

**МЕХАТРОННА СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ ОБЕРТАННЯМ
МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА:
ІДЕНТИФІКАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ КОЛИВАНЬ ПРИВОДУ ТА ЇХ
ЛІНІЙНОГО РЕГУЛЯТОРА ЗІ ЗВОРОТНИМ ЗВ'ЯЗКОМ**

**Ловейкін В.С., д.т.н., професор, Човнюк Ю.В., к.т.н., доцент, Ляшко
А.П., аспірант**

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Анотація. Запропонована і обґрунтована модель, яка описує коливання молотильного барабана зернозбирального комбайна, взаємодіючого з двигуном. Ідентифіковані основні параметри коливань приводу двигуна у межах двомасової моделі з пружним зв'язком. Задля стабілізації руху барабана і зменшення впливу зовнішніх збурень у мехатронній системі управління його обертанням визначені параметри лінійного динамічного регулятора зі зворотнім зв'язком (від'ємного типу).

Постановка проблеми. Відомо, що привод молотильного барабана зернозбирального комбайна є складною технічною системою. У двигуні внутрішнього згорання вказаного комбайна під час його роботи виникають вібрації значної амплітуди, котрі через пасові передачі передаються на молотильний барабан. Як правило, сам барабан у процесі роботи незбалансований і теж вібрує. Така вібрація додається до вібрацій двигуна внутрішнього згорання і сумарне вібраційне поле великої амплітуди передається на підшипники, корпус комбайна, зменшуючи його надійність роботи й погіршуючи якісь процесу обмолоту.

Все це суттєво знижує надійність роботи зернозбирального комбайну в цілому, якість обмолоту зерна і збільшує загальні енергетичні витрати робочого процесу.

Отже, в основу теоретичних досліджень, поданих у даній роботі, закладені актуальні задачі, пов'язані з вирішенням проблем впливу коливань на роботу молотильного барабана, а також відшукування можливостей зменшення такого негативного впливу. Для цього запропонована мехатронна система управління обертанням молотильного барабана, що дозволяє зменшити вказані небажані коливання, яка заснована на лінійному регуляторі зі зворотнім зв'язком.

Аналіз останніх публікацій по темі дослідження. Питанням дослідження динаміки руху молотильного барабана, опису рівнянь процесу обмолоту та сепарації присвячені роботи [1-5]. Проте динаміка руху молотильного барабана, на думку авторів даної роботи, досліджена недостатньо. Крім того, відсутні розрахункові схеми регуляторів коливань (демпферів), що входять до складу мехатронних систем управління обертальним рухом барабана.

Метою даної роботи є ідентифікація основних параметрів коливань приводу молотильного барабана зернозбирального комбайна у межах двомасової моделі з пружним зв'язком і розробка лінійного регулятора зі зворотнім (від'ємним/негативним) зв'язком мехатронної системи управління обертальним рухом барабану, котра суттєво підвищує якісні характеристики вказаного руху.

Виклад основного змісту дослідження.

1. Математична модель динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна у режимі його пуску.

Динамічна модель приводного механізму молотильного барабана зернозбирального комбайна наведена у [5], рівняння руху якої зводяться до наступних:

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\phi}_1 = M_p - c \cdot (\phi_1 - \phi_2); M_p = const; \\ J_2 \cdot \ddot{\phi}_2 = c \cdot (\phi_1 - \phi_2) - M_{on}; M_{on} = const, \end{cases} \quad (1)$$

де: ϕ_1 – кутова координата двигуна, зведена до вісі повороту барабана; ϕ_2 – кутова координата молотильного барабана; J_1 і J_2 – моменти інерції, відповідно двигуна і барабана, зведені до вісі повороту барабана; c – жорсткість приводного механізму, зведена до вісі повороту барабана; M_p – рушійний момент, зведений до вісі повороту барабана; M_{on} – момент опору на барабані, $\ddot{\phi}_1 = d^2\phi_1/dt^2$, $\ddot{\phi}_2 = d^2\phi_2/dt^2$, t – час. Введемо заміну: $\dot{\phi}_1 = d\phi_1/dt = \omega_1$, $\dot{\phi}_2 = d\phi_2/dt = \omega_2$. Шляхом нескладних перетворень системи (1) вона може бути зведена до одного рівняння для, наприклад, $\omega_1(t)$:

$$(J_1 + J_2) \cdot \frac{d\omega_1}{dt} + \frac{J_1 \cdot J_2}{c} \cdot \frac{d^3\omega_1}{dt^3} = M_p - M_{on}. \quad (2)$$

