

Друкований М. Ф.

Бандура В. М.

Паламарчук В. І.

**Вінницький  
національний  
аграрний  
університет**

УДК: 657: 471.631

## ВІБРАЦІЙНА ТЕХНОЛОГІЯ ОЧИСТКИ ОЛІЇ ВІД МИЛА ПРИ ВИРОБНИЦТВІ БІОДИЗЕЛЮ

*В статті говориться про технологію очистки масла від мила і примесей при використанні вібрації і показана економічна цілесобразність використання даної технології.*

*The article is about the technology of cleaning oil from the soap and impurities using the vibrating action and economic feasibility of using this technology.*

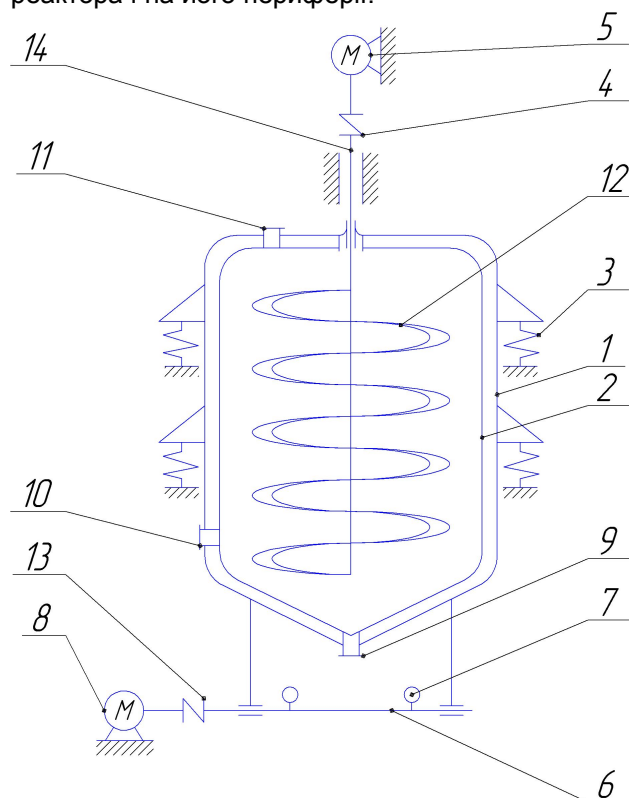
Для виробництва біодизелю європейської якості необхідно олію попередньо очистити від домішок та мила. Домішки залишаються на фільтрі. Очищення олії від мила процес складний і потребує багато часу.

Розглянемо процес очистки олії від мила. Реактор (рис. 1) для очистки олії від мила являє собою ємкість місткістю 500 л, яка має два кожуха (зовнішній та внутрішній) заповнені маслом для підігріву олії до заданої температури. Всередині апарату знаходиться змішувач з комбінованим електромеханічним приводом.

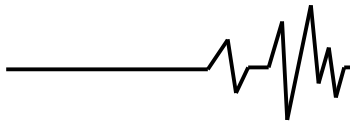
В ємкість на 500 л олії додається 120 г осфолітора і 6 л 30% водного розчину NaOH, підігрівається все до температури 60...70°C і на протязі 5 – 6 годин проходить процес виділення і відстоювання мила. Для зменшення цього періоду часу використовується вібрація, яка дозволяє пришвидшити процес в 2-3 рази. Кількість осфолітора і водного розчину NaOH визначається кислотністю олії. Мило осідає на дні ємкості, воно випускається першим, а потім відкачується чиста олія. В складі апарату є двигун для змішувача та насос для подачі олії на очистку та відкачування чистої олії.

Розглянемо процес створення вібрації. Від електродвигуна 5 (рис. 1) через пружну муфту 4 крутний момент передається до вала 14, на якому монтується шнекова поверхня. В результаті робоча ємкість реактора отримує примусовий зворотно-поступальний рух. Пружні елементи 3 забезпечують відновлюючу дію механізму, що створює еліптичні та кругові плоскі коливання виконавчих органів реактора. Наявність пружних елементів 3 зменшує динамічні навантаження на опорні вузли приводного вала та частково нівелює вплив паразитних коливань. Така інтенсивна технологічна дія забезпечує значне збільшення

роздільної здатності апарату, виключає виникнення мертвих зон у робочій ємкості, так як джерело вібрації має місце як всередині реактора і на його периферії.



