конструкція стенду передбачала установку двох дисків – зміцнюваного і створюючого вібрацію на різальну кромку. Перед вібраційною обробкою диск піддали піскоструминній обробці по загальноприйнятих режимах. Для дослідження впливу ступеня зміцнення віброобробкою досліджували зразки із сталі 10. Сталь, згідно ГОСТ 1050, містить, %: 0,07-0,14 С, 0,05-0,17 Si, 0,35-0,65 Mn, до 0,15 Cr, решта залізо. Досліджені зразки належали одній плавці і містили, %: 0,10 С, 0,05 Si, 0,45 Mn, 0,05 Cr. Виконали оцінку можливості зміцнення такої сталі віброобробкою внутрішньої поверхні циліндричного зразка.

Результати досліджень. У роботі розглянуто стержень, навантажений зосередженою силою (P), що змінюється в часі згідно із законом $P \sin \omega t$. Такий експеримент був проведений при дослідженні

пластичної деформації і зміцненні металу. Аналізуючи вплив параметрів обробки виявили, що частота навантаження практично не впливала на розширення зразка при такій деформації, натомість амплітуда і час мали істотний вплив.

До циклічних навантажень, зокрема, відносяться вимушені коливання. При цьому, має місце перехід енергії від зовнішньої прикладеної сили. Ясно, що якась її частина переходить в кінетичну енергію, частина витрачається на подолання опору матеріалу, а велика частина переходить в тепло, що відповідає базовим представленням [5]. Проте, це припущення недостатньо підтверджене. Як показали наші дослідження, частина енергії переходить в пластичну і пружнопластичну деформації. Цей процес супроводжується структурними змінами і фазовими перетвореннями.

Проаналізуємо (без урахування коливань) один з варіаційних принципів рівноваги в якому ентропія є потенційною енергією [6]:

$$Entr = Py - E\left(\frac{y}{h} + y_1\right)^2 Fh = \min, \quad (1)$$

де: P – зовнішня сила; E – модуль пружності; F – площа стержня; h – висота стержня; y – переміщення при циклічній деформації; y_1 – залишкова деформація.

Диференціюємо (1) по y і прирівнюємо похідну до нуля:

$$\frac{dEntr}{dy} = P - 2E\left(\frac{y}{h} + y_1\right)F = 0. \quad (2)$$

Отримуємо:

$$y = \frac{P - 2EFy_1}{2EF} h. \quad (3)$$

Підставив (3) в (1), отримуємо:

$$Entr_{\min} = \frac{Ph(P - 4EFy_1)}{4EF}. \quad (4)$$

Друга складова в (1), $-E\left(\frac{y}{h} + y_1\right)^2 Fh$ перетворюється на $-\frac{P^2}{4EFh}$, тобто не залежить від y_1 . Зі зростанням y_1 ентропія зменшується за лінійним законом, а робота пружної деформації залишається постійною. Позначимо через номер i циклу деформації, а через $x_i = \frac{y_i}{h}$ – на i -у номері циклу. Тоді:

$$x_i = \frac{y_i}{h} = \frac{P - 2EFy_{1i}}{2EF}. \quad (5)$$

Основна ідея полягає в тому, що використовується гіпотеза, за якою на кожному циклі накопичується залишкова деформація з урахуванням залежності:

$$y_{1i+1} = y_{1i} + kx_i, \quad (6)$$

де: k – коефіцієнт, який можна підібрати з експериментальних даних. Позначимо для скорочення запису (див. формулу (5)).

$$a = \frac{P}{2EF} . \quad (7)$$

Тоді,

$$x_i = a - y_{li} , \quad (8)$$

$$y_{li+1} = y_{li} + kx_i = y_{li} + \frac{k}{h} y_i = y_{li-1} + \frac{k}{h} (y_{li-1} + y_i) = \dots = y_{l1} + \frac{k}{h} \sum_{j=1}^i y_j . \quad (9)$$

Тоді можна написати нерівності:

$$y_{l1} + \frac{k}{h} \sum_{j=1}^i y_{\min} \leq y_{li+1} \leq y_{l1} + \frac{k}{h} \sum_{j=1}^i y_{\max} , \quad (10)$$

та

$$y_{l1} + i \frac{k}{h} y_{\min} \leq y_{li+1} \leq y_{l1} + i \frac{k}{h} y_{\max} . \quad (11)$$

Схоже, що y_{li} і y_i пов'язані близько до лінійної залежності. Для застосування цих формул пораховані значення виведених залежностей для $E = 21000 \frac{\text{кГ}}{\text{мм}^2}$, $F = 1 \text{мм}^2$, $h = 5 \text{мм}$. Величина k змінювалася від $2500 \cdot 10^{-9}$ до $20000 \cdot 10^{-9}$ з кроком $2500 \cdot 10^{-9}$.

