

Дослідження балансування гвинтових робочих органів машин для внесення сапропелів / Дідух В., Гладь Ю.у Бабарика С., Ляшук О. // Вісник ТНТУ. — 2010. — Том 15. — № 3. — С. 58-63. — (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).

УДК 622.331

**В. Дідух¹, докт. техн. наук; Ю. Гладь², канд. техн. наук;
С. Бабарика¹; О. Ляшук, канд. техн. наук**

¹ Луцький національний технічний університет

² Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя

ДОСЛІДЖЕННЯ БАЛАНСУВАННЯ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ МАШИН ДЛЯ ВНЕСЕННЯ САПРОПЕЛІВ

Резюме. Наведено методику дослідження допустимого дисбалансу гвинтових бітерних робочих органів машин для поверхневого внесення органічних добрив у вигляді сапропелів. За допомогою запропонованої установки і методики досліджень розв'язано задачу мінімізації динаміки привода механізму і допустимого дисбалансу. Розроблено математичну модель для розрахунку маси та розташування місць зняття або наплавлення металу для повного балансування робочого органу.

Ключові слова: балансування, гвинтові робочі органи, стенд, дисбаланс, математична модель.

V. Didukh, Y. Gladyyo, S. Babaryka, O. Lyashuk

BALANCING SCREW RESEARCH WORKING OF MACHINES FOR MODIFICATIONS SAPROPEL

The summary. The method of research permissible imbalance screw biternyh working machines for surface modification of organic fertilizers such as sapropels. With the installation of the proposed solutions and methods of research associate minimization problem about the mechanism and dynamics of allowable imbalance. The mathematical model for calculating the weight and location for removal or deposition of metal for the full balance of the working.

Key words: balancing, screw working bodies, stand, balance, mathematical model.

Умовні позначення:

M_1, M_2 – маси лівої та правої опор установки, відповідно, кг;

C_1, C_2 – лінійні жорсткості лівої та правої опор, відповідно;

M_3, J_3 – маса вала, що балансується, та момент його інерції, кг;

R_1, R_2 – радіуси, на яких може проводитись зрізування металу при балансуванні, відповідно, у лівій та правій площинах, мм;

a – відстань від лівого краю вала до лівої площини балансування, мм;

b – відстань від лівої площини балансування до центра мас вала; мм;

c – відстань від центра мас вала до правої площини балансування, мм;

d – відстань від правої площини балансування до правого краю вала, мм;

x_1, x_2 – переміщення лівої та правої опор, відповідно, мм;

x_3 – переміщення центра мас вала, мм;

φ – кут повороту вала при його кутових коливаннях, град.;

q_1 і q_2 – шукані маси дисбалансів, зведені до лівої та правої площин, кг;

φ_1 і φ_2 – шукані кути відповідних дисбалансів, град.;

P_1 і P_2 – реакції, що виникають між лівою та правою опорами й валом унаслідок незбалансованості, Н;

ω – кутова частота обертання вала, 1/с;

t – час, с.;

A_1 і A_2 – амплітуди вимірних прискорень, мм;

α_1 і α_2 – фазові кути відповідних прискорень, град.;

D_1, D_2, D_3, D_4 – допоміжні величини.

Постановка проблеми. У комплексі заходів щодо впровадження інтенсивних технологій в аграрному виробництві важливе місце належить підвищенню родючості ґрунтів за рахунок внесення органічних добрив, до яких відносять сапропелі прісних озер. Останні містять цілий ряд необхідних елементів живлення рослин: фосфор, калій, азот та інші, які сприяють підвищенню родючості сільськогосподарських культур на 15...48% за різними даними. Вирішенню цієї проблеми будуть сприяти вироблені рекомендації для проектування гвинтових бітерних робочих органів (ГРО), які забезпечують якість технологічного процесу, що виражається у рівномірності внесення сапропелів на поверхню полів. При цьому важливим є питання роботи робочих органів і машини без вібрацій.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням обґрунтування параметрів машин для внесення органічних добрив присвячені праці Босого Е.С. та його учнів [1], в яких розглянуто питання конструктивно-компонувальних схем машин для внесення добрив без розгляду питання допустимого дисбалансу.

Питання вібрації в техніці розглянуто в праці [2], однак воно не стосується гвинтових робочих органів. У працях [3] і [4] відсутні питання балансування гвинтових робочих органів сільськогосподарських машин, які здійснюють обертові рухи.