**Рис. 1. Апарат для очищення олії від мила:**  
1 – зовнішній кожух; 2 – внутрішній кожух;  
3 – пружні елементи; 4, 13 – муфти;  
5, 8 – електродвигуни; 6 – приводний вал  
дебалансів; 7 – дебаланси; 9 – отвір для  
осаду; 10 – отвір для відфільтрованого  
матеріалу; 11 – завантажувальна  
горловина; 12 – шнековий змішувач;  
14 – вал



Дослідження динаміки руху виконавчих органів віброприводу технологічної машини з жорстким контейнером та комбінованим механічним віброзбуджувачем

Дана коливальна система характеризується 4-ма характерними масами: робочого контейнера з технологічним завантаженням  $m_1$ , приводного

ексцентрикового валу з опорними вузлами  $m_2$ , платформи  $m_3$ , протизваги  $m_4$  (рис. 2); 5-ма степенями вільності: горизонтальним, вертикальним та кутовим зміщенням центру мас приводного валу відповідно  $X_2, Y_2$  та  $\varphi$ ; кутовим переміщенням робочого контейнера та платформи  $\psi$ .

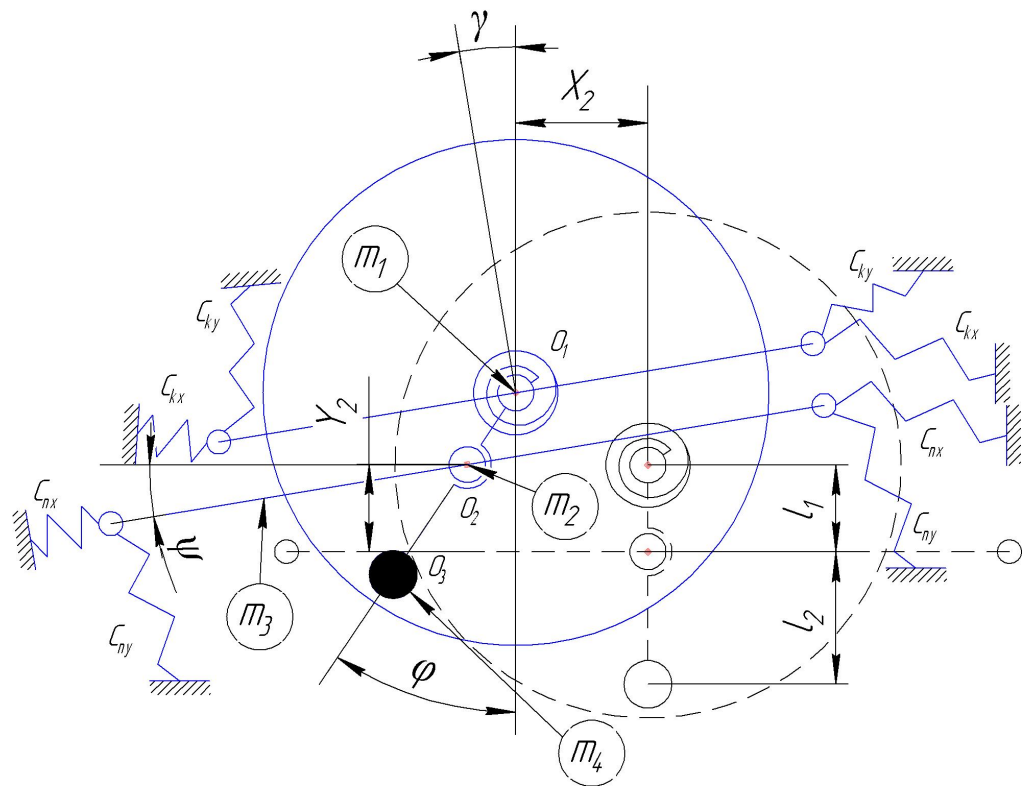


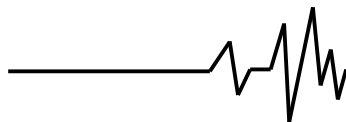
Рис. 2. Розрахункова схема машини з жорстким контейнером та комбінованим механічним віброзбуджувачем

Крім того, у незавантаженому стані досліджувана вібраційна машина відзначається статистичним балансуванням або статистичним зрівноваженням рухомих мас за умови  $\Delta = (m_1 - m_3 k_m) l_1 - m_4 l_2 = 0$ ,

де  $k_m$  - коефіцієнт приєднаної маси технологічного завантаження.