Для кожного k вираховували три варіанти обробки, що ґрунтуються на різній поведінці структурних складових матеріалу (ферит, перліт, аустеніт і розглядали $N_{\text{цикл}} = 0, 50000$ і 100000 циклів.

З отриманих даних виходить, що із зростанням числа циклів i величина y_{li} росте, а y_i зменшується. Ентропія (потенційна енергія

$\text{Entr} = Py_i - EFh \left(\frac{y_i}{h} + y_{li} \right)^2$) зменшується, робота деформації $EFh \left(\frac{y_i}{h} + y_{li} \right)^2$ залишається незмінною (табл. 1, табл. 2).

З розрахункових формул виходить, що із зростанням коефіцієнта k значення $EFhy_{li}^2$ тільки наближається до показників $2EFhy_i y_{li}$. Ймовірно, має місце перенаклеп металу, оскільки свідчення істотно знижуються і навіть стають негативними.

Використовуючи ті ж початкові дані, але з більшим обсягом вибірки за кількістю циклів досліджений вплив k і ступеня навантаження за допомогою регресійного аналізу (методом найменших квадратів). Розрахунки показали, що обидва чинники k та $N_{\text{цикл}}$ значимі і вони одного порядку. Крім того, показано, що лінійна модель регресії цілком прийнятна для таких завдань. Коефіцієнти кореляції знаходяться в межах 0,87 - 0,96. Звертає увагу той факт, що знаки при коефіцієнтах однакові, а це означає наявність прямої залежності між k і числом циклів. Розглянули складнішу модель для випадку, коли k залежить від глибини зони зміцнення. Залежність може бути різною, але як приклад розглянули зміну k за лінійним законом.

1. Вплив циклів вантаження на чинники моделі, що аналізуються.

Число циклів навантаження ($N_{цикл}$)	Результати розрахунку складових моделі деформаційних коливань, $\times 10^9$						
	Залишкові деформації y_{li}	Істинні деформації y_i	$EFhy_i^2$	$2EFhy_i y_{li}$	$EFhy_{li}^2$	Робота деформації $EFh(\frac{y_i}{h} + y_{li})^2$	Потенційна енергія - ентропія $Entr = Py_i - EFh(\frac{y_i}{h} + y_{li})^2$
2500	0	17238	1248	0	0	1248	1248
	209	16193	1101	142	5	1248	1097
	405	15212	972	259	17	1248	955
5000	0	17238	1248	0	0	1248	1248
	405	15212	972	259	17	1248	955
	763	13425	757	430	61	1248	696
7500	0	17238	1248	0	0	1248	1248
	589	1491	858	354	36	1248	821
	1078	11848	590	536	122	1248	468
10000	0	17238	1248	0	0	1248	1248
	763	13425	757	430	61	1248	696
	1357	10456	459	596	193	1248	266
2500	0	17238	1248	0	0	1248	1248
	925	12611	668	490	90	1248	578
	1602	9227	358	621	270	1248	88
15000	0	17238	1248	0	0	1248	1248
	1078	11847	589	536	122	1248	467
	1819	8143	278	622	347	1248	69
17500	0	17238	1248	0	0	1248	1248
	1222	11129	520	571	157	1248	364
	2010	7186	217	607	424	1248	-207
20000	0	17238	1248	0	0	1248	1248
	1357	10455	459	596	193	1248	266
	2179	6342	169	580	499	1248	-330

2. Вплив коефіцієнта k та кількості циклів $N_{цикл}$ на чинники моделі.