Поділимо рівняння (2) на $(J_1 + J_2) = J_\Sigma$, тоді замість (2) матимемо:

$$\frac{1}{\Omega_{12}^2} \cdot \frac{d^3\omega_1}{dt^3} + \frac{d\omega_1}{dt} = \varepsilon_{cep} = \frac{(M_p - M_{on})}{J_\Sigma}, \quad (3)$$

де у (3) введено позначення роботи [6]: $\Omega_{12} = \sqrt{\frac{c \cdot (J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2}} = \sqrt{\frac{c \cdot J_\Sigma}{J_1 \cdot J_2}}$.

$\varepsilon_{cep} = \frac{(M_p - M_{on})}{J_\Sigma}$ - середнє прискорення (кутове) системи. Позначимо також

наступні коефіцієнти: $\gamma = \frac{(J_1 + J_2)}{J_1} = \frac{J_\Sigma}{J_1}$; $\Omega_{02} = \sqrt{\frac{c}{J_1}} = \frac{\Omega_{12}}{\sqrt{\gamma}}$. Застосуємо для розв'язку

(3) підхід роботи [6]. (при цьому вважаємо, що дисипативні процеси, котрі реально існують у пружному зв'язку є незначні, тому ними на цій стадії розв'язку нехтуємо).

Корені характеристичного рівняння для (3) визначаються наступним чином:

$$\lambda_1 = 0; \lambda_{2,3} = \pm j \cdot \Omega_{12}; j^2 = -1. \quad (4)$$

Нульовий корінь λ_1 , визначає частинний розв'язок (3), який відповідає рівномірно прискореному руху системи: $\omega_1 = \varepsilon_{cep} \cdot t$. У цьому можна впевнитись підставляючи $\omega_1 = \varepsilon_{cep} \cdot t$ у (3). Суто уявні корені ($\lambda_{2,3}$) визначають можливість розвитку у системі (зокрема у приводі двигуна) незатухаючих коливань з частотою Ω_{12} , тому загальний розв'язок (3) слід шукати у вигляді:

$$\omega_1(t) = \varepsilon_{cep} \cdot t + A \cdot \cos(\Omega_{12} \cdot t) + B \cdot \sin(\Omega_{12} \cdot t). \quad (5)$$

Для знаходження невизначених коефіцієнтів А та В необхідно використати початкові умови: при пуску:

$$t = 0, \omega_1|_{t=0} = 0; \left. \frac{d\omega_1}{dt} \right|_{t=0} = \frac{M_p}{J_1} = \gamma \cdot \varepsilon_{cep} \cdot \frac{M_p}{(M_p - M_{on})}. \quad (6)$$

Підставляючи ці значення у загальні розв'язки (3) матимемо:

$$\begin{cases} 0 = A; \\ \gamma \cdot \varepsilon_{cep} \cdot \frac{M_p}{(M_p - M_{on})} = \varepsilon_{cep} + B \cdot \Omega_{12}. \end{cases} \quad (7)$$

Тоді для $\omega_1(t)$ отримаємо:

$$\omega_1(t) = \varepsilon_{cep} \cdot t + \left[\left(\gamma \cdot \frac{M_p}{(M_p - M_{on})} - 1 \right) / \Omega_{12} \right] \cdot \varepsilon_{cep} \cdot \sin(\Omega_{12} \cdot t). \quad (8)$$

Рівняння руху першої маси має вид:

$$M_p = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = J_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt}. \quad (9)$$

Продиференціюємо його по t і розв'яжемо відносно ω_2 :

$$\omega_2 = \frac{J_1}{c} \cdot \frac{d^2\omega_1}{dt^2} + \omega_1. \quad (10)$$