Для складання рівнянь руху використовуємо рівняння Лагранжа другого роду по кожній з узагальнених координат:

$$\begin{cases}
 \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_2} = Q_{x_2} \\
 \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{y}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial y_2} = Q_{y_2} \\
 \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_{\varphi} \\
 \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \psi} = Q_{\psi} \\
 \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\gamma}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \gamma} = Q_{\gamma}
 \end{cases} \quad (1)$$



де  $X_2, Y_2, \varphi, \gamma, \psi$  - узагальнені координати;  
 $Q_{X_2}, Q_{Y_2}, Q_\varphi, Q_\gamma, Q_\psi$  - узагальнені сили;  
 $T$  - кінетична енергія системи.  
 Кінетичну енергію системи можна поділити на такі складові:

де  $T_1$  - кінетична енергія контейнера;  
 $T_2$  - кінетична енергія приводного валу;  
 $T_3$  - кінетична енергія платформи;  
 $T_4$  - кінетична енергія противаги.  
 Кінетична енергія приводного валу машини складає:

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4$$

$$T = 0.5(m_2 v_2^2 + I_2 \omega_2^2) = 0.5[m_2(x_2^2 + y_2^2) + I_2 \dot{\varphi}^2] \quad (2)$$

де  $v_2^2 = \dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2$ ;  $\omega_2 = \dot{\varphi}$  - кутова швидкість обертання приводного валу;

$I_2$  - момент інерції приводного валу.

Аналогічно кінетична енергія противаги має вигляд:

$$T_4 = 0.5(m_4 v_4^2 + I_4 \omega_2^2) \quad (3)$$

де  $v_4^2 = \dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2 + 2l_2 \dot{\varphi} [0.5l_2 \dot{\varphi} + \dot{x}_2 \cos \varphi + \dot{y}_2 \sin \varphi]$

$I_4$  - момент інерції стержня з противагою.

Кінетичну енергію контейнера можна визначити за формулою:

$$T_1 = 0.5[m_1 v_1^2 + (I_K + m_K h^2) \omega_1^2] \quad (4)$$

де  $v_1^2 = \dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2 + 2l_1 \dot{\varphi} (0.5l_1 \dot{\varphi} - \dot{x}_2 \cos \varphi - \dot{y}_2 \sin \varphi)$ ;

$I_1$  - момент інерції контейнера:  $I_1 = I_K + m_K h^2$ ;

$m_K$  - маса контейнера;

$\omega_1 = \dot{\varphi}$  - кутова швидкість при обертанні контейнера;

$I_K$  - момент інерції контейнера відносно осі, що проходить через центр його ваги.

Кінетичну енергію платформи можна розрахувати як

$$T_3 = 0.5(v_3^2 m_3 + I_3 \omega_3^2) \quad (5)$$

де  $v_3^2 = \dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2 + 2l_3 \dot{\psi} (0.5l_3 \dot{\psi} + \dot{x}_2 \cos \psi + \dot{y}_2 \sin \psi)$

$l_3$  - відстань між центрами ваги приводного валу та платформи.

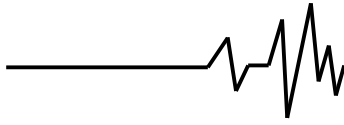
$I_3$  - момент інерції платформи.