№ з/п	Рівняння регресії чинників моделі, $\times 10^9$	Значимість		Коефіцієнт кореляції
		k	$N_{цикл}$	
1	2	3	4	5
1	$y_{li} = -408,369 + 0,039 \times k + 0,161 \times N_{цикл}$	5,52	5,77	0,95
2	$y_i = 19279,917 - 0,196 \times k - 0,803 \times N_{цикл}$	5,51	5,77	0,95
3	$EFhy_i^2 = 1474,274 - 0,024 \times k - 0,097 \times N_{цикл}$	6,31	6,64	0,96

Продовження табл. 2

1	2	3	4	5
4	$2EFhy_i y_{1i} = -157,302 + 0,019 \times k + 0,078 \times N_{цикл}$	6,88	7,29	0,96
5	$EFhy_{1i}^2 = -69,223 + 0,005 \times k + 0,019 \times N_{цикл}$	2,54	2,59	0,87
6	$Entr = Py_i - EFh\left(\frac{y_i}{h} + y_{1i}\right)^2 = 1543,488 - 0,028 \times k - 0,116 \times N_{цикл}$	5,51	5,77	0,95

Стержень по висоті розбивали на m рівних частин:

$$Entr_i = P \sum_{j=1}^m y_{ji} - EF \sum_{j=1}^m \left(\frac{my_{ji}}{h} + y_{1ji} \right)^2 \frac{h}{m} = \min, \quad (12)$$

де: m – число розділень стержня по висоті; i – номер циклу; P – зовнішня сила; E – модуль пружності; F – площа стержня; h – висота стержня; y_{ji} – переміщення в перерізі з номером j ; y_{1ji} – залишкова деформація в перерізі з номером j .

Диференціюємо (12) по y і прирівнюємо похідну до нуля:

$$\frac{dEntr_i}{dy_{ji}} = P - 2E \left(\frac{my_{ji}}{h} + y_{1ji} \right) \frac{m}{h} F \frac{h}{m} = 0. \quad (13)$$

Отримуємо:

$$y_{ji} = \frac{P - 2EFy_{1ji}}{2EF} \frac{h}{m}, \quad (14)$$

$$y_{1j+1} = y_{1ji} + k_j y_{ji} = y_{1ji} + k_j \frac{P - 2EFy_{1ji}}{2EF} \frac{h}{m}. \quad (15)$$

Якщо y_{1j} не залежить від j , то сума (14) по j теж в точності співпадає з (3). Якщо y_{1j} залежить від j (для цього і приведено виведення формули (14)), то сума (14) по j в загальному випадку не співпадає з (3). Позначимо суму підставивши (3) в (1), і отримаємо:

$$Entr_{\min i} = \sum_{j=1}^m \frac{Ph(P - 4Ey_{1ji})}{4EF}. \quad (16)$$

На приведених нижче графіках (рис. 1, рис. 2) показані істинні і залишкові деформації y_j та y_{1j} , що відповідають закону зміни k по глибині зміцненого шару вібраційним вантаженням:

$$k_j = [10000 \pm (j-1)500] \cdot 10^{-9}.$$

При оцінці впливу 10000 циклів зміцнення поверхневого шару використали:

$$E = 21000 \frac{\text{кГ}}{\text{мм}^2}, \quad F = 1 \text{мм}^2, \quad h = 5 \text{мм}.$$

Залишкові деформації окрім зміцнення і наклепу супроводжуються і структурними змінами. В цьому випадку істинну деформацію можна ототожнювати з середнім значенням абсолютних величин

лапласіанів, а під залишковою – розуміти зміну структури (характеризуючи її, наприклад, нейтральністю).