Підставляючи (10) у (8) замість $\omega_1(t)$ отримаємо для $\omega_2(t)$ наступні закони:

$$\omega_2(t) = \varepsilon_{cep} \cdot t + \frac{J_1 \cdot \varepsilon_{cep}}{c} \cdot \left[\left(1 - \gamma \cdot \frac{M_p}{(M_p - M_{on})} \right) \Omega_{12} \right] \cdot \sin(\Omega_{12} \cdot t). \quad (11)$$

На рис.1 зображені закони $M(t) = M_p - M_{on}$, $\omega_1(t)$, $\omega_2(t)$ за умови відсутності дисипації у пружному зв'язку с.
 $M(t)$, $\omega_1(t)$, $\omega_2(t)$

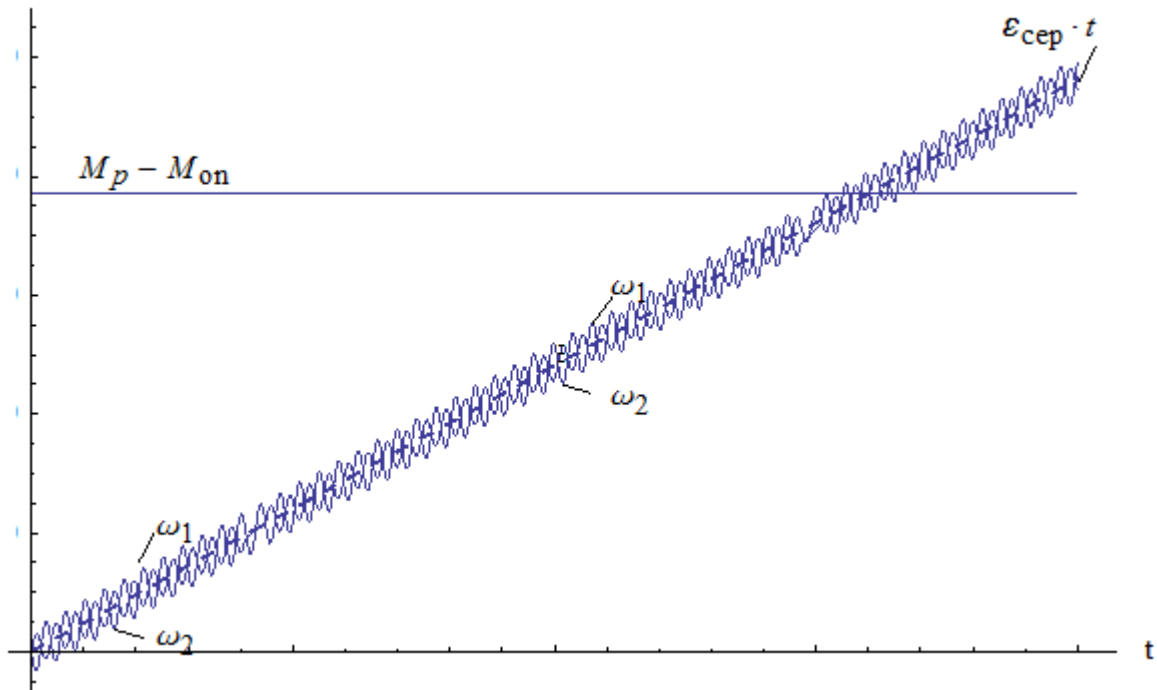


Рис. 1 - Залежність $M(t)$, $\omega_1(t)$, $\omega_2(t)$.

Таким чином, у режимах пуску системи за умови $M_p = \text{const}$, $M_{on} = \text{const}$, у ній виникають коливання частот ω_1 й ω_2 , які мають дві складові: 1) лінійно зростаюча у часі $\propto \varepsilon_{сер}$; 2) коливна, що реалізується навколо першої складової з частотою Ω_{12} й амплітудою $A_{1,2}$, відповідно (для $\omega_1 \rightarrow A_1$; для $\omega_2 \rightarrow A_2$). Значення амплітуд $A_{1,2}$ визначається наступним співвідношенням:

$$A_1 = \left[\left(\frac{\gamma \cdot M_p}{(M_p - M_{on})} - 1 \right) \cdot \Omega_{12}^{-1} \right] \cdot \varepsilon_{сер}; A_2 = \frac{J_1 \cdot \varepsilon_{сер}}{c} \cdot \left[\left(1 - \gamma \cdot \frac{M_p}{(M_p - M_{on})} \right) \Omega_{12} \right] \quad (12)$$