Використовуючи залежності (2, 3, 4, 5) представляємо кінетичну енергію досліджуваної коливальної системи у вигляді:

$$\begin{aligned} T = & 0.5m(\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2) + 0.5(I_1 \dot{\varphi}^2 + (I_2 + I_4) \dot{\varphi}^2 + I_3 \dot{\psi}^2) + \\ & + m_1 l_3 \dot{\varphi} (0.5l_1 \dot{\varphi} - \dot{x}_2 \cos \varphi + \dot{y}_2 \sin \varphi) + \\ & + m_3 l_3 \dot{\psi} (0.5l_3 \dot{\psi} + \dot{x}_2 \cos \psi + \dot{y}_2 \sin \psi) + \\ & + m_4 l_2 \dot{\varphi} (0.5l_2 \dot{\varphi} + \dot{x}_2 \cos \varphi + \dot{y}_2 \sin \varphi) \end{aligned} \quad (6)$$

де  $m = m_1 + m_2 + m_3 + m_4$  - маса рухомих частин системи.

Далі знаходимо часткові похідні від кінетичної енергії системи по узагальненим координатам:



$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} = m_2 \dot{x}_2 + \dot{\varphi} \cos \varphi (m_4 l_2 - m_1 l_1) + m_3 l_3 \dot{\psi} \cos \psi;$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_2} = m_2 \dot{y}_2 + \dot{\varphi} \sin \varphi (m_4 l_2 - m_1 l_1) + m_3 l_3 \dot{\psi} \sin \psi;$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = (\dot{x}_2 \cos \varphi + \dot{y}_2 \sin \varphi)(m_4 l_2 - m_1 l_1) + \dot{\varphi} (m_1 l_1^2 + m_4 l_2^2 + I_2 + I_4);$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} = \dot{\psi} (m_3 l_3^2 + I_3);$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = I_1 \dot{\varphi}$$

$$\frac{\partial T}{\partial x_2} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial y_2} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi} = \dot{\varphi} (\dot{x}_2 \cos \varphi - \dot{y}_2 \sin \varphi)(m_4 l_2 - m_1 l_1);$$

$$\frac{\partial T}{\partial x_2} = m_3 l_3 \dot{\psi} (\dot{x}_2 \cos \psi - \dot{y}_2 \sin \psi); \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0.$$

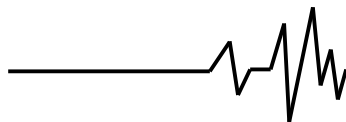
Тоді залежності для повних похідних від кінетичної енергії складають

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} \right) &= m_2 \ddot{x}_2 + \left( \dot{\varphi} \cos \varphi - (\dot{\varphi})^2 \sin \varphi \right) (m_4 l_2 - m_1 l_1) + \\ &+ m_3 l_3 \left( \dot{\psi} \cos \psi - (\dot{\psi})^2 \sin \psi \right); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{y}_2} \right) &= m_2 \ddot{y}_2 + \left( \dot{\varphi} \sin \varphi - (\dot{\varphi})^2 \cos \varphi \right) (m_4 l_2 - m_1 l_1) + \\ &+ m_3 l_3 \left( \dot{\psi} \sin \psi + (\dot{\psi})^2 \cos \psi \right); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) &= \dot{\varphi} (m_1 l_1^2 + m_4 l_2^2 + I_2 + I_4) + \\ &+ \left[ (\dot{y}_2 - \dot{\varphi} \dot{x}_2) \sin \varphi + (\dot{x}_2 + \dot{\varphi} \dot{y}_2) \cos \varphi \right] \cdot (m_4 l_2 - m_1 l_1) \end{aligned};$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} \right) = \dot{\psi} (m_3 l_3^2 + I_3); \quad \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = I_1 \ddot{\varphi}$$



Далі визначаємо залежності для узагальнених сил коливальної системи по кожній із незалежних координат:

$$\begin{aligned}
 Q_{x_2} &= F \cos \varphi - (C_{КХ} + C_{ПХ}) x_2; \\
 Q_{y_2} &= F \sin \varphi - (C_{КУ} + C_{ПУ}) y_2; \\
 Q_{\gamma} &= M_{КР} - M_{ОП1} - C_{\gamma} \gamma; \\
 Q_{\varphi} &= M_{КР} - M_{ОП2}; \\
 Q_{\psi} &= F \sin \psi \cdot l_1 - C_{\psi} \psi \cdot 0,5a.
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

де  $F = m_1 e \omega_2^2 = m_1 e \omega^2$  - модуль змушуючої сили;

$M_{КР}$  - обертальний момент на приводному валу;

$M_{ОП1}, M_{ОП2}$  - моменти опору в підшипникових вузлах відповідно контейнера та приводного валу;

$a$  - відстань між пружними елементами платформи.