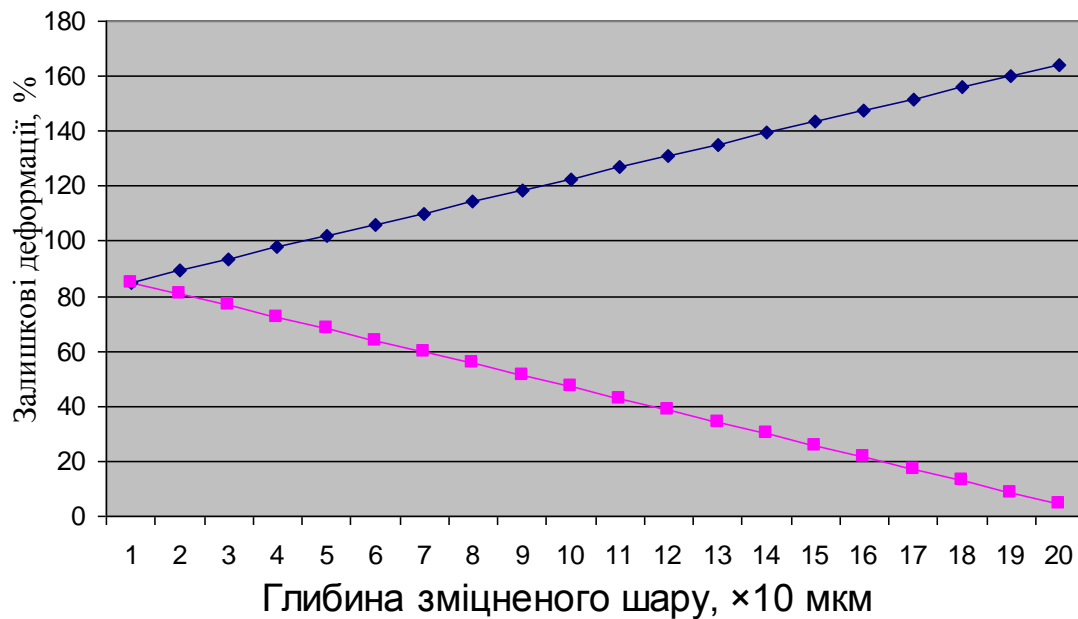


Рис. 1. Зміна залишкових деформацій y_{1j} залежно від значень k :

—■— – коефіцієнт залишкових деформацій убуває (процес залічування дефектів); —◆— – коефіцієнт зростає (процес зміцнення).

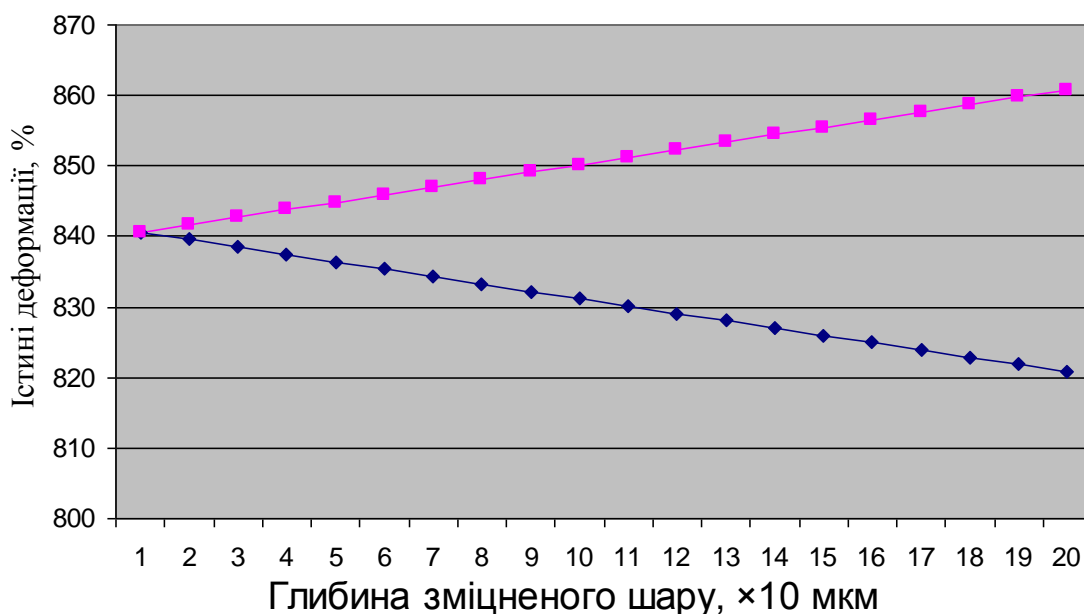


Рис. 2. Зміна істинних деформацій y_{1j} залежно від значень k :

—■— – коефіцієнт залишкових деформацій убуває (процес залічування дефектів); —◆— – коефіцієнт зростає (процес зміцнення).

Синя лінія відповідає убуванню коефіцієнта залишкової деформації від зменшення k , червона – зростанню коефіцієнта залишкової деформації від збільшення k . Відповідно, в першому випадку залишкова деформація по глибині зростає, в другому – убуває. Синю

лінію можна віднести до залічування дефектів, а червону – до зміцнення. Немає протиріч з середніми значеннями дисипації енергії з отриманих відповідних фотографій структур.