Тому доцільним є проведення теоретичних досліджень з підтвердженням їх результатів на спеціальних діючих стендах.

Мета роботи. Розробити математичну модель й дослідити динамічну систему верстата для балансування гвинтових робочих органів машин і на цій основі отримати розрахункові формули для обчислення величини та місця зняття або наплавлення розрахункової маси металу для забезпечення балансування гвинтового робочого органу без вібрацій.

Результати досліджень. Балансування валів шнекових робочих органів розкидачів органічних добрив набуває актуальності внаслідок підвищених частот їх обертання та необхідності підвищення надійності й працездатності усієї конструкції.

Під час виготовлення шнекових конструкцій ГРО із окремих зубчастих сегментів дуже важко точно встановити ці елементи, забезпечити їх однакові масогабаритні параметри та прямолінійність осі шнека, особливо при зварних операціях. Тому балансування готового складеного робочого органу є вкрай необхідним у технологічному процесі виготовлення та складання і забезпечує значне зменшення динамічних навантажень на шнек, привід на машину в цілому.

Для балансування робочих органів використовували установку [5], обладнану давачами прискорення, і встановленого на ній шнекового робочого органу, який балансується. Вся інформація від давачів потрапляє на спеціалізований комп'ютер, що проводить обчислення і видає дані для балансування конкретного вала.

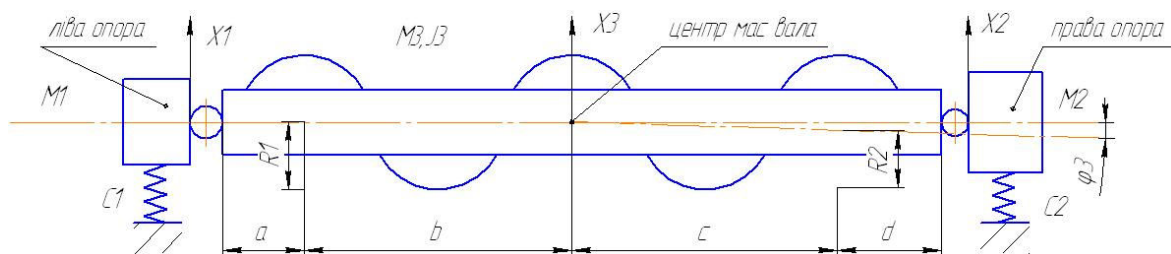


Рис. 1. Розрахункова схема установки для балансування гвинтових робочих органів машин

Розрахункова схема верстата для балансування ГРО із позначенням необхідних величин зображена на рис. 1. При цьому ми прийняли такі припущення. Вважатимемо, що сам ГРО є достатньо жорстким на згин, тому завжди зберігає прямолінійну форму. Коливання привода, а також збурення від кульок підшипників не співпадають із

власною частотою коливань системи верстата. Дослідження на збалансованість проводилися в зарезонансній зоні, тобто частота обертання вала значно вища, ніж власні частоти коливань вала. Площини для балансування наперед визначені й у цих місцях є достатня маса металу, який при потребі можна зняти або додати.

Із теорії балансування відомо, що для правильного дослідження довгого вала необхідно провести статичне та динамічне балансування. Існують різні практичні методики, але вони розраховані на верстати, не обладнані комп'ютером і давачами прискорення, потребують багаторазового підбору параметрів і перестановки робочого органу. Проте в усіх цих випадках балансування зводиться до встановлення додаткових вантажів або зняття шару металу у двох площинах, які, як правило, значно віддалені одна від одної.

Розроблена математична модель дозволяє за одне випробування розрахувати маси та розташування місця зняття металу або його наплавлення для повного балансування робочого органу. Необхідним є лише знання всіх масових, геометричних і пружних параметрів верстата й балансованого вала, що достатньо легко визначається із конструкції та певних вимірювань системи.