Після підстановки залежностей (5, 6, 7) в рівняння Лагранжу другого роду та певних перетворень, отримаємо диференціальні рівняння руху виконавчих органів досліджуваної коливальної системи:

$$\begin{cases}
 \ddot{x}_2 + \alpha_x \dot{x}_2 + k_x^2 x_2 = B_1 \cos \varphi - B_2 (\dot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\varphi}^2 \sin \varphi) - \\
 - B_3 (\dot{\psi} \cos \psi - \dot{\psi}^2 \sin \psi) \\
 \ddot{y}_2 + \alpha_y \dot{y}_2 + k_y^2 y_2 = B_1 \sin \varphi - B_2 (\dot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \cos \varphi) - \\
 - B_3 (\dot{\psi} \sin \psi + \dot{\psi}^2 \cos \psi) \\
 \ddot{\varphi} - D_1 (\dot{y}_2 \cos \varphi - \dot{x}_2 \sin \varphi) \dot{\varphi} - \\
 - D_1 [(\ddot{y}_2 - \dot{\varphi} \dot{x}_2) \sin \varphi + (\ddot{x}_2 + \dot{\varphi} \dot{y}_2) \cos \varphi] = D_2 \\
 \ddot{\psi} - L_1 (\dot{y}_2 \cos \psi - \dot{x}_2 \sin \psi) \dot{\psi} + k_{\psi}^2 \psi = L_2 \sin \psi \\
 \ddot{\gamma} + k_{\gamma}^2 \gamma = I_1^{-1} (M_{КР} - M_{ОП1})
 \end{cases}
 \tag{8}$$

де  $B_2 = \frac{\Delta}{m}$ ;  $\Delta = m_4 l_2 - m_1 l_1$ ;  $B_1 = \frac{F}{m} = \frac{m_1 e \omega_2^2}{m}$ ;  $B_3 = \frac{m_3 l_3}{m}$ ;

$$D_1 = \frac{\Delta}{m_1 l_1^2 + m_4 l_2^2 + I_2 + I_4}; \quad D_2 = \frac{M_{КР} - M_{ОП2}}{m_1 l_1^2 + m_4 l_2^2 + I_2 + I_4};$$

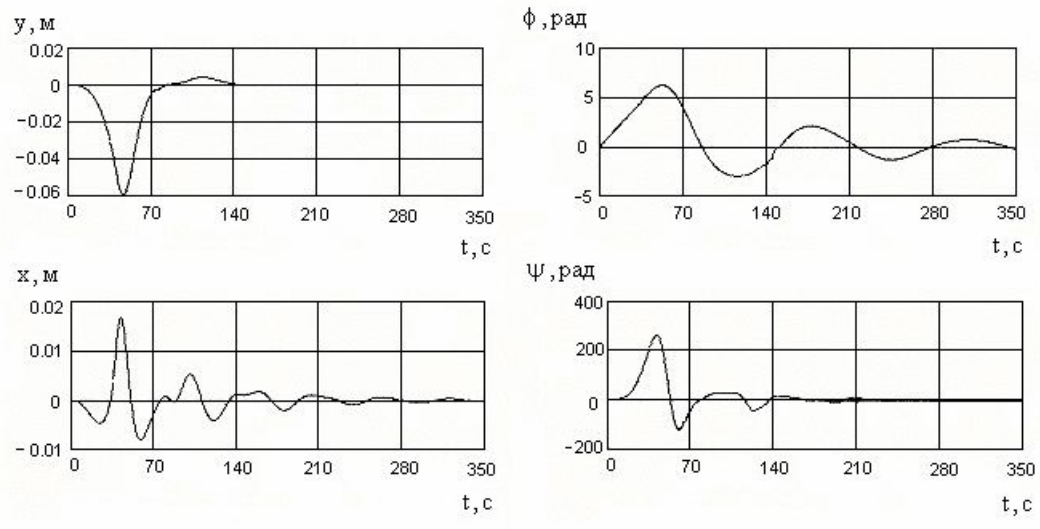
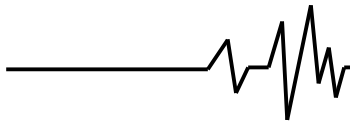
$$L_1 = \frac{m_3 l_3}{m_3 l_3^2 + I_3}; \quad L_2 = \frac{F l_1}{m_3 l_3^2 + I_3}; \quad k_x^2 = \frac{C_{КХ} + C_{ПХ}}{m};$$