Розглянемо інші подібні моделі із залишковим ефектом після циклу навантаження. З урахуванням швидкості деформації:

$$Entr_i = P\Delta t \sum_{j=1}^m v_{ji} - F \sum_{j=1}^m S_j (v_{ji}\Delta t + l_{1ji})^2 \frac{h}{m} = \min, \quad (17)$$

де: m – число розбиття стержня по висоті; i – номер циклу; P – зовнішня сила; S_j – кінематична в'язкість в перерізі з номером j ; F – площа стержня; h – висота стержня; Δt – час циклу; v_{ji} – швидкість переміщення в перерізі з номером j ; l_{1ji} – залишкове переміщення в перерізі з номером j при циклічній деформації.

Диференціюємо (12) по i прирівнюємо похідну до нуля:

$$\frac{dEntr_i}{dv_{ji}} = P\Delta t - 2S_j\Delta t(v_{ji}\Delta t + l_{1ji})F \frac{h}{m} = 0. \quad (18)$$

Отримуємо:

$$v_{ji} = \frac{Pm - 2S_j F h l_{1ji}}{2S_j F h \Delta t}, \quad (19)$$

$$l_{1ji+1} = l_{1ji} + k_j v_{ji} \Delta t = y_{1ji} + k_j \frac{Pm - 2S_j F h l_{1ji}}{2S_j F h}. \quad (20)$$

Тоді $F \sum_{j=1}^m S_j (v_{ji}\Delta t + l_{1ji})^2 \frac{h}{m}$ не залежить від l_{1ji} .

Мінімальна ентропія дорівнює:

$$Entr_{\min i} = \sum_{j=1}^m \frac{P(mP - 4S_j F h l_{1ji})}{4S_j F h}. \quad (21)$$

Розглянемо рівняння подовжніх коливань стержня. Раніше розглянули вплив циклічного вантаження на стержень без урахування інерційних сил, але для процесу віброобробки їх вплив істотний. Без урахування динамічних коливань картина зміни структури металу буде неповною. Розглянемо просте завдання:

$$-m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + EF(y - \frac{P_{\min}}{EF}) = P_{\min} + (P_{\max} - P_{\min})|\sin \omega t|, \quad (22)$$

де: m – маса; $-m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}$ – добуток маси на прискорення із зворотним знаком – це сила інерції; E – модуль пружності; F – площа стержня; P_{\min} – мінімальна сила від вібратора; P_{\max} – максимальна сила від вібратора; $\frac{P_{\min}}{EF}$ – мінімальне переміщення; y – шукане переміщення;

$EF(y - \frac{P_{\min}}{EF})$ – сила пружного опору; $P_{\min} + (P_{\max} - P_{\min})|\sin \omega t|$ – зовнішня змінна сила від вібратора; ω – частота вібратора; t – час.

Рівняння набирає вигляду $-m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + EFy = 2P_{\min} + (P_{\max} - P_{\min})|\sin \omega t|$.

Розглянемо різницеву схему. Розіб'ємо стержень заввишки h на n рівних частин з кроком $\Delta h = \frac{h}{n}$. Таким точкам з координатами

$y_{qi} = q\Delta h$ (індекс i відноситься до часу) приписуємо масу $m_q = \frac{\gamma F \Delta h}{g}$, де:

$\gamma = 7850 \cdot 10^{-9} \frac{\text{кГ}}{\text{мм}^3}$ – питома вага; g – прискорення сили тяжіння

Для отримання прийнятної точності розрахунків час розбивали на мале число кроків: $\Delta t = 2\pi\omega \cdot 10^{-6}$ с. Розрахунки показали, що з таким кроком за часом, наведена нижче різницева схема є стійкою.

Перша похідна за часом в різницевому виді у момент часу i : $\frac{y_{qi-1} - y_{qi}}{\Delta t}$. Перша похідна за часом в різницевому виді відповідає мо-

мент часу $i+1$: $\frac{y_{qi} - y_{qi+1}}{\Delta t}$. Віднімаючи з першої формули другу і розді-

ливши на Δt , отримаємо формулу для другої похідної: $\frac{y_{qi-1} - 2y_{qi} + y_{qi+1}}{\Delta t^2}$. Різницева схема виглядає так:

$$-m_q \frac{y_{qi-1} - 2y_{qi} + y_{qi+1}}{\Delta t^2} + EFy_{qi+1} = 2P_{\min} + (P_{\max} - P_{\min})|\sin \omega i \Delta t|. \quad (23)$$

Звідки,

$$y_{qi+1} = \frac{m_q (y_{qi-1} - 2y_{qi}) + [2P_{\min} + (P_{\max} - P_{mi\Delta B\Delta n})|\sin \omega i \Delta t|]\Delta t^2}{EF\Delta t^2 - m}. \quad (24)$$

Поставлене таким чином завдання визначає однакові амплітуди коливань в усіх точках стержня (рис. 3).