Рух системи, зображеної на рис. 1, можна описати системою із чотирьох диференціальних рівнянь другого порядку [3]

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{x}_1 &= -C_1 x_1 - P_1 ; \\ M_2 \ddot{x}_2 &= -C_2 x_2 - P_2 ; \\ M_3 \ddot{x}_3 &= P_1 + P_2 + q_1 R_1 \omega^2 \cos(\omega t - \varphi_1) + q_2 R_2 \omega^2 \cos(\omega t - \varphi_2) ; \\ J_3 \ddot{\varphi} &= P_1 (a + b) - P_2 (c + d) + q_1 R_1 b \omega^2 \cos(\omega t - \varphi_1) - q_2 R_2 c \omega^2 \cos(\omega t - \varphi_2) . \end{aligned} \quad (1)$$

Розглянувши геометрію системи і внаслідок висловлених припущень, можна записати такі рівності для координат:

$$\begin{aligned} x_3 &= \frac{x_1 (c + d) + x_2 (a + b)}{a + b + c + d} ; \\ \varphi &= \frac{x_1 - x_2}{a + b + c + d} . \end{aligned} \quad (2)$$

Аналогічні співвідношення можна записати і для прискорень.

Давачі на установці встановлені таким чином, що вимірюють дійсні прискорення, які фіксуються у комп'ютері, й після цифрового опрацювання і фільтрації, визначаються амплітуди і фази прискорення кожної з опор \ddot{x}_1, \ddot{x}_2 . Тема цієї статті не передбачає розгляду методики цифрового опрацювання експериментальних даних, але, після визначення параметрів, прискорення матимуть вигляд

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 &= A_1 \cos(\omega t - \alpha_1) ; \\ \ddot{x}_2 &= A_2 \cos(\omega t - \alpha_2) . \end{aligned} \quad (3)$$

Тепер задача полягає в тому, щоб, знаючи виміряні величини із залежності (3), перейти до визначення необхідних розрахункових значень дисбалансів q_1 і q_2 та кутів φ_1 і φ_2 , що прямо вкаже на місце зняття зайвого шару металу.

Підставимо значення із залежностей (2) і (3) у систему рівнянь (1) й отримаємо систему алгебраїчних тригонометричних рівнянь

$$\begin{aligned} &A_1 \cos(\omega t - \alpha_1) \left[-\frac{M_3 (c + d)}{a + b + c + d} - M_1 + \frac{C_1}{\omega^2} \right] + \\ &+ A_2 \cos(\omega t - \alpha_2) \left[-\frac{M_3 (a + b)}{a + b + c + d} - M_2 + \frac{C_2}{\omega^2} \right] = \\ &= q_1 R_1 \cos(\omega t - \varphi_1) + q_2 R_2 \cos(\omega t - \varphi_2) \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned}
 & A_1 \cos(\omega t - \alpha_1) \left[-\frac{J_3}{a+b+c+d} - M_1(a+b) + \frac{C_1(a+b)}{\omega^2} \right] + \\
 & + A_2 \cos(\omega t - \alpha_2) \left[\frac{J_3}{a+b+c+d} + M_2(c+d) - \frac{C_2(c+d)}{\omega^2} \right] = \\
 & = q_1 R_1 b \cos(\omega t - \varphi_1) - q_2 R_2 c \cos(\omega t - \varphi_2).
 \end{aligned}$$

Розкладемо в обох рівняннях косинус різниці кутів за відомою формулою $\cos(\omega t - \alpha) = \cos \omega t \cdot \cos \alpha + \sin \omega t \cdot \sin \alpha$, прирівняємо окремо частини, що містять $\cos \omega t$ і $\sin \omega t$, й отримаємо 4 рівняння із 4 невідомими.

Після перетворень визначимо значення мас і кутів

$$\begin{aligned}
 \varphi_1 &= \arctan\left(\frac{D_2 c + D_4}{D_1 c + D_3}\right), \\
 \varphi_2 &= \arctan\left(\frac{D_2 b - D_4}{D_1 b - D_3}\right), \\
 q_1 &= \frac{D_2 c + D_4}{R_1 (b+c) \sin \varphi_1}, \\
 q_2 &= \frac{D_2 b - D_4}{R_2 (b+c) \sin \varphi_2},
 \end{aligned} \tag{5}$$