Якщо враховувати дисипативні процеси, котрі завжди присутні у реальній системі, тоді «серпантин» на рис. 1 матиме затухаючий вид і закон руху $\omega_1(t)$ й $\omega_2(t)$ при $t \rightarrow \infty$ зведеться до: $\omega_{1,2} = \varepsilon_{сер} \cdot t$.

2. Лінійна динамічна система регулювання зі зворотнім зв'язком.

Розглянемо найпростішу систему регулювання зі зворотнім зв'язком (рис. 2) [7]. Тут O – лінійний динамічний об'єкт мехатронної системи управління x одним входом й одним вихідним каналом. Закономірна частина об'єкта описується (у області лапласових зображень) рівнянням:

$$y(p) = Y(p) \cdot u(p), p = \frac{d}{dt}, \quad (13)$$

де $y(p)$ й $u(p)$ – зображення сигналів $y(t)$ та $u(t)$ відповідно; $Y(p)$ – передавальна функція розміщеного об'єкта. Якщо останній описується диференціальним рівнянням q -го порядку, тоді $Y(p)$ – дробова раціональна функція від p :

$$Y(p) = \frac{b_0 + b_1 \cdot p + \dots + b_r \cdot p^r}{a_0 + a_1 \cdot p + \dots + a_q \cdot p^q}, 0 \leq r \leq q. \quad (14)$$