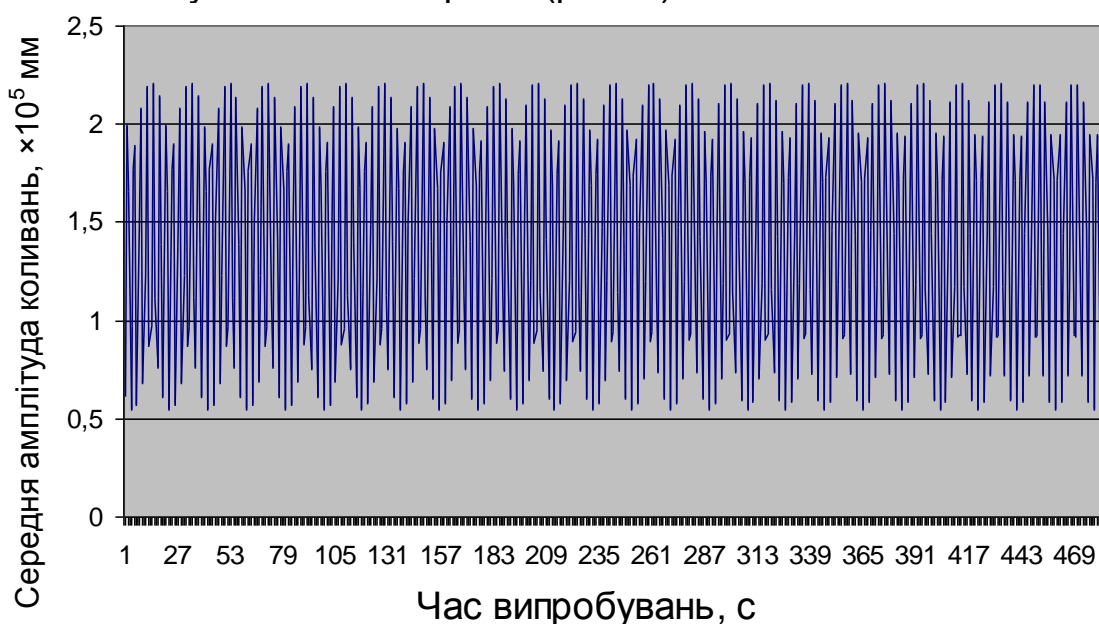


Рис. 3. Характер однакових амплітуд коливань з частотою 33 Гц.

Середня амплітуда для частот 33 Гц і 11 Гц склала $1,379 \cdot 10^{-5}$ мм.