де допоміжні величини D_1, D_2, D_3, D_4 визначимо за формулами

$$\begin{aligned}
 & L = a + b + c + d. \\
 D_2 &= A_1 \sin \alpha_1 \left[-\frac{M_3(c+d)}{L} - M_1 + \frac{C_1}{\omega^2} \right] + \\
 & + A_2 \sin \alpha_2 \left[-\frac{M_3(a+b)}{L} - M_2 + \frac{C_2}{\omega^2} \right]; \\
 D_3 &= A_1 \cos \alpha_1 \left[-\frac{J_3}{L} - M_1(a+b) + \frac{C_1(a+b)}{\omega^2} \right] + \\
 & + A_2 \cos \alpha_2 \left[\frac{J_3}{L} + M_2(c+d) - \frac{C_2(c+d)}{\omega^2} \right]; \\
 D_4 &= A_1 \sin \alpha_1 \left[-\frac{J_3}{L} - M_1(a+b) + \frac{C_1(a+b)}{\omega^2} \right] + \\
 & + A_2 \sin \alpha_2 \left[\frac{J_3}{L} + M_2(c+d) - \frac{C_2(c+d)}{\omega^2} \right].
 \end{aligned} \tag{6}$$

Отримані згідно з формулами (5) і (6) значення мас і кутів показують місця, де потрібно зняти чи наплавити на робочому органі певну розрахункову масу металу. Ці величини певною мірою можуть мати похибку внаслідок неточності визначення параметрів установки та вала, а також унаслідок зовнішніх впливів та збурень. Тому на практиці під час балансування проводять вимірювання кілька разів, вибирають середнє розраховане значення і зрізують або наплавляють метал у вказаних місцях.

Після зрізування металу, що проводиться на верстаті без зняття робочого органу, його ще раз перевіряють на дисбаланс і, при потребі, додатково знімають шар металу або наплавляють. Як правило, перевірка після другої корекції показує, що дисбаланс гвинтового робочого органу знаходиться в межах допуску і він є придатним для використання.

У процесі експлуатації та ремонту ГРО необхідно також балансувати, тому що при ремонті змінюється геометрія та його маса, що може викликати значний дисбаланс. Процес балансування проходить аналогічно вищеописаному. За недостатності матеріалу для зрізування, що може бути при ремонті вже раніше збалансованого вала, можливе наварювання певної маси металу з діаметрально протилежного боку у тій же площині.

Установка для балансування гвинтових робочих органів машин (рис. 2) виконана у вигляді станини 1 з лівою 2 і правою 3 тумбами. У лівій тумбі жорстко закріплено двигун 4 з частотним регулятором (на кресленні не показано).