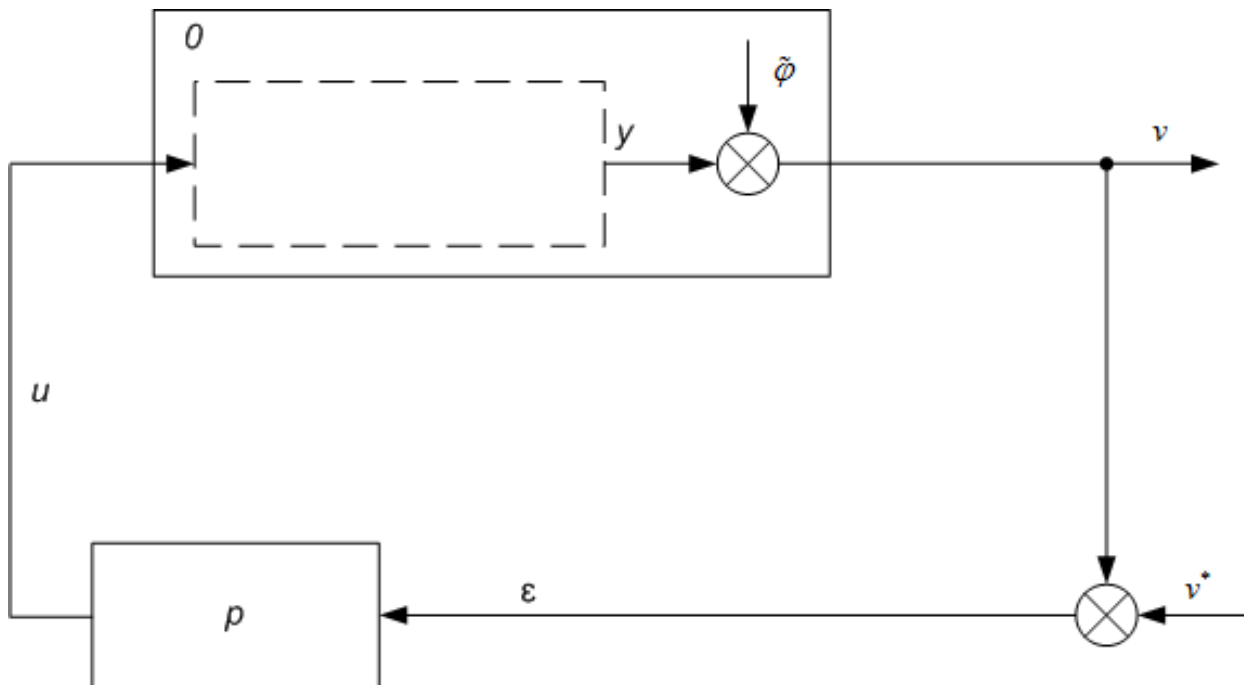


Рис. 2 - Система регулювання зі зворотнім зв'язком

У (14) $a_i (i = \overline{0, q})$ й $b_i (i = \overline{0, r})$ - дійсні коефіцієнти , причому вважаємо, що значення коефіцієнта a_i задовольняють вимогам стійкості передавальної системи (14).

Призначення системи (рис. 2) – стабілізувати вихідний сигнал v від впливу збурень ззовні, причому при розгляді роботи системи можна без втрати узагальнення вважати, що всі ці впливи/збурення не є спостережуваними.

Вказана задача розв'язується за допомогою лінійного регулятора P , рівняння котрого у області зображень має вид:

$$u(p) = Y_{pez}(p) \cdot [v^*(p) - v(p)] I, \quad (15)$$

де $Y_{pez}(p)$ - передавальна функція регулятора; $v^*(p)$ та $v(p)$ – зображення по Лапласу бажаного та фактичного значень вихідного сигналу об'єкта. Замикання об'єкту (13) зворотнім зв'язком (15) описується загальновідомою у теорії автоматичного регулювання формулою:

$$v_z(p) = \frac{Y_{pez}(p) \cdot Y(p)}{1 + Y_{pez}(p) \cdot Y(p)} \cdot v^*(p) + \frac{1}{1 + Y_{pez}(p) \cdot Y(p)} \cdot \tilde{\varphi}(p), \quad (16)$$

де $\tilde{\varphi}(p)$ - зображення випадкової складової вихідного сигналу розімкненого об'єкта; $v_s(p)$ - зображення сигналу на виході замкнутої системи. Таким чином, похибка системи на рис. 2:

$$\varepsilon(p) \equiv v_s(p) - v^*(p) = Z_\varepsilon(p) \cdot [\tilde{\varphi}(p) - v^*(p)], \quad (17)$$

де $Z_\varepsilon(p)$ - передавальна функція похибки:

$$Z_\varepsilon(p) = \frac{1}{1 + Y_{pez}(p) \cdot Y(p)}. \quad (18)$$

Амплітудно-частотну характеристику похибки (17) позначимо як $|\varepsilon(j\omega)|$, де $j^2 = -1$ та:

$$|\varepsilon(j\omega)| = \sqrt{\varepsilon(j\omega) \cdot \varepsilon(-j\omega)}. \quad (19)$$

Задача конструювання замкнутої системи на рис. 2 зводиться до вибору такої передавальної функції $Y_{pez}(p)$, котра забезпечує мале значення $|\varepsilon(j\omega)|$ в усьому діапазоні частот ω (від $\omega = -\infty$ до $\omega = +\infty$). Якщо відволікатися від питань технічної реалізації такого регулятора, то способи та якість вирішення такої задачі повністю визначаються наявною відтвореною моделлю $\tilde{Y}(p)$ передавальної функції (14). Проілюструємо цю думку на наступному варіанті побудови регулятора.

Вважаємо, що наявна оцінка $\tilde{Y}(p)$ співпадає з передавальною функцією (14) з точністю до довільного додатного коефіцієнта пропорціональності k , тобто:

$$\tilde{Y}(p) = k \cdot Y(p). \quad (20)$$

Тоді задаючи передавальну функцію регулятора у вигляді:

$$Y_{pez}(p) = \frac{k_{pez}}{\tilde{Y}(p)}, \quad (21)$$

де k_{pez} - коефіцієнт підсилення, матимемо на основі (17)-(20):

$$|\varepsilon(j\omega)| = \frac{k}{k + k_{pez}} \cdot |\tilde{\varphi}(j\omega) - v^*(j\omega)| \leq \frac{k \cdot (|\tilde{\varphi}(j\omega)| + |v^*(j\omega)|)}{(k + k_{pez})}. \quad (22)$$

Тут $|\tilde{\varphi}(j\omega)|$ та $|v^*(j\omega)|$ - амплітудно-частотні характеристики відповідних сигналів. Таким чином, якщо ці характеристики обмежені, тоді шляхом збільшення коефіцієнта підсилення k_{pez} можна досягти рівномірної збіжності $|\varepsilon(j\omega)|$ до нуля на всій вісі частот ω .