$$k_y^2 = \frac{C_{КУ} + C_{ПУ}}{m}; \quad k_{\psi}^2 = \frac{0,5a C_{\psi}}{m_3 l_3^2 + I_3}; \quad k_{\gamma}^2 = \frac{C_{\gamma}}{I_1}$$

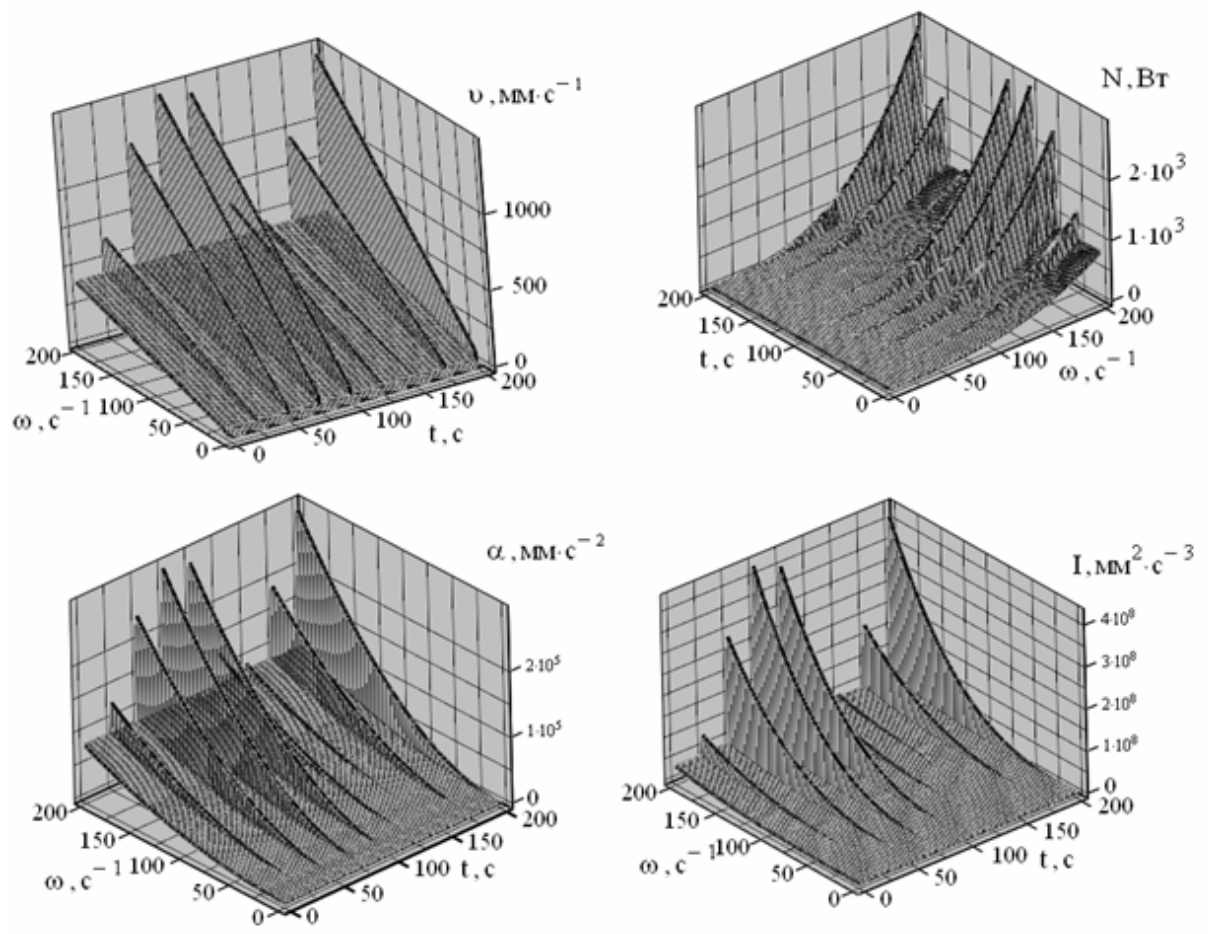
$\alpha_x, \alpha_y$  - коефіцієнти дисипації в технологічному середовищі в напрямках горизонтальних осей координат.