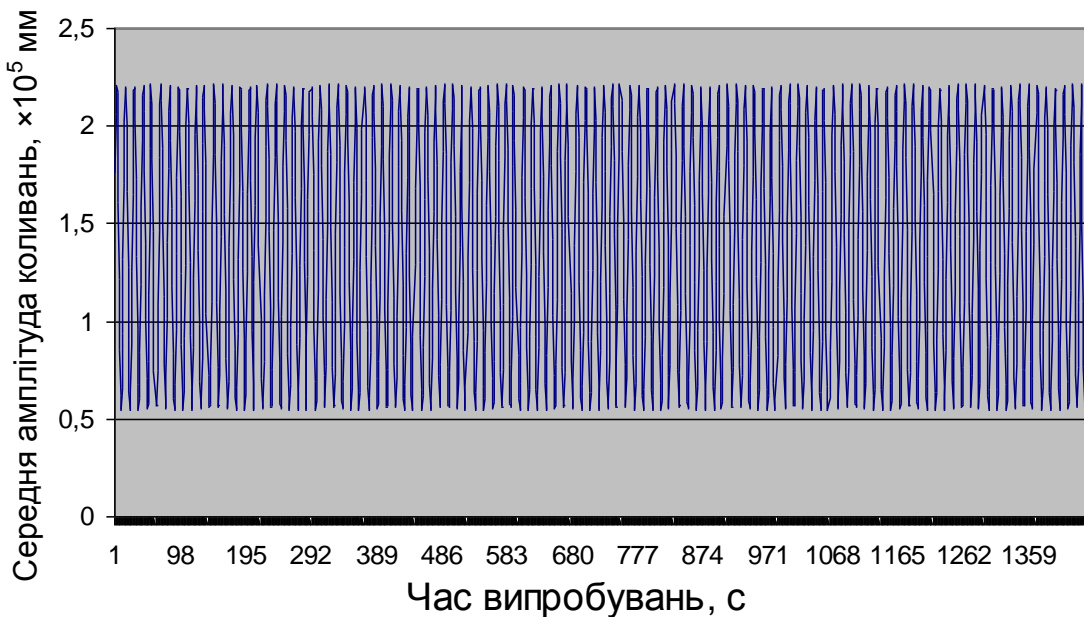


Рис. 4. Характер амплітуд коливань з частотою 11 Гц.

Висновок. Вперше розроблена математична модель деформаційних навантажень при віброобробці робочих органів сільськогосподарської техніки, що враховує перехід частини енергії в пластичну і пружнопластичну деформації, дозволила встановити, що частота навантаження 33 Гц і 11 Гц практично не впливає на зміни в робочому шарі, натомість амплітуда і час мають істотний вплив на процеси зміцнення. Залишкові деформації окрім зміцнення і наклепу супроводжуються і структурними змінами. В цьому випадку істинну деформацію можна ототожнювати з середнім значенням абсолютних величин лапласіанів, а під залишковою – розуміти зміну структури (характеризуючи її, наприклад, нейтральністю).

Список літератури

1. *Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки* / за ред. В. І. Кравчука, Н. І. Грицишина, С. М. Ковалюка. – К.: Аграрная наука, 2004. – 396 с.
2. *Степанский А. Г.* Расчеты процессов обработки металлов давлением / А. Г. Степанский. – М.: Машиностроение, 1979. – 211 с.
3. *Проников А. С.* Надёжность машин / А. С. Проников. – М.: Машиностроение, 1988. – 592 с.
4. *Карнов М. Я.* Влияние вибрационного метода обработки / М. Я. Карнов. – М.: Машиностроение, 1989. – 382 с.
5. *Макклиток Ф.* Деформация и разрушение материалов / Ф. Макклиток, А. Аргон. – М.: Мир, 1970. – 443 с.
6. *Васидзу К.* Вариационные методы в теории упругости и пластичности. Пер. с англ. / К. Васидзу. – М.: Мир, 1987. – 542 с.

Разработана математическая модель деформационных нагрузок при виброобработке рабочих органов сельскохозяйственной техники, которая учитывает переход части энергии в пластичную и упругопластические деформации, позволила проанализировать влияние параметров обработки и установить, что частота нагрузки практически не влияет на изменения в рабочем слое, зато амплитуда и время имеют существенное влияние на процессы упрочнения.

Диск копача, виброобработка рабочих органов, математическая модель, деформационные нагрузки.

The worked out mathematical model of the deformation loading at vibrotreatment of working organs of agricultural technique that takes into account passing of part of energy to plastic and пружньопластичну deformations allowed to analyse influence of parameters of treatment and set that frequency of loading practically does not influence on changes in a working layer, but amplitude and time have substantial influence on the processes of strengthening.

Disk, vibrotreatment of working organs, mathematical model, deformation loading.

УДК 631.3

АНАЛІЗ ВІДМОВ ЗАСОБІВ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ І РОЗДАВАННЯ КОРМІВ

А. В. Новицький, З. В. Ружило, кандидати технічних наук

Викладено аналіз проблем надійності машин для приготування і роздавання кормів в аграрному секторі України. Проведена оцінка характерних відмов в залежності від особливостей умов і режимів їх експлуатації.

Аналіз, відмова, засіб, корм.

Постановка проблеми. В результаті проведених з початку 90-х років реформ в агропромисловому комплексі України відбулося зниження обсягів та економічної ефективності виробництва продукції тваринництва. Істотно скоротилося поголів'я тварин, погіршився генетичний і виробничий потенціал галузі, загострилася конкуренція з боку підвищеного імпорту.

© А. В. Новицький, З. В. Ружило, 2015