Висновки

1. Обґрунтована математична модель коливань молотильного барабана зернозбирального комбайна у режимах його пуску (в межах моделі двомасової системи з пружним зв'язком). Ідентифіковані основні параметри коливань як двигуна, так і власне молотильного барабана.

2. Запропонована схема лінійного регулятора зі зворотнім зв'язком у мехатронній системі управління обертальним рухом барабана, який має характеристики регулювання, котрі забезпечують рівномірну збіжність до нуля похибки системи (за наявності випадкових її збурень ззовні) в усьому діапазоні частот коливань ω .

3. Отримані у роботі результати можуть слугувати у подальшому для уточнення та вдосконалення існуючих методів проектування та конструювання подібних систем зернозбиральних комбайнів, а також для оптимізації відповідних систем мехатронного управління обертальними рухами барабана за допомогою лінійного регулятора зі зворотнім зв'язком, що суттєво підвищує якість подібних рухів і зменшує прояв небажаних коливань молотильного барабана під час його пуску і при наявності випадкових зовнішніх збурень.

Література

1. Радин В.В. К вопросу о неголономной святи в приводе молотильного барабана зерноуборочного комбайна в режиме разгона / В.В. Радин, С.В. Курчук, М.С. Гнутов // Вестник ДГТУ. – 2008. – Т. 8. – С. 317-323.

2. Алферев С.А. Исследование динамики привода зерноуборочного комбайна / С.А. Алферев // Земледельческая механика. – М., 1966. – Т. IX. – С. 4–21.

3. Збігнев К. Визначення масового моменту барабана зернозбирального комбайна / Збігнев К., Томаш З. // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2011. – Вип. 166, ч. 3. – С. 164–170.

4. Липкович Э.И. Аналитические основы исследования процесса обмолота и сепарации зерна молотильным аппаратом зерноуборочного комбайна / Э.И. Липкович // Земледельческая механика. – М., 1971. – Т. XIII. – С. 225–236.

5. Ловейкін В. С. Уточнена модель динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, А. П. Ляшко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія : Техніка та енергетика АПК . - 2014. - Вип. 196(3). - С. 82-92.

6. Ключев В.И. Теория электропривода / В.И. Ключев. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 560 с.

7. Перельман И.И. Оперативная идентификация объектов управления / И.И. Перельман. – С.: Энергоатомиздат, 1982. – 272 с.

Аннотация.

**МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ВРАЩЕНИЯ
МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ:
ИДЕНТИФИКАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕБАНИЙ ПОВОДУ И ИХ
ЛИНЕЙНЫЙ РЕГУЛЯТОР С ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ**

Ловейкин В.С., Човнюк Ю.В., Ляшко А.П.

Предложена и обоснована модель, которая описывает колебания молотильного барабана зерноуборочного комбайна, взаимодействующего с двигателем. Идентифицированы основные параметры колебаний привода двигателя в рамках модели двух масс с упругой связью. Для стабилизации движения барабана и уменьшения влияния внешних возмущений в мехатронной системе управления его вращением определены параметры линейного динамического регулятора с обратной (отрицательной) связью.

Abstract.

**MECHATRONIC MANAGEMENT SYSTEM ROTATION BEATER
COMBINE HARVESTER: IDENTIFICATION PARAMETERS AND
FLUCTUATIONS ON LINEAR REGULATOR FEEDBACK**

V. Loveykin, Y. Chovnyuk, A. Lyashko

The model that describes vibration of threshing drum in combine harvester, which interacting with the engine is proposed and substantiated. Critical parameters of vibration in engine's drive (the model with two mass and spring linkages) are identified. Parameters of linear dynamic regulator with feedback are defined for stabilization motion of drum and minimization external disturbance in mechatronic control system.