Використовуючи математичне середовище MathCAD, будуємо графічні

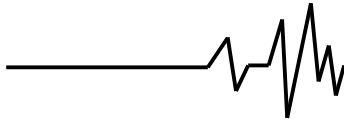
залежності для траєкторій руху виконавчих органів машини (рис. 3), а також основні кінематичні та енергетичні параметри віброзбуджувача (рис. 4).



**Рис. 3. Траєкторії руху виконавчих органів кінематичного комбінованого віброприводу плоских коливань машини з жорстким контейнером:  $x$ ,  $y$  – лінійні переміщення робочого контейнера;  $\phi$  – кутове переміщення приводного валу;  $\psi$  – кутове переміщення платформи**



**Рис. 4. Основні кінематичні, силові та енергетичні параметри кінематичного комбінованого віброприводу машини з жорстким контейнером:  $A_w$  – амплітуда коливань;  $v_w$  – віброшвидкість;  $a_w$  – віброприскорення;  $N_w$  – потужність змушуючої сили;  $I_w$  – інтенсивність вібраційного поля**

**Висновки**

1. Використання вібраційної технології прискорює процес осідання мила і очищення олії в 2 – 3 рази.
2. Прискорення процесу осідання мила спрощує технологічний процес та зменшує енергетичні витрати на виробництво біодизелю.

**Література**

1. Девянин С.Н., Марков В.А., Семенов В.Г. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей. – Х.: Новое слово, 2007. – 452 с.
2. Друкований М.Ф., Паламарчук І.П. Розвиток комплексу біотехнологій – майбутнє України. // Збірник наукових праць ВНАУ. Випуск 42, том 3. Матеріали МНТК «Земля України – потенціал енергетичної та екологічної безпеки держави» Вінниця. 2010. – С. 40 – 46.
3. Друкований М.Ф., Бандура В.М., Паламарчук В.І. Комплекс технологій по переробці ріпаку в біодизель. // Збірник наукових праць ВНАУ. Випуск 42, том 3. Матеріали МНТК «Земля України – потенціал

енергетичної та екологічної безпеки держави» Вінниця. 2010. – С. 34 – 40.

4. Калетнік Г.М., В.М. Пришляк. Біопаливо: ефективність його використання та споживання в АПК України: Навч. посібник. – К.: «Хай-Тек Прес», 2010. – 312 с.

5. Паламарчук В.І. Дослідження методів керування параметрами вібрації у технологічних машинах агропромислового застосування. – Вінниця: Вінницьке територіальне відділення Малої академії наук, 2006 – 38 с.

6. Деклараційний пат. №42941 Україна. Лінія для виробництва біодизеля. Друкований М.Ф., Сімончук В.І., Бандура В.М., Друкована А.О. Держаний департамент інтелектуальної власності. – №200902235; Заяв. від 16.03.2009; Опублік. 27.07.2009; Бюл.№ 14.

7. Деклараційний пат. №39295 Україна. Змішувач реактора для етерифікації жирів рослинного чи тваринного походження для виробництва біодизельного пального. Друкований М.Ф., Сімончук В.І., Друкована А.О., Друкований О.М. Держаний департамент інтелектуальної власності. – №200808769; Заяв. від 03.07.2008; Опублік. 25.02.2009; Бюл.№ 4.