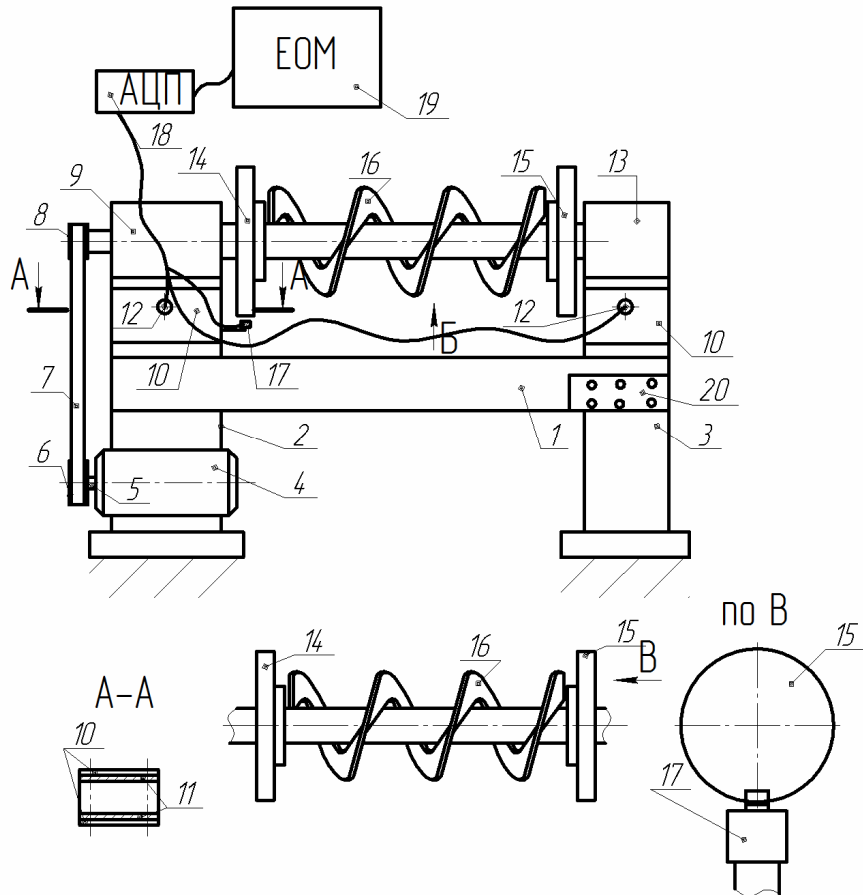


Рис. 2. Установка для балансування гвинтових робочих органів машин

До вала 5 електродвигуна 4 жорстко закріплено шків 6, що взаємодіє з приводним еластичним пасом 7, який взаємодіє з верхнім шківом 8 лівої привідної головки 9. На станині навпроти лівої і правої тумб з двох кінців встановлено лівий 10 і правий 11 вертикальні стійки, виконані у вигляді двох паралельних пружинних пластин 12, які жорстко закріплені до вертикальних стійок, що паралельні між собою, і до яких жорстко закріплені електронні датчики прискорення 13. Зверху цих пластин жорстко закріплені відповідно ліва 14 і права 15 привідні головки з патронами, осі яких є співвісними і паралельні до площини станини 1. У цих патронах жорстко закріплено гвинтовий робочий орган 16 з можливістю кругового повертання.

До лівої 9 привідної головки закріплено відомим способом оптичний датчик нульового положення 17. Частотний регулятор двигуна 4 і датчики прискорення 13 та нульового положення 17 під'єднані до аналого-цифрового перетворювача 18 і персонального комп'ютера 19 для обчислення величини і місць дисбалансу та визначається згідно з розробленою програмою, яка введена в комп'ютер.

Керування роботою установки здійснюють з пульта керування 20.

Робота установки для балансування гвинтових робочих органів здійснюється таким чином. Гвинтовий робочий орган 16 жорстко встановлюється у лівий 14 і правий 15 патрони. З пульта керування 20 вмикають двигун 4 і за допомогою привода приводять у рух гвинтовий робочий орган 16, змінюючи кількість обертів із використанням частотного регулятора. За допомогою датчиків прискорення вимірюється прискорення коливань двох пружних елементів 10 і через аналого-цифровий перетворювач 18 вводяться в комп'ютер 19 за допомогою розробленої програми, яка враховує імпульси з датчиків. Він визначає відцентрові сили в конкретних місцях гвинтового робочого органу 16 та обчислює величину металу й місце її розташування, яку необхідно зняти чи наплавити. Після цих досліджень гвинтовий робочий орган 16 знімають, позначивши місця відцентрових сил, і здійснюють відповідні операції, забирають чи додають необхідну кількість металу.

Операції наплавлення чи знімання металу в необхідних місцях здійснюють на установці чи поза її межами. Після цих операцій гвинтовий робочий орган повторно встановлюють на установку і при допустимому дисбалансі контрольні служби приймають робочий орган для проведення складальних операцій.

На основі проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. Розроблено математичну модель дослідження процесу балансування гвинтових бітерних робочих органів машин для поверхневого внесення органічних добрив. Виведено аналітичні залежності для визначення величини та місця зняття або наплавлення розрахункової маси металу для забезпечення балансування ГРО.

2. Спроектовано й виготовлено стенд для дослідження процесу балансування ГРО машини для розкидання сапропелів з використанням комп'ютерних технологій.

Література

1. Босой Е.А. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин / Е.А. Босой, О.В. Вернеев. – М.: Машиностроение, 1989. – 420 с.
2. Левит М.Е. Балансировка деталей и узлов / М.Е. Левит, В.М. Рыженков. – М.: Машиностроение, 1986. – 320 с.
3. В.М. Кравченко. Техническое диагностирование механического оборудования / В.М. Кравченко, В.А. Сидоров, В.Я. Седуш. – Донецк: Юго-Восток, 2007. – 447 с.
4. Вибрации в технике. Справочник в 6 томах; под ред. Э.Э. Лаванделла. – М.: Машиностроение, 1989. – 420 с.
5. Пат. № 48523 Україна, МПК В65G33/26. Установка для балансування гвинтових робочих органів / Гладь Ю.Б., Бабарика С.Ф., Ляшук О.Л.; заявник і власник патенту ТНЕУ. – № u200903515; заявл. 31.03.2010; опубл. 15.11.2010. Бюл. №6.

Отримано 14.07.2010 р.